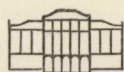


A MAGYAR
TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
GELEJI SÁNDOR

37. KÖTET

1—2. SZÁM



AKADÉMIAI KIADÓ, BUDAPEST

1966

VI. OSZT. KÖZL.

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
GELEJI SÁNDOR

37. KÖTET 1-2. SZÁM

SZERKESZTŐSÉG: BUDAPEST V., NÁDOR UTCA 7.
KIADÓHIVATAL: BUDAPEST V., ALKOTMÁNY UTCA 21.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei változó terjedelmű füzetekben jelennek meg. Négy füzet alkot egy kötetet. Évenként általában egy kötet jelenik meg.

A kéziratok a következő címre küldendők:

Magyar Tudományos Akadémia
Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei
Budapest V., Nádor utca 7.

Ugyanerre a címre küldendő minden szerkesztőségi levelezés.

Megjelent munkájáért minden szerzőt száz különnyomat illet meg. Közlésre el nem fogadott kéziratokat a szerkesztőség lehetőleg visszajuttat a szerzőhöz, de felelősséget a beküldött kéziratok megőrzéséért vagy továbbításáért nem vállal.

A Közlemények előfizetési ára kötetenként belföldi címre 40 forint, külföldi címre 60 forint. Belföldi megrendelések az Akadémiai Kiadó (Budapest V., Alkotmány utca 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 05-915-111-46), külföldi megrendelések a „Kultúra” Könyv- és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat (Budapest I., Fő utca 32., Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 43-790-057-181) útján eszközölhetők.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának kiadványa az
Acta Technica

című idegen nyelvű folyóirat.

E lap hivatott a magyar műszaki tudományok eredményeinek legjavát a külföld felé tolmácsolni. A cikkek német, angol, francia vagy orosz nyelven jelennek meg, lehetőleg a szerző kívánsága szerint, összefoglaló pedig a cikk nyelvén és azonkívül a másik három nyelven. A cikkeket magyar vagy a szerző választotta idegen nyelven a következő címre kell beküldeni:

Acta Technica szerkesztősége, Budapest V., Nádor utca 7.

NEKROLÓG

Mihailich Győző 1877—1966 (Csonka Páltól) 3

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK 1966. MÁJUS 3-ÁN TARTOTT KIBŐVÍTETT OSZTÁLYÜLÉSE

Bognár Géza: Beszámoló a Műszaki Tudományok Osztályának munkájáról..... 243
 Függelék az osztálytitkári beszámolóhoz 247

Korreferátumok:

Benedikt Ottó az Automatikai és Energetikai Tudományok Szakcsoport vezetője 264
 Gillemot László a Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoport vezetője..... 266
 Széchy Károly a Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoport vezetője 268
 Winter Ernő a Híradástechnikai Tudományok Szakcsoport tagja..... 271

Hozzászólások az osztálytitkári beszámolóhoz:

Lévai András 275
 Hornung Andor 278
 Szigeti György 279
 Kovács K. Pál 281
 Verő József 282
 Kézdi Árpád 284
 Erdey-Grúz Tibor 285
 Fonó Albert 287
 Bognár Géza hozzászólásokra adott válasza 287

TANULMÁNYOK

G. Ackermann: Gyűrűbordás zárt körhengerháj szigorú elméletének eredményei..... 141
 Balogh Arthur: Böszörményi Jenő és a Diesel-motor 223
 Balogh Arthur: Erney Móric (1877—1948), Diesel magyar munkatársa 227
 Balogh Arthur: „Hasonló” motorok torzióslengés adatainak számítása 319
 Csabalik Gyula: Kisméretű acéltuskók tápfejének termikus vizsgálata 409
 Csabalik Gyula: A tápfej hővesztésének csökkentése 333
 Csáki Frigyes: Egy- és többváltozós szabályozási rendszerek statisztikus szintézisének módszerei (Akadémiai székfoglaló) 33
 Csonka Pál: Az egyenestengelyű körkeresztmetszetű rúd csavarás-okozta kihajlása... 213
 Fialovszky Lajos: Elektrooptikai távmérésnél reflektorként használt triédertükör és triéderprizma szöghibáinak hatása a reflektált sugárnyalábra..... 173
 Gillemot László: A fémek tulajdonságainak jellemzése a fajlagos alakváltozás munkájával (Akadémiai székfoglaló) 9
 Huszár István—Szekeres András: Radiálhornyos turbógenerátor bandázssapka-rendszerének szilárdsági számítása 291
 Kaszap Kálmán: Törési munka meghatározása kísérletekből 73
 Kollár Lajos: Vékonyfalú, felfüggesztett gerendák kifordulása 385
 Lakatos György és Bitó János: Vizsgálatok a 40 W teljesítményfelvételű fénycsövek energia-mérlegének megállapítására 117
 Lukács József: Si—SiC, p-n heteroátmenetek 207

<i>Lipka István</i> : Körhengerfelületek esztergályozásánál fellépő köralakhibáról	369
<i>Michelberger Pál</i> : Járműszerkezetek előfeszítésének néhány kérdése	193
<i>Réti Pál</i> : Összefüggések hidegen alakított sárgaréz csövek belsőfeszültségi állapota és szilárdsági jellemzői között	83
<i>Rákóczi Ferenc</i> : Bütykös mechanizmusok méreteinek csökkentése	73
<i>Simon Sándor és Benkő Gyuláné</i> : A vas és salak kéntartalmának oxigénnel történő oxidációja	123
<i>Schédel Andor</i> : Szinter vagy ércbrikett?	349
<i>Szidarovszky János</i> : Hajlított rúd vizsgálata a „saját teher” és a kritikus nyomóerő alapján	161
<i>Taksony György</i> : Központi fűtési rendszerek lehűlési viszonyai	105
<i>Varga József—Sebestyén Gyula</i> : A kavitációs erózió intenzitása és léptékhatása	309

KÖZLEMÉNY

Nemzetközi Krisztallográfiai Kongresszus Moszkvában (<i>Szántó István</i>)	427
--	-----

KÖNYVSZEMLE

<i>Csellár Ödön—Szépe Ferenc</i> : Táblázatok acélszerkezetek méretezéséhez (<i>Korányi Imre</i>)	238
<i>Cholnoky Tibor</i> : Mechanika II, Szilárdságtan (<i>Csonka Pál</i>)	430
<i>A. Gheorghiu</i> : Statica construcțiilor II (<i>Csonka Pál</i>)	432
<i>A. Fackelmayer</i> : Materialfluß (<i>Lechner Egon</i>)	429
<i>Gy. Fodor</i> : Laplace Transforms in Engineering (<i>Kovács K. Pál</i>)	433
<i>I. Kollár</i> : Tabellen für Momente und Stützkrafte von Durchlaufträgern (<i>Csonka Pál</i>)	238
<i>Korányi Imre</i> : Stabilitási kérdések a mérnöki gyakorlatban. Kihajlás a síkban (<i>Csonka Pál</i>)	240
<i>L. Mohácsi</i> : Contemporary Formings (<i>Haviár Győző</i>)	430
<i>W. Nowacki</i> : Theorie des Kriechens, Lineare Viscoelastizität (<i>Csonka Pál</i>)	237
<i>I. Sályi</i> : Műszaki Mechanika II (Technische Mechanik II) (<i>Bosznay A.</i>)	434
<i>K. Szmodits</i> : Statik der Schalenkonstruktionen (<i>Csonka Pál</i>)	239
<i>H. Ziegler</i> : Mechanics (<i>Csonka Pál</i>)	421

A MAGYAR
TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
GELEJI SÁNDOR

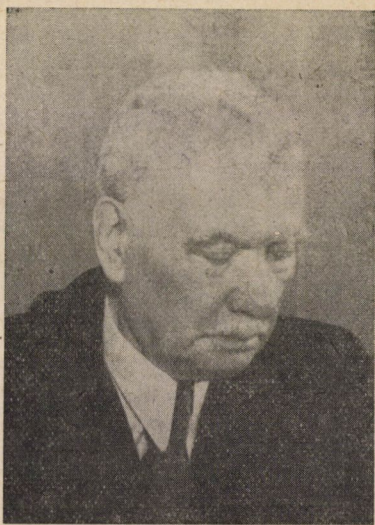
37. KÖTET



AKADÉMIAI KIADÓ, BUDAPEST

1966

VI. OSZT. KÖZL.



MIHAILICH GYŐZŐ

1877–1966

„Non omnis moriar. . .”

Pótolhatatlan veszteség érte a magyar mérnöki kart: MIHAILICH Győző professzor, a Magyar Tudományos Akadémia tagja, a magyar hídépítő mérnökök nesztora, kit szaktudása, mérnöki leleményessége, határozottsága és biztos ítélőképessége a legnagyobb magyar mérnökök sorába emelt, 1966. március 18-án, 89 éves korában elhunyt.

Magyarországon, Temesrékásen született 1877. október 14-én. Szak tanulmányait a budapesti műegyetemen végezte, ahol 1899-ben mérnöki oklevelet szerzett. Ekkor a nagynevű Kherndl Antal professzor mellett a Hídépítéstan tanszékén helyezkedett el, s egymás után szerezte meg a különféle egyetemi grádusokat. 1916-ban műegyetemi rendkívüli tanári címet kapott, 1920-ban pedig az újonnan felállított II. Hídépítéstan tanszék professzorává nevezték ki. Ezt a tisztségét majdnem négy évtizeden át, 1957-ben bekövetkezett nyugdíjazásáig viselte. Az 1928/29. és 1929/30. tanévekben az egyetem mérnöki és építészeti osztályának dékánjává, az 1942/43. és 1949/50. tanévekben pedig az egyetem rektorává választották.

Egyetemi tanári tevékenysége mellett élénk részt vett a mérnöki közéletben. 1900-tól kezdve tagja volt a Magyar Mérnök- és Építész Egyletnek. Itt az 1910–13. években az Út-, Vasút- és Hídépítési Szakosztálynak jegyzője, majd

az 1926—29. években annak elnöke volt. Mint az egylet Vasbeton Bizottságának elnöke tevékenyen működött közre az 1931. évi vasbetonszabályzat kidolgozásában. E munkásságát az Egylet ezüstérem adományozásával jutalmazta. Számos egyéb tisztsége mellett mint a Kúria szabadalmi elnöke, az Országos Középipítési Tanács alelnöke, az Országos Iparügyi Tanács Építésügyi Szakosztályának tagja, az Országos Természettudományi Tanács alelnöke, a Magyar Anyagvizsgálók Egyesületének elnöke, illetve mint az Internationale Vereinigung für Brückenbau u. Hochbau állandó bizottságának tagja és magyarországi csoportjának elnöke fejtett ki értékes, közhasznú tevékenységet. Különösen is kiemelendő a Budapesti Mérnöki Kamara elnöki tisztjében kifejtett munkássága és az az áldozatos munka, melyet mint az általa életre hívott Mérnöki Továbbképző Intézet igazgatója végzett.

Intenzíven vett részt a Magyar Tudományok Akadémia életében is, mely 1933-ban levelező tagjává, majd 1949-ben rendes tagjává választotta. Nevéhez fűződik az Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának megszervezése, melynek éveken át osztályelnöki tisztjét viselte. Értékes munkásságot fejtett ki mint az Osztály Építéstudományi Főbizottságának elnöke, illetve tiszteletbeli elnöke is.

Fő figyelmé már pályája kezdetén az akkor kialakulóban levő, de hazánkban még csak elvétve alkalmazott vasbetonépítési mód felé fordult. Első tervét, egy vasbeton gerendahíd szerkezeti megoldását, az 1910. évi párizsi világkiállítás dicsérető oklevéllel tüntette ki. Ettől kezdve egyre intenzívebben foglalkozott a vasbetonépítés problémáival, s mind tevékenyebben vett részt a hazai vasbetonépítészet kifejlesztésében, melynek ZIELINSKI Szilárdal együtt egyik úttörője volt.

¹ Tudományos munkásságának egyik legjelentősebb terméke az 1922-ben megjelent *Vasbetonszerkezetek* című tankönyve, melyet a Magyar Mérnök- és Építész Egylet aranyéremmel tüntetett ki. Ebben gazdag kísérleti anyagra támaszkodva ismertette a vasbetonszerkezetek elméletét s különböző aktuális problémáinak megoldását.

A tanszékéhez kapcsolt kutatólaboratóriumban kiterjedt kísérleteket végzett. Ezek közt különösen nevezetesek a szilicumacillal vasalt T-keresztmetszetű gerendákra vonatkozó, a Széchenyi Tudományos Társaság támogatásával végrehajtott összehasonlító vizsgálatai, melyekről, mint a magyar kormány kiküldötte és a kongresszus egyik albizottságának elnöke, az Internationale Vereinigung für Brückenbau und Hochbau 1932. évi kongresszusán számolt be. Kísérleteivel kimutatta, hogy e gerendák nyíróvasalása a szokványos vasalásmóddal szemben a biztonság veszélyeztetése nélkül jelentősen csökkenthető. Később ugyanezen kísérletsorozat folytatásaként értékes összehasonlító kísérleteket végzett folytvas- és acélbetéttel vasalt, portland-, illetve bauxitcementtel készült T-keresztmetszetű vasbeton gerendákkal (*Anyagvizsgálók Közlönye*, 1934). Akadémiai székfoglalójában a hőhatásoknak

a bauxitbetonok szilárdságára gyakorolt hatását elemezte (*Matematikai és Természettudományi Értesítő*, 1926). Idevágó kísérletei a bauxitbeton szilárdsági tulajdonságainak megismerése szempontjából alapvető jelentőségűeknek bizonyultak. Igen értékesek voltak azok a vizsgálatok is, melyeket a magyar cementek tulajdonságainak megismerésére folytatott (*Acta Technica Hung.*, 1952). Ezekben főleg a cementek zsugorodásával, a gőzölés hatásával, valamint a beton és acélbetét közti felületi kötés kérdéseivel foglalkozott. Számos dolgozatban mutatott rá a vasbetonépítés újabb meg újabb fejlődésére, illetve jövőbeli fejlesztésének lehetőségeire.

Irodalmi munkásságát 1957-ben — 80 éves korában — bekövetkezett nyugdíjazása után is tovább folytatta. Ebben az időszakban írta a *XIX. és XX. századbeli magyar hídépítés története* című munkáját, majd PALOTÁS Lászlóval együttműködve, *Vasbetonépítéstan* című könyvét. Legutolsó, HAVIÁR Gyözővel együtt írt, *A vasbetonépítés megindítása és első építményei Magyarországon* című munkájának megjelenését, sajnos, már nem érthette meg.

Mint tervező mérnök is jelentős munkásságot fejtett ki. Alkotásai közt első helyen kell említeni a temesvári Liget-úti Bega-hidat, mely 38,42 m fesztávolságával korának legnagyobb nyílású vasbeton gerendahídja volt (*Beton u. Eisen*, 1909). Ő tervezte egyebek közt a szólnoki Tisza-hidat (*Magyar Mérnök- és Építész Egylet Közlönye*, 1912), mely az első szimmetrikus rácsosvasú vashíd volt Magyarországon. E híd pályalemeze merőben újszerű megoldással vasbetonból készült. Nevéhez fűződik több hazai híd tervezése, köztük a budapesti Margit-híd megerősítése és kiszélesítése is (1929). A budapesti Óbudai-híd tervpályázatán terve KOSSALKA Jánossal megosztva I. és II. díjat nyert (1930). A budapesti Boráros-téri híd tervpályázatán tervét II. díjjal jutalmazták, kábelhíd tervét pedig kitüntető dicséretben részesítették (1930).

Mint tanácsadó hatékonyan kapcsolódott be a II. világháborúban felrobbantott budapesti Duna-hidak helyreállításába (1945—46), tanszékének munkaközössége élén pedig aktívan vett részt a tiszapolgári híd vasszerkezetének megtervezésében (1947).

Számos építmény vasbeton tervének elkészítése fűződik nevéhez. Ezek közt legnevezetesebb a csepeli szabadkikötő gabonátárháza (*Beton u. Eisen*, 1929), hol elsőként alkalmazott Magyarországon gombafödémeket és csúszózszaluzást. Nevezetes építménye a budapesti Szabó József-utcai autóbuszgarázs acélsarnoka is (*Die Bautechnik*, 1931). Ez utóbbi újszerű megoldással, rácsos kerettartókkal s azok közé besüllyesztett felülvilágító sávokkal készült.

Munkásságát a kormányzat számos kitüntetéssel jutalmazta. Munkájának elismeréseként 1947-ben a Magyar Köztársasági Érdemrend Középkeresztjét, 1948-ban a Kossuth-díj aranyfokozatát nyerte el, 1950-ben pedig a Magyar Népköztársasági Érdemrend III. fokozatával tüntették ki. A Magyar Népköztársaság Elnöki Tanácsa 1957-ben a Munka Vörös Zászló Érdemrendet, 1962-ben pedig a Munka Érdemrendet adományozta számára.

Munkássága az egyetemi körök részéről is teljes elismerésben részesült. A Budapesti Műszaki Egyetem 1948-ban tiszteletbeli doktori címmel tüntette ki, 1954-ben pedig a drezdai műszaki egyetem tisztelte meg tiszteletbeli műszaki doktori cím adományozásával. Az erről szóló okmányt és oklevelet a drezdai egyetem küldöttsége élén maga az egyetem rektora nyújtotta át Budapesten, felemelő ünnepség keretében a kitüntetettek.

MIHAILICH Győző személye a magyar mérnöktársadalom részéről általános tiszteletnek és őszinte megbecsülésnek örvendett. Szaktudása, mérnöki zsenialitása, ötletessége általánosan elismert volt. Határozottsága, szervező készsége komoly feladatok megoldására képesítették. Puritán egyszerűségéért és önzetlen segítőkészségéért tanítványai és kartársai tisztelték és szerették, s személyét a tudós magyar mérnök mintaképének tekintették.

Temetésén, 1966. március 24-én nagy számban gyűltek össze ravatalánál tanítványai, tisztelői, jóbarátai, hogy utolsó búcsút vegyenek tanítómestertől, a magyar hídépítő mérnökök nesztorától. Eljöttek, hogy búcsút intsenek a tudós professzornak, kinek emléke tovább él pompás alkotásaiban s hálás mérnöknemzedékek lelkében.

Dr. Csonka Pál

MIHAILICH Győző irodalmi működése

1. A csomópontok merev kötése okozta mellékfeszültségek grafikai meghatározása, Műszaki doktori értekezés. Pátria Nyomda. Budapest, 1906. 38 lap.
2. Rácsos tartók rugalmas elhajlásának meghatározása. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 5. sz., 9. lap.
3. Háromcsuklós fővasúti vasbeton ívhíd. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 13. sz. 133. lap.
4. Masszív hidak építése Németországban. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 18—19. sz., 185., 193. lap.
5. Nagynyílású vasbeton hidak építése hazánkban. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 21. sz., 209. lap.
6. 216 m nyílású vasbeton híd terve. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 21. sz., 209. lap.
7. 59 m nyílású vasúti vasbeton híd. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 21. sz., 210. lap.
8. Vásárcsarnok vasbetonból. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 21. sz., 211. lap.
9. Perronfüdélek vasbetonból. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 21. sz. 211. lap.
10. Közúti betonhíd Guggersbachnál Svájcban. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 29. sz., 266. lap.
11. Betonegyesület Angliában. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 29. sz.
12. Viadukt Frieburnnál Svájcban. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 43. sz., 293. lap.
13. Vasbeton közúti híd Kéménden. *MMÉE Heti Ért.* 27 (1908), 43. sz., 293. lap.
14. Partfal vasbetonból. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 1. sz., 9. lap.
15. St. Karli-híd építése Luzernben. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 7. sz., 79. lap.
16. Kivándorlók háza Fiumében. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 7. sz., 79. lap.
17. Vasúti háromcsuklós ívhíd betoncsuklókkal. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 14. sz., 156. lap.
18. Vasbeton viadukt Pyrimontnál Genf közelében. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 14. sz., 157. lap.
19. Újabb kő- és vasbetonhidak építése. Előadás. *MMÉE Közl.* 28 (1909), 22. sz., 233—238. lap.
20. A vasbetontartók grafikus méretezése. *MMÉE Közl.* 28 (1909), 31. sz., 301—305. lap.
21. Nikkelacél alkalmazása hídszerkezetekben. *MMÉE Heti Ért.* 28 (1909), 31. sz., 307. lap.
22. Die Parkgassenbrücke in Temesvár. *Beton u. Eisen* 8 (1909), 15. sz., 359—362. lap.
23. Konzolos vasbetonhidak építése Magyarországon. *MMÉE Heti Ért.* 29 (1910), 31. sz., 345—350. lap.
24. Nikkelacélhidak Németországban *MMÉE Heti Ért.* 29 (1910), 29. sz., 336. lap.
25. Kátránnyal hajtott Diesel motorok. *MMÉE Közl.* 45 (1911), 25. sz., 349—350. lap.

26. Az út- vasút- és hídépítési szakosztály kirándulása. *MMÉE Közl.* 45 (1911), 42. sz., 525. lap.
27. Kirándulás. *MMÉE Közl.* 45 (1911), 45. sz., 570. lap.
28. A szolnoki közúti Tiszahíd vasszerkezete. *MMÉE Közl.* 31 (1912), 43. sz., 697—703. lap.
29. Újpest vízművének víztornyáról. *MMÉE Közl.* 47 (1913), 8. sz., 137—142. lap.
30. Kherndl Antal emlékezete. *A Technikus* 3 (1921—1922), 9—10. sz., 200—201. lap.
31. Vasbetonszerkezetek I. köt. Németh József, Budapest 1922. (A Magyar Mérnök és Ép. Egylet által arany éremmel kitüntetve.)
32. Kő-, beton- és fahidak (ábragyűjtemény). 2. bőv. kiadás. Németh József, Bpest 1922, 36 lap.
33. Emlékbeszéd Kherndl Antalról 1923. V. 10-én, Beszédek 1920/25, Pátria Irodalmi Vállalat és Nyomdai R.T., Budapest 1924, 60. lap.
34. A többtámaszú tartók elmélete és behatási ábráik. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Osztern Jenő és Piskóty Ferenc. Technika Nyomda, Budapest 1925, 28 lap.
35. Der Getreidespeicher im Freihafen von Budapest, *Beton u. Eisen* 28 (1929), 13. sz., 229—232. lap, 14. sz., 261—264. lap.
36. Die Halle der Autobusgarage in der J. Szabó Strasse in Budapest. *Bautechnik* 9 (1931).
37. Essais comparative avec poutre de béton à section en T avec armatures en acier siliceux et reduction des sections des armatures contre le cisaillement. Association Internationale des Ponts et Charpentiers, 1^{er} Congres, Paris 1932.
38. Dr. Mihailich Győző köszönete a pályadíjat nyertesek nevében. *MMÉE Közl.* 67 (1933), 27—34. sz., 164. lap.
39. Összehasonlító kísérletek folytvas és acélbetétes portlandcementtel és bauxitcementtel készült T-keresztmetszetű gerendákkal. *Anyagvizsgálók Közlönye* 12 (1934), 7—8. sz., 177—208. lap.
40. Ünnepi beszéd a főiskolai ifjúsághoz 1934. március 15-én.
41. A meleg befolyása a bauxit-cementbeton szilárdságára. Akadémiai székfoglaló. *Matematikai és Természettudományi Értesítő* 54 (1936).
42. A Budapesti Mérnöki Kamara jelentése az 1935. évi működéséről. Stádium Sajtóvállalat R.T., Budapest 1936, 1—35. lap.
43. A Budapesti Mérnöki Kamara jelentése az 1936. évi működéséről. Mérnökök Nyomdája, Budapest 1937, 1—36. lap.
44. A Budapesti Mérnöki Kamara jelentése az 1937. évi működéséről. Stádium Sajtóvállalat R.T., Budapest 1938, 1—36. lap.
45. A Mérnöki Továbbképző Intézet beszámolója az Intézet záróülésén 1942. ápr. 28-án. *Technika* 23 (1942), 5. sz., 151—153. lap.
46. A Mérnöki Továbbképző Intézet 1941. éve (Beszámoló beszéd) *A Mérnöki Továbbképző Intézet kiadványai I* (1942), 24. lap.
47. A beton és vasbetonépítés újabb fejlődése. *A Mérnöki Továbbképző Intézet kiadványai* 3 (1942), 68. lap.
48. A Mérnöki Továbbképző Intézet Igazgatójának beszámolója 1942. ápr. 28-án. A Budapesti m. kir. József Nádor Műszaki- és Gazdaságtudományi Egyetem 1941—42. tanévi Évkönyve. Budapest 1942, 185—193. lap.
49. A Mérnöki Továbbképző Intézet 1942. éve. *A Mérnöki Továbbképző Intézet Kiadványai* 19 (1943), 24. lap.
50. Az 1942/43. évi rektori tanévnyitó és székfoglaló beszéd. A Budapesti m. kir. József Nádor Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem 1941—42. tanévi Évkönyve és az 1942—43. tanévnek megnyitáskor tartott beszédek. Budapest 1942, 431—444. lap.
51. Az 1942. október 4-én tartott megnyitó beszéd. *Uott*, 447—449. lap.
52. Rektori üdvözlő beszéd 1943. március 18-án (Serlegvacsora). A Budapesti m. kir. József Nádor Műszaki és Gazdaságtudományi Egyetem 1942—43. tanévi Évkönyve és az 1943—44. tanévnek megnyitáskor tartott beszédek. Budapest 1943, 131—132. lap.
53. Rektori üdvözlő beszéd Vézer Vilmos tiszteletbeli doktorrá avatásán 1943. április 9-én. *Uott* 149—154. lap.
54. Rektori üdvözlő beszéd Záborszky János doktorrá avatásán. 1943. június 18-án. *Uott*, 173, 180. lap.
55. Jelentés a Mérnöki Továbbképző Intézet 1943. évi működéséről, *Uott*, 183—192. lap.
56. Rektori beszámoló beszéd 1943. szeptember 24-én. *Uott*, 407—416. lap.
57. Hídépítéstan I. Mihailich Győző előadásai után összeállította Kadaban György. Stachora Nyomda, Budapest 1946, 104 lap.
58. Vasbetonszerkezetek elmélete és számítása. Schwertner Antal és Gyengő Tibor közreműködésével teljesen átdolgozott új kiadás. Budapest, Németh József 1946, 434 lap.

59. A beton és vasbetonépítés újabb fejlődése. *A Mérnöki Továbbképző Intézet kiadványai* 1947, 68 lap, 65 t.
60. A vasbetonépítés újabb fejlődése. Előfeszített vasbeton szerkezetek, héjszerkezetek. (A vasbeton.) A Budapesti Építőmesterek Ipartestületének kiadványa 1947.
61. Építőanyagok. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Földeák Árpád, Telekes György és Mohay Kálmán. Műszaki és Természettudományi Egyesületek Szövetsége, Budapest 1949, 78 lap.
62. Építőanyagok. A Bp. Műsz. Egyetem II. éves mérnökhallgatói részére. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Földeák Á. Kézirat gy. VKM I. sz. jegyzetsoksz. Iroda Budapest, 1950, 85 lap.
63. Mihailich—Telekes: Vasbetonépítéstan. A Budapesti Műszaki Egyetem III. éves mérnökhallgatói részére. Kézirat. Jegyzetsokszorosító, Budapest 1950, 132 lap.
64. Magyar cementek zsugorodásának és gőzölésének, valamint a beton és a beleágyazott acélhuzal közötti felületi kötésnek vizsgálata. *Acta Technica Hung.* 2 (1951), 2. füz. 461—486. lap.
65. Vasbetonépítés. A Budapesti Műszaki Egyetem mérnökhallgatói részére. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Telekes György. Kézirat gy. Tankönyvkiadó, Budapest 1951, 221 lap.
66. Korszerű építési szerkezetek és eljárások. *Az MTA Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei I* (1951), 740—754. lap.
67. Elnöki megnyitó. *Az MTA Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei I* (1951), 3—5. lap.
68. Mihailich—Földeák: Vasbeton- és kőhidak. A III. éves hídépítési tagozatos mérnökhallgatók részére. Kézirat. Tankönyvkiadó, Budapest 1951, 64 lap.
69. Mihailich—Földeák: Vasbeton- és kőhidak. Kézirat gy. Tankönyvkiadó, Budapest 1951, 130 lap, 1953. Felsőokt. Jegyzetellátó, 186 lap.
70. Vasbetonépítéstan (Jegyzetkiegészítés). Kézirat. Felsőoktatási Jegyzetellátó, Budapest 1953, 261 lap.
71. Építőanyagok. Jegyzet a nappali tagozat II. éves mérnökhallgatói részére. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Földeák A. Felsőokt. Jegyzetellátó, Budapest 1954, 205 lap.
72. Vasbetonépítéstan. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján a III. éves mérnökhallg. részére összeállította Tassi Géza, Szalai Kálmán, Telekes György. Kézirat. Felsőokt. Jegyzetellátó, Budapest 1955, 221 lap.
73. Elnöki megnyitó. *Az MTA Műsz. Tud. Oszt. Közl.* 19 (1956), 1—3. sz., 3—5. lap.
74. Mihailich—Palotás: Építőanyagok. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Földeák Árpád, Veress Sándor. Kézirat. Felsőokt. Jegyzetellátó, Budapest 1956, 265 lap.
75. Vasbetonépítéstan. I. r. Dr. Mihailich Győző előadásai alapján összeállította Szalai Kálmán. Kézirat. Felsőokt. Jegyzetellátó, Budapest 1957, 185 lap. (Utánnom. 1957, 223 lap, Utánnom. 1958.)
76. A XIX. és XX. századbeli magyar hídépítés története. Akadémiai Kiadó, Budapest 1960, 127 lap.
77. Mihailich Gy.—Palotás L.: Vasbetonépítéstan (I. kötet) A vasbeton szilárdságtana. Tankönyvkiadó, Budapest 1964, 411 lap.
78. Mihailich Gy.—Haviár Gy.: A vasbetonépítés megindítása és első építményei Magyarországon. Akadémiai Kiadó. (Nyomdai előkészítés alatt.)

A FÉMEK TULAJDONSÁGAINAK JELLEMZÉSE A FAJLAGOS ALAKVÁLTOZÁS MUNKÁJÁVAL*

GILLEMOT LÁSZLÓ
AKADÉMIKUS

A dolgozat egy hosszabb kutatási periódus részeredményeit kísérli meg egységes képbe összefoglalni. Egy-egy fejezete egy-egy nagyobb kísérletsorozat eredményeit csak kivonatosan tartalmazza. A tárgyalt kísérletsorozatok fő célkitűzése annak megállapítása volt, hogy lehetséges-e a fémek törésének folyamatát egységes képbe foglalni és egyértelmű összefüggést találni a törés során lejátszódó makroszkopikus és szubmikroszkopikus folyamatok között. A törési jelenségek — legalábbis a vizsgált határok között — egyértelműen leírhatónak látszanak a próbatestre ható külső erő fajlagos munkájának a segítségével.

A fémek és ötvözetek törése az igénybevétel módjától függően különböző feszültségen történik. A töréshez szükséges fajlagos munka minden esetben három részre bontható. Ezek: a rugalmas alakváltozás, a képlékeny alakváltozás és a repedésterjedéshez szükséges fajlagos munka. A repedés terjedéséhez szükséges munka függvénye a terhelő feszültségnek. A terjedő repedés létrejöttéig szükséges munka azonban egy az anyagra jellemző állandó érték. Egy adott fém vagy ötvözet fajlagos munkája a terjedő repedés létrejöttéig az anyagra jellemző szám, amely legalábbis a nagy képlékeny alakváltozással rendelkező anyagoknál független a rácshibáktól. Ezért az igen tiszta fémek képlékeny alakváltozásához szükséges munkából a tökéletes térrácsú egykristályok szilárdsága elég nagy pontossággal kiszámítható. Mivel a fajlagos törési munka független a rácshibáktól, a nemesített acélok fajlagos törési munkája széles határok között független a megeresztési hőmérséklettől.

I. Bevezetés

A fémek különböző sajátságainak leírására általában feszültség-, illetőleg alakváltozás jellegű mennyiségeket lehet használni. A feszültséget a mérnöki gyakorlatban mint az erő és a kezdeti keresztmetszet hányadosát definiálják. Az alakváltozás mérésére a fajlagos nyúlást, illetőleg a fajlagos keresztmetszetváltozást (kontrakció) szokás használni. Mindegyik mennyiség a próbatest kezdeti keresztmetszetére van vonatkoztatva az (1) képletsor által megadott definíciók szerint:

$$\sigma = \frac{F}{A_0}; \quad \varepsilon = \int_{l_1}^{l_2} \frac{dl}{l_0} = \frac{l_1 - l_0}{l_0}; \quad \psi = - \int_{A_0}^{A_1} \frac{dA}{A_0} = - \frac{A_0 - A_1}{A_0}. \quad (1)$$

Ha a fém alakváltozása képlékeny, akkor az anyag kezdeti méretei jelentősen megváltoznak, és ilyenkor célszerűbb az ún. valódi feszültség, nyúlás és kontrakció bevezetése:

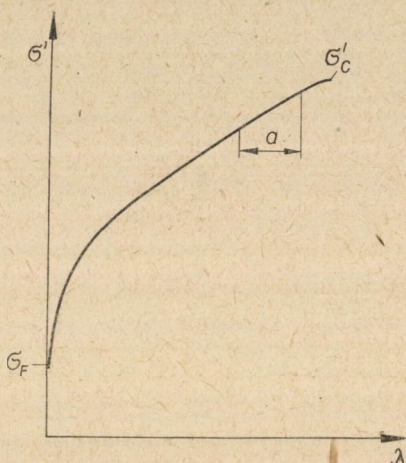
* Akadémiai székfoglaló előadás, elhangzott 1966. január 25-én.

$$\sigma' = \frac{F}{A}; \quad \lambda = \int_{l_0}^{l_1} \frac{dl}{l} = \ln \frac{l_1}{l_0}; \quad \psi' = - \int_{A_0}^{A_1} \frac{dA}{A}. \quad (2)$$

Minthogy a képlékeny alakváltozás során a térfogat állandó

$$V = A_0 l_0 = A_1 l_1 \quad (3)$$

az (1) és (2) képletekkel definiált alakváltozási mérőszámok, valamint a valódi és nem valódi feszültségek egymás között kölcsönösen átszámíthatók. Könnyen



1. ábra. Szakítódiaagram elvi vázlatja a valódi feszültség—valódi nyúlás koordinátákban. Az a -val jelölt szakasz a mikroszkópicusan megfigyelhető repedések kezdete

belátható továbbá az is, hogy a valódi mértékrendszerben a fajlagos nyúlás és a fajlagos keresztmetszetsökkenés egymással identikusan azonos.

Mindkét rendszerben azonos lesz a fajlagos munka, mert a térfogat-állandóság (3) képlet felhasználásával

$$W = \int_{l_0}^{l_1} \frac{F dl}{A \cdot l} = \int_0^\lambda \sigma' d\lambda = \int_{l_0}^{l_1} \frac{F \cdot dl}{A_0 l_0} = \int_0^\epsilon \sigma d\epsilon. \quad (4)$$

A definíciókban F az erő, V az anyag valamely kijelölt igen kicsiny térfogateleme, l a térfogatelem hosszúsága, A pedig a keresztmetszete. A 0 index mindig a kezdeti állapotot jelenti. A továbbiakban is használt két nyúlásfogalommal (ϵ , λ) kapcsolatban hangsúlyozandó, hogy azok differenciálisan kicsiny mérőhosszra vonatkoztatott ún. effektív nyúlást jelentenek.

A (4) egyenletekkel jellemzett integrál a külső erő összes munkáját adja meg az alakváltozás során, az alakváltozás meghatározott mértékéig. Ameny-

nyiben az integrálás határai a törést jellemző fajlagos nyúlásig vannak kiterjesztve, a (4) definíció a külső erőnek a törésig végzett fajlagos munkáját adja meg. Míg a folyás megindulásának feltételeit a Hencky—Huber—Mises-féle elmélet egyértelműen meghatározza, addig ez ideig nem sikerült olyan törési kritériumot találni, amely a törés feltételeit hasonló szabotossággal adná meg. A törést okozó feszültség azonos jellegű igénybevételt (pl. váltakozó húzás-nyomást) alkalmazva, függ az igénybevételek számától.

Egy fém szakítódiagramját valódi feszültség—valódi nyúlás koordinátákban ábrázolva (1. ábra), statikus húzó igénybevételnél a törés a σ_c -vel jelölt pontban következik be, míg ismétlődő igénybevételek hatására fáradt törések a folyási határnál kisebb feszültségek hatására is bekövetkezhetnek.

MINER [1] vetette fel hipotézisként azt a gondolatot, hogy a töréshez — illetőleg a repedés keletkezéséhez — meghatározott mennyiségű munka szükséges. Eddigi kísérleteink során sikerült igazolni azt, hogy legalábbis húzás, nyomás, illetőleg ismétlődő húzás-nyomás során a repedés keletkezése meghatározott, az anyagra jellemző munka végzése után jön létre.

II. A fajlagos munka és a fémek szerkezete közötti összefüggés

Nagyon régóta ismeretes az, hogy a fémek kristallitokból, a kristallitok pedig az atomok valamilyen meghatározott geometriai rendjéből vannak felépítve. Egy fémdarab tehát fenomenologikusan homogénnek és folytonosnak tekinthető. A fémek egykristályát vagy kristallitjait folytonosnak lehet ugyan tekinteni, de nem homogénnek, és végül a fémek térrácsa se nem folytonos, sem pedig nem homogén. Könnyen belátható az, hogy a feszültség és az alakváltozás, amelyek tenzor mennyiségek, nem ugyanolyan jelentőségűek a homogén és folytonosnak tekinthető makroszkopikus fémtest vagy a se nem homogén, se nem folytonos térrács szempontjából. Feltételezhető azonban az, hogy a fajlagos munka mind a három fajta szerkezet jellemzésére egyaránt alkalmas. POLÁNYI és OROWAN [2, 3] mutattak rá arra, hogy az atomok szabályos geometriai elhelyezkedése a fémekben nem lehet tökéletesen rendezett, mert ebben az esetben a fémek szakítószilárdsága az 1000 kp/mm² nagyságrendben mozogna, szemben a polikristallin fémeken mért 10—100 kp/mm² nagyságrendű értékekkel és az egykristályokon mért még ennél is sokkal kisebb értékekkel.

POLÁNYI és OROWAN ezen úttörő munkássága nyomán rohamos fejlődésnek indult a rácsrendezetlenségek elmélete, és ettől az időponttól kezdve a többé-kevésbé tisztán tapasztalaton nyugvó anyagvizsgálat egyre inkább közeledett a fizikához, anélkül azonban, hogy a fémek fizikája mai fejlődési állapotában a mérnöki gyakorlat minden kérdésére kielégítő választ tudna adni. Kétségtelen azonban az, hogy olyan fémnek, amelyben nincsenek rácsrendezetlen-

ségek, csak rugalmas alakváltozása lehet, a képlékeny alakváltozás pedig a rácsrendezetlenségektől függ.

Az utóbbi időkben [4] sikerült közel tökéletesen rendezett rácsú fémeket is egykristályok formájában előállítani. Többkristályos rendezett rácsú fém jelenlegi ismereteink szerint nehezen képzelhető el, mert a többkristályos fém szemcsehatárain szükségszerűen jelen vannak rácsrendezetlenségek.

Az a tény, hogy a közel tökéletes rácsú kristályoknak csak rugalmas alakváltozása van, és képlékeny alakváltozás csak akkor lehetséges, ha a rácsban rácsrendezetlenségek is vannak, egybevetve az előbbi számadatokkal, világosan mutatja azt, hogy az alakváltozást leíró bármely mennyiség a rácsrendezetlenségektől függ. Aránylag egyszerű megfontolások alapján azonban feltételezhető az, hogy a külső erők fajlagos munkája olyan mennyiség, amelyik a rácsrendezetlenségektől bizonyos fokig független.

SMEKAL [5] óta szokásos a fémek tulajdonságait két csoportba osztani. Az egyik csoport az ún. szerkezetérzékeny tulajdonságok csoportja, mint pl. a feszültség és az alakváltozás, a másik csoportba a szerkezetérzéketlen tulajdonságok csoportjába tartozik pl. a fajhő, a kompresszibilitás és a további bizonyítások alapján a fajlagos munka is.

A szerkezetérzéketlen sajátságok sem függetlenek azonban teljesen a rácsrendezetlenségektől, ezért pontosan úgy lehetne fogalmazni, hogy a rácsrendezetlenségek befolyása a szerkezetérzéketlen sajátságokra eléggé kicsiny ahhoz, hogy az esetek többségében elhanyagolható legyen. Amennyiben tehát a fajlagos törési munka is egy szerkezetérzéketlen sajátság, és csak az atomok geometriai konfigurációjától és kölcsönhatásától függ, úgy valóban alkalmas arra, hogy egy adott rácsszerkezetű fém törésjelenségeit annak a segítségével lehessen leírni. Azt, hogy a munka szerkezetérzéketlen sajátság, aránylag egyszerű becsléssel lehet bizonyítani.

A hőtan első főtétele szerint egy test belső energiájának megváltozása (ΔE) a külső erők munkájának (W) és a hőmennyiségnek (Q) az összege. Tehát:

$$\Delta E = W + Q. \quad (5)$$

A munka előjele pozitív, ha a testbe befektetett munkáról van szó, és a hőmennyiség is akkor tekintendő pozitívnak, ha a testtel hőt közölnek. A rugalmas alakváltozás reverzibilis folyamat, míg a képlékeny alakváltozás irreverzibilis, és mindig hőfejlődéssel jár. A képlékeny alakváltozás során tehát a testben fejlődik a hő, ezért az (5) egyenletben, amely pusztán algebrai összegezést fejez ki, a Q negatív, tehát képlékeny alakváltozás esetén

$$W = \Delta E + Q \quad (6)$$

a külső erők munkája tehát részben a test energiatartalmát változtatja meg, részben pedig hőt fejleszt. A test energiatartalmának megnövekedése (ΔE) alapvetően két okra vezethető vissza [6]:

- a) Az alakítás során változik a diszlokációk mennyisége és eloszlása;
 b) pontszerű rácshibák keletkeznek.

Az energiatartalom változásával a képlékeny alakítás során igen széles körű irodalom foglalkozik. Bár a mérés nehézsége miatt az eredmények szórása elég nagy, az kétségtelennek látszik [7], hogy az alakváltozás kezdetén az energiatartalom változása nagy a befektetett munkához képest, növekvő alakváltozással a $\Delta E/W$ viszonyszám egyre jobban csökken, és igen nagy alakváltozások esetén az értéke már csak a 0,01 nagyságrendben van.

A továbbiakban ismertetendő kísérletek szerint pl. a kémiaileg tiszta vas teljes törési munkája 180 mkp/cm^3 . Egységnyi hosszúságú éldiszlokáció energiáját vasra kiszámítva, kereken $10^{-9} \text{ kpcm/cm} = 10^{-11} \text{ kpm/cm}$ adódik. A diszlokációk sűrűségét lágyított fémekben $10^6 - 10^8/\text{cm}^2$, nagyméretű hidegalakítás után pedig $10^{11} - 10^{12}/\text{cm}^2$ nagyságrendben adják meg [8]. Következik tehát, hogy a ΔE értéke:

$$\Delta E = 10^{-11} \cdot 10^{11} \approx 1 \text{ mkp/cm}^3. \quad (7)$$

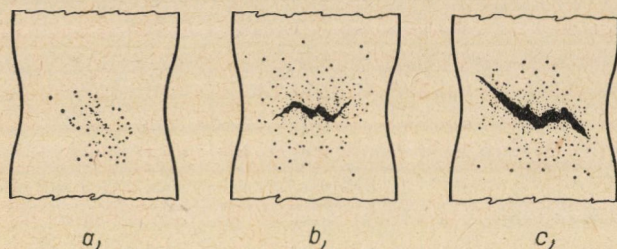
A $10^{11}/\text{cm}^2$ diszlokációsűrűséggel számolva 1 mkp/cm^3 -nek adódik, a $10^{12}/\text{cm}^2$ diszlokációsűrűséget figyelembe véve pedig 10 mkp/cm^3 .

Mind a diszlokációk energiájának meghatározása, mind pedig a diszlokációsűrűség meghatározása igen változó értékekre vezet, de még a legkedvezőtlenebb esetet is figyelembe véve, a 180 mkp/cm^3 törési munka mellett az 1-es nagyságrendben mozgó, ΔE néhány százalék hibán belül elhanyagolható, és így valóban az adódik, hogy a fajlagos törési munka a rácshibák elhanyagolhatóságától már az első becslés alapján is gyakorlatilag független. A fajlagos munka tehát szerkezetérzékeny sajátságának tekinthető azokban az esetekben, amikor a törés nagymértékű képlékeny alakváltozás után következik be.

III. A fajlagos törési munka fogalma és meghatározása

A definíció szerint (4) egyenlet a fajlagos törési munka a külső erők összes fajlagos munkája, valamely, a törés helyén kiválasztott térfogatelemen a törés bekövetkezéséig. Rendkívül nehéz azonban a törés fogalmát egyértelműen meghatározni. Vitatható az, hogy a törés valóban akkor következik-e be, amikor egy próbatest valamilyen igénybevétel hatására két részre válik. Elég régen ismeretes az, hogy a próbatest két vagy több részre válását megelőzően is keletkeznek már az alakított testben üregek, illetve repedések, ennek ellenére a képlékeny alakváltozás tovább folytatódik [9]. A legújabb időkben BLUHM és MORRISSEY [10] a szakítókísérlet során ultraszónikus hibakereső vizsgálattal vizsgált különböző anyagokból készült próbatesteket. Ultrahangokkal már a látható törést előidéző alakváltozásnál, valamint kisebb alak-

változás esetén is kimutatható volt üregek, illetve repedések jelenléte. Próbatöredékeket különböző alakváltozások után mikroszkópi vizsgálatnak is alávetették, és megállapítható volt, hogy nem sokkal a kontrakció kezdete után a testben már kis mikroszkopikus üregek jelennek meg, amelyek a későbbiek során repedéssé egyesülnek (2. ábra). A folyamatot szemlélteti, hogy pl. egy lágyacél törése $\psi = 0,67$ kontrakciónál következett be, míg az első mikroszkóppal megállapítható repedést már $\psi = 0,46$ kontrakciónál lehetett észlelni. A repedések és üregek megjelenésétől függetlenül azonban egyidejűleg folytatódik a képlékeny alakváltozás folyamata is, és a repedés terjedése csak közvetlenül valamivel a tényleges törés előtt indul meg. Egész általánosan tehát a fémek alakváltozása kezdetben rugalmas, azután képlékeny, a képlékeny alakváltozás meghatározott stádiumában pedig elkezdődik a repedés



2. ábra. a) Üregek keletkezése a kontrakció kezdeti szakaszán, b) a repedésterjedés megindulása, c) a törést közvetlenül megelőző állapot (BLUHM és MORRISSEY [10] mikroszkópi felvételei nyomán)

terjedése, amely szintén munkát igénylő folyamat. Nyilvánvaló, hogy a töréshez szükséges teljes munka három részre osztható:

$$W = W_e + W_p + W_r, \quad (8)$$

ahol W_e a rugalmas, W_p a képlékeny munka, W_r pedig a repedésterjedés munkája. Könnyen belátható az is, hogy egy fém ridegtörése úgy definiálható, hogy a képlékeny alakváltozás munkája (W_p) egyenlő vagy közel egyenlő zérussal. A közel egyenlő kifejezés itt azért szükséges, mert még a gyakorlatilag ridegnek tekintett törések környezetében is kimutathatók egy igen vékony rétegben a képlékeny alakváltozás nyomai [11].

A (8) képletben az első két tag meghatározásához a szakítókísérlet látszik a legalkalmasabbnak, tekintettel arra, hogy a törés igen nagy feszültségen következik be, tehát feltehető, hogy a repedés terjedésére fordított munka a képlékeny alakváltozásra fordított munkához képest kicsi. Szakításnál

$$W \cong W_e + W_p. \quad (9)$$

Ez az elhanyagolás nem engedhető meg pl. fárasztókísérleteknél, ahol az alkalmazott feszültség szint a folyáshatárnál rendszerint kisebb, és így a repedés terjedéséhez szükséges munka igen nagy értéket vehet fel, sőt az is lehetséges, hogy a repedés végesszámu igénybevétel hatására egyáltalában nem terjed [12, 13].

A repedés terjedéséig szükséges fajlagos munkát tehát szakítókísérlettel lehet a legegyszerűbben meghatározni. Ezért a fajlagos törési munka meghatározására egy olyan képletet vezetünk le, amely a szakítókísérlet során amúgy is meghatározott anyagjellemzőkből (folyáshatár σ_F , szakítószilárdság σ_B , egyenletes nyúlás ε_e , kontrakció ψ) teszi lehetővé a fajlagos törési munka kiszámítását [14]:

$$W = \frac{\varepsilon_m}{3} [\sigma_F + 2\sigma_B] + 4,6(1 + \varepsilon_m) \ln \left(\frac{1 - \psi_m}{1 - \psi_c} \right) - \sigma_B(1 + \varepsilon_m)^2 (\psi_c - \psi_m). \quad (10)$$

Ezt a képletet többen [15, 16] kísérletileg ellenőrizték és gyakorlati számításokra egyszerűsített formákba is átalakították [17, 18]. Újabban REUSS E. [19] a csavaró munka meghatározására alkalmas számításmódot közölt.

IV. A szakítókísérletet befolyásoló tényezők

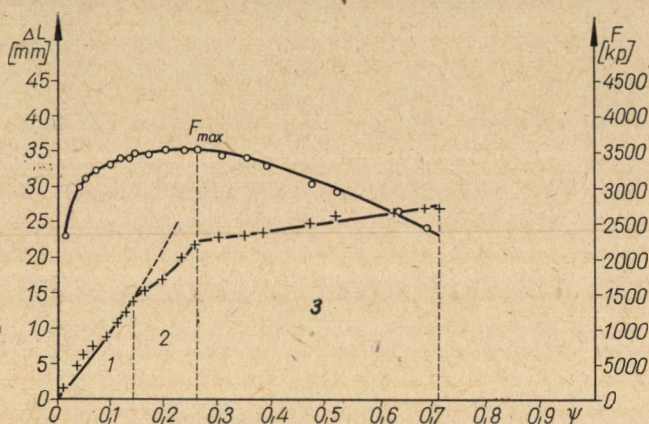
A szakítókísérlet során a próbatest feszültségi állapota a kontrakció kezdetéig egytengelyű és a feszültségeloszlás a próbatest keresztmetszetében egyenletes. A fajlagos nyúlássebesség abban az esetben, ha a befogó szerszám valamely U sebességgel mozog, az egyenletes nyúlás határáig gyakorlatilag állandó, és

$$\frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{U}{L_0}. \quad (11)$$

Amikor a kontrakció megkezdődik, a kontraháló keresztmetszetben a nyúlássebesség pontról pontra változik. Mivel a fajlagos törési munka függvénye a nyúlássebességnek és a hőmérsékletnek, egymással közvetlenül csak olyan kísérletek hasonlíthatók össze, melyek során a hőmérséklet és a nyúlássebesség is azonos. A nyúlássebesség és a hőmérséklet hatása egyes anyagoknál elhanyagolhatóan kicsiny ugyan, a tételek általánosítása érdekében azonban ezeket a tényezőket is figyelembe kell venni. Egyes anyagok szakítódiagramját MACGREGOR [20] vizsgálta, állandó értéken tartva a valódi nyúlássebességet. Kísérletei során előre kísérletileg meghatározta a nyúlássebesség változását a fajlagos nyúlás függvényében, majd pedig a kapott empirikus összefüggés

alapján a további kísérleteknél kézzel szabályozta a befogó szerszám mozgási sebességét úgy, hogy a $d\lambda/dt = \text{konstans}$ feltétel betartható legyen.*

Mivel ez a kísérleti technika rendkívül bonyolult és nehézkes, egyik kísérletsorozatunk arra irányult, hogy a nyúlássebesség változását a továbbiakban egyszerű számítással lehessen figyelembe venni. CZOBOLY E. [21] különböző fémeken végzett kísérletekkel kimutatta azt, hogy a kontrakció során létrejövő megnyúlás arányos a próbatest átmérőjével és a kontraháló keresztmetszettel. A nagyszámú mérési eredmény közül egyet a 3. ábra mutat. A vízszintes tengelyen a kontrakció, a függőleges tengelyen pedig különböző



3. ábra. A szakítópróbatest megnyúlása a kontrakció függvényében

léptékben az erő, illetve a megnyúlás van felmérve. Látható, hogy a próbatest megnyúlása és a kontrakció között szigorúan lineáris összefüggés áll fenn.

Legyen ΔL a kontrakció során keletkező megnyúlás, akkor

$$\Delta L = kd_0(\psi - \psi_m). \quad (12)$$

Az egyenletben ψ_m a maximális erőhöz tartozó keresztmetszetcsökkenés értéke. A (12) egyenletet differenciálva

$$U = \frac{\Delta L}{dt} = kd_0 \frac{d\psi}{dt} \quad (13)$$

meghatározható a kontrakció időbeli változása az U szakítási sebesség függvényében. A térfogatállandóság törvénye értelmében a nyúlássebesség:

* A továbbiakban közölt megfontolások a mérnöki nyúlássebességekre vannak vonatkoztatva az egyszerűbb kezelhetőség kedvéért. Ha az alakváltozás kicsiny, úgy ez a közelítés megengedhető. Ezzel a közelítéssel ugyanis legalább az egyenletes nyúlás határán belül a nyúlássebesség állandó. Az egyenletek levezetése $d\lambda/dt = \text{konstans}$ feltételre hasonló, alkalmazásukra azonban csak igen nagy alakváltozásnál van szükség.

$$c = \frac{d\varepsilon}{dt} = \frac{1}{(1-\psi)^2} \cdot \frac{d\psi}{dt} = \frac{1}{(1-\psi)^2} \cdot \frac{U}{k \cdot d_0}. \quad (14)$$

Innen látható, hogy a fajlagos nyúlás sebessége a kontrakció függvényében rohamosan nő, ha a szakítás sebessége állandó.

A nyúlássebesség és a mért erő közti összefüggést a PRANDTL [22] által levezetett egyenlet adja meg:

$$P_1 = P_0 + a A_m \ln \frac{c_1}{c_0}. \quad (15)$$

A Prandtl-féle egyenlet szerint valamely c_1 fajlagos nyúlássebességgel mért erő P_1 , míg a c_0 nyúlássebességhez P_0 erő tartozik. A_m a maximális erő helyén fellépő keresztmetszetet jelöli, a pedig egy az anyagtól függő állandó.

NÁDAI és MANJOINE [23] különböző szakítási sebességekkel az egyenletes nyúlás határáig végzett kísérleteiből az a állandó értéke kiszámítható, és lágycélra $a = 4,5$ kp/mm², rézre $a = 1,2$ kp/mm² adódik, ha a (15) egyenletben tízes alapú logaritmussal történik a számítás.

A szakítókísérlet során az egyenletes nyúlás határáig c_0 állandó és értéke a (14) egyenlet alapján

$$c_0 = \frac{1}{(1-\psi_m)^2} \cdot \frac{U}{kd_0}. \quad (16)$$

A (15) egyenletet a mindenkori keresztmetszettel elosztva, a valódi feszültség meghatározására a kontrakció során a (14) és (16) egyenlet figyelembevételével az alábbi egyenlet adódik [24]:

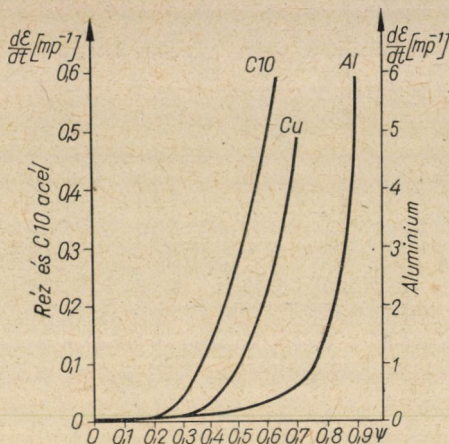
$$\sigma'_1 = \sigma'_0 + a \frac{1-\psi_m}{1-\psi} \cdot \ln \left(\frac{1-\psi_m}{1-\psi} \right)^2. \quad (17)$$

Ez az egyenlet a kontrakció során fellépő viszonyokat gyakorlatilag kielégítő pontossággal írja le, és így a szakítókísérlet során mért közepes valódi feszültségből (σ'_1) pontról pontra kiszámítható az a közepes valódi feszültség (σ'_0), amely akkor keletkeznék, ha a nyúlássebesség végig állandó volna [25].

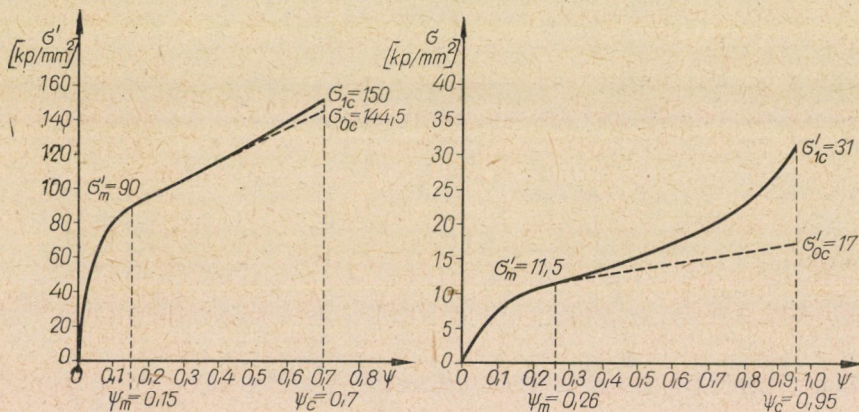
A fajlagos nyúlássebesség változását a kontrakció függvényében néhány szerkezeti anyagra a 4. ábra mutatja. A kísérletek igen nagy pontossággal egyeznek a fentiekben megadott (13), illetve (14) egyenlettel.

A szakítódiagram korrigált alakját a (17) összefüggés figyelembevételével az 5. ábra mutatja. Mint az ábrából is látható, a fajlagos nyúlássebesség változása miatt szükséges korrekció a kisebb kontrakciójú acéloknál csak elhanyagolhatóan kis különbséget okoz, míg az igen nagy kontrakciónál szakadó alumínium esetén az eltérések már számottevőek lehetnek.

A második tényező, amit a fajlagos törési munka fizikailag helyes értelmezésénél tekintetbe kell venni, az, hogy a szakítókérdet során az egyenletes nyúlás határáig az egyenletes és egytengelyű feszültségeloszlás a kontrakció



4. ábra. Lágycél, alumínium és réz nyúlássebességének változása a kontrakciós szakaszon a kontrakció függvényében



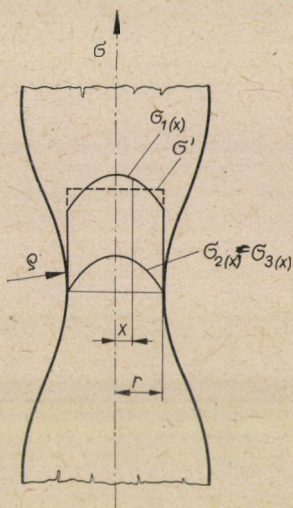
5. ábra. Valódi feszültség a valódi nyúlás függvényében. A vastag vonal állandó szakítás seb esérére, a szaggatott vonal állandó nyúlássebességre vonatkozik.

a) nemesített acél, b) alumínium

során többtengelyű és egyenlőtlen feszültségeloszlássá alakul át, mint azt a 6. ábra mutatja.

A kontrakció során fellépő feszültségeloszlást a képlékenységtan módszerével többen tanulmányozták [26—29]. A legújabb időkben THEOCARIS a Prandtl—Reuss-féle egyenletek felhasználásával és igen érdekes kísérleti technikával tanulmányozta ugyanezt a problémát. Bár a különböző

szerzők által a feszültségeloszlásra levezetett értékek egymástól számszerűen különböznek, az a megállapítás azonban egyöntetű, hogy a kontrakció során fellépő háromtengelyű feszültségeloszlás, egy a keresztmetszet mentén egyenletesen eloszló húzófeszültséghez hozzáadódó és a keresztmetszet mentén pontonként változó hidrosztatikus húzófeszültségből áll. Kísérletileg azonban csak az ún. közepes valódi feszültség határozható meg, amely a mért erő, elosztva a mindenkori keresztmetszettel.



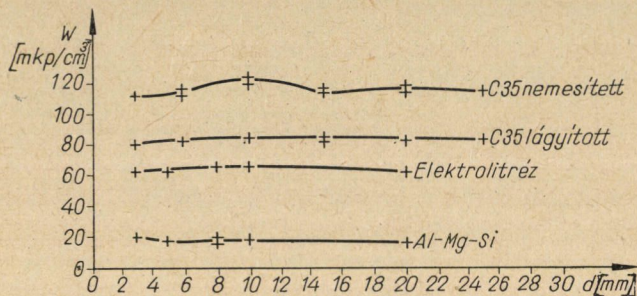
6. ábra. Feszültségeloszlás a kontraháló keresztmetszetben

Valamennyi irodalmi adat megegyezik abban, hogy a legnagyobb axiális húzófeszültség és a legnagyobb radiális, illetve tangenciális feszültség a körhengeres próbatest középvonalában lép fel, a folyást megindító feszültség azonban a Hencky—Huber—Mises-féle elmélet szerint a próbatest egész keresztmetszetében állandó. Az a tény, hogy az első üregek és repedések mindig a próbatest középvonalában keletkeznek [9, 10], egyben újabb bizonyítéka annak, hogy a törés folyamata szempontjából a külső erő fajlagos munkája a mértékadó.

Az anyagvizsgálati mérés során csak a közepes valódi feszültség határozható meg, a 7. ábrán bemutatott feszültségeloszlás legfeljebb különböző feltételekkel számítható. Azonban a közepes valódi feszültség figyelembevételével számított fajlagos törési munka igen nagy pontossággal közelíti meg a feltételezett feszültségeloszlásból számítható munkát.

A szakítókísérlet során fellépő feszültségeloszlás részletes analízise azonban egyben azt is mutatja, hogy a fajlagos törési munkának közvetlen mérési adatokból való meghatározása csak olyan kísérletek esetén lehetséges, ahol az

erő és az átmérő méréséből számított közepes valódi feszültség segítségével számított fajlagos munka legalábbis igen jó közelítésben egyezik a pontról pontra változó feszültségeloszlás következtében a keresztmetszet mentén is változó munkával. Ez a feltétel a húzó- és a nyomókísérlet során az eddigi vizsgálatok szerint elég nagy alakváltozásokig fennáll. Ennek igazolására különböző anyagokon és különböző átmérőjű próbatesteken végeztünk kísérleteket. A közepes valódi feszültségből számított fajlagos törési munka a gyakorlati alkalmazásban előforduló határok között állandónak bizonyult [31], mint azt a 7. ábra mutatja.



7. ábra. A fajlagos törési munka a próbatest átmérőjének függvényében

Végül egy eddig nem kellően figyelembe vett tényező hatását is részleteiben vizsgálat alá kellett vennünk. Minden szakítógép a mérés közben rugalmas alakváltozást szenved, amelyhez hozzájárul az is, hogy az erőmérés is elmozdulást tesz szükségessé. A szakítógép tehát fogalmilag mint egy kemény rugó kezelhető, ahol is a gép alakváltozása (x) és az erő (F) közt lineáris összefüggés áll fenn. Itt nem részletezett elméleti megfontolások és kísérleti adatok alapján a fajlagos törési munka értékének meghatározásához csak igen kemény (merev) szakítógépek használhatók.

A kísérleti feltételeket összefoglalva tehát a különböző igénybevételi módok, pl. húzás, nyomás vagy ismétlődő húzás és nyomás során a törésig szükséges összes munka csak akkor hasonlítható össze, ha

1. a különböző kísérletek gyakorlatilag azonos nyúlássebességgel történnek, vagy legalább az eredmények a megadott módszerrel azonos nyúlássebességre vannak átszámítva;

2. a kísérletek során előálló többtengelyű és egyenlőtlen feszültségi állapot elég nagy pontossággal közelíthető meg a közepes valódi feszültséggel; és végül

3. ha a kísérletek során a különböző igénybevételek ugyanazon csúszósíkrendszeren hatnak.

Ezen utóbbi megszorító feltétel arra vonatkozik, hogy a külső erő által végzett munka csak akkor összegezhető fizikailag helyesen, ha a külső erő hatását ugyanazon a csúszósíkrendszeren fejtette ki.

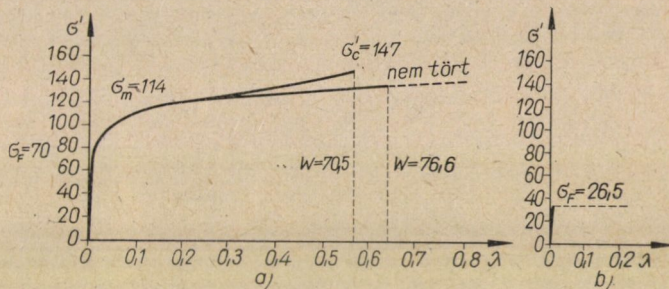
Ezen megszorító feltételek figyelembevételével a továbbiakban tárgyalandó kísérletssorozatok két tétel igazolását tűzték ki célul:

1. A törés folyamata során a repedés terjedéséig elnyelt fajlagos munka állandó;

2. ha a terjedő repedés (tehát a törés kezdete) nagy képlékeny alakváltozás után következik be, akkor a törésig elnyelt energia független a rácsrendeztetlenségektől, a törési munka tehát egy szerkezetérzékenlen mérőszám.

V. Kísérletek a törési munka állandóságának igazolására

A IV. fejezetben foglalt megszorító feltételek alapján a törési munka állandóságát elsősorban húzó, illetőleg nyomó kísérletekkel lehet a legegyszerűbben igazolni. Az előbb kifejtettekből következik, hogy bár a szakító-



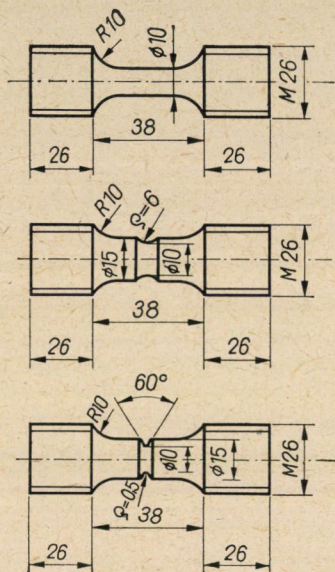
8. ábra. a) Nemesített acél húzó-, illetve nyomódiagramja; b) 76,6 mkp/cm³ fajlagos munkával összenyomott próbatest szakítódigramja

kísérlet során már a törés bekövetkezése előtt a próbatestben üregek és repedések keletkeznek, a repedés terjedése csak közvetlenül a törést megelőző stádiumban következik be, és így a szakításnál a (9) egyenlet szerint a törésig befektetett fajlagos munka igen jó közelítésben egyenlő a repedés terjedéséig befektetett munkával. A nyomókísérlet során a próbatest lényegesen nagyobb fajlagos összenyomódást tud törés nélkül elviselni, mint a húzókérsület során, sőt a lágyabb fémeket nyomókísérlettel egyáltalában nem lehet eltörni.

MYLONAS [32] mutatott rá arra, hogy egy próbatestet összenyomva, majd ismét meghúzva, egy bizonyos mértékű képlékeny nyomóigénybevétel után a próbatest húzásra ridegen törik. Hasonló eredményre jutott akkor is, ha a próbatest hajlítással volt előzőleg hidegen alakítva.

Annak igazolására, hogy nyomásnál is a repedés megjelenéséig szükséges fajlagos munka ugyanaz, mint a szakítókísérlet során meghatározott fajlagos munka, egy külön erre a célra kialakított szerszámban a próbatesteket meghatározott mértékig nyomtuk össze, mégpedig úgy, hogy a nyomókísérlet során a próbatesttel közölt munkamennyiség az egyik kísérletssorozatnál nagyobb, a másikon pedig kisebb legyen, mint a szakításkor meghatározott fajlagos munka. Egy ilyen kísérlet eredményét szemlélteti a 8. ábra. Az ábra

bal oldalán a vizsgált acélsanyag húzó, illetve nyomódiagramja van feltüntetve. A vízszintes tengelyen a valódi effektív nyúlás, a függőleges tengelyen pedig a valódi feszültség. Ilyen ábrázolásmód mellett a diagram területe közvetlenül a fajlagos törési munkát adja. A vizsgált anyag folyási határa 70 kp/mm^2 volt, szakításra a törés 147 kp/mm^2 feszültség hatására következett be. A szakító-kísérlet során a törésig elnyelt fajlagos munka $70,5 \text{ mkp/cm}^3$ volt. Egy ugyan-ezen anyagból készült nyomópróbatestet $76,6 \text{ mkp/cm}^3$ fajlagos munkával alakítva, a próbatestet nem tört. Ugyanezt a próbatestet a nyomás után ismét



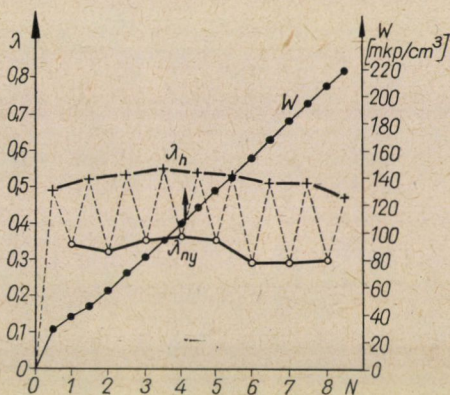
9. ábra. A kis igénybevételi számú fázasztásokhoz használt bemetszett és sima próbatestek képe

meghúzva, a próbatestet $26,5 \text{ kp/mm}^2$ feszültségnél, tehát az eredeti folyáshatárnál lényegesen kisebb feszültségen eltörött. Ebből arra lehet következtetni, hogy a nyomókísérlet során a próbatestet belsejében a repedés már létrejött, azonban a nyomóigénybevétel hatására nem terjedt olyan mértékben, hogy a törés létrejöjjön. A nyomást követő szakítás során azonban már rendkívül kicsiny feszültség hatására a törés a rugalmas alakváltozás során bekövetkezett.

Azoknál a kísérleteknél, ahol a nyomókísérletet az anyagra jellemző $70,5 \text{ mkp/cm}^3$ fajlagos munkánál kisebb értékeknél hagytuk abba, a nyomást követő húzó-kísérlet során a próbatestet még határozott képlékeny alakváltozást mutatott, és a szakadáshoz szükséges fajlagos munka, valamint a nyomás során befektetett fajlagos munka összege a szóráshatárokon belül ismét az eredeti anyagra jellemző értéket adta.

A kísérletek alapján tehát kimondható az, hogy az anyag rácsszerkezetének makroszkopikus méretű megbomlásához, tehát a repedés keletkezéséhez egy, az anyagra jellemző fajlagos munkamennyiség szükséges.

Ugyanennek az állításnak további bizonyítására nemesített C 35 acélokkal végeztünk kis igénybevételi számú fásasztókísérleteket. A kísérletekhez sima, illetve bemetszett próbatesteket használtunk [33] (9. ábra). A fásasztókísérleteket is az előbb leírt megszorító feltételek miatt igen kemény szakítógéppel végeztük. Az igénybevételek száma a kísérletek során általában legfeljebb 100-ig terjedt. Ez a korlátozás részben azért volt szükséges, mert az



10. ábra. A fajlagos nyúlás, illetve a fajlagos munka változása az igénybevételi szám függvényében

aránylag lassú nyúlássebességek miatt a kísérlet hosszadalmas, másrészt pedig az egyes egymást követő húzó-, illetve nyomóigénybevételeknél olyan mértékű alakváltozást kellett létesíteni, amelyhez szükséges fajlagos munka még elég nagy pontossággal volt meghatározható.

Az első kísérletsorozatokat úgy végeztük, hogy a húzás, illetve a nyomás során létrejövő valódi feszültség ugyanaz az érték legyen, a feszültség tehát $+\sigma'$ és $-\sigma'$ között váltakozott. Minden terhelési periódusban mértük a próbatest fajlagos effektív nyúlását (λ). A kísérleti anyag 0,35% C tartalmú közönséges szénacél volt, melynek szilárdsági vizsgálata nagyszámú próbatesten mérve a következő adatokat adta:

A maximális erő hatására fellépő valódi feszültség $\sigma'_m = 89 \div 95$ kp/mm²;
 valódi feszültség a törés pillanatában $\sigma'_c = 122 - 138$ kp/mm²;
 valódi nyúlás a törés helyén $\lambda_c = 0,94 \div 1,02$;
 fajlagos törési munka szakítással meghatározva: 110 ± 10 mkp/cm³.

A kísérleti adatok közül egyet a 10. ábra szemléltet. A váltakozó húzó-nyomó valódi feszültség nagyobb, mint a szakítókérdés során a maximális erő hatására mért valódi feszültség. Ennek a feszültségnek a hatására az első

terheléskor $\lambda = 0,5$ fajlagos effektív nyúlás jött létre. A nyomóterheléskor a fajlagos nyúlás $0,32$ értékre csökkent le. Egy húzási és egy nyomási periódus tesz ki egy teljes alakváltozási ciklust. Az egy lépésben törésig végzett szakító-kísérlet tehát a továbbiakban a fárasztókísérletekkel összehasonlítva az $N = 0,5$ ciklusszámnak felel meg.

Mint az ábrából látható, mind a húzott periódusban mért nyúlás (λ_h), mind a nyomott szakaszon mért nyúlás a kísérleti szórástól eltekintve, egy bizonyos pontig, kb. a negyedik ciklusig nő, azon túl pedig enyhén csökken. A nyúlásgörbe maximuma azzal magyarázható, hogy amíg az alakváltozás



11. ábra. Kezdődő repedés mikroszkópi képe; $N = 100 \times$

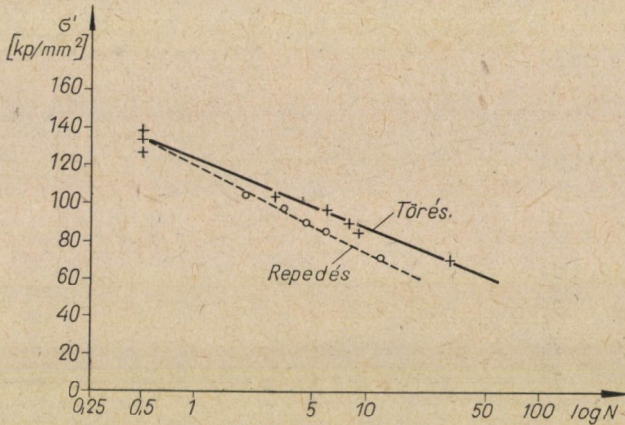
tisztán képlékeny, addig a próbatest az egyes igénybevételi ciklusok során lassan, de jól mérhetően nyúlik. A repedés keletkezése után az erő elosztva a látszólagos keresztmetszettel, már csak névlegesen adja a valódi feszültséget, mert a repedés következtében a próbatest belsejében a feszültségeloszlás alapvetően megváltozik. A húzó periódusokban tehát már nem a további képlékeny alakváltozás, hanem a repedés terjedése lesz a döntő folyamat, és ez a magyarázata annak, hogy a próbatest összes nyúlása innen kezdve már nem növekszik tovább ugyanolyan mértékben, mint az előző ciklusokban. Az ábrában fel van tüntetve az egyes igénybevételi periódusok során elnyelt fajlagos munka is. A fajlagos munka vonala közelítőleg egyenes, és a nyíljal jelölt helyen, tehát éppen az anyagra jellemző 110 mkp/cm^3 energia elnyelése után észlelhető a nyúlásgörbe előbb már említett irányváltozása.

Az ábrából megfigyelhető az is, hogy bár az anyag 110 mkp/cm^3 fajlagos alakváltozási munka után megrepedt, a töréséhez a nyolcadik húzó-nyomó igénybevétel után 220 mkp/cm^3 fajlagos munka volt szükséges.

Az ilyen nagy valódi feszültség amplitúdóval végzett kísérletek során a repedés a 110 mkp/cm^3 fajlagos alakváltozási munka átlépését követő első

húzóperiódusban már láthatóvá vált. A kisebb valódi feszültségekkel végzett kísérletek során is észlelhető volt az anyagra jellemző 110 kpm/cm^3 energia elnyelése után a nyúlásgörbe jellegének megváltozása, azonban a repedést csak a próbatest szétvágása után mikroszkópon lehetett jól észlelni (11. ábra).

Valamennyi sima próbatesten végzett kísérlet eredményét a 12. ábra mutatja. A vízszintes tengelyen az igénybevételi számok vannak felmérve logaritmikusan léptékben, a függőleges tengelyen pedig a valódi feszültség. A már említett okok miatt az egyszerű szakítókísérlet a 0,5 igénybevételnek felel meg. A méréspontokat ebben a koordinátarendszerben felrakva, azok első közelítés-



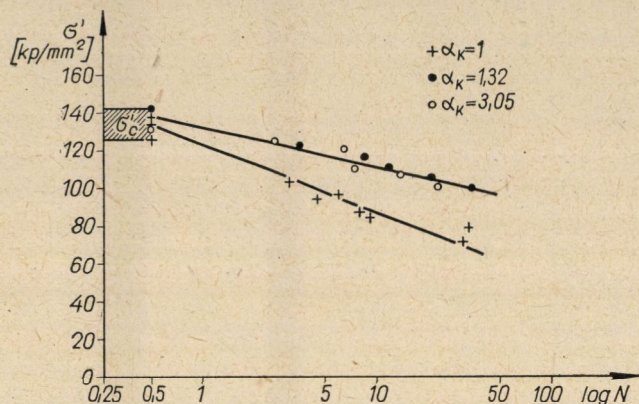
12. ábra. Sima próbatestek repedésének kezdete, illetve törése az igénybevételi szám függvényében

ben egyenesvonalon fekszenek, legalább olyan mértékben, hogy a szakítókísérletnek megfelelő $N = 0,5$ igénybevételig való extrapoláció ezen az alapon elvégezhető legyen. A két görbét, a repedés keletkezésének és a törésnek megfelelő görbét a szakítókísérletnek megfelelő igénybevételig extrapolálva, azok az $N = 0,5$ igénybevételnél találkoznak, ami azt bizonyítja, hogy a szakítókísérlet során a repedés terjedéséhez szükséges munka kicsiny. A két egymást metsző görbe közös kiindulópontja éppen a szakítókísérletek során meghatározott σ_c törési feszültség.

A 13. ábrában a sima és a bemetszett szakítópróbák kis ciklusú fárasztásának eredményei vannak feltüntetve. Mint az ábrából látható, a szakítókísérlet során mért σ'_c a töréskor fellépő valódi közepes feszültség értéke mind a sima, mind a bemetszett próbatestek esetén. Ezt a tényt, mely szerint a valódi feszültség a töréskor a próbatest bemetszésétől függetlenül ugyanaz, már LUDWIK óta ismeri a szakirodalom. A kis ciklusú fárasztókísérletek során mért értékekből szerkesztett görbe ebbe az anyagra jellemző σ'_c pontba fut össze. Igen érdekes és figyelemre méltó az, hogy a fáradási görbének ezen a szakaszán azonos valódi feszültséggel terhelve, a bemetszett próbatestek álta-

lában nagyobb igénybevételi számnál törnek el, mint a sima próbatestek, és ez az igénybevételi szám, legalábbis első közelítésben, független a bemetszéstől.

Az itt említett állandó amplitúdójú valódi feszültséggel folytatott húzó-nyomó kísérletek eredményeinek további igazolására HAVAS I. [34] végzett olyan húzó-nyomó kísérleteket, amelyeknél a húzó és a nyomó periódusban keletkező mérnöki fajlagos nyúlás volt állandó. A kísérleteket ugyanazzal a C 35 nemesített anyaggal végezte, azzal a különbséggel, hogy a próbatestek edzés után két különböző hőmérsékleten, 600 és 680 C°-on voltak megeresztve. Mint a későbbiekben még részletesebben igazolni fogjuk, a nemesített acélok

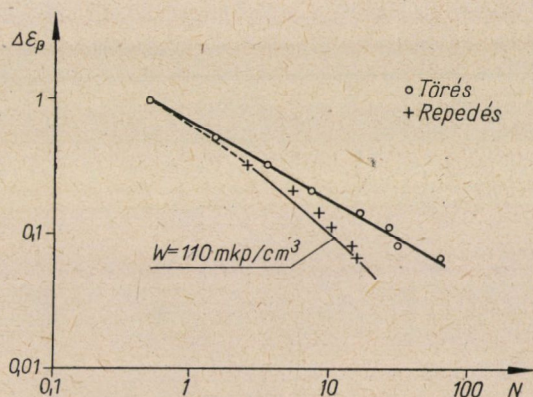


13. ábra. Sima, illetve bemetszett próbatestek kifáradási görbéje. Állandó valódi feszültség-amplitúdóval végzett fárasztás

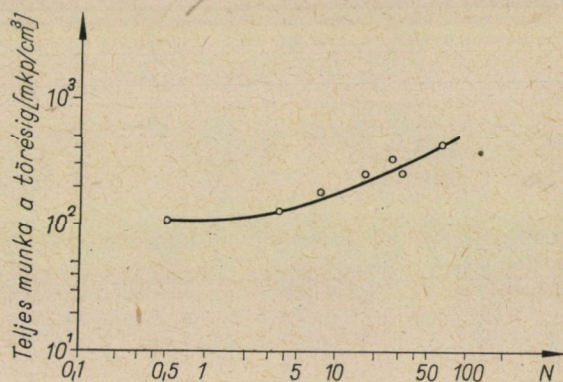
fajlagos törési munkája független a megeresztési hőmérsékletektől. Ugyan-ezeket a kísérleteket elvégezte egy nemesíthető alumínium-magnézium-cink-titán ötvözzel is. Ezeknek a kísérleteknek a céljuk az volt, hogy az előbb leírt eredményeket állandó nyúlásamplitúdó esetére is igazolják. Mint a 14. ábrában látható, a repedés bekövetkezéséhez szükséges munka a nemesített C 35 acélra jellemző 110 mkp/cm^3 volt, függetlenül a megeresztés hőmérsékletétől. A töréshez szükséges munka viszont annál nagyobb, minél kisebb az egy igénybevételi ciklusban alkalmazott alakváltozás. A töréshez szükséges teljes munkát az igénybevételi szám függvényében a 15. ábra mutatja. Míg a próbatest repedése mindig a $W = 110 \text{ mkp/cm}^3$ munka elnyelése után következett be, addig a próbatest teljes töréséhez szükséges munka a legnagyobb igénybevételi számnál, az 500 mkp/cm^3 -t is eléri.

Az ismertetett kísérletek összefoglalva azt mutatják, hogy egy meghatározott és az anyagra jellemző fajlagos munka kell ahhoz, hogy az anyagban a makroszkopikus méretű repedés létrejöhessen. Ez a munkamennyiség ugyanaz akár húzásra, akár pedig nyomásra van terhelve a próbatest, de ugyanaz akkor is, ha a vizsgálat húzás és nyomás ismétlésével történik. A szó fizikai

értelmében vett törés tehát a rácsnak makroszkopikus méretű szétválása mindig egy adott, és az anyagra jellemző mennyiségű fajlagos munka hatására történik. Az igénybevétel módjától és a feszültség szinttől függően változó azonban az a munka, amit a próbatest a repedés terjedése során nyel el.



14. ábra. Nemesített acél fáradási diagramja állandó nyúlásamplitúdóval végzett kísérletek alapján

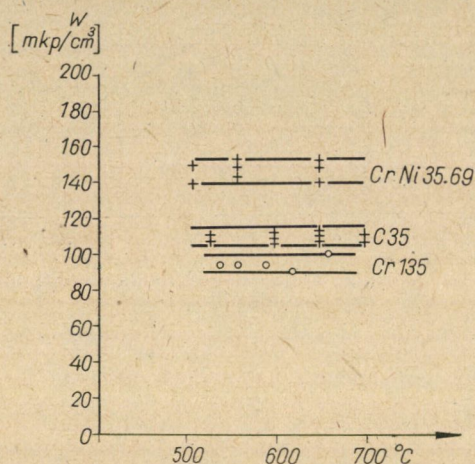


15. ábra. A töréshez szükséges teljes munka, beleértve a repedés terjedés munkáját is, növekvő igénybevételi számmal nő

További részletezés nélkül itt csak megemlítendő, hogy a fajlagos törési munka a (8) egyenlet értelmében mint ridegtörési kritérium is használható. Ebben az esetben ugyanis a képlékeny alakváltozás munkája közelítőleg zérus, és a ridegtörés során a teljes töréshez szükséges munka két részből áll: a rugalmas alakváltozás fajlagos munkájából és a repedésterjedés munkájából.

VI. A fajlagos törési munka mint szerkezetérzéken mérészám

A bevezetésben közölt gondolatmenet szerint a fajlagos törési munka számértéke a rácsrendezetlenségektől csak elhanyagolható mértékben függ, ha a törést nagy képlékeny alakváltozás előzi meg. Az előző fejezetben kifejtettek szerint a szakítókísérlet során a repedésterjedés munkája elhanyagolhatóan kicsi, a töréshez szükséges munka tehát egyenlő lesz igen nagy közelítéssel a képlékeny alakváltozásra fordított munkával. Ezért a továbbiakban ismertetendő kísérletek során kizárólag a szakítókísérletet alkalmaztuk, megvizsgálva



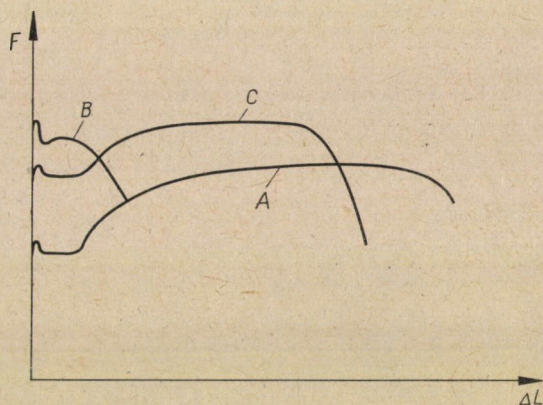
16. ábra. Nemesített acélok fajlagos törési munkája a megeresztési hőmérséklet függvényében

számos olyan lehetőséget és kezelési módszert, melyeknek hatására a rácsrendezetlenségek mennyisége jelentős mértékben megváltozik külső erők munkájának befektetése nélkül.

a) A nemesíthető acélok edzése és különböző hőmérsékleteken való megeresztése után a rácsrendezetlenségektől függő sajátságok, a feszültség és a nyúlás, igen jelentős mértékben változnak. Ha a töréshez szükséges fajlagos munka a rácsrendezetlenségektől független, akkor a nemesített acélok törési munkájának a megeresztési hőmérséklettől tág határok között függetlennek kell lennie. Ezt a jelenséget először MATTHAES [35] figyelte meg. Különböző nemesíthető acélokkal végzett kísérleteink közül néhányat a 16. ábra mutat [36]. Az ábrán magyar szabványoknak megfelelő nemesíthető krómacél, 0,35% C tartalmú közönséges szénacél és egy króm-nikkel acél fajlagos törési munkája van feltüntetve a megeresztési hőmérséklet függvényében. A kísérlet szórásának határain belül valamennyi acél fajlagos törési munkája egy, az illető anyagra jellemző állandó érték. Az ábrán közölteknél alacsonyabb hőmérsékleteken való megeresztés hatására a fajlagos törési munka már lényege-

sen változik, a csak martenzitesre megeresztett acélok törési munkája pedig a zérustól csak kevésbé különbözik. Az átmeneti szakasz vizsgálata és az átmenet okainak pontos felderítése még a folyó kísérletek feladata.

b) A rácsrendezetlenségek mennyiségének változtatására egy másik utat PARKER kísérletei jelöltek meg [37]. PARKER meghatározta egy lágyacél szakítódigramját normalizált állapotban (17. ábra A jelű görbe). Az acélt néhány százalékos hidegalakításnak vetve alá, a B jelű görbét kapta, majd pedig 650 C°-on az acélt kilágyítva, az eredeti anyagon mért A szakítódigram helyett a C jelű görbét kapta. Az ábrán az erő van feltüntetve a megnyúlás



17. ábra. Lágyacél szakítódigramja: A normalizált állapotban; B 8% hidegalakítás után; C 8% hidegalakítás és 650 C°-on való lágyítás után

függvényében léptékhelyesen, de a számértékek nélkül. Ez a PARKER kísérletei alapján megrajzolt ábra csupán azt kívánja bemutatni, hogy a leírt kezelés után a folyási határ és a szakítószilárdság jelentősen megnő, a próbatest teljes nyúlása pedig csökken. PARKER ezt a jelenséget a hidegalakítás és azt követő kilágyítás révén keletkező kis hajlásszögű szemcsehatároknak tulajdonította. A leírt kezelés révén tehát ismét megváltozik a rácsrendezetlenségek mennyisége, amely a feszültség és a nyúlás jellegű mérőszámok tényleges megváltozásában nyilvánul meg.

Ezen jelenség alapján C 10-es lágyacélokkal végeztünk kísérleteket, melyeknek eredményeit az I. táblázat mutatja. Az N jelű próbatestek normalizált állapotban kerültek megvizsgálásra, a H jelű próbatestsorozat 8% hidegalakítás után 650 C°-on lett lágyítva. PARKER kísérleti adataival összhangban a hidegen alakított és lágyított H jelű próbatestek szakítószilárdsága és folyási határa nagyobb, egyenletes nyúlása és kontrakciója pedig kisebb, mint a normalizált állapotú próbatesteké. Ennek ellenére a fajlagos törési munka igen nagy pontossággal ugyanaz.

I. táblázat

Lágyacél szakítóvizsgálatának adatai

Hőkezelés jele	Próbatest jele	σ_B [kp/mm ²]	$\sigma_{0,2}$ [kp/mm ²]	ϵ_e	ψ	W [mkp/cm ²]
N	A/1	42,2	30,7	0,21	0,71	82,2
	A/2	42,2	29,7	0,21	0,71	81,9
H	E/1	46,5	42,3	0,14	0,69	89,7
	E/2	48,6	42,2	0,13	0,68	81,3
	E/3	47,2	44,7	0,13	0,69	82,2

N = normalizálva,

H = 8% hidegalakítás után 650 C°-on lágyítva.

Ezen két kísérletsorozat egybevetéséből arra lehet következtetni, hogy minden olyan művelet, amely a fémekben csak a rácsrendezetlenségek mennyiségét és eloszlását változtatja meg külső munka alkalmazása nélkül, a fajlagos törési munka értékét nem befolyásolja.

Ha a fajlagos törési munka a rácsrendezetlenségektől független, akkor a képlékeny igen tiszta fémek fajlagos törési munkája azonos kell hogy legyen ezen fémek ideális rácsú tűkristályain mért fajlagos alakváltozás munkájával. Az ideális rácsú fémek szilárdságát a felületi energia felhasználásával POLÁNYI, illetőleg OROWAN [2, 3] határozták meg. Az újabb számítások alapján az OROWAN által levezetett értékek a valóságosnál nagyobbak adódnak. A valóságot jobban megközelíti a POLÁNYI által megadott számítás. A számításnál mindenképpen figyelembe kell venni azt, hogy a tökéletes rácsú kristályok szilárdsága és nyúlása a krisztallográfiai irányoktól függ. Így a polikrisztallin testen mért fajlagos alakváltozási munka csak a tökéletes rácsú kristályok törési munkájának átlagértékével lehet egyenlő. Elégé durva közelítő számítás szerint [33] a tökéletes rácsú kristály szilárdsága

$$\sigma_t = \sqrt{\frac{W \cdot E}{2}}, \quad (18)$$

ahol E az anyag rugalmassági modulusa.

POLÁNYI szerint az ideális rácsú kristály szilárdsága

$$\sigma_t = \frac{2 \cdot S}{d}, \quad (19)$$

ahol S a felületi energia, d pedig a rácsparaméter.

II. táblázat

Igen nagy tisztaságú köbös térrácsú fémek rácshibamentes kristályainak szilárdsága

Anyag	$\sigma_t = \frac{2S_{\text{foly.}}}{d}$	$\sigma_t = \frac{2S_{\text{szil.}}}{d}$	$M_{\text{ért}}$	$\sigma_t = \sqrt{\frac{EW}{2}}$
Ag	656	—	176	692
Al	372	450	—	420
Cu	885	(805) 900	300	800
Fe	1200	1350	1340	1320
Ni	—	1070	—	1030

1. oszlop: Polányi képletével számítva a folyékony állapotban mért felületi feszültségből;
2. oszlop: Polányi képletével számítva a szilárd állapotban mért felületi feszültségből;
3. oszlop: Az eddig rendelkezésre álló kísérleti adatok;
4. oszlop: A polikristallin fémek fajlagos törési munkájából számítva.

Az összefüggés igazolására spektroszkopikusan tiszta vas, réz, alumínium, ezüst és nikkelt próbatesteket vizsgáltunk. Az eredményeket a II. táblázat szemlélteti, amelyből látható, hogy a tökéletes térrácsú kristály szilárdsága a képlékeny test fajlagos törési munkájából számítva igen nagy pontossággal egyezik a POLÁNYI által a felületi energia figyelembevételével számított értékekkel.

Említésre méltó az, hogy legújabban IVANOVA [38] kimutatta azt is, hogy az előbbieken eddig tárgyalt fajlagos törési energia legalábbis a tiszta fémeknél az olvadáshőből is kiszámítható. Ezek számításai igen nagy pontossággal egyeznek az általunk mechanikai úton mért értékekkel.

IRODALOM

1. MINER, M. A.: *Journal of Applied Mechanics* 12 (1945), A—159.
2. POLÁNYI, M.: *Z. f. Physik*, 89 (1934), 660.
3. OROWAN, E.: *Z. f. Physik*, 89 (1934), 634.
4. BRENNER, S.: *J. Appl. Phys.* 27 (1956), 1484.
5. SMEKAL, A.: *Handbuch d. Physik*, Berlin 1933.
6. TITCHENER, A. L.—M. B. BEVER—CHALMERS: *Progress in Metal Physics* 7 (1958), 247.
7. CLAREBROUGH, L. M.—HARGREAVES, M. E.—WEST, G. W.: *Proc. Roy. Soc. A* 232 (1955), 252.
8. READ, W. T.—SHOCKLEY, W.: *Imperfections in Nearly Perfect Crystals*. J. Wiley, New York 1955; 166.
9. PLATEAU, J.—HENRY, G.—COUSSARD, C.: *Review de Metallurgie*, 54 (1957), 200.
10. BLUHM, J. I.—MORRISSEY, R. J.: *Int. Conf. on Fracture*, Sendai, 1965. D. II. 93.
11. OROWAN, E.: *Fatigue and Fracture of Metals*, New York 1952; 154.
12. HEMPEL, M.—SCHRADER, A.: *Archiv f. Eisenhüttenwesen* 28 (1957), 547.
13. FROST, N. E.—PHILLIPS, C. E.: *Int. Conf. on Fatigue of Metals*, London 1956; 520.
14. GILLEMOT, L.—SINAY, G.: *Acta Techn. Hung.* 22 (1958), 149.
15. MATTHAES, K.: *Zeitschrift f. Metallkunde* 53 (1962), 265.
16. BELLO, J.—HUGO, M.—HERZOG, E.: *Memoire Scientific de la Rev. Met.* 60 (1963), 695.
17. NADASAN, S.—SAFFERA, V.: *Konstrukcia de Masini* (1965), 345.
18. MIHÁLYI, E.—MILOTAY, GY.—SINAY, G.: *Gép* 16 (1964), 145.

19. REUSS, E.: *Acta Techn. Hung.* **39** (1962), 259.
20. MACGREGOR, C. W.—FISHER, J. C.: *Journal of Appl. Mech.* **12** (1945), A. 217.
21. CZOBOLY, E.: *Periodica Polytechnica*, Maschinen und Bauwesen, **8** (1964), No 4. 395.
22. PRANDTL, L.: *Z. Angew. Math. Mech.* **8** (1928), 85.
23. NÁDAI, A.—MANJOINE, M.: *J. Appl. Mech.* **8** (1941), A. 77.
24. GILLEMOT, L.: *Archiv f. Eisenhüttenwesen* (sajtó alatt).
25. GILLEMOT, L.—MIHÁLYI, E.: III. Anyagvizsgáló Kongresszus előadásai. GTE kiadvány, Budapest 1964; 269.
26. DAVIDENKOV, N. N.—SPIRIDINOVA, N. I.: *Proc. of A.S.T.M.* **46** (1946), 1147.
27. BRIDGEMAN, P. W.: *Transaction of Am. Soc. for Met.* **32** (1944), 553.
28. SIEBEL, E.—SCHWAIGERER, S.: *Archiv f. Eisenhüttenwesen* **19** (1948), 145.
29. TRUSZKOWSKY, W.: *Bull. de l'Academie Polonaise des Sciences et des Lettres*, **1** (1952), Nr. 4. 373.
30. THEOCARIS, P. S.—MARKETOS, E.: Int. Conf. on Fracture, Sendai 1965, D. II. 153.
31. GILLEMOT, L.: *Materialprüfung* **3** (1961), 330.
32. MYLONAS, C.: Int. Inst. of Welding, Rep. IX. 419 (1964).
33. GILLEMOT, L.: Int. Conf. on Fracture, Sendai 1965, D—I. 47.
34. HAVAS, I.: *Materialprüfung* (1966) (sajtó alatt).
35. MATTHAES, K.: *Zeitschrift f. Metallkunde*, **43** (1952), 14.
36. GILLEMOT, L.: *Freiberger Forschungshefte*, B **76** (1963), 5.
37. PARKER, E. R.—J. WASHBURN: Effect of Impurities and Imperfections e.t.c. *Am. Soc. for Metals*, 1955.
38. IVANOVA, V. S.—YU. I. RAGOZIN—N. A. VOROBYOV: Proceedings of the Second Conference on Dimensioning and Strength Calculations. Akadémiai Kiadó Budapest 1965; 508.

EGY- ÉS TÖBBVÁLTOZÓS SZABÁLYOZÁSI RENDSZEREK STATISZTIKUS SZINTÉZISÉNEK MÓDSZEREI*

CSÁKI FRIGYES,

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA LEVELEZŐ TAGJA

A tanulmány betekintést kíván nyújtani az egy- és többváltozós szabályozási rendszerek statisztikus szintézisének problémakörébe. Összehasonlítja a méretezéshez felhasználható négy változatot, és kiemeli az ún. egyszerűsített módszer előnyeit. Néhány eredményt is bemutat az egy- és többváltozós folyamatos működésű szabályozási rendszerek köréből.

I. Bevezetés

A szabályozástechnikában nem alakult ki egységes elmélet — még a lineáris rendszerekre vonatkozólag sem. A legfontosabb méretezési módszerek között említhetők

1. a „klasszikus” módszer,
2. a statisztikus módszer,
3. a fázis-tér módszer.

Az említettek közül az *első* tipikus determinisztikus jeleket (pl. egységimpulzust, egységugrást, egységsebességugrást, egységgyorsulásugrást) vesz alapul. Az ún. statikus szabályozási eltérés előírt értéke megszabja a hurokerősítés nagyságát. (Az egyszerűség kedvéért egyszerű egyváltozós, egyhurkos szabályozási kört tekintünk.) A hurokerősítés ismeretében már elvégezhető a rendszer stabilitásvizsgálata, például NYQUIST, BODE, NICHOLS, Михайлов, LEONHARD, ROUTH, HURWITZ, EVANS stb. [1–6] eljárásával. A legtöbb esetben a rendszer labilnak mutatkozik. A statikus hiba kis értéke és a stabilitás kellő fokának biztosítása között mutatkozó ellentét feloldására pótlólagosan még jelformáló (kompenzáló) szervek, illetve tagok beiktatása is szükséges. A vizsgálatokat legcélszerűbb a frekvenciatartományban folytatni és talán a legegyszerűbb a logaritmus amplitúdó—logaritmus körfrekvencia, vagyis az ún. Bode-diagramok használata. Ilyenkor a felnyitott szabályozási hurok átviteli függvényéből indulunk ki. Sokszor elérhető, megfelelő kompenzáló tag beiktatásával, hogy a hurokerősítés csökkentése nélkül is a közelítő Bode-diagram -20 dB/dekád (6 dB/oktáv) meredekséggel metszi a 0 dB tengelyt. Ha ez a -20 dB/dekád lejtésű szakasz a metszésponttól jobbra és balra elég

* A Magyar Tudományos Akadémián 1966. január 18-án elhangzott székfoglaló előadás.

hosszú, akkor rendszerint a minőségi követelmények is teljesülnek. Ennek ellenőrzésére az időtartományba kellene visszatérni inverz Laplace-transzformációval. Ez is elkerülhető azonban, ha a CHESTNUT—MAYER [7] féle előre-számított görbékhez folyamodunk, amelyek segítségével adott Bode-diagramhoz a legfontosabb minőségi jellemzők megbecsülhetők. Az így megállapított szabályozási idő maximális túllendülés, lengési körfrekvencia ismeretében a szabályozási folyamat menete ellenőrizhető. Ha bizonyos előírásokat megsértenénk, akkor az egész eljárást megismételjük más kompenzáló tag vagy esetleg más hurokerősítés megválasztásával. Így tehát a „klasszikus” módszer esetleg bizonyos próbálkozással is együtt jár. Ez a módszer már több mint három évtizedes múltra tekinthet vissza.

A *második* módszer a valóság hívebb megközelítése végett szabálytalan lefolyású, valószínűségi folyamat szerint változó jeleket választ kiindulásul, és a szabályozási rendszer a jel bizonyos statisztikus jellemzője alapján méretezhető. Ezzel a módszerrel a továbbiakban részletesen foglalkozunk. Itt előjáróban most csak még annyit említünk meg, hogy ez a módszer WIENER és КОЛМОГОРОВ munkássága nyomán indult fejlődésnek körülbelül két évtizeddel ezelőtt [8—13].

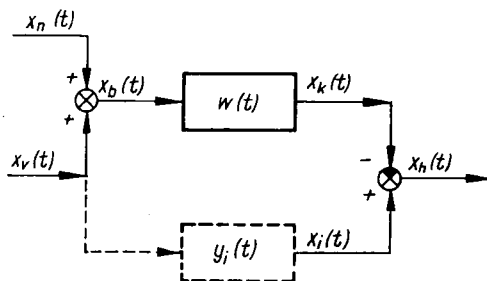
Végül a *harmadik* módszer a méretezést az ún. fázis-térben valósítja meg. A fázis-tér koordinátatengelyeire a szabályozási rendszer állapotváltozóit, a legtöbbször a fáziskoordinátái (jel, jelsebesség, jelgyorsulás és így tovább) kerülnek. A feladat olyan irányító jel (vagy jelek) megválasztása, hogy a rendszer egyik állapotából egy másikba a legkedvezőbb módon jusson el. A szokásos eljárások között említhetjük a variációszámítást, a ПОНТРЯГИН-féle maximum elvet és a Bellman-féle dinamikus programozást [14, 15]. A harmadik módszer még egy évtizedes múltra sem tekinthet vissza.

Mindhárom módszerben fontos szerepet játszik az optimalizálás. Az első módszerben a kérdés úgy merül fel, milyen kompenzáló tagokkal lehet optimálisan teljesíteni az előírt minőségi jellemzőket lehetőleg kis statikus hiba betartásával. A második módszerben optimális súlyfüggvényt, illetőleg optimális átviteli függvényt kell megállapítani a rendszer egészére vagy egy részére (pl. a kompenzáló tagra vonatkozólag) olyan módon, hogy a kimenőjel egy kívánt sztochasztikus jelet a lehető legjobban megközelítsen. Végül a harmadik módszerben az átkapcsolási időpontokat kell optimálisan meghatározni, hogy egy bizonyos célfüggvény, például az áttérési idő vagy az energiafelhasználás minimumot érjen el.

Az első módszer napjainkban már csaknem lezártnak tekinthető, a második lezáráshoz közeledik, a harmadik még erősen fejlődik.

II. A statisztikus méretezési módszer alapváltozata

A statisztikus méretezési módszer bemutatására a lehető legegyszerűbb változatból indulunk ki (1. ábra). A sztochasztikus jeleket x betűvel jelöljük, és a szabályozási rendszer egyes részein ható jeleket megfelelő indexszel különböztetjük meg egymástól. Feltételezzük, hogy a $w(t)$ súlyfüggvényű lineáris, állandó koncentrált paraméterű, egyváltozós szabályozási rendszer $x_b(t)$ bemenő jele két összetevőből áll, az $x_v(t)$ hasznos vezető jelösszetevőből és az $x_n(t)$ zavaró jelösszetevőből (röviden: a zajból). A rendszer kimenetén



1. ábra

az $x_k(t)$ sztochasztikus kimenő jel keletkezik. Ezt hasonlítjuk össze az $x_i(t)$ ideális kimenő jellel, más szóval a kívánt jellel. Megjegyzendő, hogy az ideális jelet sokszor a vezető jelből egy bizonyos $y_i(t)$ átviteli tag segítségével le származtatottnak tekintjük. Az $y_i(t)$ súlyfüggvénynek — mint később látni fogjuk — nem kell feltétlenül fizikailag megvalósíthatónak lennie. Az $x_i(t)$ és az $x_k(t)$ jel különbsége az $x_h(t)$ hibajel.

A szabályozási rendszer statisztikus méretezése a $w(t)$ súlyfüggvény vagy $W(s)$ átviteli függvény meghatározását tűzi ki célul. Az átviteli függvény — mint közismert — a súlyfüggvény Laplace-transzformáltja $W(s) = \mathcal{L}[w(t)]$. Kiindulási feltételek a következők:

1. Ismertnek tételezzük fel a bemenő jel statisztikus jellemzőit, például a $\varphi_{bb}(\tau)$ autokorreláció függvényt vagy a $\Phi_{bb}(s)$ teljesítmény sűrűség spektrumot.

2. Meg kell választanunk az ideális kimenő jelet. Például, ha $x_i(t) = x_v(t)$, akkor hű követés a feladat [ilyenkor $y(t) = \delta(t)$, ahol $\delta(t)$ a Dirac-féle egységimpulzus-függvény, helyesebben disztirbúció]. Ritkán fordul elő, hogy $x_i(t) = x_v(t - T_h)$, vagyis $y_i(t) = \delta(t - T_h)$ legyen, azaz a T_h holtidővel késleltetett vezető jel követése legyen a feladat. Nagyon érdekes a predikció, a jövődőlés, amikor $x_i(t) = x_v(t + T_s)$, vagyis $y_i(t) = \delta(t + T_s)$, ilyenkor tehát a T_s idővel siettetett jelet kell lehetőleg kis hibával követni. Ez a feladat merül fel például a léghárító ütegek vagy rakéták esetében, de hasonló feladatokkal találkoz-

hatunk minden olyan rendszerben, mikor a szabályozott szakasz holtidőt tartalmaz, és a vezető jel hú követése a feladat.

3. Meg kell adnunk az optimalizálási kritériumot is. A leggyakrabban a hibajel négyzetes középértékének minimalizálását, vagyis az

$$\overline{x_k^2(t)} = \overline{[x_k(t)]^2} = \text{minimum} \quad (1)$$

feltételt tűzzük ki célul, nem mintha ez lenne mindenkor a legjobb kritérium, de kétségtelenül ez a matematikailag legegyszerűbben kezelhető olyan kritérium, amely nem függ a hibajel előjelétől.

III. A sztochasztikus jelek néhány összefüggése

Itt kell megemlítenünk azt is, hogy a sztochasztikus jeleket stacionáriusnak és ergodikusnak tételezzük fel, mert ellenkező esetben a nehézségek nagymértékben fokozódnak. Stacionáriusnak tekintjük a sztochasztikus jelet, ha statisztikus jellemzői nem függenek az időszámítás kezdetétől (például a korreláció függvény csakis a τ eltolási idő függvénye, nem pedig egy t_a és egy $t_b = t_a + \tau$ időpont kétváltozós függvénye). Az ergodikus hipotézis feltételezi, hogy nagyszámú jel összesség-középértéke és egyetlen reprezentáns jel idő-középértéke megegyezik (lásd pl. [11, 16–20]).

Az ergodikus stacionárius folyamat feltételezésével például a valóságos és ideális kimenő jel keresztkorreláció függvényének definíciója az időközépérték-képzés alapján:

$$\varphi_{ki}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x_k(t) x_i(t + \tau) dt, \quad (2)$$

míg például a hibajel autokorreláció függvénye

$$\varphi_{hh}(\tau) = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x_h(t) x_h(t + \tau) dt. \quad (3)$$

A sztochasztikus jelek a korreláció függvényeken kívül jellemezhetők a teljesítménysűrűség spektrumokkal is. Az utóbbiak a Wiener—Хинин összefüggés szerint a korrelációfüggvények Fourier-transzformáltjai

$$\Phi_{ki}(s) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_{ki}(\tau) e^{-s\tau} d\tau = \mathcal{F}[\varphi_{ki}(\tau)], \quad (4)$$

vagy

$$\Phi_{hh}(s) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_{hh}(\tau) e^{-s\tau} d\tau = \mathcal{F}[\varphi_{hh}(\tau)]. \quad (5)$$

Itt és a továbbiakban is $s = j\omega$.

A teljesítménysűrűség spektrumból a korrelációfüggvény inverz Fourier-transzformációval határozható meg:

$$\varphi_{ki}(\tau) = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Phi_{ki}(s) e^{\tau s} ds = \mathcal{F}^{-1}[\Phi_{ki}(s)], \quad (6)$$

vagy

$$\varphi_{hh}(\tau) = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Phi_{hh}(s) e^{\tau s} ds = \mathcal{F}^{-1}[\Phi_{hh}(s)]. \quad (7)$$

Az autokorreláció-függvénynek, illetve a teljesítménysűrűség spektrum jelentőségét különösen az domborítja ki, hogy a méretezési kritériumban szereplő hibajel

$$\overline{x_h^2(t)} = \lim_{T \rightarrow \infty} \frac{1}{2T} \int_{-T}^T x_h^2(t) dt \quad (8)$$

négyzetes középértékével közvetlen kapcsolatba hozható:

$$\overline{x_h^2(t)} = \varphi_{hh}(0), \quad (9)$$

illetve

$$\overline{x_h^2(t)} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Phi_{hh}(s) ds. \quad (10)$$

Az első összefüggés egyszerűbb, mint a második, mégis mint később látni fogjuk, a számítások során a másodikból kiindulva könnyebben célhoz juthatunk. Bár a korrelációfüggvények és a teljesítménysűrűség spektrumok tulajdonságaira nem térünk ki, hiszen ez egyéb helyen is megtalálható, pl. [9, 11, 12], itt is megemlítjük azonban röviden a korrelációfüggvényekre és a teljesítménysűrűség spektrumokra vonatkozó indexcsere és indexátváltási szabályt [11, 19, 20].

Az indexcsere szabály szerint például

$$\varphi_{ki}(\tau) = \varphi_{ik}(-\tau), \quad (11)$$

vagy

$$\Phi_{ki}(s) = \Phi_{ik}(-s). \quad (12)$$

Másrészt, ha $x_b(t)$ és $x_k(t)$ egy $w(t)$ súlyfüggvényű szabályozási tag vagy rendszer bemenő és kimenő jele, akkor a formális indexátváltási szabályok például a következők:

A második index átváltása

$$\varphi_{kk}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\vartheta) \varphi_{kb}(\tau - \vartheta) d\vartheta, \quad (13)$$

illetve

$$\Phi_{kk}(s) = W(s) \Phi_{kb}(s). \quad (14)$$

Az *első* index átváltása

$$\varphi_{kb}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\zeta) \varphi_{bb}(\tau + \zeta) d\zeta, \quad (15)$$

illetve

$$\Phi_{kb}(s) = W(-s) \Phi_{bb}(s). \quad (16)$$

Mindkét index átváltása

$$\varphi_{kk}(\tau) = \int_{-\infty}^{\infty} w(\zeta) \int_{-\infty}^{\infty} w(\vartheta) \varphi_{bb}(\tau - \vartheta + \zeta) d\vartheta d\zeta, \quad (17)$$

illetve

$$\Phi_{kk}(s) = W(-s) W(s) \Phi_{bb}(s). \quad (18)$$

Ezeknek a szabályoknak az igazolásával itt nem foglalkozunk, hanem csak a szakirodalomra utalunk [9, 11, 12, 18–20].

IV. A statisztikus méretezési módszer változásai

A statisztikus méretezési módszer változatait az 1. táblázat foglalja össze. Kiindulásképpen először a hibajel négyzetes középértékeit kell felírni. Az első két változatban az utóbbit a korreláció függvények segítségével fejezzük ki. Majd az első változatban az időtartományban végzett variációs számítással a Wiener—Hopf integrálegyenletre jutunk, amelyet a továbbiakban néhány átalakítással elsőfajú integrálegyenletre vezetünk vissza. Az elsőfajú integrálegyenlet megoldása az időtartományban az optimális súlyfüggvényt szolgáltatja.

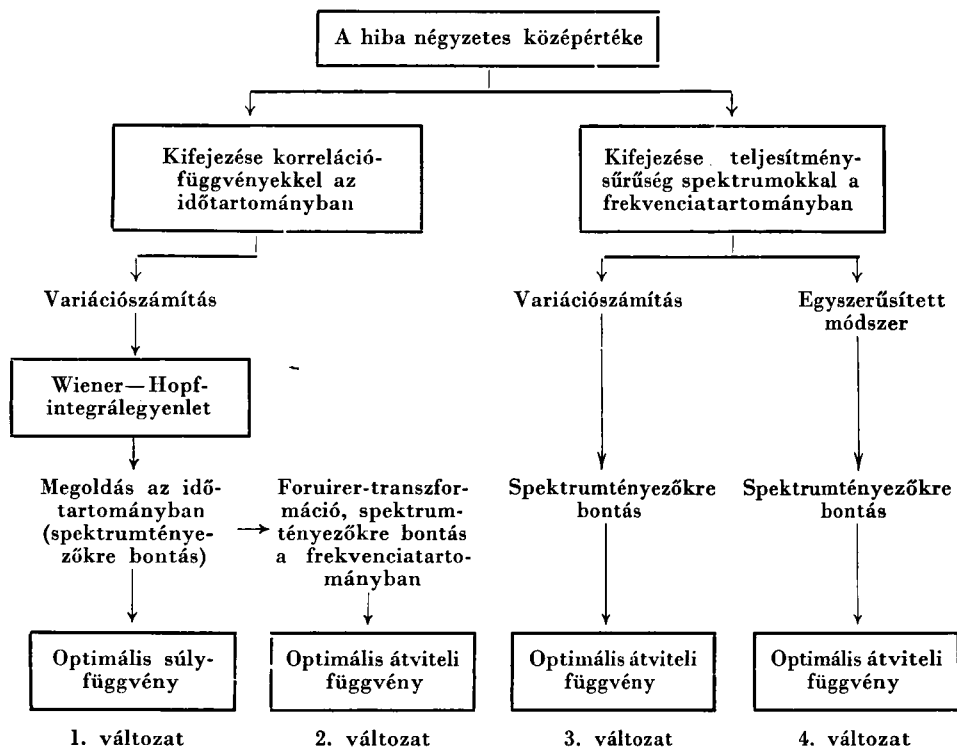
A második eljárás az elsőfajú integrálegyenletet Fourier-transzformációval oldja meg, ily módon az optimális átviteli függvény határozható meg.

Az első két eljárás WIENERTŐL származik [8].

A harmadik eljárás a hibajel négyzetes középértékét a teljesítménysűrűség spektrumok útján fejezi ki. Majd variációs számítással és spektrumfaktorizációval a frekvenciatartományban végül is az optimális átviteli függvényt eredményezi. A harmadik módszer TSIENTŐL [21, 22] származik.

A negyedik módszer ugyancsak a teljesítménysűrűség spektrumokból indul ki, de variációs számítás helyett egyszerű elemi megfontolások útján jut el az optimális átviteli függvényhez. Ezt a módszert legelőször BODE és SHANNON alkalmazta [23], ők azonban korrelálatlan vezető jelet és zajt tételeztek fel. E cikk szerzője ettől a megköötéstől függetlenül a megoldást, és egy lényegesen egyszerűbb eljárást javasolt [24–26].

I. táblázat



Az egyszerűsített módszernek különösen akkor mutatkozik meg az előnye, ha egyszerűbb alakzatokról bonyolultabbakra térünk át, például a teljesen szabad alakzatról félig szabad alakzatra, vagy korlátozásos félig szabad alakzatra, amint azt először NEWTON [27, 28] javasolta. Hasonlóképpen, ha egyváltozós rendszerekről többváltozósakra térünk át.

A következőkben az összehasonlítás kedvéért sorra vesszük az egyes változatokat. A kiindulás a hiba kifejezése:

$$x_h(t) = x_i(t) - x_k(t), \tag{19}$$

illetve a hiba négyzete

$$x_h^2(t) = x_i^2(t) - x_k(t)x_i(t) - x_i(t)x_k(t) + x_k^2(t), \tag{20}$$

vagy még inkább a hiba négyzetes középértéke

$$\overline{x_h^2(t)} = \overline{x_i^2(t)} - \overline{x_k(t)x_i(t)} - \overline{x_i(t)x_k(t)} + \overline{x_k^2(t)}. \tag{21}$$

V. Első változat: Variációszámítás az időtartományban

Az első változatban [8, 11] a hiba négyzetes középértékét a korrelációfüggvények segítségével fejezzük ki:

$$\overline{x_h^2(t)} = \varphi_{ii}(0) - \varphi_{ki}(0) - \varphi_{ik}(0) + \varphi_{kk}(0). \quad (22)$$

Az indexátváltási és felcserélési szabály tekintetbevételével:

$$\begin{aligned} \overline{x_h^2(t)} &= \varphi_{ii}(0) - 2 \int_{-\infty}^{\infty} w(t_1) \varphi_{bi}(t_1) dt_1 + \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} w(t_1) \int_{-\infty}^{\infty} w(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 dt_1. \end{aligned} \quad (23)$$

Feladatunk olyan $w_m(t)$ súlyfüggvény meghatározása, amelyik minimumra csökkenti az eltérés négyzetes középértékét. Meghatározására a variációszámítást használjuk fel. Tételezzük fel, hogy van egy $w_m(t)$ minimalizáló súlyfüggvény, akkor az utóbbit megváltoztatva, a hiba négyzetes középértékének növekednie kell. Állítsuk elő a $w(t)$ súlyfüggvényt mint a $w_m(t)$ minimalizáló és a $w_s(t)$ tetszőleges, de fizikailag megvalósítható súlyfüggvény lineáris kombinációját:

$$w(t) = w_m(t) + \varepsilon w_s(t), \quad (24)$$

ahol ε egy variációs paraméter. Az előzők szerint a hiba négyzetes középértékének minimuma $\varepsilon = 0$ értékre következik be. Más szóval a hiba négyzetes középértékének variációja zérus:

$$\delta \overline{x_h^2(t)} = \left. \frac{d \overline{x_h^2(t)}}{d\varepsilon} \right|_{\varepsilon=0} = 0. \quad (25)$$

Ebből a feltételből kiindulva, az ε szerinti deriválást és az $\varepsilon = 0$ helyettesítést végrehajtva:

$$\begin{aligned} \delta \overline{x_h^2(t)} &= -2 \int_{-\infty}^{\infty} w_s(t_1) \varphi_{bi}(t_1) dt_1 + \int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_1) \int_{-\infty}^{\infty} w_s(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 dt_1 + \\ &+ \int_{-\infty}^{\infty} w_s(t_1) \int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 dt_1 = 0. \end{aligned} \quad (26)$$

Az utolsó két tag nyilván megegyezik így:

$$2 \int_{-\infty}^{\infty} w_s(t_1) \left[\int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 - \varphi_{bi}(t_1) \right] dt_1 = 0. \quad (27)$$

Mivel $w_\varepsilon(t)$ fizikailag megvalósítható, ezért negatív időkre azonosan zérus ún. pozitív-idő-függvénynek kell lennie. (Definíció szerint a súlyfüggvény a $t = 0$ időpontban ható impulzusfüggvény hatására keletkező kimenő jel.) Pozitív időkre viszont az előző kifejezés bal oldala csak akkor lehet tetszőleges $w_\varepsilon(t)$ súlyfüggvény tekintetbevételével is zérus, ha a szögletes zárójelben álló kifejezés zérus:

$$\int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 - \varphi_{bi}(t_1) = 0, \tag{28}$$

$$0 \leq t_1.$$

Ez a fontos összefüggés a Wiener–Hopf-integrálegyenlet. A minimalizáló $w_m(t)$ súlyfüggvénynek ezt az egyenletet kell kielégítenie. Sajnos az integrálegyenlet megoldása az időtartományban nem könnyű feladat.

Mielőtt továbbhaladnánk, igazoljuk, hogy a számított szélsőérték valóban minimum. Fizikailag ez világos, mert a négyzetes középérték maximuma nyilván végtelen. Matematikai igazolására a második deriváltat kell meghatározni:

$$\frac{d^2 \overline{x_h^2(t)}}{d\varepsilon^2} = 2 \int_{-\infty}^{\infty} w_\varepsilon(t_1) \int_{-\infty}^{\infty} w_\varepsilon(t_2) \varphi_{bb}(t_1 - t_2) dt_2 dt_1.$$

A jobb oldali kifejezés egy olyan kimenő jel négyzetes középértéke, amely $w_\varepsilon(t)$ súlyfüggvényű rendszeren átbocsátott bemenő jel hatására áll elő. Mivel a négyzetes középérték sohasem negatív, a második differenciálhányados pozitív, vagyis a szélsőérték valóban minimum.

VI. Spektrumtényezőkre bontás az időtartományban

Ha a Wiener–Hopf-integrálegyenlet nemcsak $0 \leq t_1$ időre, hanem minden t_1 időre érvényes volna, akkor elsőfajú integrálegyenlettel volna dolgunk, amely könnyebben megoldható. Kísérreljük meg tehát a Wiener–Hopf-integrálegyenletet elsőfajú egyenletre átalakítani.

Első lépésként a φ_{bb} autokorreláció-függvényt egy φ_{bb}^+ pozitív-idő- és egy φ_{bb}^- negatív-idő-függvény konvolúciójaként állítjuk elő, tehát

$$\varphi_{bb}(t_1 - t_2) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_{bb}^-(t_3) \varphi_{bb}^+(t_1 - t_2 - t_3) dt_3. \tag{29}$$

Megjegyezzük, hogy a φ_{bb}^- és φ_{bb}^+ függvényeket az időtartománybeli spektrumtényezőknak nevezhetjük. Hasonlóképpen a φ_{bi} keresztkorreláció függvény is kifejezhető

$$\varphi_{bi}(t_1) = \int_{-\infty}^{\infty} \varphi_{bb}^-(t_3) \psi(t_1 - t_3) dt_3. \tag{30}$$

Az itt szereplő ψ segédfüggvénynek általában zérustól különböző értékei vannak mind pozitív, mind negatív időre. Ezeket az összefüggéseket bevezetve és az integrálások sorrendjét felcserélve

$$\int_{-\infty}^{\infty} \varphi_{bb}^-(t_3) \left[\int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_2) \varphi_{bb}^+(t_1 - t_3 - t_2) dt_2 - \psi(t_1 - t_3) \right] dt_3 = 0, \quad (31)$$

$$0 \leq t_1.$$

Az utóbbi összefüggés viszont negatív t_3 időre csak úgy teljesülhet, ha a szögletes zárójelben álló kifejezés zérus:

$$\int_{-\infty}^{\infty} w_m(t_2) \varphi_{bb}^+(t_1 - t_3 - t_2) dt_2 - \psi(t_1 - t_3) = 0, \quad (32)$$

$$t_3 \leq 0; \quad 0 \leq t_1,$$

vagyis, amikor

$$0 \leq t_1 - t_3.$$

Vezessük be a

$$t_1 - t_3 = \tau; \quad t_2 = \vartheta$$

helyettesítést

$$\int_{-\infty}^{\infty} w_m(\vartheta) \varphi_{bb}^+(\tau - \vartheta) d\vartheta - \psi(\tau) = 0, \quad (33)$$

$$0 \leq \tau.$$

Ez az integrálegyenlet hasonló alakú, mint az eredeti Wiener—Hopf-integrálegyenlet, most azonban a bal oldal negatív τ időre csak $\psi(\tau)$ függvény miatt nem zérus, mert a konvolúciós integrál negatív időre zérus, minthogy mindkét w_m és φ_{bb}^+ függvény pozitív-idő-függvény, hiszen w_m fizikailag megvalósítható súlyfüggvény.

Bontsuk fel a $\psi(\tau)$ segédfüggvényt egy $\psi_-(\tau)$ negatív-idő- és egy $\psi_+(\tau)$ pozitív-idő-függvény összetevőre:

$$\psi(\tau) = \psi_-(\tau) + \psi_+(\tau),$$

ahol

$$\psi_-(\tau) \equiv 0, \quad \text{ha } 0 \leq \tau;$$

$$\psi_+(\tau) \equiv 0, \quad \text{ha } \tau < 0.$$

Mivel az előző integrálegyenlet bal oldala negatív τ eltolási időre csak a $\psi_-(\tau)$ összetevő miatt különbözik zérustól, az utóbbit elhagyva az integrálegyenlet most már a teljes τ tartományra zérus eredményt ad:

$$\int_{-\infty}^{\infty} w_m(\vartheta) \varphi_{bb}^+(\tau - \vartheta) d\vartheta - \psi_+(\tau) = 0, \quad (34)$$

$$-\infty < \tau < \infty.$$

Ez már közönséges elsőfajú integrálegyenlet, amely könnyebben megoldható.

VII. Második változat: Áttérés a frekvenciatartományra

A második változat az elsőfajú integrálegyenletet Fourier-transzformációval oldja meg.

Az előző pontban felírt (29), (30) és (34) összefüggéseket Fourier-transzformálva (az $s = j\omega$ jelöléssel):

$$\Phi_{bb}(s) = \Phi_{bb}^-(s) \Phi_{bb}^+(s), \tag{35}$$

$$\Phi_{bi}(s) = \Phi_{bb}^-(s) \Psi(s), \tag{36}$$

$$W_m(s) \Phi_{bb}^+(s) - \Psi_+(s) = 0, \tag{37}$$

a konvolúciós integrálok ugyanis a transzformált függvények szorzatába mennek át. Ismeretes a Fourier-transzformációnak az a tulajdonsága, hogy pozitív (negatív)idő-függvény transzformáltjának valamennyi pólusa a komplex számsík bal (jobb) felén helyezkedik el. A frekvenciatartományban a (35) összefüggéssel megadott spektrumtényezőkre bontást ezenkívül még úgy kell végrehajtani, hogy a Φ_{bb}^+ illetve Φ_{bb}^- spektrumtényezőnek valamennyi zérushelye is a komplex számsíkban a bal (illetve jobb) oldalon helyezkedjék el. A két spektrumtényező egymásnak konjugáltja. A (37) összefüggésből

$$W_m(s) = \frac{\Psi_+(s)}{\Phi_{bb}^+(s)}, \tag{38}$$

másrészt a (36) összefüggés szerint

$$\Psi(s) = \frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)}. \tag{39}$$

Meghatározva inverz Fourier-transzformációval a $\psi(\tau)$ függvényt, majd le választva a $\psi_+(\tau)$ pozitív időfüggvény-összetevőt és visszatranszformálva

$$\Psi_+(s) = \mathcal{L} \{ \mathcal{F}^{-1} [\Psi(s)] \}, \tag{40}$$

hiszen az utolsó két lépés a közönséges Laplace-transzformációval egyszerre elvégezhető. A (39) összefüggésből

$$\Psi_+(s) = \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_+, \tag{41}$$

amelyet a (38) kifejezésbe helyettesítve, végeredményben a keresett fizikailag megvalósítható optimális átviteli függvény:

$$W_m(s) = \frac{1}{\Phi_{bb}^+(s)} \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_+. \tag{42}$$

VIII. Harmadik változat: Variációszámítás a frekvenciatartományban

A további változatokban a hiba négyzetes középértékét a teljesítménysűrűség spektrumokkal fejezzük ki (10) szerint:

$$\overline{x_h^2(t)} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Phi_{hh}(s) ds, \quad (43)$$

ahol (21) tekintetbevételével

$$\Phi_{hh}(s) = \Phi_{ii}(s) - \Phi_{ki}(s) - \Phi_{ik}(s) + \Phi_{kk}(s). \quad (44)$$

Az indexátváltási szabályt alkalmazva:

$$\Phi_{hh}(s) = \Phi_{ii}(s) - W(-s) \Phi_{bi}(s) - \Phi_{ib}(s) W(s) + W(-s) \Phi_{bb}(s) W(s). \quad (45)$$

Most a frekvenciatartományban hajtunk végre variációszámítást [21, 22], legyen

$$W(s) = W_m(s) + \varepsilon W_\varepsilon(s). \quad (46)$$

A hiba négyzetes középértékének variációja zérus:

$$\delta \overline{x_h^2(t)} = \left. \frac{d \overline{x_h^2(t)}}{d\varepsilon} \right|_{\varepsilon=0} = 0. \quad (47)$$

Ebből a feltételből

$$\begin{aligned} \delta \overline{x_h^2(t)} = & \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} W_\varepsilon(-s) [\Phi_{bb}(s) W_m(s) - \Phi_{bi}(s)] ds + \\ & + \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} [W_m(-s) \Phi_{bb}(s) - \Phi_{ib}(s)] W_\varepsilon(s) ds = 0. \end{aligned} \quad (48)$$

Közbevetőleg figyeljük meg, hogy a második sorban levő integrandus az első sorban levőnek konjugált komplex kifejezése. A (35) kifejezéssel megadott spektrumtényezőkre hontást elvégezve és (36) összefüggést is tekintetbe véve

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} W_\varepsilon(-s) \Phi_{bb}^-(s) [\Phi_{bb}^+(s) W_m(s) - \Psi(s)] ds + \\ & + \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} [W_m(-s) \Phi_{bb}^-(s) - \Psi(-s)] \Phi_{bb}^+(s) W_\varepsilon(s) ds = 0. \end{aligned} \quad (49)$$

Belátható, hogy

$$\frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} W_s(-s) \Phi_{bb}^-(s) \Psi_-(s) ds = 0 \quad (50)$$

és

$$\frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Psi_-(-s) \Phi_{bb}^+(s) W_s(s) ds = 0, \quad (51)$$

hiszen az egyes integrálokban csupa negatívidő (illetve pozitívidő)-függvényhez tartozó transzformált szerepel, azaz csakis jobb oldali (illetve bal oldali) pólus fordul elő. Az imaginárius tengelyen húzódó integrálási utat bal oldali (jobb oldali) végtelenhez tartó sugarú félkörrel zárva, a reziduumentétel szerint zérust kapunk eredményül, mert a zárt hurkon belül nincs pólus. Még csak azt kell igazolni, hogy a végtelenhez tartó sugarú félkörök mentén az integrálok értéke zérus, ez azonban teljesül, mert kimutatható, hogy az integrálandó kifejezések nevezője legalább kettővel magasabb fokú, mint a számlálójuk. Valóban W_s és Ψ_- nevezője legalább eggyel magasabb fokú, mint a számlálója, míg Φ_{bb}^- és Φ_{bb}^+ számlálója legfeljebb olyan fokú, mint nevezője. Az utóbbi két (50) és (51) kifejezést levonva (49)-ből:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} W_s(-s) \Phi_{bb}^-(s) [\Phi_{bb}^+(s) W_m(s) - \Psi_+(s)] ds + \\ & + \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} [W_m(-s) \Phi_{bb}^-(s) - \Psi_+(-s)] \Phi_{bb}^+(s) W_s(s) ds = 0. \end{aligned} \quad (52)$$

Ez az összefüggés akkor és csak akkor teljesülhet, ha a szögletes zárójelben álló kifejezések zérusok. Minthogy az utóbbiak egymás konjugáltjai, elég az elsőt tekinteni, amiből ismét:

$$W_m(s) = \frac{\Psi_+(s)}{\Phi_{bb}^+(s)}, \quad (53)$$

illetve

$$W_m(s) = \frac{1}{\Phi_{bb}^+(s)} \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_+ \quad (54)$$

IX. Negyedik változat: Az egyszerűsített módszer

Az egyszerűsített módszer [24–26] első lépései ugyanazok, mint a harmadik változatban. Most azonban nem hajtunk végre variációszámítást, hanem a (45) kifejezést alakítjuk át. Az átalakításhoz a kulcsot egy

$$Y(s) = \frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}(s)} \quad (55)$$

segédátviteli függvény bevezetése jelenti. Minthogy a teljesítménysűrűség spektrumok ismertek, ezért $Y(s)$ is ismertnek tekinthető. Ha most a

$$\Phi_{bi}(s) = \Phi_{bb}(s)Y(s) \quad (56)$$

kifejezést és konjugáltját behelyettesítjük a (45) kifejezésbe, akkor a

$$\begin{aligned} \Phi_{hh}(s) = & \Phi_{ii}(s) - Y(-s)\Phi_{bb}(s)Y(s) + \\ & + [Y(-s) - W(-s)]\Phi_{bb}(s)[Y(s) - W(s)] \end{aligned} \quad (57)$$

alakra jutunk. Figyelemre méltó, hogy csak az utolsó tag tartalmazza a $W(s)$ minimalizáló átviteli függvényt. A hiba négyzetes középértéke akkor lenne nyilván minimális, ha a teljesítménysűrűség spektrum kifejezéséből az utolsó tag teljesen hiányozna. Ez akkor következne be, ha

$$W_0(s) = Y(s) = \frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}(s)} \quad (58)$$

lenne. Így egy $W_0(s)$ optimális átviteli függvényt kaptunk, az utóbbi azonban általában fizikailag megvalósíthatatlan. A fizikailag megvalósítható $W_m(s)$ optimális átviteli függvényt spektrumtényezőkre bontással kaphatjuk meg.

X. Spektrum faktorizáció a frekvenciatartományban

Az (56) összefüggést (58) figyelembevételével így írhatjuk:

$$\Phi_{bb}(s)W_0(s) = \Phi_{bi}(s) \quad (59)$$

Ha most $W_0(s)$ helyébe a $W_m(s) = W_0(s) - W_n(s)$ átviteli függvényt tesszük, ahol $W_n(s)$ a fizikailag megvalósíthatatlan átviteli függvényösszetevő, akkor a jobb oldalon egy újabb tag jelenik meg, amely azonban csakis jobb oldali pólusokat tartalmazhat

$$\Phi_{bb}(s)W_m(s) = \Phi_{bi}(s) + F_-(s), \quad (60)$$

ahol

$$\Phi_{bb}(s)W_n(s) = -F_-(s) \quad (61)$$

Bevezetve a (35) összefüggéssel a teljesítményspektrum tényezőket a (60) összefüggés átalakítható

$$\Phi_{bb}^+(s) W_m(s) = \frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} + \frac{F_-(s)}{\Phi_{bb}^-(s)}. \quad (62)$$

Különválasztva pozitív- és negatív- s -függvényhez tartozó összetevőket

$$\Phi_{bb}^+(s) W_m(s) = \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_+ + \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_- + \frac{F_-(s)}{\Phi_{bb}^-(s)}. \quad (63)$$

A bal oldalon csak bal oldali pólusok szerepelnek, ezért a jobb oldalon a jobb oldali pólusokat tartalmazó tagoknak közömbösíteniök kell egymást:

$$\left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_- + \frac{F_-(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} = 0, \quad (64)$$

amiből, ha úgy tetszik, az eddig ismeretlen $F_-(s)$ függvény meghatározható. Másrészt a pozitív- s -függvényhez tartozó tagokból ismét:

$$W_m(s) = \frac{1}{\Phi_{bb}^+(s)} \left[\frac{\Phi_{bi}(s)}{\Phi_{bb}^-(s)} \right]_+. \quad (65)$$

Az egyszerűsített módszer tehát elemi megfontolással először a fizikailag megvalósíthatatlan $W_0(s)$ átviteli függvényt határozza meg — (58) képlet —, majd ebből spektrum faktorizációval a $W_m(s)$ fizikailag megvalósítható optimális átviteli függvényt. A $W_0(s)$ kifejezéséből $W_m(s)$ kifejezése sokszor közvetlenül is felírható.

XI. Bonyolultabb egyváltozós alakzatok

Az egyszerűsített módszer a bemutatottak közül a legegyszerűbb. Variációszámítás helyett csupán egy $Y(s)$ segédátviteli függvényt kellett felvenni, hogy az (57) alakra juthassunk. Az egyszerűsített módszer előnye különösen akkor jelentkezik, ha a teljesen szabad alakzatról bonyolultabb alakzatra térünk át. Ilyenkor azonban a segédátviteli függvényen kívül még segéd-teljesítménysűrűség spektrumok bevezetésére is szükség van [24–26].

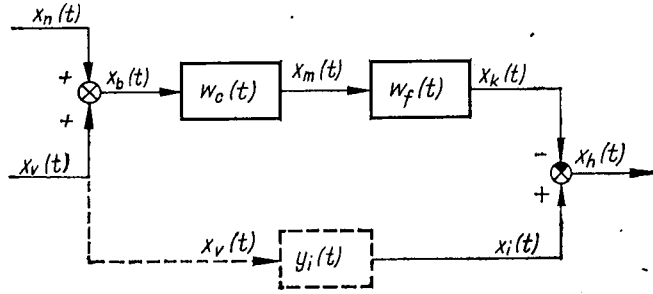
Például a félig szabad alakzat (2. ábra) esetén a szabályozási rendszer $w_f(t)$ súlyfüggvényű része eleve adott (rögzített), és a feladat a $w_c(t)$ súlyfüggvényű szabályozó vagy kompenzáló szerv optimális megválasztása. Részletszámítások mellőzésével csak arra utalunk, hogy ilyenkor a

$$\Phi_{ji}(s) = W_j(-s) \Phi_{bi}(s), \quad (66)$$

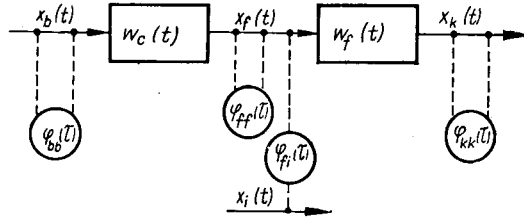
$$\Phi_{jj}(s) = W_j(-s) \Phi_{bb}(s) W_j(s) \quad (67)$$

segéd-teljesítménysűrűség spektrumok bevezetésével (amelyek 3. ábra szerint értelmezhetők) a feladatot visszavezethetjük az előzőre, és így a megoldás közvetlenül felírható

$$W_{cm}(s) = \frac{1}{\Phi_{ff}^+(s)} \left[\frac{\Phi_{fi}(s)}{\Phi_{ff}^-(s)} \right]_+, \quad (68)$$



2. ábra



3. ábra

vagy (66) és (67) tekintetbevételével:

$$W_{cm}(s) = \frac{\left[\frac{W_f(-s) \Phi_{bi}(s)}{[W_f(-s)W_f(s)] - \Phi_{bb}^-(s)} \right]_+}{[W_f(-s)W_f(s)] + \Phi_{bb}^+(s)}. \quad (69)$$

A korlátozások félig szabad alakzat (4. ábra) esetén a

$$\overline{x_i^2(t)} = \varphi_{ii}(0) = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \Phi_{ii}(s) ds \leq \sigma^2 \quad (70)$$

alakban fejezhető ki, ahol

$$\Phi_{ii}(s) = W_k(-s)W_c(-s)\Phi_{bb}(s)\overline{W_c(s)}W_k(s). \quad (71)$$

A feladatot most a Lagrange-féle feltételes szélsőérték-számítással oldhatjuk meg. A minimalizálandó függvényt most

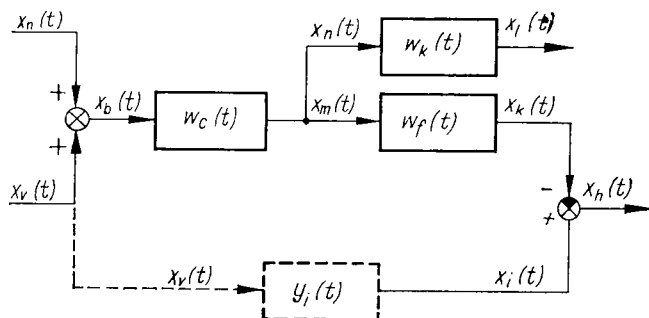
$$\overline{x^2(t, \lambda)} = \overline{x_h^2(t)} + \lambda \overline{x_l^2(t)}, \quad (72)$$

vagy

$$\overline{x^2(t, \lambda)} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} [\Phi_{hh}(s) + \lambda \Phi_{ll}(s)] ds. \quad (73)$$

Most a

$$\Phi_{aa}(s, \lambda) = [W_f(-s)W_f(s) + \lambda W_k(-s)W_k(s)]\Phi_{bb}(s) \quad (74)$$



4. ábra

segédteljesítménysűrűség spektrum bevezetésére és az

$$Y_a(s, \lambda) = \frac{\Phi_{fi}(s)}{\Phi_{aa}(s, \lambda)} \quad (75)$$

segédátviteli függvény bevezetésére van szükség. Ez most az optimális szabályozó átviteli függvényét,

$$W_{cm}(s) = \frac{1}{\Phi_{aa}^+(s, \lambda)} \left[\frac{\Phi_{fi}(s)}{\Phi_{aa}^-(s, \lambda)} \right]_+ \quad (76)$$

alakban vagy részletesebben

$$W_{cm}(s, \lambda) = \frac{\left[\frac{W_f(-s)\Phi_{bi}(s)}{[W_f(-s)W_f(s) + \lambda W_k(-s)W_k(s)] - \Phi_{bb}^-(s)} \right]_+}{[W_f(-s)W_f(s) + \lambda W_k(-s)W_k(s)] + \Phi_{bb}^+(s)} \quad (77)$$

alakban szolgáltatja.

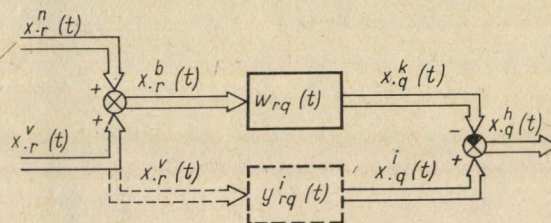
Hangsúlyozni kell, hogy ebben az esetben a λ Lagrange-féle határozatlan tényező a fizikailag megvalósítható optimális átviteli függvény kifejezésében

szerepel. A λ tényező kiküszöbölhető a korlátozó egyenlőtlenség, vagyis a (70) összefüggés segítségével. A $\Phi_{II}(s)$ (71) kifejezésben a $W_c(s)$ átviteli függvényt a fizikailag megvalósítható $W_{cm}(s, \lambda)$ optimális átviteli függvénnyel helyettesíthetjük és az $x_l(t)$ korlátozott kimenő jelnek $x_l^i(t)$ négyzetes középértékét a Cauchy-féle reziduumentétel alapján meghatározzuk, majd a λ tényezőt úgy választjuk meg, hogy a (70) korlátozó egyenlőtlenség teljesüljön. Így azután már a fizikailag megvalósítható optimális átviteli függvény $W_{cm}(s)$ a λ tényezőtől függetlenné válik.

XII. Többváltozós rendszerek

Az optimális statisztikus méretezés feladata kiterjeszhető többváltozós szabályozási rendszerekre is [29–33]. Ilyenkor általában a hibajelek négyzetes középértékének összegét kívánjuk minimalizálni:

$$\sum_{q=1}^Q \overline{[x_q^h(t)]^2} = \text{minimum} . \quad (78)$$



5. ábra

A többváltozós rendszerek tárgyalásához a mátrixszámítás kínálkozik. A jelekből sorvektorokat, az átviteli (vagy súly-) függvényekből általában négyzetes mátrixokat alkotunk. A jelvektorokat és mátrixokat felső indexszel különböztetjük meg egymástól, az alsó indexek a sorok, illetve oszlopok megjelölésére szolgálnak.

Teljesen szabad többváltozós alakzat (5. ábra) fizikailag megvalósítható optimális átviteli függvénymátrixa [34, 35]:

$$W_{rq}^m(s) = [\Phi_{r'r}^{bb+}(s)]^{-1} \{ [\Phi_{r'r}^{bb-}(s)]^{-1} \Phi_{r'q}^{bi}(s) \}_+ . \quad (79)$$

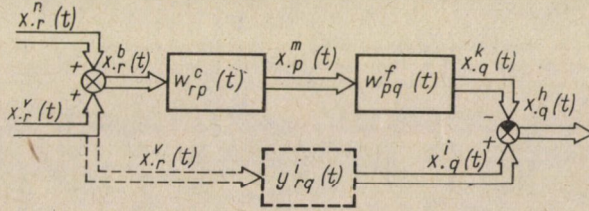
$$(r, r', r'' = 1, \dots, R; q = 1, \dots, Q; P = Q)$$

alakban fejezhető ki. Itt $\Phi_{r'q}^{bi}(s)$ a bemenő jelek és az ideális kimenő jelek keresztkorreláció függvényeihez tartozó teljesítménysűrűség mátrix, míg a spektrumtényező mátrixok úgy választandók meg, hogy egyrészt

$$\Phi_{r'r}^{bb}(s) = \Phi_{r'r''}^{bb-}(s) \Phi_{r'r}^{bb+}(s) \tag{80}$$

teljesüljön, ahol $\Phi_{r'r}^{bb}(s)$ a bemenő jelekből alkotott korrelációfüggvényekhez tartozó teljesítménysűrűség spektrum mátrix, másrészt a $\Phi_{r'r''}^{bb-}(s)$ mátrix és inverzének elemei csakis jobb oldali, a $\Phi_{r'r}^{bb+}(s)$ mátrix és inverzének elemei csakis bal oldali pólusokat tartalmazhatnak.

A félig szabad többváltozós alakzatban (6. ábra) a szabályozó optimális átviteli függvénymátrixa [36, 37]:



6. ábra

$$W_{rp}^{cm}(s) = [\Phi_{r'r}^{bb+}(s)]^{-1} \{ [\Phi_{r'r''}^{bb-}(s)]^{-1} \Phi_{r'q}^{bi}(s) W_{q'p'}^f(-s) \times \tag{81}$$

$$\times [(W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s))^{-1}]_+ [(W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s))^+]^{-1} \}.$$

$(r, r', r'' = 1, \dots, R; p = 1, \dots, P; q = 1, \dots, Q; R = P = Q).$

Megjegyzendő, hogy ha a rögzített rész (például a szabályozott szakasz) $W_{pq}^f(s)$ mátrixa minimálfázisú, azaz

$$(W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s))^- = W_{q'p'}^f(-s);$$

$$(W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s))^+ = W_{pq}^f(s),$$

akkor (81) leegyszerűsíthető:

$$W_{rp}^{cm}(s) = [\Phi_{r'r}^{bb+}(s)]^{-1} \{ [\Phi_{r'r''}^{bb-}(s)]^{-1} \Phi_{r'q}^{bi}(s) \}_+ [W_{pq}^f(s)]^{-1}. \tag{82}$$

Ilyenkor

$$W_{rp}^{cm}(s) = W_{rq}^m(s) [W_{pq}^f(s)]^{-1}. \tag{83}$$

Félig szabad alakzatú korlátozós többváltozós rendszerre (7. ábra) a korlátozást

$$\sum_{j=1}^J \overline{[x_j^l(t)]^2} \leq \sigma^2 \tag{84}$$

alakban szokás megadni. A korlátozott $x_{.j}^l(t)$ ($j = 1 \dots J$) jelvektort a $w_{pj}^k(t)$ súlyfüggvénymátrix állítja elő az $x_p^m(t)$ ($p = 1, \dots, P$) közbenső, módosított

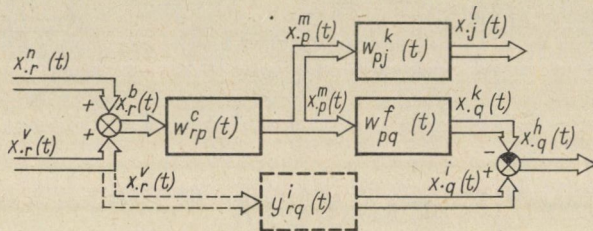
jelvektorból. Például ha $w_{pj}^k(t)$ egységmátrix, akkor az $x_p^m(t)$ jelek közvetlenül korlátozottak, ha $w_{pj}^k(t) = w_{qp}^f(t)$, akkor az $x_q^k(t)$ kimenő jelek a korlátozottak.

Megemlítendő, hogy a korlátozás

$$\sum_D \overline{x_{j'}^l(t) x_{j'}^l(t)} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \sum_D \Phi_{j'j'}^l(s) ds \leq \sigma^2 \quad (85)$$

alakban fejezhető ki, ahol \sum_D a mátrix nyomát, vagyis a fődiagonális elemek összegét jelenti, továbbá

$$\Phi_{j'j'}^l(s) = W_{j'p'}^l(-s) W_{p'r'}^c(-s) \Phi_{r'r}^{bb}(s) W_{rp}^c(s) W_{pj}^l(s). \quad (86)$$



7. ábra

Az optimális szabályozó átviteli mátrixának megállapításához legcélszerűbb ismét az egyszerűsített levezetési módszert felhasználni. A keresett optimális átviteli mátrix [38]:

$$\begin{aligned} W_{rp}^{cm}(s, \lambda) &= [\Phi_{r'r}^{aa+}(s, \lambda)]^{-1} \times \\ &\times \{ [\Phi_{r'r}^{aa-}(s, \lambda)]^{-1} \Phi_{r'q}^{bi}(s) W_{q'p'}^f(-s) [(W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s))^{-1}]^{-1} \}_+ \times \\ &\times [W_{pq}^f(s) W_{q'p'}^f(-s)]^{-1} \end{aligned} \quad (87)$$

egyelőre a λ paramétert is tartalmazza. Az itt szereplő teljesítménysűrűség spektrum segédmátrix az alábbi összefüggés alapján határozható meg:

$$\begin{aligned} &W_{q'p'}^f(-s) W_{p'r'}^c(-s) \Phi_{r'r}^{bb}(s) W_{rp}^c(s) W_{pq}^f(s) + \\ &+ \lambda W_{j'p'}^k(-s) W_{p'r'}^c(-s) \Phi_{r'r}^{bb}(s) W_{rp}^c(s) W_{pj}^k(s) = \\ &= W_{q'p'}^f(-s) W_{p'r'}^c(-s) \Phi_{r'r}^{aa}(s, \lambda) W_{rp}^c(s) W_{pq}^f(s). \end{aligned} \quad (88)$$

A $\Phi_{r'r}(s, \lambda)$ segédmátrix $W_{rp}^c(s)$ átviteli mátrixtól nem függ, hanem csak az $W_{pq}^f(s)$, $W_{pj}^k(s)$ átviteli mátrixtól, a $\Phi_{r'r}^{bb}(s)$ teljesítménysűrűség spektrum mátrixtól és a λ paramétertől, ha

$$W_{pq}^f(s) [W_{pj}^k(s)]^{-1} = Y_0(s) I_{pp}, \tag{89}$$

ahol $Y_0(s)$ bizonyos átviteli függvény, míg I_{pp} $p \times p$ méretű egységmátrix.

A λ paramétert kiküszöbölhetjük, ha a (87) összefüggést és konjugáltját a (86) kifejezésbe helyettesítjük, majd a (85) korlátozó egyenlőtlenséggel meghatározzuk λ megengedhető értékét. Az utóbbi értéket a (87) képletbe vissza-helyettesítve az optimális szabályozó átviteli mátrixa $W_{rp}^{cm}(s)$ a λ tényezőtől függetlenné válik.

A hibajelek négyzetes középértékének minimális összege

$$\sum_D \overline{x_{q'}^h(t) x_{q'}^h(t)} = \frac{1}{2\pi j} \int_{-j\infty}^{j\infty} \sum_D \Phi_{q'q'}^{hh}(s) ds \tag{90}$$

képlettel számítható ki, ahol

$$\begin{aligned} \Phi_{q'q'}^{hh}(s) = & \Phi_{q'q'}^{ii}(s) - \Phi_{q'r}^{ib}(s) W_{rp}^{cm}(s) W_{pq}^f(s) - \\ & - W_{q'p'}^f(-s) W_{p'r'}^{cm}(-s) \Phi_{r'q}^{bi}(s) + \\ & + W_{q'p'}^f(-s) W_{p'r'}^c(-s) \Phi_{r'r}^{bb}(s) W_{rp}^c(s) W_{pq}^f(s). \end{aligned} \tag{91}$$

Befejezésül megemlítjük, hogy a többváltozós félig szabad alakzat korlátozással a legáltalánosabb. Így például $\lambda = 0$ helyettesítéssel a korlátozás mentes félig szabad alakzat eredményei kaphatók vissza. Másrészt több-változós rendszerről egyváltozós rendszerre térve át, a XI. pont eredményeit nyerjük vissza.

XIII. Kiegészítő megjegyzések

Újabban egyre nagyobb jelentőségűekké válnak a szakaszos működésű (mintavételező és digitális) szabályozási rendszerek. A folyamatos működésű rendszerekre vonatkozó vizsgálatok könnyen kiterjeszthetők és szakaszos működésű egy- és többváltozós rendszerekre bizonyos mértékig hasonló eredmények állapíthatók meg, mint amilyeneket a XI. és XII. pontban vázoltunk [39, 40].

XIV. Befejezés

Befejezésképpen röviden néhány további feladatra utalunk a szabályo-zási rendszerek statisztikus elemzésével és méretezésével kapcsolatban.

A lineáris rendszerek vonatkozásában $\overline{x_h^2(t)} = \min.$, illetve $\sum_{q=1}^Q \overline{[x_q^h(t)]^2} = \min.$ kritériumtól eltérő feladatok megoldásával is célszerű foglalkozni, bár ez

a méretezést bonyolítani fogja. A többváltozós rendszerekben döntő szerepet játszik a mátrix spektrumtényezőkre bontása. Itt megvizsgálandó az az eset is, amikor a rang kisebb a mátrix rendszámánál. Hasonlóképpen érdekes az e^{-sT} transzcendens tényezőket tartalmazó elemekből felépített mátrixok spektrumfaktorizációja is. Mindezek a vizsgálatok szakaszos működésű rendszerekre is kiterjeszhetőek.

A lineáris rendszereken kívül a változó paraméterű és nemlineáris rendszerek, valamint a nemstacionárius folyamatok számításbavétele még csak a kezdeti lépéseknél tart, a vizsgálati nehézségek fokozódnak, annál is inkább, mert a transzformációs módszerek érvényüket veszítik.

Végül nagy fontosságúnak látszik az elméleti eredmények alapján korrelátorok felhasználása statisztikus rendszeranalízishez és szintézishez. Itt például olyan gyakorlati nehézségek merülnek fel, hogy a fehér zaj még véges frekvenciatartományban sem tökéletes, a T integrálási idő nem növelhető tetszőleges mértékben.

IRODALOM

1. NYQUIST, H.: Regeneration Theory. *Bell System Techn. Jour.* **11** (1932). 126—147.
2. BODE, H. W.: *Network Analysis and Feedback Amplifier Design*, New York 1945.
3. JAMES, M. M.—NICHOLS, R.—PHILIPS, R. S.: *Theory of Servomechanisms*, New York 1947.
4. LEONHARD, A.: *Die selbsttätige Regelung. Theoretische Grundlagen mit praktischen Beispielen*, Berlin 1957.
5. MEJEROV, M. V.: *Villamosgépek önműködő szabályozásának alapjai*, Budapest 1954.
6. EVANS, W. R.: *Control Systems Dynamics*, New York 1954.
7. CHESTNUT, H.—MAYER, R. W.: *Szervomechanizmusok és szabályozó rendszerek tervezése*, Budapest 1959.
8. WIENER, N.: *Extrapolation Interpolation and Smoothing of Stationary Time Series*, New York 1950.
9. Солодовников, В. В.: *Статистическая динамика линейных систем автоматического управления*, Москва 1960.
10. LANING, J. H.—BATTIN, F. R.: *Random Processes in automatic Control*, New York 1947.
11. NEWON, G. C.—GOULD, L. A.—KAISER, J. F.: *Analytical Design of Linear Feedback Controls*, New York 1957.
12. SCHLITT, H.: *Systemtheorie für regellose Vorgänge*, Berlin 1960.
13. BENES, J.: *Statistická dynamika regulačních obvodů*, Praha 1961.
14. Понтрягин, Д. С.—Болтянский, В. Г.—Гамкрелидзе, Р. В.—Мищенко, Е. Ф.: *Математическая теория оптимальных процессов*, Москва 1961.
15. BELLMANN, R.: *Dynamic Programming*, Princeton 1957.
16. LANING, J. H.—BATTIN, F. R.: *Random Processes in automatic Control*, New York 1956.
17. LEE, Y. W.: *Statistical Theory of Communication*, New York 1960.
18. MIDDLETON, D.: *An Introduction to Statistical Communication Theory*, New York 1960.
19. CSÁKI, F.: Some Remarks concerning the Statistical Analysis and Synthesis of Control Systems. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering-Elektrotechnik) **6** (1962), 187—204.
20. CSÁKI, F.: Néhány megjegyzés szabályozó rendszerek statisztikus analíziséről és szintéziséről. A III. Országos Automatizálási Konferencia előadásai, 1962.
21. TSIEN, H. S.: *Engineering Cybernetics*, New York 1954.
22. TSIEN, H. S.: *Technische Kybernetik*, Stuttgart 1957.
23. BODE, H. W.—SHANNON, C. E.: A Simplified Derivation of Linear Least Square Smoothing and Prediction Theory. *Proc. IRE* **38** (1950), 417.
24. CSÁKI, F.: Simplified Derivation of Optimum Transfer Function in the Wiener—Newton Sense. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering) **6** (1962), 237.

25. CSÁKI, F.: Third Prague Conference of Information Theory. Statistical Decision Functions and Random Processes Publishing House of the Czechoslovak Academy of Sciences, Prague 1964.
26. CSÁKI, F.: Optimális átviteli függvények egyszerűsített levezetése. *Mérés és Automatika* (1964), 205—210 old.
27. NEWTON, G. C. Jr.: Compensation of Feedback Control Systems Subject to Saturation. *Journal of the Franklin Inst.* 254 (1952); 281—286, 391—413.
28. NEWTON, G. C. Jr.: Design of Control Systems for Minimum Bandwidth. *Trans. AIEE* 74 (1955); Part II, 161—168.
29. AMARA, R. C.: Application of Matrix Methods to the Linear Least Squares Synthesis of Multivariable Systems. *Journal of the Franklin Inst.* 268 (1959), 1.
30. YOULA, D. C.: On the Factorization of Rational Matrices. *IRE Transaction on Information Theory* 7 (1961); No. 3, 172—189.
31. KAVANACH, R. J.: A Note on Optimum Linear Multivariable Filters. *Proceedings of IEE* Part C Monograph No. 439. M (1961), 412—417.
32. HSIEH, H. C.—LEONDES, C. T.: On the Optimum Synthesis of Multipol Control Systems in the Wiener Sens. *IRE National Convention Record* 7 (1959); Part 4, 18—31.
33. HSIEH, H. C.—LEONDES, C. T.: Techniques for the Optimum Synthesis of Multipol Control Systems with Random Processes as Inputs. *IRE Transactions* (1961), 212—231.
34. CSÁKI, F.: Simplified Derivation of Optimum Transfer Function for Multivariable Systems. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering) 7 (1963); No 3, 171—183.
35. CSÁKI, F.: Többváltozós rendszerek optimális átviteli függvényének egyszerűsített levezetése. II. Automatizálási Kollokvium előadásai (1963).
36. CSÁKI, F.: Simplified Derivation of the Optimum Multipole Cascade Controller for Random Processis. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering) 8 (1964), 1.
37. CSÁKI, F.: Optimális többváltozós kaszkád szabályozó egyszerűsített levezetése. *Mérés és Automatika* (1965), 34—39. old.
38. CSÁKI, F.: Simplified Derivation of the Optimum Multipole Cascade Controller for Multivariable Systems with Constrains. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering-Electrotechnik) 8 (1964), No. 2.
39. CSÁKI, F.: Simplified Derivation of Optimum Transfer Function for Digital Stochastic Processes. *Periodica Polytechnica* (Electrical Engineering) 9 (1965); No. 3, 238—257.
40. CSÁKI, F.: Optimum Pulse-Transfer Function for Multivariable Digital Stochastic Processes. *Periodica Polytechnica* (sajtó alatt).

BÜTYKÖS MECHANIZMUSOK MÉRETEINEK CSÖKKENTÉSE

RÁKÓCZI FERENC

OPTIKAI ÉS FINOMMECHANIKAI KÖZPONTI KUTATÓ LABORATÓRIUM

[Beérkezett 1960. december 22-én]

A tanulmány a bütykös mechanizmusok, pontosabban a bütyöktárcsák méreteinek csökkentését tárgyalja. A méretcsökkentés lehetőségét három szempontból vizsgálja: az emeltyű mozgáslehetőségének biztosítása, az alámetszés elkerülése, valamint a felületi nyomó-feszültségek hatása szempontjából. Ismerteti a lehető legkisebb méretű bütyöktárcsa belső alapkörének meghatározását az említett szempontok alapján, a gyakorlat szempontjából legfontosabb esetekben.

I. Bevezetés

Alig találunk az iparban olyan gépet, automatát, melyben ne játszanának fontos szerepet a bütykös mechanizmusok. Bütykös mechanizmusok tervezésére a gépszerkesztésben tehát lépten-nyomon szükség van. A korszerű gépszerkesztés egyik fő törekvése a gép méreteinek és súlyának csökkentése a gazdaságosság növelése érdekében. Célunk tehát azoknak az alapelveknek megismerése, amelyek lehetővé teszik a bütykös mechanizmusok méreteinek csökkentését.

A bütyöknek az a feladata, hogy az emeltyűvel előírt mozgást közöljön, a legfontosabb szempont tehát az emeltyű mozgáslehetőségének biztosítása. Az emeltyűre a bütyökprofilról átadódó erő — a súrlódástól eltekintve — a profil-normális irányába mutat. Az emeltyű vezetékben történő mozgása közben tehát szükségszerűen oldalirányú erő is terheli az emeltyűt, és ennek az oldalirányú erőnek a hatására kedvezőtlen viszonyok között az emeltyű beékelődhet a vezetékébe, vagyis a szerkezet önzáró lesz. Adott kinematikai viszonyok között minél kisebbre tervezzük a bütyöktárcsát, annál nagyobb lesz ez az oldalirányú erő, tehát annál nagyobb lesz az önzárás veszélye.

A mozgásátadás szempontjából vizsgálva a kérdést, elegendően nagy számú időpillanatban felrajzolva az emeltyűnek a bütyökhöz viszonyított helyzetét, a bütyökprofil az emeltyűprofil-sorozat burkológörbéjének tekinthető. Ha a bütyök méreteit csökkentjük, előfordulhat, hogy nem tudunk olyan burkológörbét előállítani, amely az emeltyűt minden előírt helyzetében érintené: alámetszés lép fel. A bütyök tehát nem képes az emeltyűvel az előírt mozgást közölni.

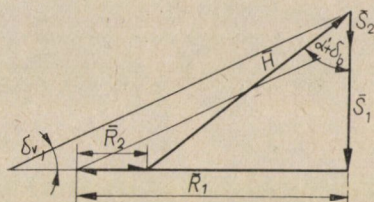
a H mozgatóerő nagyságát tetszőlegesen vehetjük fel. Mivel tudjuk, hogy

$$\bar{H} + \bar{S}_2 + \bar{S}_1 + \bar{R}_1 + \bar{R}_2 = 0$$

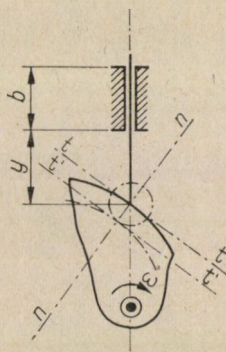
és

$$(S_2 + S_1) = \mu_v(R_2 + R_1),$$

az erőábra megszerkeszthető.



2. ábra



3. ábra

Az erőábra alapján az emeltyű egyensúlyi egyenletei:

$$H \sin(\alpha' + \delta_b) = R_1 - R_2$$

és

$$H \cos(\alpha' + \delta_b) = \mu_v(R_1 + R_2),$$

ahol α' a nyomásszög a beékelődés határán, μ_v a vezetékben fellépő súrlódási tényező, δ_b pedig a súrlódási félkúpszög a bütyök felületén: $\mu_b = \tan \delta_b$. Innen

$$\tan(\alpha' + \delta_b) = \frac{1}{\mu_v} \frac{R_1 - R_2}{R_1 + R_2}.$$

A nyomatékok egyensúlyából

$$R_2(b + y) + (R_1 + R_2)\mu_v x - R_1 y = 0.$$

Behelyettesítés és az egyenlet rendezése után

$$\tan(\alpha' + \delta_b) = \frac{1}{\mu_v} \frac{b + 2\mu_v x}{b + 2y}. \quad (1)$$

Az élben és a görgőben végződő emeltyű mozgása, illetve erőviszonyai elvileg azonos alapon vizsgálhatók. A görgős végződésű emeltyű ugyanis

kinematikailag egyenértékű a görgő középpontjában élben végződő emeltyűvel, melyet a valóságos bütyökprofil helyett az azzal egyenlőközű elméleti bütyökprofil mozgat (3. ábra). Az ábra szerinti elrendezésnél $x = 0$. Görgős végződésű emeltyű esetén a bütyökprofil felületén a súrlódás elhanyagolható, $\mu_b = 0$.

Görgős végződésű emeltyű esetén tehát a nyomásszög határértéke

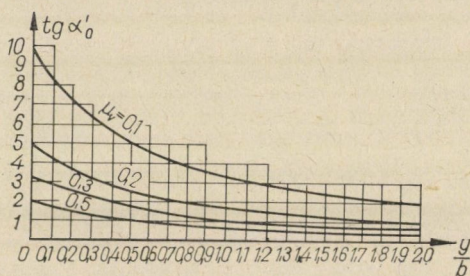
$$\tan \alpha'_0 = \frac{1}{\mu_v} \frac{b}{b + 2y}. \quad (2)$$

A befeszülés határhelyzetében $\tan \alpha'_0$ értékét a 4. ábrán látható diagram ábrázolja a μ_v súrlódási tényező különböző értékeinek megfelelően.

Ha az emeltyű élben végződik, a bütyökfelület súrlódását is figyelembe kell venni.

Mivel

$$\tan(\alpha' + \delta_b) = \frac{\mu_b + \tan \alpha'}{1 - \mu_b \cdot \tan \alpha'},$$



4. ábra

és $x = 0$, az (1) egyenletből átrendezés után a nyomásszög határértéke:

$$\tan \alpha' = \frac{\tan \alpha'_0 - \mu_b}{1 + \mu_b \tan \alpha'_0}, \quad (3)$$

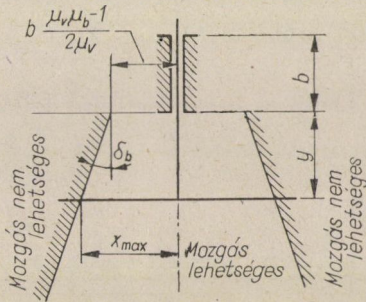
ahol $\tan \alpha'_0$ értéke a (2) egyenletből számítható ki, vagy a 4. ábra diagramjából olvasható le.

Élben vagy görgőben végződő emeltyű esetén a bütyökprofil tervezésénél tehát arra kell ügyelni, hogy az üzem közben fellépő nyomásszög nagysága ne érje el az előzőekben meghatározott α' határértéket. A vezetékben mutatkozó súrlódási tényező becslésénél tekintetbe kell venni, hogy az összefüggések levezetésében az emeltyűt merevnek tekintettük. A valóságban az emeltyű rugalmasságától, valamint az emeltyű és a vezeték közötti hézagtól függően a súrlódási tényező értéke 0,25 vagy annál nagyobb is lehet. A tervezésnél arra kell törekedni, hogy az emeltyű túlnyúlása minél kisebb, a vezeték hossza

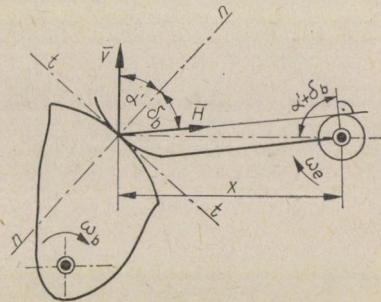
pedig minél nagyobb legyen, a súrlódást jó kenéssel csökkentjük, az emeltyűt pedig a lehető legmerevebbre képezzük ki. Mivel a bütyöktárcsa méreteinek csökkentésével az üzemi nyomásszög növekszik, az emeltyű mozgáslehetőségének biztosítása határt szab a méretek csökkentésének.

Síklap végződésű emeltyű esetén $\alpha = 0$. Ezt figyelembe véve, az (1) egyenlethől

$$x_{\max} = \mu_b y + \frac{\mu_v \mu_b - 1}{2\mu_v} b. \quad (4)$$



5. ábra



6. ábra

A geometriai viszonyok az 5. ábrán láthatók. A bütyökprofil tervezésénél tehát arra kell törekedni, hogy a bütyök és emeltyű érintkezési pontja soha ne távolodjon el a vezeték középvonalától x_{\max} távolsáig, vagyis az ábrán feltüntetett mezőn belül maradjon. Látjuk tehát, hogy síklapvégződésű emeltyű esetén a bütyöktárcsa méreteinek csökkentését nem gátolja az emeltyű mozgáslehetőségének biztosítása.

Ha a tetszőleges végződésű emeltyű lengő mozgást végez, a beékelődés határán az erőviszonyokat a 6. ábra tünteti fel.

A derékszögű háromszögből

$$\tan(\alpha' + \delta_b) = \frac{\sqrt{x^2 - r_{0e}^2}}{r_{0e}},$$

ahol r_{0e} az emeltyű csapsúrlódási körének a sugara. Rendezve

$$\tan(\alpha' + \delta_b) = \sqrt{\frac{x^2}{r_{0e}^2} - 1}. \quad (5)$$

Ha az emeltyű görgős végződésű, $x = l$ állandó, a görgő súrlódása általában elhanyagolható, a beékelődés határát jelentő legnagyobb nyomásszög tehát

$$\tan \alpha'_0 = \sqrt{\frac{l^2}{r_{0e}^2} - 1}; \quad (6)$$

vagy a görgő csapsúrlódását is figyelembe véve

$$\tan \alpha'_0 = \sqrt{\frac{l^2}{(r_{0e} + r_{0g})^2} - 1}, \quad (7)$$

ahol r_{0g} a görgő csapsúrlódási körének sugara.

Élben végződő emeltyű esetén a bütyökprofil súrlódását is figyelembe véve a (3) összefüggéssel számolhatunk, most azonban $\tan \alpha'_0$ értékét a (6) összefüggésből kell kiszámítani.

Síklapvégződésű emeltyű esetén, ha az emeltyű forgáspontja a felfekvő felülettel egy síkba esik, $\alpha = 0$, tehát

$$\mu_b = \sqrt{\frac{x^2}{r_{0e}^2} - 1}.$$

Ebből

$$x_{\min} = r_{0e} \sqrt{\mu_b^2 + 1}. \quad (8)$$

Tervezésnél tehát arra kell ügyelni, hogy a bütyök és az emeltyű érintkezési pontja x_{\min} távolságnál jobban ne közelítse meg az emeltyű forgáspontját.

A lengő emeltyűre kapott összefüggésekből világosan látható, hogy a beékelődés veszélye lényegesen kisebb, mint a haladó mozgást végző emeltyűnél, mivel l , illetve x_{\min} jóval nagyobb, mint r_{0e} . A gyakorlatban lengő emeltyű esetén a bütyök méreteinek csökkentését az emeltyű mozgáslehetőségének biztosítása nem korlátozza, mivel a méretek csökkentésének már előbb határt szabnak a III. és IV. fejezetben említésre kerülő szempontok.

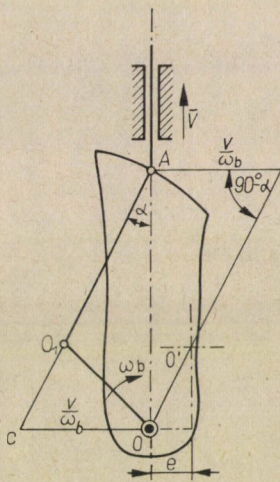
2. Az emeltyű mozgáslehetőségét biztosító, legkisebb méretű bütyök alapsugarának meghatározása

Az 1. pont alapján megállapíthatjuk, hogy ebből a szempontból csupán az élben vagy görgőben végződő, haladó mozgást végző emeltyűvel kapcsolódó bütyöktárcsát kell vizsgálat tárgyává tenni. A bütyök alapkörének nevezzük azt a kört, melyet a bütyöktárcsa forgáspontjából az emeltyű végpontján — illetve a görgő középpontján — keresztül rajzolhatunk abban a helyzetben, amelyben az emeltyű a bütyöktárcsa forgáspontját legjobban megközelíti. Az alapkör sugara a bütyökprofil R_0 alapsugara, feladatunk ennek meghatározása.

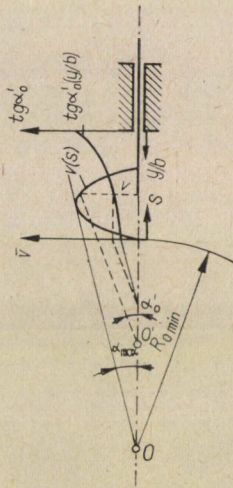
Ha a haladó mozgást végző emeltyű élben vagy görgőben végződik, a bütykös mechanizmussal a vizsgált pillanatban kinematikailag a 7. ábrán feltüntetett forgattyús mechanizmus egyenértékű. Az O_1A távolság a bütyökprofil görbületi sugara az A pontban. Ha O pontból az emeltyű mozgásirányára merőlegest húzunk, és az O_1A egyenest meghosszabbítjuk, a két egyenes a c pontban metsződik. Az Oc távolság ω_b léptékben az A pont, vagyis az emeltyű v sebességét jelenti, vagyis

$$v = \overline{Oc} \omega_b,$$

ahol ω_b a bütyöktárcsa szögsebessége.



7. ábra



8. ábra

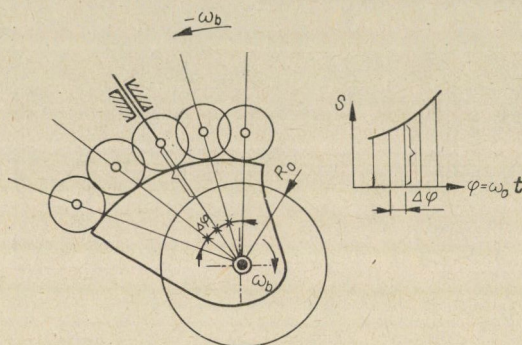
Ha tehát az ábra szerint az emeltyű A végpontjából kiindulva felmérjük a v/ω_b távolságot, majd e távolság végpontjából ($90^\circ - \alpha$) szög alatt hajló egyenest húzunk, kimetsződik a bütyök forgáspontja úgy, hogy az adott pillanatban a nyomásszög nagysága α értékű.

Az emeltyű sebessége és a megengedhető nyomásszög határértékének nagysága — az 1. pont szerint — mozgás közben pontról pontra változik. Ismerni kell tehát az emeltyű sebességét és a nyomásszög határértékét az emeltyű elmozdulásának függvényében.

Az emeltyű mozgásviszonyait — elmozdulását, sebességét és gyorsulását az idő függvényében — már ismertnek tételezzük fel. A szerkesztéshez a sebességelmozdulás diagramra van szükség. Ezt az elmozdulás-idő és sebesség-idő diagramokból az időt kiküszöbölve megszerkeszthetjük.

A nyomásszög megengedhető határértékét az elmozdulás függvényében a 4. ábra alapján felrajzolhatjuk, a súrlódási tényező óvatos becslése után, lásd a 8. ábrán. A 7. ábrán ismertetett szerkesztést ezután az emeltyű több

helyzetében elvégezzük. A legtávolabb eső O pont lesz a bütyök forgáspontja, e pontból megrajzolhatjuk a bütyökprofil alapkörét. Az ábrán látjuk, hogy a szerkesztés szempontjából mértékadó szakaszon $\tan \alpha_0$ közelítőleg állandó, tehát megelégedve azzal, hogy a nyomásszög nagysága ne lépjen túl egy biztonságos α_{\max} értéket, a bütyök forgáspontjának megszerkesztéséhez α_{\max} szög alatt hajló érintőt húzunk a sebesség-út görbéhez. Az érintőnek és az emeltyű hatásvonalának a metszéspontja kitűzi az alapkör középpontját, tehát megszerkeszthetjük azt a legkisebb méretű bütyöktárcsát, amely az emeltyű mozgáslehetőségét még biztosítja.



9. ábra

Ha a bütyök forgáspontját a 7. ábra szerint jobbra e távolsággal eltoljuk, a bütyök mérete bizonyos mértékig tovább csökkenthető.

A bütyökprofil szerkesztését a mozgásmegfordítás elve alapján végezhetjük el. Közöljünk az egész mechanizmussal $+\omega_b$ szögsebességű forgó mozgást. Ekkor a bütyöktárcsa megáll, és az emeltyű kering a bütyök körül $-\omega_b$ szögsebességgel. Az emeltyűnek a bütyökhöz viszonyított pillanatnyi helyzetét elegendően nagy számú helyzetben felrajzolva, az emeltyű-profil sorozat burkológörbéje lesz a keresett bütyökprofil. A szerkesztés menete a 9. ábrán követhető.

III. Az alámetszés elkerülése

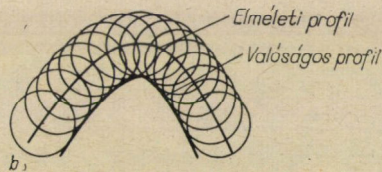
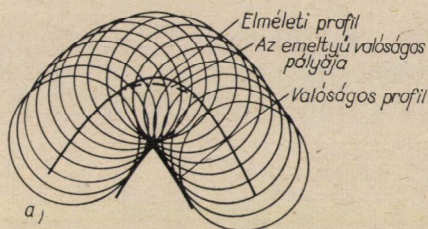
Mint a bevezetőben és a 9. ábrával kapcsolatban is láttuk, az emeltyűnek a bütyökhöz viszonyított helyzeteit felrajzolva a bütyökprofil az emeltyű-profil sorozat burkológörbéje lesz. Ha a burkológörbe az emeltyűt valamelyik helyzetben nem érinti, akkor alámetszés jelensége lép fel. Ebben az esetben az emeltyű nem az előírt mozgástörvény szerint fog mozogni.

Görgős végződésű emeltyű esetén az alámetszés jelensége a 10a ábrán látható. A görgő középpontjának az elméleti profilon kellene mozogni. A görgő-

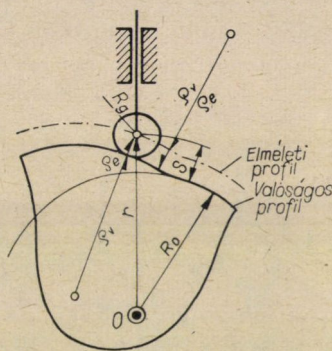
sorozat burkológörbéje a valóságos profil. Látjuk, hogy a valóságban az emeltyű nem követi az elméletileg előírt mozgást, hanem az ábra szerinti pályán mozog. A 10b ábrán látjuk, hogy az alámetszés a görgő sugarának csökkentésével elkerülhető, ennek viszont a IV. pontban ismertetésre kerülő szilárdsági szempontok szabnak határt.

A bütyökprofil görbületes viszonyait a 11. ábra tünteti fel. Az elméleti bütyökprofil görbületes sugara

$$\rho_e = \frac{[r^2 + (dr/d\varphi)^2]^{3/2}}{r^2 + 2(dr/d\varphi)^2 - r(d^2r/d\varphi^2)}$$



10. ábra



11. ábra

Ha ρ_e értéke pozitívra adódik, akkor a profil domború, ha negatívra, akkor homorú. A 11. ábrából

$$r = R_0 + s$$

Mivel

$$\frac{dr}{d\varphi} = \frac{dr}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{ds}{dt} \frac{dt}{d\varphi} = \frac{v}{\omega_b}$$

és ha ω_b állandó

$$\frac{d^2r}{d\varphi^2} = \frac{d^2s}{dt^2} \left(\frac{dt}{d\varphi}\right)^2 = \frac{a}{\omega_b^2}$$

ahol v az emeltyű sebessége, a pedig a gyorsulása. Ezekkel az értékekkel

$$\rho_e = \frac{[(R_0 + s)^2 + (v/\omega_b)^2]^{3/2}}{(R_0 + s)^2 + 2(v/\omega_b)^2 - (R_0 + s)a/\omega_b^2} \tag{9}$$

A 11. ábrán láthatjuk azt is, hogy

$$\varrho_e = \varrho_v \pm R_g,$$

ahol ϱ_v a valóságos profil görbületi sugara, R_g pedig a görgő sugara.

Mivel ϱ_e és ϱ_v előjele a gyakorlatban mindig megegyezik, domború profil esetén

$$\varrho_v = \varrho_e - R_g$$

homorú profil esetén pedig

$$\varrho_v = \varrho_e + R_g.$$

Látjuk, hogy alámetszés szempontjából a profil domború szakasza veszélyes. Ha $\varrho_v = 0$, a profil kihegyesedik. Ha $\varrho_e < R_g$, a valóságos profil nem állítható elő, alámetszés lép fel. Gyakorlatilag már a profil kihegyesedése sem engedhető meg a fellépő feszültségek miatt. Biztosítani kell tehát, hogy

$$\varrho_e > R_g$$

legyen.

ϱ_e rendszerint ott a legkisebb, ahol a gyorsulás a legnagyobb negatív értékét éri el, a számítást tehát ebben a pontban kell elvégezni. Az s , v és a összetartozó értékeket az emeltyű út, sebesség és gyorsulás diagramjából leolvashatjuk, és a görgő sugarát felvéve vagy a IV. pontban ismertetésre kerülő elvek szerint megállapítva, R_0 értékét meghatározhatjuk, ill. a 8. ábra szerint szerkesztett minimális értékét ellenőrizhetjük.

Megjegyzendő, hogy a (9) egyenlet olyan haladó mozgást végző emeltyűvel kapcsolódó büttyökprofilra érvényes, melynek hatásvonala átmegy a büttyök forgáspontján. Excentrikus elhelyezésű, haladó mozgást végző emeltyű vagy lengő emeltyű esetében csak közelítő eredményt nyújt, melyet szerkesztéssel célszerű ellenőrizni.

Síklapvégződésű, haladó mozgást végző emeltyű esetén az alámetszés jelensége a 12a ábrán látható. A 2 helyzetben az emeltyű nem érinti a büttyökprofil, tehát az emeltyű nem az előírt mozgástörvények szerint fog mozogni. Ha nagyobb büttyöktárcsát készítünk (12b ábra), az alámetszés megszűnik.

Síklapvégződésű emeltyűvel kapcsolódó büttyökprofilnál alámetszés veszélye akkor lép fel, ha az emeltyű lassuló mozgást végez. Az alámetszés és éles sarkok képződésének elkerülése érdekében biztosítani kell, hogy a büttyökprofil görbületi sugara mindig pozitív legyen, hiszen síklapvégződésű emeltyű homorú büttyökprofillal nem is tud kapcsolódni. A geometriai viszonyokat a 13. ábra tünteti fel. Az ábra jelöléseivel

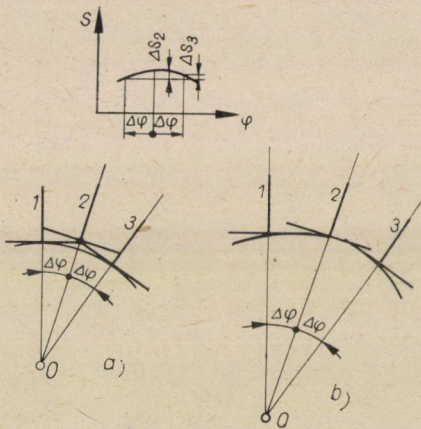
$$\varrho_{\min.} = R_0 + s + z > 0.$$

Az ábrán a görbe A pontbeli görbületi középpontja A_0 , a büttyök és emeltyű viszonylagos pólusa pedig c . Mivel a viszonylagos pólusban az emeltyű és a büttyök sebessége azonos,

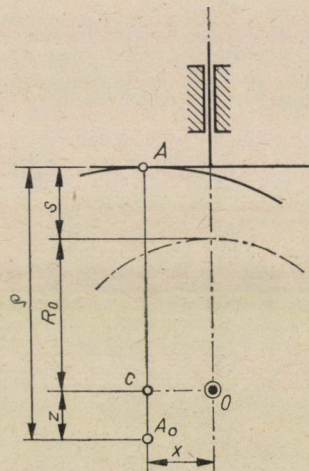
$$v = \frac{ds}{dt} = x\omega_b.$$

Az A_0 görbületi középpontnak a relatív pólushoz viszonyított sebessége pedig

$$\frac{dx}{dt} = z\omega_b.$$



12. ábra



13. ábra

Mivel az emeltyű gyorsulása ($\omega_b = \text{állandó}$)

$$a = \frac{dv}{dt} = \frac{dx}{dt} \omega_b,$$

így

$$z = \frac{a}{\omega_b^2}.$$

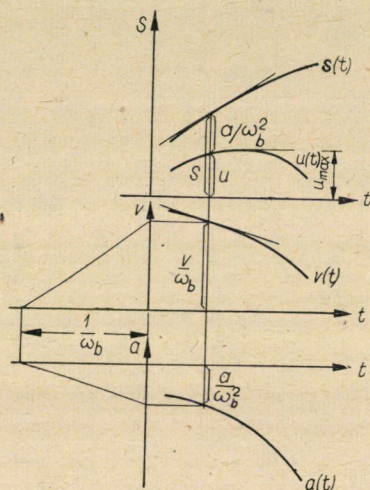
A görbületi sugár minimális nagysága tehát

$$\rho_{\min} = R_0 + s + \frac{a}{\omega_b^2} > 0. \quad (10)$$

Az alapsugar nagyságát a következőképpen határozhatjuk meg. Az emeltyű út-idő diagramja ismeretében a sebesség-idő, valamint gyorsulás-idő diagramokat grafikus differenciálással megszerkesztjük. A grafikus differenciálásnál a pólustávolságot $1/\omega_b$ nagyságúra vegyük. A 14. ábra szerint az út-idő, valamint gyorsulás-idő diagramokat összeadjuk, és leolvassuk az így nyert görbe maximumát. Ezt az értéket u_{\max} -val jelöltük. A szilárdsági szempontokat figyelembe véve meghatározzuk ϱ_{\min} , megengedhető értékét. Ekkor

$$(R_0)_{\min} = (\varrho_{\min}) \text{ megengedhető} - u_{\max}, \quad (11)$$

tehát az alapkör sugara ismeretében a bütöktárcsa szerkeszthető.



14. ábra

IV. Szilárdsági szempontok

Az egymással érintkező felületekben ébredő feszültségekkel, a kifáradással és kopással kapcsolatos ismereteink meglehetősen hézagosak. A külföldi szerzők tanúsága szerint a bütökös mechanizmusokkal végzett laboratóriumi kísérletek eredményei eltérnek az üzemi tapasztalatoktól, mivel az üzem közben fellépő dinamikus erőket nem ismerjük, másrészt a megmunkálással előállított felület eltér a számított elméleti profiltól. Ezért itt csupán egyetlen szempontot fogunk megvizsgálni, nevezetesen a görgő méretének célszerű megválasztását a fellépő feszültségek csökkentése szempontjából.

Egymáshoz nyomott rugalmas testek felületén az érintkezési pontban ébredő feszültség Hertz szerint

$$\sigma_H = \sqrt{0,35 \frac{N}{b} \frac{E_b E_g}{E_b + E_g} \left[\frac{1}{\varrho_v} + \frac{1}{\varrho_g} \right]}, \quad (12)$$

ahol N a felületekre merőleges erő, b a bütyöktárcsa vastagsága, E_b és E_g a bütyök, illetve emeltyű rugalmassági modulusa, ϱ_v a valóságos bütyökprofil, ϱ_g pedig az emeltyű görbületi sugara.

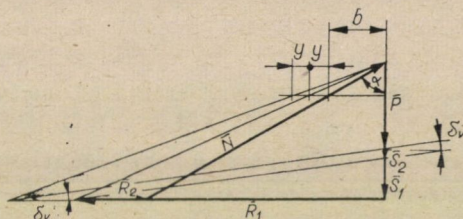
Élben végződő emeltyű esetében elméletileg végtelen nagy feszültség ébredne. A gyakorlatban részben a feszültségek csökkentése, részben a bütyök és emeltyű közötti súrlódás csökkentése érdekében görgős emeltyűt alkalmazunk. A görgő méretét úgy határozzuk meg, hogy a fellépő Hertz-feszültség a lehető legkisebb legyen.

A valóságos profil görbületi sugara

$$\varrho_v = \varrho_e - R_g,$$

így a Hertz-feszültség

$$\sigma_H = \sqrt{0,35 \frac{N}{b} \frac{E_b E_g}{E_b + E_g} \left(\frac{1}{\varrho_e - R_g} + \frac{1}{R_g} \right)}.$$



15. ábra

A vizsgált pontban a feszültség akkor lesz a legkisebb, ha σ_H -nak R_g szerinti differenciálhányadosa zérus.

$$\frac{d\sigma_H}{dR_g} = - \frac{1}{2\sigma_H} \left[0,35 \frac{N}{b} \frac{E_b E_g}{E_b + E_g} \left(\frac{1}{(\varrho_e - R_g)^2} - \frac{1}{R_g^2} \right) \right] = 0.$$

Ebből

$$R_g = \frac{\varrho_e}{2} = \varrho_v. \quad (13)$$

A görgő sugarát tehát az elméleti profil görbületi sugarának felére célszerű választani.

A számítást a profil legkisebb görbületű szakasza, tehát általában a legnagyobb negatív gyorsulás helyén végezzük el. Ha azonban az emeltyűre ható P erő a bütyök körülfordulása közben nagymértékben változik, a fellépő feszültség nagyságát több pontban ellenőrizni kell.

A normális erő nagyságát a 3. ábra szerinti bütykös mechanizmusban a 15. ábra szerint szerkeszthetjük meg. Az ismert P erőt felrajzolva az erő kezdő-

pontjából meghúzzuk α szögben N irányát, δ_v hajlásszögben pedig az erő végpontjából húzunk egyenest. Figyelembe véve, hogy

$$\frac{R_1}{R_2} = \frac{b + y}{y},$$

a szerkesztés további menete az ábrán követhető.

Ha a bütöktárcsa az 5. ábra szerint síklapvégződésű emeltyűvel kapcsolódik, akkor $\varrho_g = \infty$, a profil ϱ_{\min} . megengedhető legkisebb görbületi sugara tehát σ_H megengedhető értékét felvéve, N ismeretében számítható. Az N erő az

$$N = \frac{P}{1 - \frac{2\mu_v}{b} x} \quad (14)$$

összefüggésből számítható, figyelembe kell azonban venni, hogy a bütők és emeltyű közötti súrlódás miatt a felületen nyíró feszültség is keletkezik.

Lengő emeltyű esetén az emeltyűt terhelő nyomaték ismeretében lehet az N erőt kiszámítani. A megengedhető Hertz-feszültség felvételénél figyelembe kell venni azt is, hogy a bütők és a görgő tengelye a gyakorlatban nem lesz tökéletesen párhuzamos, tehát a feszültségeloszlás a bütők b vastagsága mentén nem lesz egyenletes.

V. Befejezés

A bütökös mechanizmusok méreteit befolyásoló vizsgált tényezők közül legkevésbé a szilárdsági viszonyokat ismerjük. Nagyon keveset tudunk a kifáradási jelenségekről, a kopási viszonyokról, a megengedhető Hertz-feszültségről stb.

Mivel a megmunkálási pontatlanságok és a fellépő rezgések miatt a számítható dinamikus erőkön kívül járulékos dinamikus erők is lépnek fel, a felületen ható normális erő nagyságát sem tudjuk pontosan meghatározni. A megengedhető Hertz-feszültség óvatos felvételén kívül csupán annyit tehetünk, hogy a bütők és a rajta csúszó emeltyű anyagát a gyakorlatban bevált párosításban írjuk elő (öntöttvas-foszforbronz, edzett acél-foszforbronz, öntöttvas-lágyacél, férfém-lágyacél, lágy sárgaréz-lágyacél, edzett acél-lágy bronz, edzett acél-sárgaréz, edzett acél-öntöttvas, edzett acél rétegelt hőrekeményedő műgyantaféleségek, edzett acél-nylon), a bütők várható élettartamát pedig úgy igyekezzünk növelni, hogy a gyorsulások szempontjából minél simább lefolyású és minél pontosabban megmunkálható bütőkprofil tervezzünk (harmonikus görbék).

A $\varrho_v = R_g$ feltételből a (12) képlet segítségével, σ_H megengedhető értékét felvéve, kiszámítható $\varrho_v = R_g$ legkisebb megengedhető értéke.

Síklapvégződésű emeltyű esetén $\varrho_g = \infty$ feltételből számíthatjuk ϱ_{\min} megengedhető nagyságát. Ennek ismeretében görgős emeltyű esetén a (9) képlet ($\varrho_e = 2R_g$), síklapvégződésű emeltyű esetén pedig a (11) képlet segítségével meghatározható az alapkör minimális nagysága. Ezután ellenőrizzük, hogy az így meghatározott méretű büttyökprofil biztosítja-e az emeltyű mozgáslehetőségét.

IRODALOM

1. ROTHBART, H. A.: Cams, Design, Dynamics and Accuracy. New York 1956.
2. HOLOWENKO, A. R.—HALL, A. S.: Cam Curvature. *Machine Design* 25 (1963); Aug., Sept., Nov.
3. HAM, C. W.—CRANE, E. J.—ROGERS, W. L.: Mechanics of Machinery. New York 1958.
4. Рецетов, Л. Н.: Кулачковые механизмы. Москва 1953.
5. BEYER: Kinematische Getriebesynthese. Berlin 1953.
6. HERTZ. H.: Gesammelte Werke, Band I. Leipzig 1885.

A TÖRÉSI MUNKA MEGHATÁROZÁSA KÍSÉRLETEKBŐL

KASZAP KÁLMÁN
BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM

[Beérkezett 1963 április 18-án]

Meghatároztuk a C 35 K hengerelt rúdacél törési munkáját csavarókísérletből. Egyszerű közelítő képletet adtunk a csavaró törési munka kiszámítására, amely a gyakorlat számára kielégítő pontosságú. Az említett anyagnak meghatároztuk a kontrakciós munkáját is terület-méréssel és számítással. A két módszerrel meghatározott kontrakciós munka értéke egymással jól egyezik.

I. Bevezetés

Törési munkának nevezzük azt a fajlagos munkamennyiséget, amelyet egy test azon elemére fejtünk ki a törésig, amely elemben a törés megindul.

A törési munka megalapozása és bevezetése terén nagy jelentőségű volt a kontrakciós munkának, mint anyagjellemzőnek a bevezetése és számítási módjának megadása [1]. Ez azt a fajlagos munkamennyiséget jelenti, amely a szakítókísérlet során a próbapálca legkisebb kontrahált keresztmetszetét magábanfoglaló elemi henger térfogatában a törésig felhalmozódik.

További lépés volt a törési munka kiszámítása csavarókísérletből [2]. Eszerint a csavaró törési munka a próbapálca felszínén kijelölt elemi rész alakváltozására fordított fajlagos munka.

Az irodalomban közöltek alapján kísérleteket végeztünk hengeres, tömör próbapálcák csavaró munkájának és kontrakciós munkájának meghatározására. Kísérleteink célja az volt, hogy konkrét mérési adatokat szolgáltatassunk a törési munka kérdéséhez.

II. A próbapálcák adatai

Mind a húzó-, mind a csavarókísérletekhez alkalmazott próbapálcák anyaga, mérete, megmunkálása azonos volt. Anyaga C 35 K jelű hengerelt nemesített rúdacél. A hőkezelés adatai:

Edzés: a rúdacélt 850 C°-on 30 percig hőn tartottuk, utána vízben hűtöttük;

megeesztés: az acélt 600 C°-ra felhevítve 2 órán át hőn tartottuk, utána olajban hűtöttük.

A próbapálcák átmérője 10 mm, mérőhossza 100 mm. A fej- és nyak-kiképzés, valamint a megmunkálás az MSZ 105 előírása alapján készült.

III. A csavaró törési munka meghatározása

Kör keresztmetszetű tömör próbatesten a törés a felületen indul meg. A törési munka

$$A = \int_0^{\varphi_t} \tau d\gamma, \quad (1)$$

ahol

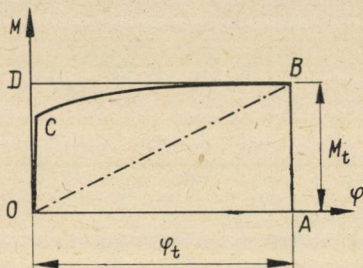
$d\gamma = r d\vartheta$, és

$\vartheta = \varphi/l$;

l a próbapálcán kijelölt mérőhossz;

φ az l távolságban levő keresztmetszetek egymáshoz viszonyított elfordulása;

r a keresztmetszet sugara.



1. ábra

A csúsztató feszültség a próbapálcá felszínén NÁDAI [3] szerint:

$$\tau = \frac{1}{2\pi r^3} \left(\vartheta \frac{dM}{d\vartheta} + 3M \right), \quad (2)$$

ahol M a csavarónyomaték. A τ e kifejezését behelyettesítve az (1) egyenletbe, a [2] szerint:

$$A = \frac{1}{V} \left(\frac{1}{2} \varphi_t M_t + \int_0^{\varphi_t} M d\varphi \right), \quad (3)$$

ahol

φ_t a töréshez tartozó elcsavarodási szög;

M_t a töréshez tartozó csavarónyomaték;

V a próbapálcá l hosszúságú szakaszának térfogata.

Vezessük be a következő jelöléseket (1. ábra):

$T_1 = 1/2 \varphi_t M_t$ az OABO terület;

$T_2 = \int_0^{\varphi_t} M d\varphi$ az OABCO terület;

$T = \varphi_t M_t$ az OABDO terület;

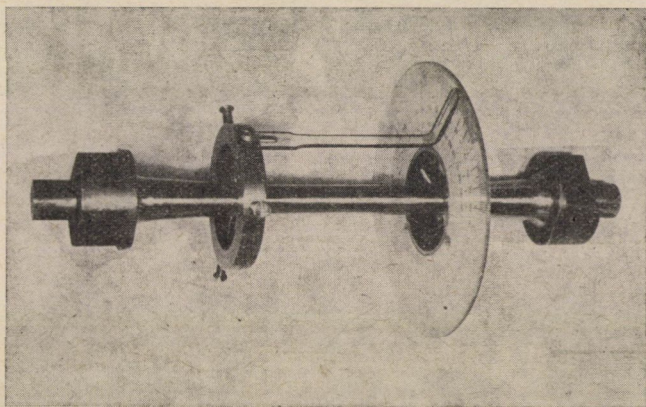
$\alpha = (T_1 + T_2)/T$.

(4)

Ezekkel a jelölésekkel [2] szerint:

$$A = \alpha \frac{\varphi_t M_t}{V}. \quad (5)$$

A csavaró törési munka meghatározásához tehát szükség van a próbapálca l hosszúságára vonatkoztatott $M - \varphi$ diagramra. Az $M - \varphi$ diagramot



2. ábra

fekvő elrendezésű Amsler 150 mkp-os csavarógépen vettük fel. A φ szöget relatív elfordulási szögmérővel mértük (2. ábra). A diagramot planimetráltuk, és a területek ismeretében a törési munkát az (5) képletből számítottuk ki. A kapott eredmények a II. táblázat „planimetrált” jelzésű oszlopában láthatók. A 14 jelzésű próbapálca nyakban tört, nem értékelhető. Tíz próbapálca planimetrálással meghatározott csavaró törési munkájának számtani közepe

$$A = 57,67 \text{ mkp/cm}^3.$$

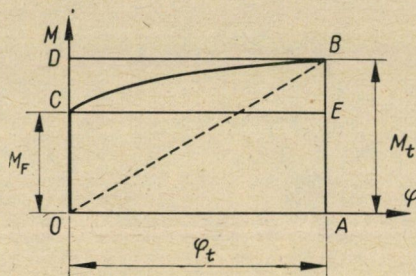
IV. A csavaró törési munka közelítő számítása

A rugalmas alakváltozás munkája a törési munkához viszonyítva elhanyagolható, ezért a 3. ábrában a C pontot az M tengelyre rajzoltuk. Elemezzük tovább a csavaró törési munka (3) kifejezését, és vezessük be a következő jelöléseket:

$$\begin{aligned} T_3 &= \text{CEBC terület;} \\ T_4 &= \text{CEBDC téglalap területe.} \end{aligned}$$

$T_3 = kT_4$, ahol k azt mutatja, hogy a CEBC terület milyen mértékig tölti ki az őt befoglaló CEBC téglalapot. Ezek figyelembevételével a csavaró törési munka kifejezése a következő:

$$A = \frac{1}{V} \left[\frac{1}{2} \varphi_t M_t + \varphi_t M_F + k \varphi_t (M_t - M_F) \right], \quad (6)$$



3. ábra

amelyben M_F a folyás kezdetéhez tartozó csavarónyomaték. Az általunk vizsgált C 35 K nemesített acélra a területek hányadosából nyert α és k értékeket az I. táblázat mutatja. Tíz mérésből nyert k számtani közepe 0,76.

A k értékét megbecsülve, a (6) kifejezés segítségével egyszerű képlethez jutunk. Ha a CB vonal egyenes, a T_3 terület háromszöggé fajul, akkor $k = 0,5$. Ha a T_3 teljesen kitöltene a T_4 -et, akkor $k = 1$ lenne. Az acéloknál egyik eset sem fordul elő, hanem k egy közbenső érték. Vegyük fel 0,5 és 1 középvértékét, $k = 0,75$ -öt, ami a kísérleti értékeknek is megfelel. Ezt megtehetjük, mert — mint a hibabecsléskor látni fogjuk — k -nak ettől való eltérése csak kis hibát okoz. Ennek figyelembevételével a (6) képlet így alakul:

$$A_k = \frac{\varphi_t}{4V} (5M_t + M_F). \quad (7)$$

A (7) közelítő képlet ott alkalmazható előnyösen, ahol M_F könnyen meghatározható, és nincs vízszintes folyási szakasz az $M - \varphi$ diagramban.

Becsüljük meg a (7) közelítő képlettel elkövethető hiba nagyságát. Tegyük fel, hogy $M_F = 0,5 M_t$, ami kedvezőtlen eset. Különböző acélféleségek

I. táblázat

A próba- pálya jele	M_t [mkp]	M_F [mkp]	α	k
2	14,94	9,00	1,42	0,80
4	13,95	8,70	1,40	0,72
6	14,40	10,00	1,41	0,70
8	14,88	9,70	1,42	0,76
10	13,80	8,40	1,41	0,76
12	14,10	8,90	1,42	0,78
16	14,25	9,10	1,43	0,81
18	14,31	9,00	1,41	0,76
20	14,16	9,00	1,40	0,73
22	14,10	9,00	1,42	0,79

csavaródiagramjai alapján $k_1 = 2/3$ kicsinynek, $k_2 = 5/6$ pedig nagynak tekinthető. A k_1 -hez tartozó csavaró törési munkát jelöljük A_1 -gyel.

Ha k_1 helyett k értékével számolunk, azaz a (7) közelítő képlettel, az elkövetett relatív hiba:

$$h_1 = \frac{A_k - A_1}{A_1} \cdot 100 = 3,13\%,$$

ha pedig k_2 helyett számolunk k -val, akkor

$$h_2 = -2,95\%.$$

A II. táblázatban látjuk a csavaró törési munka közelítő képletből számított értékeit, összehasonlítva az $M - \varphi$ diagramból planimetrálással nyert értékeivel.

Láthatjuk, hogy az eltérések nem haladják meg a mérési eredmények szórását. Tíz számított érték számtani közepe:

$$A_{sz} = 57,45 \text{ mkp/cm}^3.$$

II. táblázat

A próbapálcza jele	A [mkp/cm ²]		Eltérés [%]
	planimetrált értéke	számított értéke	
2	57,1	56,3	-1,40
4	58,2	58,5	0,52
6	55,4	56,2	1,44
8	54,1	53,8	-0,55
10	57,1	56,9	-0,35
12	59,4	58,9	-0,84
16	60,7	59,7	-1,65
18	58,0	57,8	-0,34
20	60,4	60,8	0,66
22	56,3	55,6	-1,24

V. A kontrakciós munka meghatározása

A kontrakciós munkát az [1]-ben foglaltak szerint két módszerrel határoztuk meg:

szakítókísérletből diagram planimetrálása útján;

a szakítókísérletből meghatározott anyagjellemzők alapján számítással.

1. A szakítókísérlet értékelése területméréssel

A kontrakciós munka:

$$A_c = \int_0^{\delta_t} \sigma d\delta, \quad (8)$$

ahol

$\delta = (d_0^2 - d^2)/d^2$ az effektív nyúlás;

d_0 a próbapálcza átmérője terheletlen állapotban;

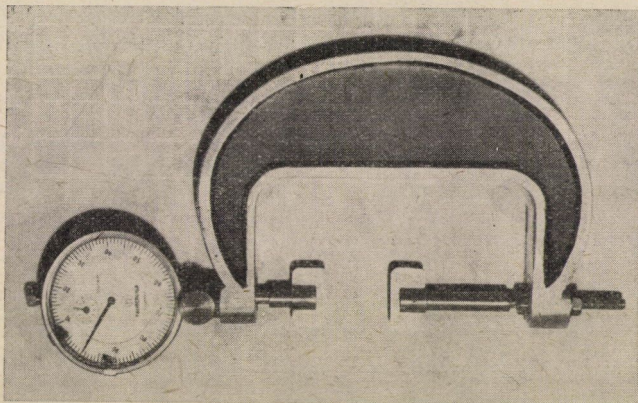
d a próbapálcza legkisebb átmérője terhelés közben;

σ a látszólagos feszültség.

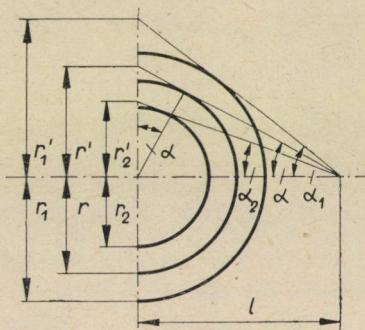
A kontrakciós munka meghatározásához tehát a $\sigma - \delta$ diagramot kell felvenni és azt planimetrálni. Minthogy a kontrakció helye előre ismeretlen, a próbapálcza átmérőjének változását az egész mérőhosszon mértük. A terhelés előtt és szakadás után a keresztmetszetek átmérőjét kengyelbe szerelt mérőórával mértük (4. ábra). Terhelés közben az átmérők változását fényképeztük. A fényképezőgép nem közvetlenül az átmérőt fényképezi, hanem a keresztmetszet húrját (5. ábra). A keresztmetszet sugara $r = r' \cos \alpha$. Az értékelés úgy történik, hogy a filmről a képet nagyítógéppel kivetítjük és azon mérjük

az átmérőt. A fényképezésből és a vetítésből adódó nagyítás n . Legyen R egy közbenső terheléshez tartozó kivetített kép sugara. A próbapálca keresztmetszetének sugara ezzel $r = R/n$. A nagyítást az összetartozó értékekből határozzuk meg. Legyen ez a terheletlen állapothoz tartozó érték:

$$n = \frac{R_1}{r_1} = \frac{R_1}{r'_1 \cos \alpha_1},$$



4. ábra



5. ábra

ahol α_1 , r_1 , r'_1 értelmezése az 5. ábrán látható. R_1 a terheletlen állapothoz tartozó kivetített kép sugara. A nagyítás tehát függ az α -tól. A képek értékelésénél az $\alpha = \alpha_1 =$ állandó egyszerűsítést tettük.

Számítsuk ki az így elkövetett hibát. Vegyük fel, hogy az átmérő a terhelés során felére csökken. Az általunk vizsgált acél kontrakciója kisebb mértékű volt. A lencse és a próbapálca távolsága 640 mm. Legnagyobb a hiba $\alpha = \alpha_2$ esetén:

$$h = \frac{\cos \alpha_2 - \cos \alpha_1}{\cos \alpha_2} 100\% .$$

A számítások elvégzése után kapjuk, hogy:

$$h = 2,29 \cdot 10^{-3}\% ,$$

tehát a fényképezés kiértékelése során elkövetett hiba jelentéktelen.

Az így meghatározott kontrakciós munka értékeit a III. táblázat A_c jelű oszlopa mutatja. A II jelzésű próbapálcá nyakban tört, nem értékelhető. Tíz jól értékelhető mérésből meghatározott kontrakciós munka számtani közepe:

$$A = 106,00 \text{ mkp/cm}^3 .$$

2. A szakítókérsélet értékelése számításal

Az [1]-ben levezetett képlet szerint a kontrakciós munka:

$$A_{sz} = \frac{\delta_e}{3} (\sigma_F + 2\sigma_B) + 4,6 \sigma_B \lg \frac{1 + \delta_t}{1 + \delta_e} + \sigma_B (1 + \delta_e)^2 \left[\frac{1}{1 + \delta_t} - \frac{1}{1 + \delta_e} \right], \quad (9)$$

ahol

σ_F a folyáshatár,
 σ_B a szakítószilárdság,
 δ_e az egyenletes fajlagos nyúlás,
 δ_t a töréshez tartozó fajlagos nyúlás.

A kapott eredményeket a III. táblázat A_{sz} -el jelzett oszlopa mutatja.

III. táblázat

A próbapálcá jele	A_c [mkp/cm ³]	A_{sz} [mkp/cm ³]
3	103,0	96,4
5	101,5	103,2
7	103,9	101,0
9	114,0	107,5
13	105,6	98,6
15	108,0	102,7
17	107,2	103,3
19	108,3	103,0
21	102,5	98,0
23	106,0	100,3

Tíz próbapálca számítással meghatározott kontrakciós munkájának számtani közepe:

$$A_{sz} = 101,40 \text{ mkp/cm}^3 .$$

IRODALOM

1. GILLEMOT, L. und SINAY, G.: Die Brucharbeit als Werkstoffkenngröße. *Acta Techn. Hung.* **22** (1958), 149—172.
2. REUSS, E.: Berechnung der Brucharbeit aus dem Torsionsversuch am zylindrischen Probekörper. *Acta Techn. Hung.* **39** (1962), 259—263.
3. NÁDAI, A.: Plasticity. McGraw—Hill, New York—London 1931; 126—128.

ÖSSZEFÜGGÉSEK HIDEGEN ALAKÍTOTT SÁRGARÉZ CSÖVEK BELSŐFESZÜLTSEGI ÁLLAPOTA ÉS SZILÁRDSÁGI JELLEMZŐI KÖZÖTT

RÉTI PÁL,

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
CSEPEL VAS- ÉS FÉMMŰVEK

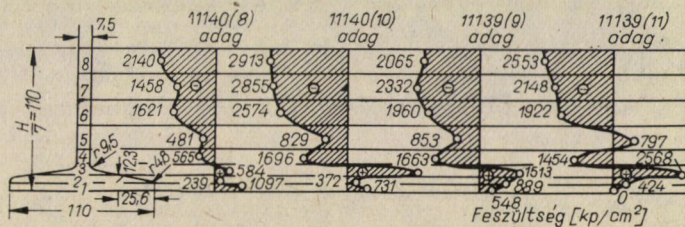
[Béérkezett 1964. március 20-án]

Fémek hidegalakítása alkalmával az anyagban okozott egyik legjelentősebb változás az a nagymértékű belső vagy maradó feszültség, melynek értéke túllépheti az anyag folyási határát és repedést, ill. törést hozhat létre. Jelen dolgozat célja az, hogy a hidegalakítás egy fajtájával, nevezetesen a csőhúzással létrehozott belső feszültségek számszerű értékét, természetét és szerepét tisztázza. Ennek során különböző típusú sárgaréz fajtákkal végrehajtott kísérletek révén az irodalomban „season creaking” néven ismert és a sárgaréz kondenzátor csövekben előfordult jelenséget előidéző feszültségek nagyságát, összefüggéseiket és szerepüket is tisztázzuk.

I. Bevezetés, célkitűzés

Fémek hidegalakítása alkalmával az anyagban létrehozott legjelentősebb változás az a nagymértékű belső vagy maradó feszültség, amelynek értéke akkora lehet, hogy az anyag szilárdságát is túllépi, és így repedést, illetve törést is hozhat létre.

I. V. KUDRJAŲCEV vizsgálatai [1] kimutatták, hogy hengerelt kettős T tartókban az acél folyáshatárát meghaladó belső feszültségek jöttek létre, melyeknek eloszlását és nagyságát az 1. ábra szemlélteti. A feszültségek a gerinclemezben nyomó, az övrészben húzó igénybevételt mutatnak.



1. ábra. Az acél folyáshatárát meghaladó belső feszültségek eloszlása és nagysága hengere kettős T-tartók esetében

Hasonló módon jönnek létre a belső feszültségek az egyéb hengerelt, húzott, görgőzött, sajtolt vagy sörétezett fémtárgyakban is.

E dolgozat célja az, hogy a hidegalakítás egy fajtájával, nevezetesen a csőhúzással létrehozott belső feszültségek számszerű értékét, természetét és

szerepét tisztázza. Ennek során kísérleteinkhez különböző típusú sárgaréz fajtákat használtunk avégből, hogy egyúttal az irodalomban „season creaking” néven ismert és a sárgaréz kondenzátorcsöveken előforduló jelenséget előidéző feszültségek nagyságát, összefüggéseiket és szerepét is tisztázzuk.

Fémek mechanikai tulajdonságait nagymértékben megváltoztató maradó alakváltozások akkor jönnek létre, ha azok alakítását viszonylag hideg állapotban végezzük. A hideg- és melegalakítás között éles határt vonni nem lehet, ezért általában határhőfoknak a K° -ban kifejezett olvadáspontnak megfelelő hőmérséklet felét tekintjük.

Ennek a hőfoknak számszerű értéke a kísérleteinkhez felhasznált sárgaréz fajtánál az Sr 63 esetében $680 K^{\circ}$.

Belső feszültségeknek nevezzük az egyenlőtlen alakítás vagy hőhatás következtében az anyagban fellépő olyan feszültségeket, amelyeknek hatására — külső erők fellépése nélkül — egyirányú vagy térfogati alakváltozások jönnek létre.

Az alakítás során az anyagban keletkező belső feszültségek különböző jellegűek és természetűek. A belső feszültségeket ezért első- és másodrendű feszültségek csoportjára szokás felosztani.

Elsőrendű belső feszültségeknek nevezzük azokat a feszültségeket, amelyek az alakított fém valamely nagyobb térfogatán hatnak és irányítottak. Megfigyelésük és mérésük legcélszerűbben a feszültség hatására a fémtárgy felhasításakor fellépő deformáció mérése útján történhet.

Másodrendűek azok a belső feszültségek, amelyek az egyes kristallitokban lépnek fel, és így az alakított fém felhasítása útján nem mutathatók ki. Kimutatásuk és mérésük kizárólag röntgenográfikus úton, pl. Debye—Scherrer-eljárással történhet.

A hidegalakítási technológia előnyeit a korszerű gyártási eljárások mind szélesebb körben alkalmazzák. A helyes technológia kialakításához azonban feltétlenül ismerni kell az egyes hidegalakítási eljárások okozta feszültségviszonyokat.

Továbbiakban a sárgaréz csövek húzási technológiája során fellépő feszültségi viszonyok tisztázását választottuk vizsgálataink céljául.

II. A kísérleti anyag megválasztása

A belső feszültségek számszerű értékeinek meghatározása, azok egymáshoz való viszonyítása céljából mindenekelőtt a kísérleti anyag megválasztása és a vizsgálati módszerek helyes lerögzítése vált szükségessé.

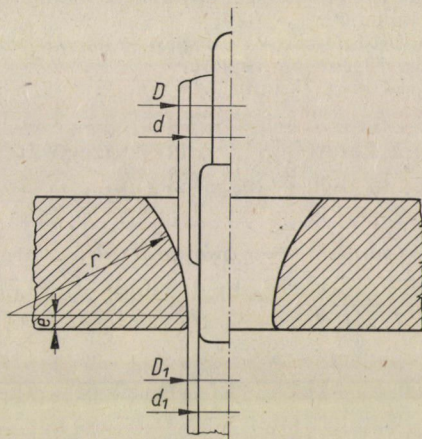
Kísérleti anyagként a kondenzátorcső gyártás anyagaként ismert (MSZ 8810—52 szabvány szerinti Sr 63, két esetben Sr 70) összetételű sárgaréz szolgált.

A fenti összetételű anyagból 25 mm külső átmérőjű és 1 mm falvastagságú névleges méretű csöveket készítettünk, hidegen húzott, megeresztett, fél-

kemény kivitelben. A csövek mechanikai tulajdonságait a későbbiekben ismertetendő kísérleti eredmények során esetenként közöljük.

III. A kísérleti program leírása

Abból a megfontolásból indultunk ki, hogy egyúttal a különféle gyártástechnológiai eljárásokkal előállított kondenzátorcsövek feszültségi viszonyait is vizsgálat tárgyává tesszük, s ezért a kísérleti programot úgy alakítottuk ki,



2. ábra. A kísérleteknél használt húzószerszám profilja

hogy a kísérleti anyagot egyrészt a kiindulási méretből falvastagság redukcióval, másrészt átmérő redukcióval húzzák a végleges méretére. Így a kísérleti program két részre osztható.

Mindkét programszakaszon belül azonosan vizsgáltuk az első- és másodrendű belső feszültség viszonyokat. E célból a kétféle technológiával előállított, de azonos kiindulási méretű csövekben különböző mértékű belső feszültségeket hoztunk létre a húzási technológia során alkalmazott fokozatosan növekedő falvastagság, illetve átmérő redukció révén.

Az alkalmazott húzási technológia azonos mérvű befolyásának biztosítása céljából valamennyi kísérletsorozatnál azonos húzószerszámot alkalmaztunk. A húzószerszám profilját a 2. ábra mutatja, az egymást követő húzási műveletek közben lágyítást nem alkalmaztunk.

A falvastagság és az átmérő redukcióval gyártott csősorozatok esetén egyaránt elvégeztük minden húzási fokozat után a szilárdsági és keménységi vizsgálatokat, továbbá a belső feszültségek meghatározására szolgáló következő vizsgálatokat:

Az elsőrendű belső feszültségek megállapítására a gyűrűpróbát és az ún. kihajlási próbát alkalmaztuk.

A fellépő elsőrendű belső feszültségek nagyságának ellenőrzésére és az egyéb módszerekkel való összehasonlítás céljából a higanynitrát-próbát minden esetben elvégeztük.

A másodrendű belső feszültségek tanulmányozását röntgenmódszerrel meghatározott értékekkel végeztük el, és a felsorolt vizsgálati eljárásokkal a következő feszültségeket mértük:

0,2%-os határ, jelzése: $\sigma_{0,2}$ [kp/mm²];
 szakító szilárdság, jelzése: σ_B [kp/mm²];
 keresztirányú elsőrendű belső feszültség, gyűrűpróba szétnyílásával való meghatározással, jelzése: σ_{III} [kp/mm²];
 hosszirányú elsőrendű belső feszültség kihajlási próbával, jelzése: σ_{IV} [kp/mm²];
 másodrendű feszültség, jelzése: σ_{II} [kp/mm²];
 redukált feszültség, jelzése: σ_r [kp/mm²].

A kísérleti program keretében részletes vizsgálat alá vettük a gyűrű-próbát mint az elsőrendű belső feszültség meghatározásának módszerét.

Összehasonlító vizsgálatokat végeztünk a higanynitrát-próba és az irodalomban több helyen említett ammóniatartalmú atmoszférák alkalmazásával kapott eredmények között a legmegfelelőbb eljárás kiválasztása céljából.

Az eredményeket 7 kísérletsorozat és mintegy 1300 vizsgálat alapján állapítottuk meg.

Az egyes kísérletsorozatokkal a következő összefüggéseket állapítottuk meg:

a) A különböző módon meghatározott — előzőekben összefoglalt — feszültségek változása a falvastagság, illetve átmérő redukció függvényében;

b) a σ_{III} és σ_{IV} feszültségeknek a redukció szerinti változását ábrázoló függvények és a HgNO₃ próbák alkalmazásával tapasztalt felszakadási jelenségek összefüggései;

c) a falvastagság és átmérő redukció útján gyártott csövekben keletkező belső feszültségek egymás közötti és a szilárdsági értékekkel való összefüggéseinek számszerű megállapítása;

d) összefüggés megállapítása a törést előidéző elsőrendű belső feszültségek és a hozzájuk tartozó redukciós %-ok között.

IV. Az alkalmazott vizsgálati módszerek ismertetése

A kísérleti program lebonyolítása egyrészt szabványos vizsgálatokkal történt, másrészt azonban olyan vizsgálati eljárásokat is alkalmaztunk, amelyeket — bár irodalomból ismertek — mégis ki kellett kísérletezni annak a megállapítására, hogy ezek milyen mértékben alkalmasak célkitűzéseink szempontjából.

Ilyen módszerek pl. a gyűrűpróba, a higanynitrát-próba, a különféle kihajlási próbák és bizonyos szempontból a feszültségmérés röntgensugarakkal is.

Továbbiakban tehát az alkalmazott szabványos vizsgálatok részleteire nem térek ki, hanem csak a fent felsorolt módszerek ismertetésével foglalkozom.

1. A gyűrűpróba

Az elsőrendű belső feszültségek kísérleti meghatározása céljára az irodalomban különféle eljárásokat találhatunk. Ezek mind megegyeznek abban, hogy a belső feszültségek alatt álló fémtárgyat forgácsoló művelettel felmetszik és így a belső feszültségek által létrehozott deformáció mértékéből számítják ki az azt létrehozó feszültség nagyságát.

Cső alakú fémtárgyak esetében kézenfekvő a csőből levágott ún. gyűrűpróba alkalmazása a keresztirányú elsőrendű feszültségek (σ_{III}) kimérésére.

A következőkben ezt a vizsgálati lehetőséget ismertetjük, mint olyan módszert, melyet kísérletsorozatainkban rendszeresen alkalmaztunk az elsőrendű belső feszültségek számszerű meghatározására.

PINKERTON [2] csőgyűrűpróba vizsgálatok céljára 40 mm magas csődarabok levágását javasolja, mert leírása szerint a számottevően mérhető átmérő változásokat csak e méretnél hosszabb próbákon kapott. Annak eldöntése céljából, hogy milyen legyen a helyes gyűrűpróba méret, kísérleteket végeztünk a gyűrűszélesség befolyásának tisztázására az alakváltozás és a gyűrűszélesség összefüggésének megállapítása révén.

További tisztázandó kérdés volt a helyes feszültségérték meghatározása a méret alakváltozás alapján. Irodalmi források szerint a keresztirányú belső feszültségek megállapítására az alábbi HATFIELD és THIRKELLTől [3] származó összefüggést alkalmazzák.

A 3. ábra jelzéseit figyelembe véve írható, ha az r sugárra hajlított t vastagságú anyagot alkalmazunk és rugalmassági határ alatti igénybevételt tételezünk fel:

$$a = r \cdot \Phi,$$

ahol Φ radiánokban értendő;

$$a_1 = \left(r + \frac{t}{2} \right) \Phi.$$

A külső szál hosszváltozása:

$$\lambda = a_1 - a = \left(r + \frac{t}{2} \right) \Phi - r\Phi = \frac{t}{2} \Phi,$$

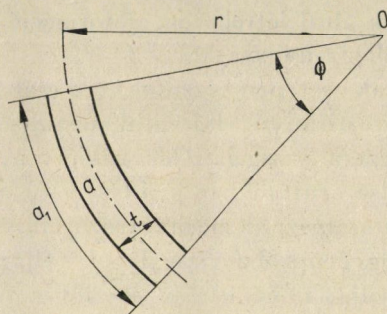
minthogy a rugalmassági modulus

$$E = \frac{\sigma}{\lambda},$$

$$\sigma = E \cdot \lambda = E \cdot \frac{\lambda}{a} = \frac{Et}{2r} = \frac{Et}{d_k}.$$

Ha a tárgyat úgy hajlítjuk, hogy hajlítás közben különböző görbületűvé válik, ilyen esetben:

$$\sigma = \frac{Et}{2} \left(\frac{1}{r_2} - \frac{1}{r_1} \right) = \frac{Et}{2} \left(\frac{r_1 - r_2}{r_1 r_2} \right),$$



3. ábra. A méret-alakváltozás számításánál alkalmazott jelölések

ahol r_1 a cső eredeti sugara, r_2 a felmetszett cső sugara. Ha η a felmetszett gyűrű alakváltozása, amelyet a belső feszültségek hoznak létre (a köríven mérve), úgy írható:

$$\eta = 2r_1\pi - 2r_2\pi = 2\pi(r_1 - r_2),$$

ahonnan

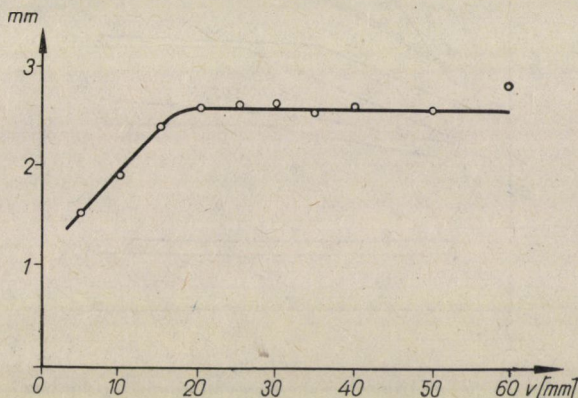
$$(r_1 - r_2) = \frac{\eta}{2\pi}$$

és

$$\sigma_{III} = \frac{Et\eta}{4\pi r_1 r_2}. \quad (1)$$

A $25 \times 1,2$ mm-ről $18 \times 1,2$ mm-re 29,2%-os átmérő redukcióval készült csőből 5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40, 50 és 60 mm széles gyűrűket vágunk ki. Szélességi méretenként 5–5 próbával végzett kísérletek esetén felmetszés után mértük a szétnyílás mértékét. Az eredményeket a 4. ábrában tüntettük fel. Ezek szerint a szétnyílás mértéke 20 mm gyűrűszélesség felett azonos értékűnek vehető, vagyis a feszültségmeghatározáshoz alkalmazható gyűrűk minimális szélessége $v = 20$ mm lehet.

Továbbiakban a kísérleteket a redukció befolyásának megállapítása céljából úgy végeztük, hogy az Sr 63 sárgaréz csöveket különböző mértékű átmérőredukcióval közbelső lágyítás nélkül húztuk. A 6, egyenként kb. 4 m hosszú csövet kettévágva a féldarabok mindegyikéből gyűrűpróbákat készítettünk. A gyűrűk szélessége 5, 10, 15, 20, 25 és 30 mm volt. Az egyes redukciós fokozatok pedig: 0, 4, 3, 5, 8, 9 és 10, 7, 14% voltak. A kísérleteket húzási fokozatonként és gyűrűszélességenként 3–3 próbával hajtottuk végre, és ezek számtani középértékét tüntettük fel az 5. ábrában.



4. ábra. Kísérleti eredmények a szétnyílás mértékére a gyűrűszélesség függvényében

A diagramok szerint az előző kísérlet alkalmával megállapított $v = 20$ mm minimális gyűrűszélesség vagy annál nagyobb érték alkalmazása esetén a kapott feszültségértékek gyakorlatilag állandóaknak vehetők, habár a 9–14% redukciók esetén a görbék második szakasza emelkedő jelleget mutat, de ez az első szakaszhoz képest lényegesen kisebb meredekségű, s így további kísérleteinket a $v = 20$ mm széles gyűrűpróbákkal végeztük.

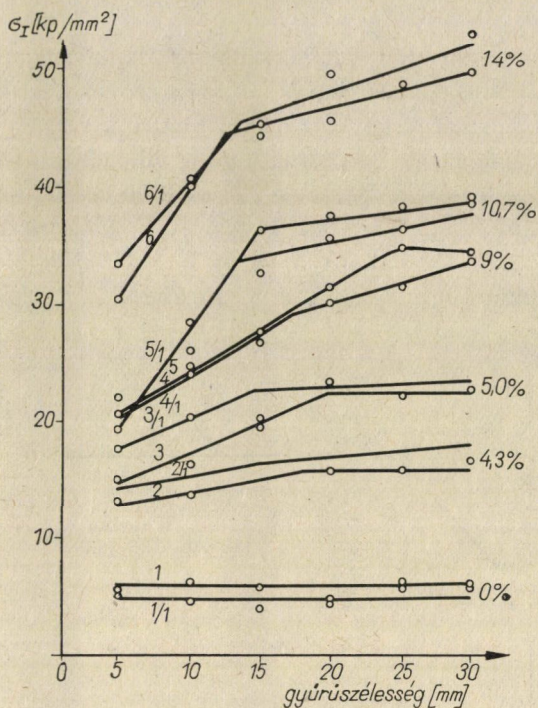
A továbbiakban a $\sigma_{III} = f(v)$, állandó redukció; és a $\sigma_{III} = f(\text{red})$, állandó v összefüggéseket ábrázoltuk a 6., ill. 7. ábrákon.

E függvények megszerkeszthetősége érdekében két kísérletsorozatot végeztünk oly módon, hogy a 0–20,0% redukcióval készült csövekből vett gyűrűpróbák alapján σ_{III} két értékéből vett középértéket tekintjük a függvényekben alkalmazott σ_{III} értékeknek.

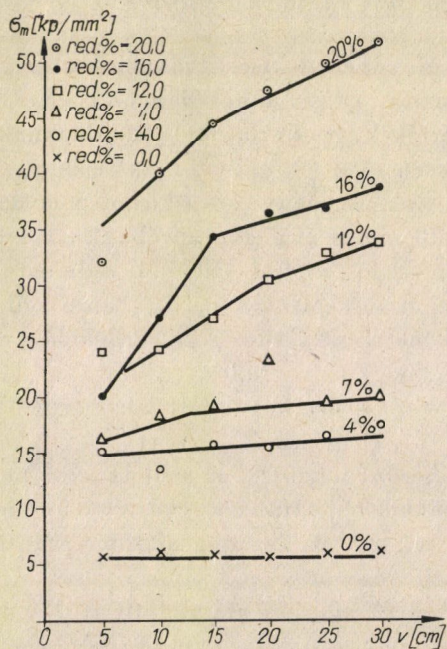
A különböző átmérő redukció %-ok mellett lefolytatott kísérletsorozatot 5–30 mm széles gyűrűkkel végeztük. Az egyes gyűrűpróbákat 0,6 mm vastagságú fűrésszel hasítottuk fel. A deformációt lemérve az (1) képlettel meghatároztuk a σ_{III} feszültségeket.

A kapott eredmények alapján megállapítható, hogy

a) minél jobban növekszik az átmérő redukció %-os értéke, annál meredekebb a $\sigma_{III} = f(r)$ diagram első szakasza;

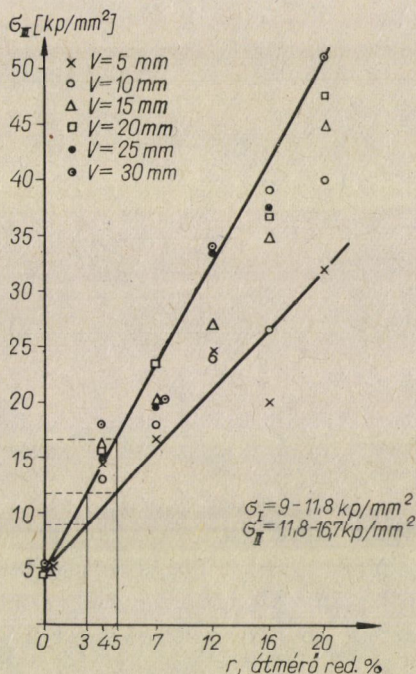


5. ábra. Feszültségváltozás a gyűrűszélesség függvényében, különböző mértékű átmérő-redukció esetében



6. ábra. A keresztirányú elsőrendű belső feszültség változása a gyűrűszélesség függvényében, ha a redukciószázalék állandó

- b) a diagramok kb. $v = 15$ mm gyűrűszélességnél töréspontot mutatnak, amely után azok egy a vízszinteshez közelebb álló szakaszba mennek át;
 c) ha kísérleteinkben a keresztirányú belső feszültségek meghatározásához $v = 20$ mm széles gyűrűpróbákat alkalmazunk, úgy várhatólag a $\sigma_{III} =$



7. ábra. A keresztirányú elsőrendű belső feszültség változása a redukciós százalék függvényében, ha a gyűrűszélesség állandó

$= f(r)$ összefüggés alapján a keletkezett legnagyobb és egyben állandónak tekinthető gyűrűfeszültség (σ_{III}) értékét fogjuk megállapíthatni.

2. A csíkpróba

A hosszirányú feszültség meghatározására részben ANDERSON és FAHLMANN [4] által levezetett összefüggés szolgál, amely a csőből kivágott csíkok kihajlásának meghatározása révén az alábbi összefüggést adja:

$$\sigma_{IV} = \frac{t \cdot E \cdot f}{l^2}, \quad (2)$$

ahol

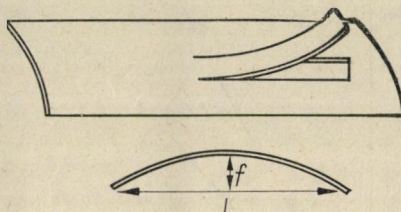
- t az anyag vastagsága;
- E a rugalmassági modulus;
- f a kihajlás;
- l a csík hossza.

VERŐ [5] és más szerzők az alábbi, G. SACHStól származó összefüggést alkalmazzák a csövekben uralkodó hosszirányú belső feszültségek kimutatására ugyancsak a kihajlási próba alapján:

$$\sigma_{IV} = \frac{4tfE}{l^2}, \quad (3)$$

ahol

t a cső falvastagsága;
 f a kihajlás;
 l a csík hossza;
 E a rugalmassági modulus.



8. ábra. ANDERSON és FAHLMANN módszere a csőkihágás eszközlésére

A képlet eltérését az ANDERSON és FAHLMANN-féle összefüggéstől az okozza, hogy VERŐ akadémikus a csík teljes kivágását javasolja, míg ANDERSON és FAHLMANN módszere alapján a kivágást úgy kell eszközölni, hogy a csík, mint egyik végén befogott tartó a csővel összefüggő darabot képezve hajlik ki, mint azt a 8. ábra mutatja.

3. A higanynitrát-próba

A sárgaréz csövek belső feszültségek okozta repedéshajlamának kimutatására elsősorban a higanysó és higanyfürdő jöhetnek számításba. Mint törést gyorsító közegek jöhetnek szóba az ammóniák és az ammoniumsó, míg egyéb savak erős korrozív hatásuk ellenére sem hatnak gyorsítólag a higanyvegyületekre.

Kísérleteinkhez általában pH1-re savanyított 1,5%-os higanynitrát-oldatokat használtunk, és a különféle javasolt eljárások összehasonlítása érdekében a III. pontban közölt kísérleti programban felhasznált Sr 63 sárgaréz csöveket 10%-os ammóniaoldatban is vizsgáltuk.

A csőpróbatetek hossza 100 mm volt. Az egyes csődarabok 0–14%-os hidegalakítást kaptak átmérő redukció útján.

A higanynitrátoldatban a lágú állapotú és 4%-os hidegalakítást kapott csőpróbatetek 3 napon túl sem repedtek fel, míg az 5,8–14% hidegen alakítottak 10 percen belül mind felrepedtek.

Az ammóniákban történő vizsgálat menete a következő volt. A 10% ammóniatartalmú oldatot egy exszikátor aljába helyeztük, amely felett lyukacsos porcelán betétlapon helyeztük el a higanynitrát kísérlethez használt próbatestekkel azonosan készült csőpróbatest sorozatot. 24 óra után a próbatesteken repedés nem volt látható, de a 14%-osan hidegalakított cső ütődésre felrepedt.

A csőpróbatestekről a rajtuk keletkezett fekete színű korróziós termékek 1 : 1 arányú hígított salétromsavval lemosva, minden próbatestben pókháló-szerű repedések keletkeztek. Legerősebben a lágy állapotú darabon volt látható repedésháló.

Továbbiakban mivel a higanynitrátoldatban végzett kísérlet határozott és egyértelmű eredményt szolgáltatott, kizárólag ezt a módszert alkalmaztuk ellenőrző vizsgálatként a belső feszültség meghatározási kísérleteinkhez, s ezek — mint látni fogjuk — igen jó egyezést mutattak.

4. Feszültségmérés röntgensugarakkal

Az anyagban visszamaradó másodrendű belső feszültségek kimutatásának legkorszerűbb módszere a röntgen visszaverődéses eljárás. Előnye, hogy a vizsgálandó tárgy igen kis felületén lehet a feszültségek jelenlétét és azok számszerű értékét meghatározni. Mivel a sugárzás a tárgy felületébe mindössze 0,01 mm mélységig képes behatolni, ezért csak a felület közelében uralkodó feszültségi értékek határozhatók meg ilyen módon.

Vizsgálataink során ezt a módszert is felhasználtuk az uralkodó feszültségi viszonyok tanulmányozására. A vizsgálatokat R. GLOCKER: Materialprüfung mit Röntgenstrahlen (4. kiadás; J. Springer, Berlin 1958) c. könyvének 355—395. oldalán leírt módszer szerint végeztük.

V. Kísérleti eredmények

A belső feszültségek számszerű meghatározása céljából 7 kísérletsorozatot végeztünk. Ezeknek összefoglalt eredményeit az alábbiakban közöljük.

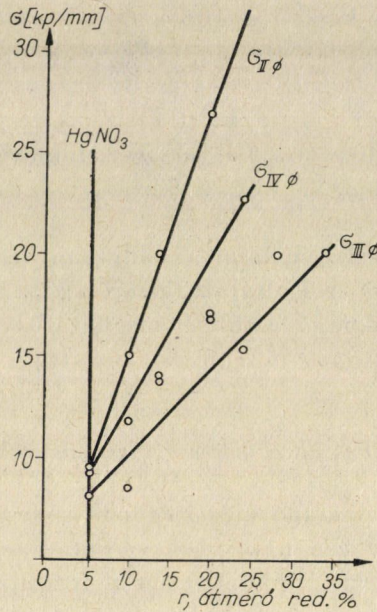
1. Az I. kísérletsorozat

Az Sr 63 minőségű sárgarézt csövet az I. táblázat szerint 7 fokozatban húztuk le végső méretére.

Az eredményeket a 9. ábrában tüntettük fel.

A higanynitrát-próba eredményei szerint az 5,2%-os redukció fokozathoz tartozó próbatest 70 nap után sem repedt fel, míg a 9,8%-os redukciófokozat

mellett már 22 óra után felrepedés jött létre. A HgNO_3 próba szolgáltatatta határértékeket ugyancsak a 9. ábrán berajzoltuk.



9. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett I. kísérletsorozat eredményei

A szakítókísérletből, valamint a kereszt- és hosszirányú feszültségmeghatározás és röntgenreflexió vizsgálatával nyert első- és másodrendű belső feszültségek értékeit összesítve az I. táblázat mutatja.

I. táblázat

A próba jele	Átmérő-redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²							
8	5,2	21,0	36,5	9,5	8,1	9,25	2,20	1,17	1,14
9	9,8	28,8	42,5	15	8,5	11,3	1,92	1,76	1,38
10	13,6	33,0	43,6	20	14,0	13,7	1,65	1,43	0,98
11	20,0	36,2	43,7	27	16,8	17,1	1,34	1,60	1,02
12	24,0	43,5	49,5	32	15,3	22,8	1,36	2,10	1,50*
13	28,0	41,8	49,5	36	20,0	—	1,16	1,80	—
14	34,0	43,5	54,7	—	20,2	—	—	—	—

* σ_{III} helytelen érték.

Az I. kísérletsorozat, valamint a higanynitrát-próba eredménye szerint 70 napon túl sem következett be felszakadás akkor, ha a csövekben a belső feszültségek nem haladják meg a következő értékeket:

- a) Keresztirányú feszültség: $\sigma_{III} = 8 \text{ kp/mm}^2$;
 b) hosszirányú feszültség: $\sigma_{IV} = 8,3 \text{ kp/mm}^2$;
 c) a Hencky—Miseses szerint meghatározott redukált feszültség: $\sigma_r = 8 \text{ kp/mm}^2$;
 d) a másodrendű röntgenfeszültség: $\sigma_{II} = 9,5 \text{ kp/mm}^2$;
 e) Az a)–d) pontokban megadott feszültségi értékekhez $r = 5,2\%$ átmérőredukció tartozik.

2. A II. kísérletsorozat

Ismét Sr 63 csöveket használtunk a II. táblázatban látható redukációs terv szerint.

II. táblázat

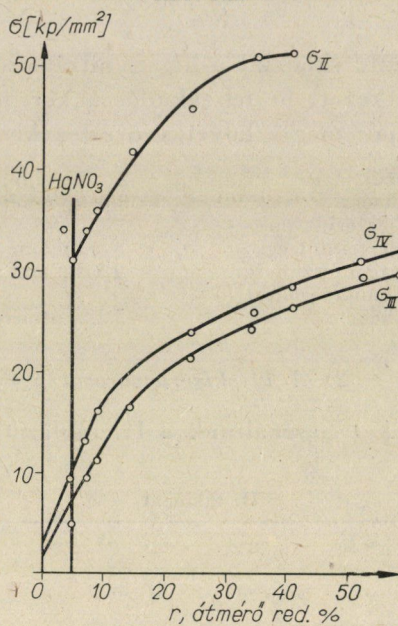
A próba jele	Átmérő-redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²							
1	0,0	11,5	33,3	—	2,2	2,5	—	—	1,0
2	3,2	16,8	35,9	34,0	6,7	—	0,49	5,1	—
3	4,8	19,2	37,9	31,0	5,8	9,3	0,64	5,3	1,6
4	7,0	21,0	36,9	34,0	9,6	13,0	0,64	3,5	1,3
5	9,0	23,1	37,9	36,0	11,1	16,3	0,64	3,2	1,4
6	14,4	30,5	41,7	42,0	16,3	24,4	0,72	2,6	1,5
7	24,0	33,6	48,2	46,0	21,4	23,9	0,73	2,1	1,1
8	34,3	39,4	55,0	51,0	24,2	26,0	0,77	2,1	1,1
9	41,0	49,7	59,8	51,0	26,5	28,6	0,98	1,9	1,1
10	52,3	48,8	65,5	60,0	29,3	31,0	0,81	2,0	1,1
11	60,0	57,8	71,7	59,0	29,6	32,2	0,98	2,0	1,1

A kísérleti eredményeket a 10. ábrán és a II. táblázatban tüntették fel.

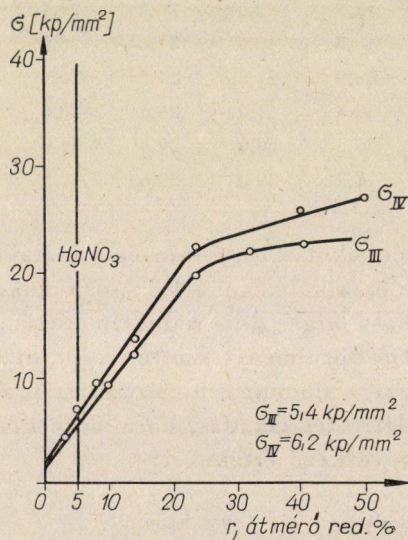
A higanynitrát-próba alkalmával a 4,8%-os redukció mellett 70 nap után sem jött létre felszakadás, míg 7%-os redukció esetén már 4 óra után is felszakadás jött létre. Ezt a körülményt szintén a 10. diagramban feltüntették.

A II. kísérletsorozat, valamint a higanynitrát-próba eredményei szerint 70 napon túl sem jött létre felszakadás, ha a csövekben a feszültségértékek nem haladják meg a következő értékeket:

- a) Keresztirányú feszültség: $\sigma_{IV} = 9,8 \text{ kp/mm}^2$;
 b) hosszirányú feszültség: $\sigma_{III} = 7,0 \text{ kp/mm}^2$;
 c) A Hencky—Miseses szerint redukált feszültség: $\sigma_r = 8,7 \text{ kp/mm}^2$;
 d) másodrendű feszültség: $\sigma_{II} = 31,0 \text{ kp/mm}^2$;
 e) Az a)–d) pontokban megadott feszültségi értékekhez tartozó átmérőredukció: $r = 4,8\%$.



10. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett II. kísérletsorozat eredményei



11. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett III. kísérletsorozat eredményei

3. A III. kísérletsorozat

Ezt a kísérletsorozatot SrK 70 minőségű sárgaréz csövekkel végeztük, a redukciós tervet a III. táblázat szerint állapítottuk meg.

Az eredményeket a 11. ábra és a III. táblázat tartalmazza.

A higanynitrát-próbák szerint 5% redukciós fok mellett 70 nap után sem volt felrepedés, míg 8% esetén már 1,5 perc alatt felrepedt a cső.

A III. kísérletsorozat és a higanynitrát-próba eredményei szerint 70 napon túl sem jött létre felszakadás, ha a csövekben a feszültségértékek nem haladják meg a következő értékeket:

- a) Keresztirányú feszültség: $\sigma_{IV} = 6,2 \text{ kp/mm}^2$;
 b) hosszirányú feszültség: $\sigma_{III} = 5,4 \text{ kp/mm}^2$;
 c) a Hencky—Miseses szerinti redukált feszültség: $\sigma_r = 5,9 \text{ kp/mm}^2$;
 d) az a)–c) pontokban megadott feszültségi értékekhez tartozó átmérőredukció $r=5\%$.

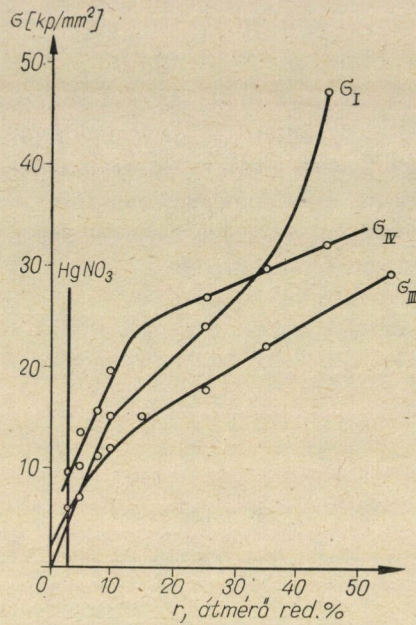
III. táblázat

A próba jele	Átmérő-redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²				
12	0	10,5	35,3	1,5	2,2	1,5
13	3	18,6	38,4	5,3	4,2	0,8
14	5	21,6	38,4	7,0	—	—
15	8	25,6	40,8	8,7	—	—
16	10	28,7	40,8	9,3	—	—
17	14	37,1	45,0	12,2	13,7	1,1
18	23	43,8	51,0	19,8	22,4	1,1
19	32	53,8	58,3	22,0	—	—
20	40,5	65,0	66,7	22,6	—	—
21	49,5	63,5	65,8	—	27,0	—

4. A IV. kísérletsorozat

Ugyancsak SrK 70 minőségű csöveket vizsgáltunk a IV. táblázatban feltüntetett redukciós terv szerint. A 12. ábrán és a IV. táblázatban feltüntetett eredményeket nyertük.

A higanynitrát-próba szerint a 3% redukció esetén 1 nap múlva sem kaptunk felrepedést, míg 5%-os redukció mellett 1 óra múlva felrepedés jött létre.



12. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett IV. kísérletsorozat eredményei

IV. táblázat

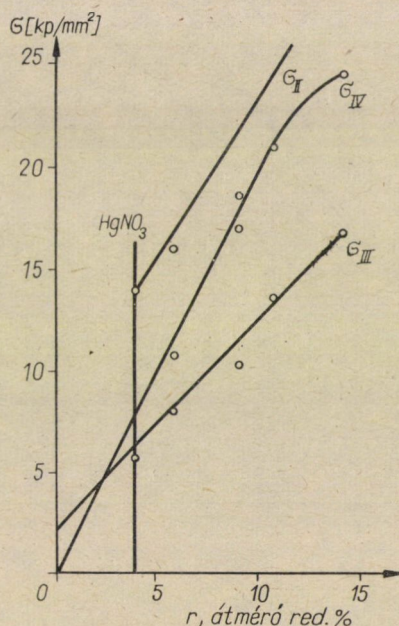
A próba jele	Átmérő- redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²							
1	0	15,7	26,1	—	1,7	—	9,2	—	—
2	3	16,1	35,5	2	5,8	—	4,5	0,34	—
3	5	18,9	38,3	10	7,0	13,4	2,7	1,4	1,9
4	8	23,6	40,9	11	10,5	15,5	2,3	1,0	1,5
5	10	23,2	42,5	15	11,9	19,6	1,9	1,2	1,6
6	15	31,1	42,5	15	15,1	25,8	2,0	1,0	1,6
7	25	35,8	46,0	24	17,6	26,8	2,0	1,3	1,5
8	35	55,0	62,1	30	22,0	29,8	2,5	1,3	1,3
9	45	60,8	71,6	47	34,0	32,0	1,8	1,3	0,9
10	55	70,8	73,0	66	29,1	28,8	2,4	2,3	1,0

A IV. kísérletsorozat, valamint a higanynitrát-próba eredményei szerint 1 nap után sem kaptunk felszakadást akkor, ha a csövekben a feszültségértékek nem haladják meg a következő értékeket:

- a) Keresztirányú feszültség: $\sigma_{III} = 6,0$ kp/mm²;
- b) hosszirányú feszültség: $\sigma_{IV} = 9,5$ kp/mm²;
- c) redukált feszültség: $\sigma_r = 8,3$ kp/mm²;
- d) másodrendű feszültség: $\sigma_{II} = 4,0$ kp/mm²;
- e) Az a)–d) pontokban megadott feszültségi értékekhez $r = 3\%$ átmérőredukció tartozik.

5. Az V–VI. kísérletsorozat

A két kísérletsorozathoz MSZ szerinti Sr 63 minőségű sárgaréz csöveket használtunk. A csöveket átmérő redukcióval közbelső lágyítás nélkül hidegen húztuk 6 fokozatban. Az így lehúzott csöveket kettévágva a kísérleteket a két

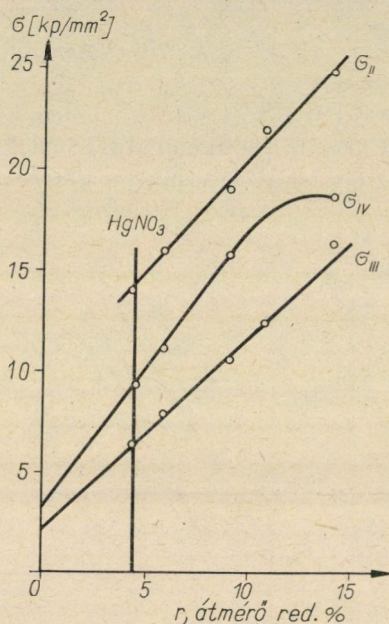


13. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett V. kísérletsorozat eredményei

fél csövön külön-külön is végrehajtottuk. A kísérletsorozatok eredményeit a 13. és 14. ábra, valamint az V. és VI. táblázat tünteti fel. A higanynitrát-próba mint felszakadás 4,3%-os redukció esetén 3 hónap után sem, míg 5,8%-os redukció esetén 10 percen belül jött létre.

Az V. és VI. kísérletsorozat, valamint a higanynitrát-próba eredményei szerint a csövekben 3 hónap után sem következett be felszakadás, ha a belső feszültségértékek nem haladják meg a következő értékeket:

- | | | |
|--|--------------------------------------|--------------------------------------|
| | V. kísérlet | VI. kísérlet |
| a) Keresztirányú feszültség: | $\sigma_{III} = 6,2 \text{ kp/mm}^2$ | $\sigma_{III} = 6 \text{ kp/mm}^2$ |
| b) hosszirányú feszültség: | $\sigma_{IV} = 7,2 \text{ kp/mm}^2$ | $\sigma_{IV} = 8,8 \text{ kp/mm}^2$ |
| c) redukált feszültség: | $\sigma_r = 6,7 \text{ kp/mm}^2$ | $\sigma_r = 7,8 \text{ kp/mm}^2$ |
| d) másodrendű feszültség: | $\sigma_{II} = 13,8 \text{ kp/mm}^2$ | $\sigma_{II} = 13,8 \text{ kp/mm}^2$ |
| e) az a)–d) pontokban megadott feszültségi értékekhez tartozó átmérőredukció, %: | $r = 4\%$ | $r = 4\%$ |



14. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett VI. kísérletsorozat eredményei

V. táblázat

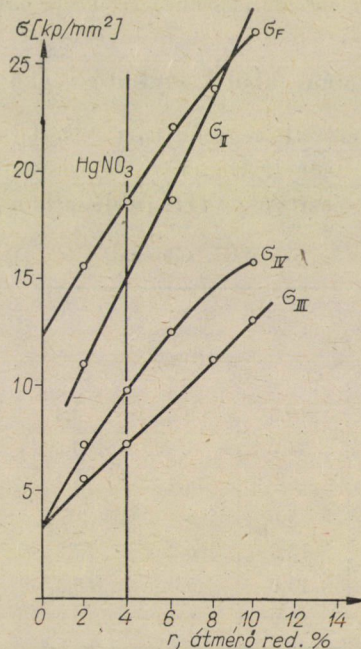
A próba jele	Átmérő-redukció, %	σ_{0+2}	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0+2}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²							
1	0,0	7,3	32,7	—	2,1	0,0	—	—	—
2	4,0	18,5	33,6	14	5,7	8,0	1,3	2,4	1,4
3	5,8	21,6	34,8	16	8,0	10,8	1,3	2,0	1,3
4	9,0	24,4	36,0	17	10,3	18,6	1,4	1,6	1,8
5	10,7	31,8	39,0	27	13,6	21,0	1,2	2,0	1,5
6	14,0	36,7	43,8	30	16,8	24,5	1,2	1,8	1,5
Átlagértékek:							1,28	1,96	1,5

VI. táblázat

A próba jele	Átmérő-redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$
		kp/mm ²							
1/1	0,0	8,7	32,1	—	2,0	3,2	—	—	1,6
2/1	4,3	18,0	33,3	14	6,3	9,3	1,3	2,2	1,5
3/1	5,8	20,9	33,4	16	7,9	11,2	1,3	2,0	1,4
4/1	9,0	27,4	38,3	19	10,5	16,0	1,7	1,8	1,5
5/1	10,7	32,4	39,5	22	12,4	17,8	1,5	1,8	1,4
6/1	14,0	36,5	42,7	25	16,4	18,8	1,5	1,5	1,1
Átlagértékek:							1,4	1,9	1,4

6. A VII. kísérletsorozat

A kísérletsorozatot ismét Sr 63 minőségű, szabványos összetételű sárgarézt csővel végeztük átmérőredukcióval, közbenső lágyítás nélkül lágy állapotból kiindulva a VII. táblázatbeli redukciós terv szerint. A kísérleti eredményeket a 15. ábra és a VII. táblázat tünteti fel.



15. ábra. A belső feszültségek számszerű meghatározására végzett VII. kísérletsorozat eredményei

VII. táblázat

A próba jele	Átmérő-redukció, %	$\sigma_{0,2}$	σ_B	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$	
		kp/mm ²								
1	0,0	12,3	36,0	—	3,4	3,3	—	—	1,0	
2	2,0	15,6	35,7	11	5,6	7,2	1,42	1,97	1,3	
3	4,0	18,7	37,2	14	7,3	9,9	1,33	1,92	1,3	
4	6,0	22,2	38,4	20	10,0	12,5	1,11	2,00	1,3	
5	8,0	21,8	38,3	14	11,3	13,1	0,91	2,12	1,2	
6	10,0	26,6	39,0	28	13,2	15,9	1,22	2,12	1,2	
Átlagértékek:							—	1,2	2,2	1,2

A higanynitrát-próba szerint 4%-os redukció mellett 1 hét után sem volt felrepedés, míg 6% redukció esetén 15 perc után már felrepedés jött létre.

A VII. kísérletsorozat, valamint a higanynitrát-próba eredményei szerint a csövek 1 hét után sem szakadtak fel, ha a belső feszültségértékek nem haladják meg a következő értékeket:

- a) Keresztirányú feszültség: $\sigma_{III} = 7,3$ kp/mm²;
 b) hosszirányú feszültség: $\sigma_{IV} = 9,8$ kp/mm²;
 c) redukált feszültség: $\sigma_r = 8,6$ kp/mm²;
 d) másodrendű feszültség: $\sigma_{II} = 15,0$ kp/mm²;
 e) az a)–d) pontokban megadott feszültségértékekre tartozó átmérőredukció, $r = 4\%$.

VI. Az eredményekből levonható végkövetkeztetések

A hét átmérőredukcióval végrehajtott kísérletsorozat táblázatos eredményei a redukált feszültségek Hencky–Miseses szerint számított redukált feszültségi értékekkel kiegészítve a VIII. táblázatban láthatók. Megjegyezzük,

VIII. táblázat

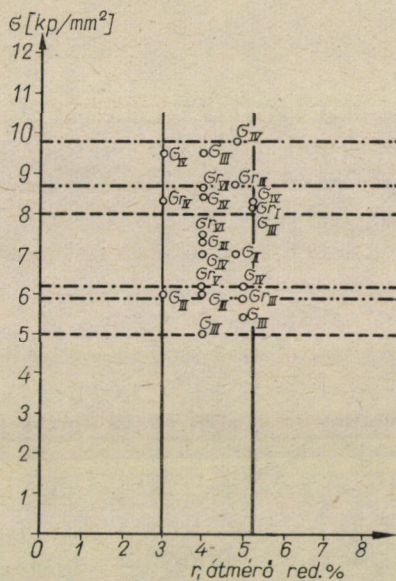
A kísérlet száma	$\sigma_{0,2}$	σ_{II}	σ_{III}	σ_{IV}	σ_r	$r, \%$
	kp/mm ²					
I	10,3	9,5	8	8,3	8	5,2
II	11,5	31,0	7	9,8	8,7	4,8
III	10,5	—	5,4	6,2	5,9	5,0
IV	15,7	5,0	6	9,5	8,3	3,0
V	7,3	13,8	6,2	7,2	6,7	4,3
VI	8,7	13,8	6,0	8,8	7,8	4,3
VII	12,3	15,0	7,3	9,8	8,6	4,0
Átlagérték	10,9	14,7	6,5	8,5	7,7	4,3

hogy vékony $t = 1,0$ mm csőfalról lévén szó, a radiális feszültségeket gyakorlatilag zérusnak vehetjük, és így a

$$\sigma_r = \sqrt{\sigma_{II}^2 + \sigma_{IV}^2 - \sigma_{III} \cdot \sigma_{IV}}$$

képlettel számolhatunk.

A táblázat értékei megfelelnek a HgNO_3 próbánál még éppen fel nem repedt csövek feszültségértékeinek, melyeket az egyes kísérletsorozatok adta



16. ábra. $\sigma = f(r)$ a HgNO_3 próbánál még éppen fel nem szakadt csövekre

Jelmagyarázat: $r = 3-5,2\%$ átmérőredukció; --- $\sigma_{III} = 5-8$ kg/mm^2 ; - - - $\sigma_{IV} = 6,2-9,8$ kg/mm^2 ; - . . . - $\sigma_r = 5,9-8,7$ kg/mm^2

értékekből szerkesztett diagramokból nyertünk úgy, hogy a $\sigma_{III} = f(r)$ és $\sigma_{IV} = f(r)$ görbéket metszésbe hozva a felrepedést még éppen nem okozott redukció fokozatnak megfelelő ponton át húzott egyenessel, ez utóbbi kimetszi a táblázatban szereplő belső feszültségértékeket, amelyek tehát úgy tekinthetők, mint feszültségi határértékek. Ez utóbbiakat túllépve biztos felszakadásra lehet számítani a HgNO_3 próba révén. Így tehát kimondható, hogy:

1. A felszakadás elkerülhető, ha a csőben a keresztirányú feszültség σ_{III} biztosan nem lépi túl az $5-8$ kg/mm^2 -t, a keresztirányú feszültség σ_{IV} kisebb, mint $6,2-9,8$ kg/mm^2 és a redukált feszültségértékei $5,9-8,7$ kg/mm^2 között maradnak.

2. Felszakadás csak akkor következik be, ha az átmérőredukció mértéke túllépi a $3-5\%$ -ot. A VIII. táblázat értékeit a 16. diagramban tüntettük fel.

3. A falvastagság redukcióval gyártott csövek még akkor sem szakadnak fel a HgNO_3 próbánál, ha a redukció mértéke eléri a 44% -ot.

IX. táblázat

$\frac{\sigma_{0,2}^{\uparrow}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{0,2}^{\uparrow}}{\sigma_{IV}}$	$\frac{\sigma_{0,2}}{\sigma_r}$	$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{III}}$	$\frac{\epsilon_{IV}}{\epsilon_{II}}$
0,75	1,70	1,30	1,40	2,30	1,30	0,60
$\frac{\sigma_{II}}{\sigma_{0,2}}$	$\frac{\sigma_{III}}{\sigma_{0,2}}$	$\frac{\sigma_{IV}}{\sigma_{0,2}}$	$\frac{\sigma_r}{\sigma_{0,2}}$	$\frac{\sigma_{III}}{\sigma_{II}}$	$\frac{\sigma_{III}}{\sigma_{IV}}$	$\frac{\eta_{II}}{\eta_{III}}$
1,40	0,60	0,77	0,70	0,45	0,77	1,65

4. Falvastagság redukciónal gyártott csövekben a hosszirányú feszültség a maximális redukciónál esetén sem magasabb, mint a legkisebb redukciónál mellett.

5. A keresztirányú feszültségre ugyanaz a szabály érvényes.

6. Az átmérőredukciónal történő gyártás esetén a hosszirányú feszültség a keresztirányúnál $\sigma = 0,3 - 3,8$ kp/mm² értékkel nagyobb, amivel szemben a falvastagság-redukciónal gyártásnál ez a szabály érvénytelen, mert itt a kétféle feszültség értéke gyakorlatilag azonos, és átlagosan 2–4 kp/mm².

7. Az egyes feszültségfajták nagyságrendjét az I–VII. kísérletsorozatok eredményeinek átlagértékei alapján a IX. táblázat tartalmazza.

A IX. táblázat adatait vizsgálva megállapíthatjuk a feszültségátlagok viszonyított értékei alapján, hogy a hosszirányú feszültségátlagok 30%-kal magasabbak a keresztirányú feszültség átlagértékeknél.

A $\sigma_{0,2}$ %-os folyási határ átlagértékek 70%-kal magasabbak a keresztirányú és 30%-kal magasabb a hosszirányú feszültségeknél.

A IX. táblázatban valamennyi mért és kiszámított átlagfeszültség viszonyismái megtalálhatók.

IRODALOM

1. KUDRJAŤEV, I. V.: A belső feszültségek, mint a gépgyártás szilárdsági tartalékai. Akadémiai Kiadó, Budapest 1954.
2. PINKERTON, A.—TAIT, W. H.: Season-Cracking in arsenical Copper Tubes. *I. Inst. Metals* (1926), Nr. 2.
3. HATFIELD—THIRKELL: Season Cracking. *I. Inst. Metals* (1919), Nr. 2.
4. ANDERSON—FAHLMANN: A Method f. Measur. Int. stress in Brass Tubes. *In. Inst. Metals* (1926), Nr. 2.
5. VERŐ: Általános metallográfia II. Akadémiai Kiadó, Budapest 1956.
6. GLOCKER, R.: Materialprüfung mit Röntgenstrahlen. 4. kiadás; J. Springer, Berlin 1958.

KÖZPONTI FŰTÉSI RENDSZEREK LEHŰLÉSI VISZONYAI

TAKSONY GYÖRGY,

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
ALUMÍNIUMIPARI TERVEZŐ IRODA

[Beérkezett 1964. június 20-án]

A központi fűtéses épületek lehülési viszonyainak két szempontból van jelentősége: megfelelő fűtési ütemezés választásával számottevően csökkenteni lehet a beruházási költségeket, illetőleg kisebb fűtési rendszereknél az üzemviteli költségeket; a nagy hőszolgáltató erőművekből ellátott távfűtő rendszereknél pedig lényegesen javíthatjuk a komplex hőszolgáltató és villamosenergiatermelő erőmű együttes gazdaságosságát. A lehülés vizsgálatánál a legjelentősebb tényező az épület lehülése, de számottevő kihatása van a központi fűtési rendszer lehülésének is. A szerző tanulmányában eljárást dolgoz ki a központi fűtési rendszerek lehülésének számítására. A levezetett összefüggések gyakorlati felhasználásának megkönnyítésére a szokásos fűtési rendszerekre diagramokat ad. Az eredményeket a szerző összeveti néhány e tárgyban végzett mérés eredményével.

Jelölések

t_k	külső hőmérséklet, C°;
t	a lehülés során változó belső hőmérséklet, C°;
t'	a helyiség középhőmérséklete a lehülés során (előzetes), C°;
h	az idő, mint változó érték a lehülés kezdetétől számítva, óra;
τ	a központi fűtőrendszer közepes hőmérséklete (változó érték), C°;
τ_k	kifutó víz hőmérséklet házi fűtőközpontnál, C°;
τ_{iv}	visszatérő víz hőmérséklet házi fűtőközpontnál, C°;
τ_{k0}	központi fűtési rendszer (fűtő közeg) számításának alapjául szolgáló hőmérséklete a házi fűtőközpontnál, C°;
τ_0	központi fűtési rendszer (fűtő közeg) számítási alapul szolgáló hőmérséklete a radiátoronál, C°;
τ_1	központi fűtési rendszer (fűtő közeg) középhőmérséklete radiátornál (egyenletes fűtésnél állandó), C°;
$\Delta\tau_a$	radiátor (ill. abban levő közeg) és fűtött helyiség hőmérséklete közötti különbség számítási alapul szolgáló értéke, C°;
k	fűtőttest hőátbocsátási tényezője (változó érték), kcal/m ² , óra, C°;
k_a	a hőátbocsátási tényező adott $\Delta\tau_a$ -nál, kcal/m ² , óra, C°;
F_f	kcal/óra-eső fajlagos fűtőttest (és fűtés céljára szolgáló csőrendszer) felület, m ² , óra/kcal;
F	fűtőttest (és a fűtés céljára szolgáló csőrendszer) felület, m ² ;
W	a fűtési rendszer vízértéke (a fűtésre is szolgáló csőrendszerrel és vízfűtésnél mindkettőben levő melegvízzel), kcal/C°;
p^+	a hőfokvesztés értéke a kifutó csőrendszerben, %;
l_i	az i jelű azonos átmérőjű csőszakasz hossza, m;
d_i	az i jelű csőszakasz belső átmérője, mm;
a_0, b_0, c_0	fűtőttestekre (radiátorokra) jellemző állandó;
a_1	a fűtési rendszertől függő állandó.

I. A lehülés számítása

A központi fűtési rendszer lehülésének vizsgálatánál az egész rendszerben megkülönböztethető a fűtő közeg, a hőátadó felület és a csővezeték. Az alábbiakban ennek a rendszernek közepes hőmérsékletét a fűtőfelületben levő fűtőközeg közepes hőmérsékletével jellemezzük. Ettől ugyan minimális mértékben eltér magának a hőátadó felületnek acél stb. anyaga, és kismértékben eltérhet a viszonylag kisebb vízértékű kifutó és visszatérő csővezetékek hőmérséklete, ezt a különbséget azonban elhanyagoljuk.

A központi fűtési rendszer és a benne levő közeg (pl. forró víz) dh idő alatt $d\tau$ hőmérséklettel hűl le. Ez a hőmennyiség egyenlő (fűtési szünetről lévén szó) a fűtőfelület által átadott hőmennyiséggel, vagyis

$$W d\tau = -k F(\tau - t) dh.$$

A központi fűtésekhez használatos radiátoroknál és csöveknél hőátbocsátási tényező a különböző hőmérsékleteken nem állandó. Az értékét az irodalomban használatos következő értékkel vettük figyelembe [2]:

$$\frac{k}{k_a} = \sqrt[3]{\frac{\tau - t}{\Delta \tau_a}}.$$

Megjegyezzük, hogy egyes különösen korábbi irodalmi források gyökkitevőben más, pl. 4 értéket javasolnak, különben azonos kifejezés mellett.

Figyelemmel arra, hogy a τ változásához képest a t változása nagyságrendileg kisebb, a t helyett írhatunk egy állandónak felvett előzetes t' értéket. Ez lehet akár a belső helyiség előzetesen számított leghidegebb hőfoka, vagy későbbi számításainknál általában alkalmazott középhőfoka. k_a és $\Delta \tau_a$ összetartozó állandó értékek. Ezt helyettesítve, a differenciálegyenlet a következő alakot veszi fel:

$$W d\tau = -\frac{k_a}{\sqrt[3]{\Delta \tau_a}} \sqrt[3]{\tau - t'} (\tau - t') F dh.$$

A differenciálegyenletet rendezve, a következő kifejezést kapjuk:

$$\frac{d\tau}{(\tau - t')^{\frac{4}{3}}} = -\frac{k_a}{\sqrt[3]{\Delta \tau_a}} \cdot \frac{F}{W} dh.$$

A szétválasztott differenciálegyenlet integrálható, és így a következő egyenletet kapjuk:

$$\frac{(\tau - t')^{-\frac{1}{3}}}{-\frac{1}{3}} = -\frac{k_a}{\sqrt[3]{\Delta\tau_a}} \cdot \frac{F}{W} h + C.$$

A $h = 0$ időpontban $\tau = \tau_1$, és így $C = -3/\sqrt[3]{\tau_1 - t'}$. Helyettesítve és rendezve az egyenletet a következő összefüggés adódik:

$$\tau - t' = \frac{27\Delta\tau_a(\tau_1 - t')}{\left[3\sqrt[3]{\Delta\tau_a} + \frac{F}{W}k_a\sqrt[3]{\tau_1 - t'}h\right]^3} = \frac{a_0}{(b_0 + c_0h)^3}, \quad (1)$$

a_0 , b_0 és c_0 állandó mennyiségek: a radiátor állandó (adott, hőmérsékletkülönbséghez tartozó) hőátbocsátási tényezőjétől és fűtési jellemzőktől függenek. Kifejezésüket az előző képlet két utolsó oldalának összehasonlításából minden további nélkül elvégezhetjük, számszerű értékeiket a III. táblázat mutatja.

II. Közeghőmérséklet vízfűtésnél

A τ_1 értéket a radiátornál mért közepes vízhőmérsékletet a következő képlet alapján számoltuk:

$$\tau_1 = \frac{\tau_k + \tau_w}{2} - \frac{p^+}{100} a_1 (\tau_k - \tau_w),$$

ahol az a_1 érték az elosztás rendszerétől függő állandó; későbbiekben alsó elosztást és az $a_1 = 1/200$ értéket vettük figyelembe. A gőzfűtésnél a radiátorban levő fűtőközeg hőmérsékletet 100 C°-ra vettük és $p^+ = 30\%$ -kal számoltunk.

III. A központi fűtés néhány jellemzője

A fűtőrendszer lehűlésének számításához, amennyiben nem akarjuk az egész konkrét központi fűtési rendszert tételesen és meglehetősen aprólékosan végigszámolni, minden egyes esetben, átlagadatokat kell gyűjtenünk vagy közelítően számítanunk.

Elsősorban csővezetéki rendszert vizsgáltunk. Vizsgálatainknál kiindulásul MACSKÁSY ÁRPÁD professzornak az 1955. évi Épületgépészeti Konferencián ismertetett (más célra készült) [1] adatgyűjtését vettük, és ezt számoltuk tovább. Az adatokat az I. táblázat tartalmazza.

I. táblázat
Kivitelezett központi fűtések egyes jellemzői

Épület	Q [kcal/óra]	$\Sigma l_i d_i$ [m · mm]	$\frac{\Sigma l_i d_i}{Q}$ [$\frac{\text{óra} \cdot \text{m} \cdot \text{mm}}{\text{kcal}}$]
1	110 000	18 770	0,17
2	108 000	23 223	0,214
3	154 000	28 960	0,18
4	428 000	107 078	0,25
5	163 500	24 360	0,149
6	189 500	31 550	0,167
7	338 500	40 800	0,12
8	356 000	40 960	0,114
9	89 800	12 360	0,137
10	110 050	14 040	0,128
11	116 500	15 150	0,129
12	316 440	42 260	0,133
13	341 000	47 240	0,138
Összesen	2 821 290	446 751	2,029

Az I. táblázat egy-egy sora egy-egy épületet jelent, a sorrend egyezik az [1]-ben alkalmazott sorrenddel. Idézett forrásban az I. táblázatban szereplő épületek megnevezése és egyes további adatai is megtalálhatók.

A mi céljainkhoz az épületenkénti $\Sigma l_i d_i / Q$ értékeket számítottuk ki. Az I. táblázatban ezeket az értékeket is feltüntettük. Amint látható, az egyes épületeknél a $\Sigma l_i d_i / Q$ érték 0,11-től általában 0,18-ig ingadozik, két épületnél (2 és 4 jelű) 0,214, ill. 0,25; a 13 épület átlaga 0,155; kiemelve a 4 jelű, bizonyos szempontból különleges épületet 0,15. Ez azt jelenti, hogy 10^6 kcal/óra fűtési csúcs-hőigényre melegvízfűtés esetében az alapvezetéket is beszámítva a csővezeték $\Sigma l_i d_i$ értéke 150 000 körül van. Ha az alapvezetéket figyelmen kívül hagyjuk, a $\Sigma l_i d_i$ érték 100 000 körül van.

Abban az esetben, ha az átlag cső keresztmetszetét $3/4''$ -ra vesszük (belső átmérő 21,25 mm), úgy az első (alapvezetékekkel együtt számított) értéknek megfelel 7050 m egyenértékű csőhossz, 3900 kcal/C° vízárték (vasanyagra és benne levő vízre együtt); a számítási alapul szolgáló külső hőmérsékletnél, vagyis csúcsban $\Delta \tau_a = 60$ C°-nál $0,42 \times 10^6$ kcal/óra a hőleadás.

Abban az esetben, ha az átlag cső keresztmetszetet nem $3/4''$ -ra, hanem $1''$ -ra vesszük (belső átmérő 27 mm) — bár ez valószínűleg túl nagy érték —, az előző bekezdésben szereplő mennyiségek értékei a következők: az egyenértékű csőhossz 5600 m, a vízárték 4820 kcal/C°, a hőleadás $0,4 \times 10^6$ kcal/óra.

A későbbi számításainknál a radiátoroknál 1 millió kcal/óra szállításhoz szükséges épületen belüli csővezeték hasznos hőleadását biztonsággal (a hő egy része nem hasznos célt szolgál) $0,2-0,3 \times 10^6$ kcal/órával vettük figyelembe.

A csővezeték után nézzük a radiátorokat, illetőleg a két tényezőt együtt. 90/70°-os rendszernél 10^6 kcal/óra csúcs-hőleadáshoz 2500 m² radiátorral számoltunk. A radiátor és a benne levő víz együttes vízértékét 9 kcal/mC° értékkel vettük.

Tájékoztatásul megemlítjük, hogy néhány jelenleg gyártott hazai öntöttvas radiátor és víztöltése 1 m²-re eső vízértéke a következő kcal/C°-ban Graciosa 2 oszlopos radiátorok:

Közcsavartáv 500 (472) mm	9,
„ 600 (624) mm	8,46,
„ 1000 (1006) mm	8,18.

A Graciosa 3 oszlopos radiátorok közül az 1000 (1006) mm közcsavartávú radiátornál a vízérték 1 m²-re 7,94 kcal/C°.

Ezekkel az adatokkal 10^6 kcal/óra összes hőigényre együttesen esik kereken 2300 m² radiátor és csőfelület, amelynek vízértéke 20 000 kcal/C°. A fenti számítás, amint jeleztük, 90/70°-os melegvízfűtésre vonatkozik, továbbá öntöttvas radiátorokra. Ugyanezeket a tájékoztató értékeket melegvízfűtésnél kovácsoltvas radiátorral, illetőleg kisnyomású gőzfűtésnél a két radiátortípussal a következőkben adjuk meg a csővezeték rendszerre és radiátorra együtt 10^6 összes kcal/óra vonatkoztatva (II. táblázat).

II. táblázat

Radiátorok és csővezeték rendszer fajlagos felülete és vízértéke 10^6 kcal/óra-ra vonatkoztatva

Fűtési mód, radiátor	F [m ²]	W [kcal/C°]
Melegvízfűtés, öntöttvas radiátor	2 300	20 000
Melegvízfűtés, kovácsoltvas radiátor	2 300	12 700
Gőzfűtés, öntöttvas radiátor	1 700	5 500
Gőzfűtés, kovácsoltvas radiátor	1 700	2 680

A táblázattal kapcsolatban megemlítjük, hogy melegvízfűtésnél 1 m² lemezzradiátor és víztartalma együttes vízértékét 5 kcal/C° értékkel vettük figyelembe.

A mai hazai lemezzradiátoroknál (MSZ 2875) például a következő vízértékek vannak 1 m² radiátorra és a víztöltésre együtt kcal/C°-ban:

4 oszlopos lemezzradiátor 500 mm közcsavartávval 5,38;
6 oszlopos lemezzradiátor 1000 mm közcsavartávval pedig 4,55.

III. táblázat

Fűtési rendszerek lehülési jellemzői

	t_k [C°]	τ_1 [C°]	Öntöttvas radiátor			
			$\left[\frac{F/W}{\text{kcal}} \right]$	a_0	b_0	c_0
Melegvíz- fűtésnél	-15°	77	0,115	95 500	11,745	3,04
	-10°	70	0,115	84 000	11,745	2,92
	0°	55,3	0,115	60 800	11,745	2,62
	+10°	41,5	0,115	38 000	11,745	2,25
Gőzfűtésnél		100°	0,312	176 000	12,927	10,4
	t_k [C°]	τ_1 [C°]	Kovácsoltvas radiátor			
			$\left[\frac{F/W}{\text{kcal}} \right]$	a_0	b_0	c_0
Melegvíz- fűtésnél	-15°	77	0,18	95 500	11,745	4,74
	-10°	70	0,18	84 000	11,745	4,54
	0°	55,3	0,18	60 900	11,745	4,08
	+10°	41,5	0,18	38 000	11,745	3,52
Gőzfűtésnél		100°	0,630	176 000	12,927	21,2

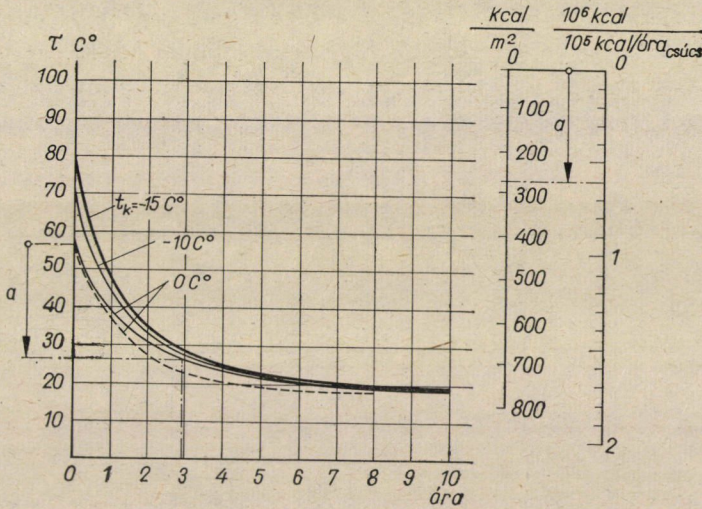
A k_0 érték irodalmi adatok szerint pl. [2] 90/70°-os melegvízfűtésnél 6,8, gőzfűtésnél 7,7 kcal/m² C°. Fenti kiinduló adatokkal kiszámíthatjuk a központi fűtőrendszer lehülésénél szükséges korábban ismertetett (1) jelű képlet a_0 , b_0 , c_0 állandóit (III. táblázat).

Ezek alapján az (1) képlet felhasználásával kiszámítottuk a különböző radiátortípusoknál (öntöttvas és kovácsoltvas), valamint fűtémódoknál különböző külső hőmérsékletek esetén a központi fűtési rendszer lehülését. Az eredményeket 1., 2. és 3. ábrákban foglaltuk össze.

Az ábráknál a t' értékét egységesen 18 C°-kal vettük figyelembe. A csővezetéki rendszert lehülési hőmérséklet szempontjából azonosnak vettük a radiátorral. A különböző radiátortípusoknál a lehülés mértéke megadja a fel szabaduló hőmennyiséget is. Az ábrákban megadtuk azt a skálát is, amellyel az 1 m² radiátorfelület által a lehüléskor leadott hőmennyiség közvetlenül is leolvasható (felvett adataink esetén).

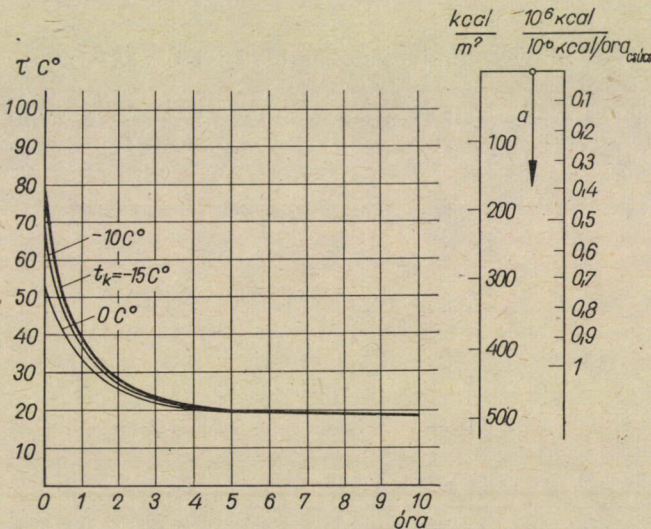
Az ábrák használatának ezt a részét kissé megvilágítjuk az 1. ábra kapcsán.

0 C° külső hőmérséklet esetén a 0 C°-nak megfelelő görbén dolgozunk. Az ábrába rajzolt példánál a lehülés első három órájában a rendszer a C°-kal hűl le. Az ábra jobb oldalán levő két segédskálát úgy szerkesztettük meg, hogy 0 pontjából lefelé mérve a értéket a gyakorlat számára szükséges két hőmennyiség értékét leolvashatjuk. A bal oldali segédskálán leolvashatjuk, hogy



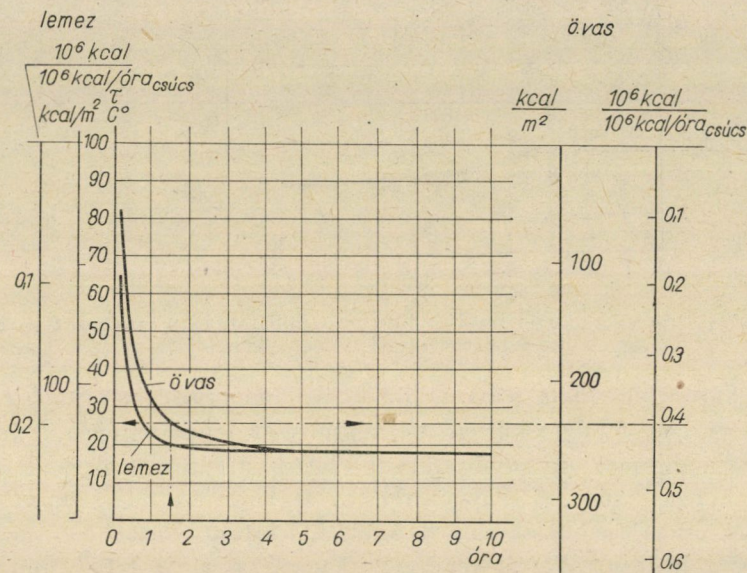
1. ábra. Melegvízfűtési rendszer lehülése öntöttvas radiátornál (a szaggatott görbe esetében a hőátbocsátási tényező állandó)

a jelzett három óra alatt hány millió kcal hőmennyiséget ad le az együttes fűtőrendszer 1 m² felülete külső fűtés nélkül csak lehülése révén. A jobb oldali segédskála pedig megadja az általunk felvett kiinduló adatok mellett 1 millió kcal/óra névleges csúcs-hőigénynél, tehát a leghidegebb külső napra számított hőigénynél adott (példa szerint 3 órás) időtartam alatt hány millió kcal szolgáltat a leállított fűtési rendszer. Tetszés szerinti teljesítményű fűtési rendszernél természetesen utóbbi értéket be kell szorozni a millió kalóriában számított névleges csúcs-hőigénnyel.



2. ábra. Melegvízfűtési rendszer lehülése kovácsoltvas radiátornál

A 3. ábránál gőzfűtésről lévén szó a fűtési rendszer lehülésének kiinduló hőmérséklete a külső hőmérséklettől független, állandó érték, ezért az előbbi mennyiségek közvetlen kivetítéssel meghatározhatók, amint azt az ábrába rajzolt (jobbra irányuló) eredményvonal mutatja. A segédskálák egyebekben egyeznek a korábban ismertetettekkel.



3. ábra. Gőzfűtési rendszer lehülése öntöttvas, illetőleg kovácsoltvas radiátornál

IV. Lehülés állandó hőátbocsátási tényező esetén

Az I. fejezetben a hőátbocsátási tényező hőmérséklet függését harmadik gyökös képlettel számoltuk. A teljesség kedvéért megnéztük azt az esetet is, mint változatot, ha a lehülés során a radiátor hőátbocsátási tényezője állandóan k_a értékű lett volna, bár ez a feltételezés nem helyes.

Ez esetben a lehülésre felírt differenciálegyenlet szétválasztva a következő alakot veszi fel:

$$\frac{d\tau}{\tau - t'} = - \frac{k_a F}{W} dh$$

és integrálva

$$\ln(\tau - t') = - \frac{k_a F}{W} h + C.$$

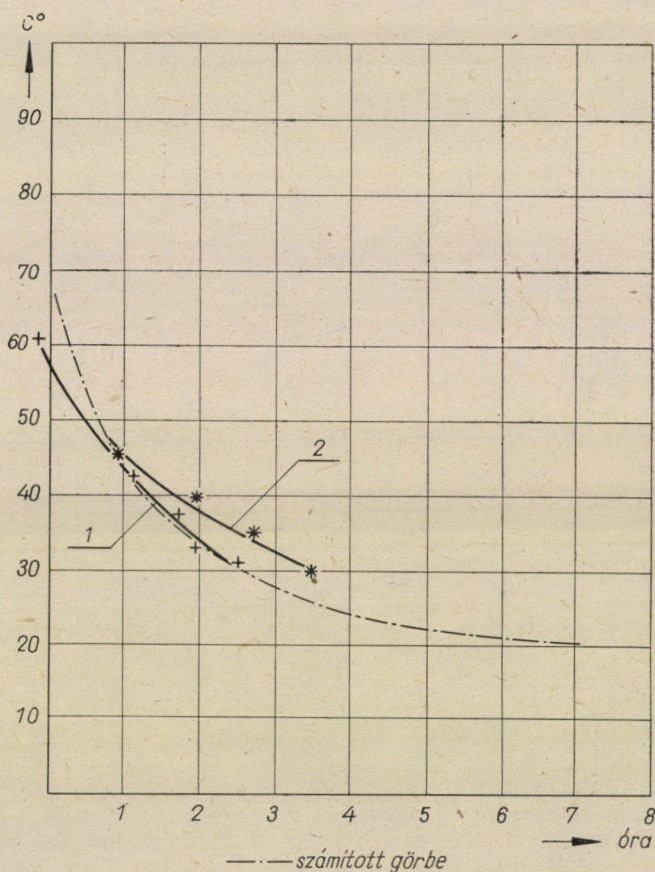
A $h = 0$ -nál $\tau = \tau_1$, ebből C -t kiszámítva és az egyenletet τ -ra megoldva azt kapjuk, hogy

$$\tau - t' = (\tau_1 - t') e^{-\frac{k_a F}{W} h}.$$

Szemléltetés kedvéért vízfűtésnél $t_k = 0$ C° esetére az 1. ábrába berajzoltuk szaggatott vonallal ezt a (nem helyes) megoldást is összehasonlításul.

V. Ellenőrző mérések

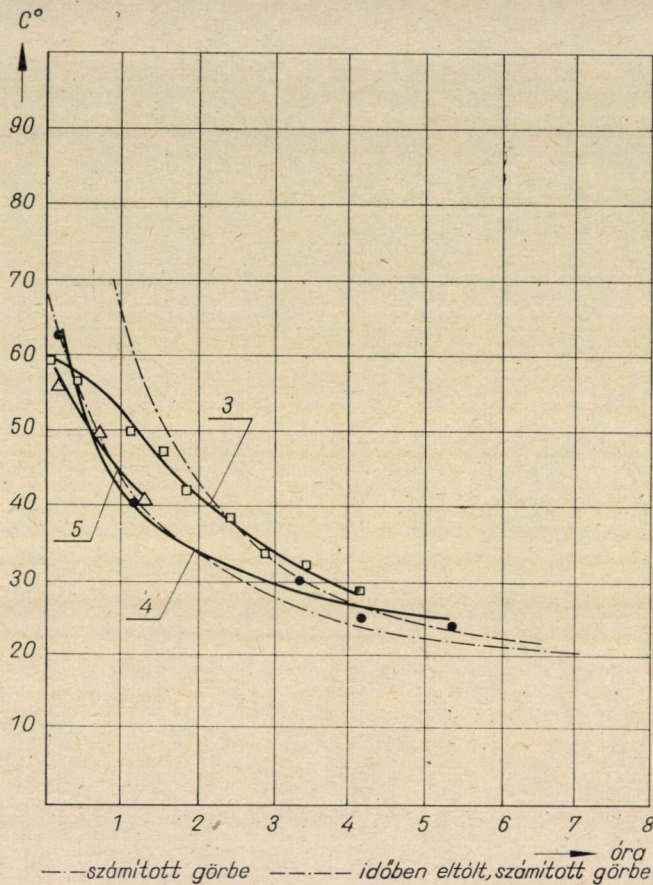
A központi fűtési rendszer lehűlésére vonatkozó számításainkat tájékoztató mérésorozattal ellenőriztük. A mérésekből bemutatunk néhányat. Le-bonyolításukkal kapcsolatban a következőket említjük meg. Tájékoztató



4. ábra. Radiátor mért lehűlése öntöttvas radiátor esetén, melegvízfűtésnél

értékeket kívántunk kapni, ezért költségesebb laboratóriumi vizsgálatok helyett a tényleges üzemmenet során mértük egyes helyiségek radiátorainak lehűlését. A hőmérsékletet tapintó kettős fém (bimetál) hőmérővel mértük, ilyképpen egyrészt a fűtőtest külső felületének hőmérsékletét kaptuk meg, másrészt 2 C°-nál nagyobb pontossági igényvel nem léptünk fel. A méréseknél néha zavart jelentett, hogy a fűtési leállítás nem volt teljes. (Valószínűleg nem zárták el tömören a rendszer leválasztó szerelvényét.) Ezeket az eseteket a mérési eredményekből jól lehet rekonstruálni. A lehűlésre az induló hőmérséklet és a fűtőtest kialakításon kívül befolyással van a helyiség-hőmérséklet.

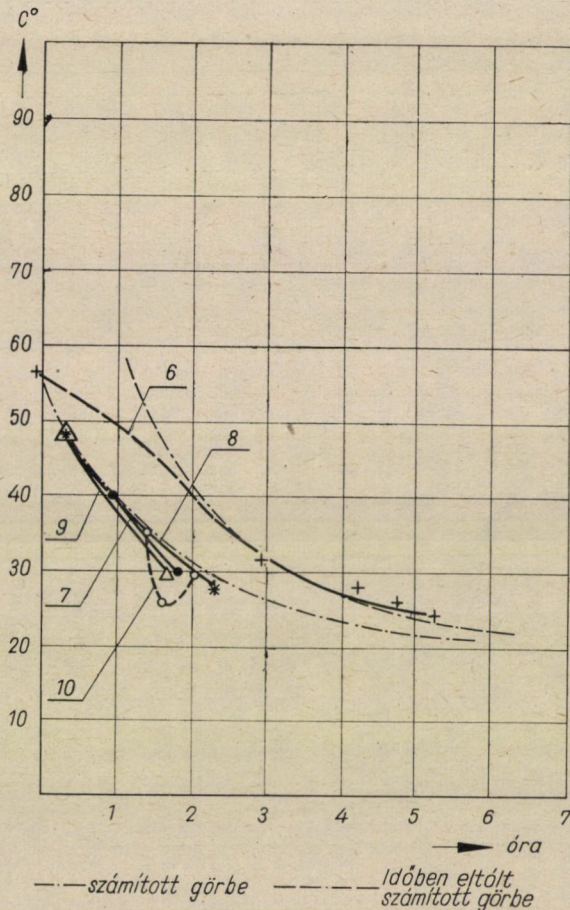
A belső hőmérséklet általában $18 \div 22 \text{ C}^\circ$ között volt, nagyobb mértékben nem befolyásolta a lehülést, és ezért lefolyását nem tüntettük fel. Néhány esetben szándékosan szellőzési időben végeztük a méréseket, ez esetben a belső hőmérséklet jelentősen lecsökkent, pl. 10 C° -ig, esetleg ez alá. Ezenkívül különösen azokban az esetekben, mikor a szellőzés a helyiség alsó részében is



5. ábra. Radiátor mért lehülése öntöttvas radiátor esetén, melegvízfűtésnél

folyt (erkélyajtón keresztül), az érzékelhető légáram miatt nőtt a levegősebesség, és ezzel együtt a hőátadási tényező. Ilyképpen számottevően lecsökken a fűtőtest felületi hőmérséklete. Érdekesség okából ezekből a mérésekből is feltüntetünk néhányat, megkülönböztetésül azonban szaggatott vonallal rajzoltuk be. Az ábrákban mindenütt berajzoltuk eredményvonallal jelen tanulmány szerint például számított görbét is. A 4. ábrán régebbi típusú melegvízfűtésű radiátor lehülését mutatjuk. A 2 jelű görbénél a magasabb hőfokú rész kissé eltér, a többi rész tűrhetően egyezik megfelelő időbeli eltolás figyelembevételével a számított görbével.

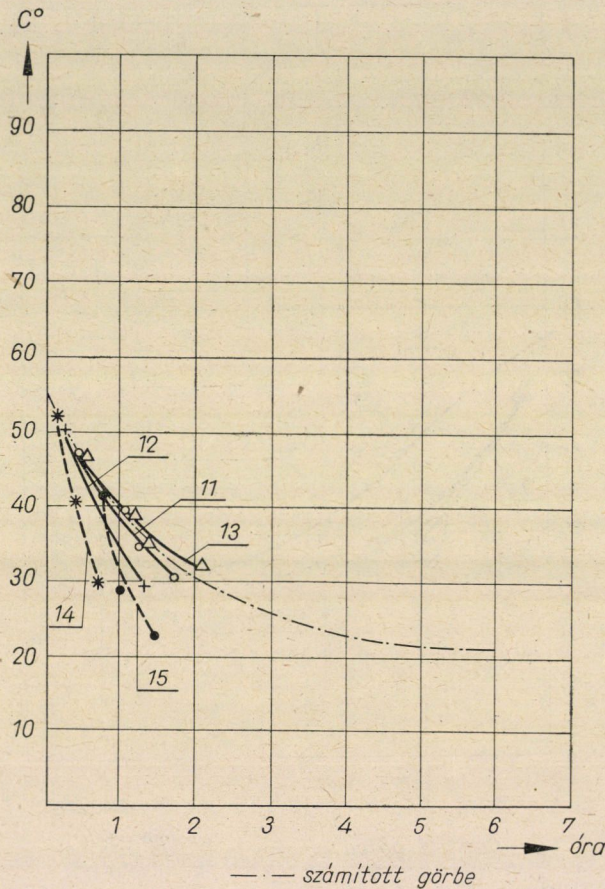
Az 5. ábrán az előbbiekkal egyező típusú radiátornál 3 jelű görbénél a lehűlés első részében még volt fűtés kb. 1 óráig, a mérés megindulása után. Ezután a melegítés megszűnt, és a görbe lefolyása jól közelíti a számított görbét, illetőleg 1 jelű görbét; természetesen időben eltolva. Ugyancsak jól



6. ábra. Radiátor mért lehűlése öntöttvas radiátor esetén, gőzfűtés

vágnak a számított görbével a hasonló típusú, de más helyiségben levő melegvíz-fűtési radiátoroknál felvett 4 és 5 jelű görbék. Érintett görbéknél a számított görbétől való kismértékű eltérés mindenütt egy irányban (a kissé lassúbb lehűlés irányában) jelentkezik. Ez érthető, mert a mért régebbi típusú radiátoroknál az 1 m² fűtőfelületre eső vízérték nagyobb annál, mint amivel a III. fejezetben számoltunk. A 6. és 7. ábra görbéi két oszlopos újabb típusú radiátorokra vonatkoznak. A 6 jelű görbénél a mérés indulása után kb. 2,5 órán keresztül még volt valami hőszolgáltatás. Ezután a görbe jól vág az időben

eltolt számított görbével. A 7, 8 és 9 jelű görbék ugyancsak jól közelítik a számított görbét. A 10 jelű görbénél szellőztetés volt. A 11, 12 és 13 jelű görbék közül a középső érzékelhetően eltér a számítotttól (feltételezhetően mérési hiba), a 14 és 15 jelű görbéknél szellőztetés volt oly mértékben, hogy a helyiség belső hőmérséklete 10, illetőleg 11 C°-ig ment le.



7. ábra

IRODALOM

1. MACSKÁSY Á.: Távfűtő berendezések tervezésének egyes kérdései. *Épületgépészet* 4 (1955), 90.
2. *Műszaki előírás fűtő-, szellőztető- és klímaberendezések tervezésére és méretezésére*, ME—8—53. É.M. Építőipari Könyv- és Lapkiadó, Budapest 1953; 59. o.
3. TAKSONY Gy.: Városok — települések fűtési és egyéb hőigénye. *Magyar Energiagazdaság*, 8 (1955), 180.

VIZSGÁLATOK A 40 W TELJESÍTMÉNYFELVÉTELŰ FÉNYCSÖVEK ENERGIAMÉRLEGÉNEK MEGÁLLAPÍTÁSÁRA

LAKATOS GYÖRGY, és BITÓ JÁNOS,
VILLAMOSIPARI KUTATÓINTÉZET HIRADÁSTECHNIKAI IPARI KUTATÓINTÉZET

[Beérkezett 1964. november 23-án]

A szerzők új kalorikus mérési módszert ismertetnek a fénycsövek energiamérlegének megállapításához. A mérésekhez alkalmazott differenciális hőfokmérő rendszert a fénycső által felvett összteljesítményből kiindulva kalibrálják. A mérések szerint a 40 W teljesítményfelvételű, szokásos méretű fénycső esetében a látható tartományra 7,5 W energia jut. Segéd-kísérletekkel meghatározzák a pozitív oszlop 1 cm-ére jutó energiaveszteséget, ami 0,286 W-nak adódott. Az elektródokra jutó energiaveszteség 8,70 W-ra adódott. A nyert eredményeket összevetik a más kísérleti úton nyert adatokkal, valamint az irodalomban közölt hasonló jellegű megállapításokkal, és ezek között jó egyezést mutatnak ki.

I. Bevezetés

A jelenleg alkalmazott legjobb fénycsövek fényhatásfoka mintegy 80 lm/W körül van, ami messze elmarad az ideális fényforrás fényhatásfokától (680 lm/W), de elmarad a fénycsövek esetében várható optimális elméleti hatásfoktól (a kb. 100 lm/W értéktől) is.

A fénycsövek hatásfokának növelésére kétféle út lehetséges: az *egyik* az alkalmazott fénypor tulajdonságainak javítása; a *másik* a kisülés egyes fizikai folyamatainak megfelelő irányba való módosítása, és ezáltal jobb gerjesztési feltételek elérése. Ahhoz, hogy a kisülések egyes fizikai folyamatait helyes irányba módosítani lehessen, fel kell mérni, hogy hol, melyik folyamatban mennyi veszteség lép fel, és ennek megfelelően kell megválasztani a beavatkozás helyét.

Célszerű ezért felvenni az adott fénycsőtípus energiamérlegét, amelyből kiderül, hogy az egyes kisülési tartományokban (pl. katód és az anód tartományában, a pozitív oszlopban) mennyi energia vész el. Ezek ismeretében kiválaszthatók azok a kisülési területek és kisülési folyamatok, amelyekben igen nagy a káros energiaveszteség, és amelyek a fénycső fényhasznosításának növelése érdekében javításra szorulnak.

A gázkisüléses fényforrások energiamérlegének megállapítása igen bonyolult feladat, mert sok olyan paramétert kell kézben tartani, amely lényegesen befolyásolja az energiaviszonyokat [1–18]. Általában két módon szokták meghatározni az energiamérleget: a könnyen mérhető fizikai makroparaméterek birtokában, túlnyomórészt elméleti úton; vagy közelítő számításokkal

és mikrofizikai mérésekkel. Mindkét esetben szükségesek még további optikai vizsgálatok is. A legbeváltabb és leggyakrabban alkalmazott módszer a parciális energiámérleg módszere. Ennél [19—22] kisülési terek szerint határozzák meg az energiaveszteségeket, és ennek alapján következtetnek a kisülés egészében elfogyasztott energia megoszlására. Ezek az utóbbi módszerek igen korlátozott pontosságúak, mert elhanyagolásra kerülnek az átmeneti kisülési terek energiaveszteségei, és általában a felmérés csak a katód, ill. az anód környezetében levő terekre, valamint a pozitív oszlopra terjed ki. E mérések tehát jellegükénél fogva közelítő pontossággal adják csak meg az energiaveszteségeket. Éppen ezért a pontosság növelése érdekében olyan vizsgálati módszer kialakításával kell kísérletezni, amelynél a cél az alapvető veszteségek (hővezetés, hősugárzás stb.) egészben való megmérése.

E cikk keretében a szerzők egy olyan új vizsgálati módszert ismertetnek, amely ugyan szintén közelítő jellegű eredményeket adhat csak, de jellegénél fogva nagyobb pontossággal, mint az előzőekben röviden utalt módszerek. A módszer alapját olyan kalorikus mérés képezi, amelynél a hitelesítést a fénycső által felvett összteljesítményből kiindulva végzik.

II. Kísérleti feltételek

A mérések F 33 színű, szokásos méretű (1200 mm hosszú, 38 mm külső átmérőjű és 1 mm falvastagságú) szokványos 40 W-os fénycsövekkel történtek, amelyeknek katódspirálja mellett azzal azonos potenciálon levő segédelektrodok voltak elhelyezve.

A méréseket 25 C° hőmérsékletű levegőkörnyezetben végeztük. Az energiaveszteségek megállapítására a fénycsövet üvegfalú vízköpenybe helyeztük, amelybe belépő víz hőmérséklete $\pm 0,02$ C° pontossággal volt tartható, ultratermosztát segítségével. A víz áramoltatásáról ugyanennek az ultratermosztátnak a szivattyúberendezése gondoskodott. Az alkalmazott vízréteg vastagsága 0,8 cm volt.

A vízköpenybe belépő víz hőmérséklete 40 C°-ra volt beállítva, és ennek révén sikerült elérni azt, hogy a fénycsőben levő higany gőznyomása ugyanolyan nagyságú legyen, mint általában a 25 C° levegőkörnyezetben működő fénycsövek higanygőznyomása. Ilyen módon biztosítva volt az is, hogy a fénycső burája konvekcióval közelítőleg annyi meleget adott le, mint a levegőben égő fénycső. A fénycsőben 60 mg higany és 3 mmHg nyomású, FeBa ívben tisztított argongáz volt. Az argon nyomása $\pm 0,05$ mmHg pontossággal volt beállítva. A mérések megkezdése előtt a fénycső mintegy fél órát működött, és ezalatt az egyes paraméterek az állandósult értékre álltak be.

A vizsgálatok során a fénycső mindvégig stabilizált váltakozó feszültségű áramforrásról volt táplálva, és a kisülési áramot a szokásos vasmagos induktív

előtét korlátozta. A fénycső elektródái külön fűtést nem kaptak, a kisülés megindítása starter segítségével történt. A fénycső a szokásos „gyújtós” kapcsolásban működött.

III. A vizsgálati módszer

Mint ismeretes [23], a víz az $1,4 \mu$ -nál nagyobb hullámhosszúságú infravörös sugárzást teljes egészében elnyeli. Az $1,4 \mu$ alatti infravörös sugárzásból az 1 cm vastagságú vízréteg kb. 80% energiát enged át. Ezek figyelembevételével megállapítható, hogy ha egy fénycsövet kb. 1 cm vastagságú vízréteggel veszünk körül és működtetjük, akkor a vízköpeny által felvett összes energia jó megközelítéssel a fénycső teljes hőveszteségét adja, amint az a későbbiekből is látható.

A mérések során a vizsgált fénycső 0,8 cm vastagságú vízköpenybe volt helyezve, amelybe 40 W teljesítmény volt betáplálva. Merve azt a hőmennyiséget, amelyet a működő fénycső az azt körülvevő víznek átad, valamint meghatározva azt a hőmennyiséget, amelyet a 40°C hőmérsékletű vízköpenybe belépő víz a köpenyen áthaladva, nem működő fénycső esetén lead, támpont nyerhető a fénycső energiamérlegének felállítására. A fénycső teljes hőveszteségét ugyanis az az energia adja, amelyet a fénycső a víznek átad, és amit a víz az infravörös sugárzásból átenged az $1,4 \mu$ -nál rövidebb hullámhosszú sugárzási tartományban.

Az elmondottak értelmében a belépő víz hőmérsékletét Höppler-féle ultratermosztáttal $40 \pm 0,02^\circ\text{C}$ -ra állították be, és a vízköpenybe belépő, illetve onnan kilépő víz hőfokának különbségét réz-konstantán termoelem-párral mértük. Ez utóbbinak védőüvegsőve közvetlenül a be-, ill. a kiáramló vízbe nyúlt be. Tekintve, hogy igen kis hőmérsékletkülönbségeket kellett meghatározni, a termoelemekhez alkalmazott, 10^{-10} A osztásérzékenységgű galvanométer nem hőmérsékletkülönbség alapján volt hitelesítve, hanem a fénycsőbe bevezetett teljesítmény alapján. Ez úgy történt, hogy a vizsgált fénycső fekete papirossal, majd többszörös alumíniumfóliával volt burkolva, és így volt a vízköpenyt tartó üveghengerben elhelyezve és működtetve. Ilyen módon lehetett elérni azt, hogy egyrészt a fekete papiros elnyelje a fénycsőből kilépő összes látható és infravörös sugárzást, másrészt az ezüstszürke alumíniumfólia lehetőleg ne sugározzon sem az ultrahólya, sem az infravörös tartományban.

Ebben az esetben, a fénycső által felvett 40 W teljesítményt az áramoltatott víz által felvett hőmennyiségen kívül csak a vízköpenyen fellépő lehülés révén eltávozó hő viszi el. Ekkor ugyanis a fénycsőből sem látható, sem infravörös tartományban energia nem juthatott ki a vízköpenyen kívüli térbe.

Az átáramlott vízmennyiségből, valamint a termoelemekhez csatkozott galvanométer kitéréséből lehetett meghatározni, hogy a 40 W-os

fénycsőbe betáplált teljesítményt alapul véve a galvanométer egy osztásához mekkora hőfokkülönbség tartozik. Ezt figyelembe véve történt az egyes mérések esetében a vízköpenybe belépő és onnan kilépő víz közötti hőmérsékletkülönbség megállapítása, s ennek alapján lehetett megadni annak a hőmennyiségnek a korrekcióját, amely a vízköpeny külső falán hüléssel távozik. Ugyanis a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérséklet mellett belépő víz be- és kilépési középhőmérséklete, valamint a környezethőfok közötti hőfokkülönbség a három különböző mérésnél eltért egymástól.

A korrigálás abból kiindulva történt, hogy az $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ hőmérsékletkülönbségre vonatkoztatva azonosnak vehető a vízköpeny által hüléssel eltávozott hőmennyiség; a korrigálás tehát a hőmérsékletkülönbségek arányában történt. E korrekció után meg lehetett adni a galvanométer egy osztására jutó hőfokkülönbséget. Erre vonatkozóan több mérési sorozat elvégzése történt meg, és az utolsó sorozatoknál a nyert eredmények mindössze 1% -kal tértek el egymástól. A galvanométer állandója $15,65$ osztás/ $^{\circ}\text{C}$ -nak adódott a hitelesítésnél. Ebben az esetben a fénycső kikapcsolt állapotában a kilépő víz $1,94\text{ }^{\circ}\text{C}$ -kal hűlt le a $40\text{ }^{\circ}\text{C}$ belépő hőmérséklethez képest, ami $39,03\text{ }^{\circ}\text{C}$ középhőmérsékletnek felel meg. A fénycső bekapcsolt állapotában, amikor az 40 W teljesítményt vett fel, az áramló víz $1,3\text{ }^{\circ}\text{C}$ -kal melegedett fel a vízköpenyben, és így annak középhőmérséklete $40,65\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra adódott. A környezet hőmérséklete a mérések során $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ volt. Az átlagos hőmérsékletkülönbség a környezethez képest számítva, kikapcsolt fénycső esetében $14,53\text{ }^{\circ}\text{C}$ -nak, bekapcsolt fénycső esetében pedig 40 W teljesítményfelvételnél $15,45\text{ }^{\circ}\text{C}$ -ra adódott. Az áramló vízmennyiség a bekapcsolt cső esetében $8,75$ l/óra volt. A vízmennyiség áramlásánál bizonyos ingadozást lehetett megfigyelni, amely a hálózati feszültség ingadozása révén jött létre. A végső mérések során a berendezések stabilizált váltakozó-feszültséggel voltak táplálva, és ezáltal az előbbieken említett szállított vízmennyiségben fellépő ingadozás viszonylag kiküszöbölhető volt.

IV. Eredmények

Az ismertetett kísérleti feltételek mellett, a röviden leírt kalibráció alkalmazásával sor került a 40 W teljesítményfelvételű fénycső energia-mérlegének meghatározására. A fénycsövet a kísérlet során az ismertetett vízköpenybe helyezték, és váltakozóáramú táplálással, gyújtós kapcsolásban, induktív előtétellel működtették.

Az ultratermosztát cirkulátora által szállított vízmennyiség $14,04$ l/óra volt. Abban az esetben, amikor a fénycső nem működött, e vízmennyiség a termosztát célját szolgáló köpenyen áthaladva $1,7\text{ }^{\circ}\text{C}$ -kal hűlt le. Ha a fénycső be volt kapcsolva, úgy a termosztáló vízmennyiség hőmérséklete a vízköpenyben a belépési ponttól a kilépési pontig véve $0,32\text{ }^{\circ}\text{C}$ -kal emelkedett.

Ennek megfelelően a vízköpeny átlagos hőmérséklete kikapcsolt fénycső esetében $40,0\text{ C}^\circ$ -nak, bekapcsolt fénycső esetében pedig $40,6\text{ C}^\circ$ -nak felelt meg; a környezethez képest mért hőfokkülönbség pedig a számításoknál kikapcsolt állapotban $16,5\text{ C}^\circ$ -ra, bekapcsolt állapotban pedig $17,4\text{ C}^\circ$ -ra adódott.

Ezeknek az adatoknak megfelelően a 40 W-os fénycsőből a víz közvetítésével eltávozott hő $27,7$ kalória/óra-ra adódott, ami $32,2$ W-nak felelt meg. Ezt a teljesítményt a 40 W összes bevitt teljesítményből levonva $7,8$ W-nak megfelelő teljesítmény adódik a látható tartományban és az infravörös tartományban kilépő sugárzásra együttesen. Figyelembe véve azt, hogy a víz, amely $0,8$ cm vastagságban veszi körül a fénycsövet, 1 cm vastagság mellett az infravörös tartományban $1,4\ \mu$ hullámhossz alatt 80% -os átengedőképességgel jellemezhető [23], továbbá figyelembe véve azt a mérési eredményt [24], hogy az infravörös tartományban a láthatótól a $3\ \mu$ -ig bezárólag kisugárzott energia a vízköpennyel körül nem vett fénycső esetében $0,38$ W, megállapítható, hogy infravörös sugárzással a vízen keresztül legfeljebb $0,3$ W távozhatott.

Ezt a $0,3$ W-ot a víz által eltávolított $32,2$ W-tal összegezve, a fénycső teljes hőveszteségének felső határa $32,5$ W-ra adódik. Ebben az esetben $7,5$ W jut a látható tartományra, ami nagyon jó egyezésben van azzal a $7,67$ W-tal, amely az előző mérések során a látható sugárzásra vonatkozólag más jellegű kísérletek során BAUER [24] mért.

Az irodalom szerint [25] a 40 W-os hideg fehér (cool white) színű fénycsőnél teljes hőveszteségként $31,8$ W energia távozik el. Az itt mért $32,5$ W ezt az értéket felülről közelíti meg, és attól 2% -kal tér el. Ezek szerint a mérés során nyert megközelítő adat jó egyezésben van az irodalommal [25].

A pozitív oszlop, továbbá a katód és az anód tartományában elfogyasztott energia mérése a következőképpen volt megoldható: Kiegészítő kísérletek történtek a 40 W-os teljesítményfelvételű és méretű fénycsőnek, valamint a vele teljesen azonos kivitelű és áramterhelésű, de rövidebb fénycsőnek a teljesítménye közötti különbség megállapítására. E mérések nagyobb darabszámú csővel történtek, és a rövidebb csövek hossza az általánosan használt 20 W-os fénycsövek hosszával egyezett meg. A teljesítmények különbségét a kétféle fénycső hosszának különbségével elosztva megadható volt az 1 cm-nyi pozitív oszlopra jutó elfogyasztott teljesítmény. Ebből, valamint a pozitív oszlop hosszából megállapítható volt a 40 W-os fénycső pozitív oszlopában elfogyasztott energia nagysága, majd a fénycső összes felvett teljesítményének és a pozitív oszlopban fellépő teljesítmény veszteségének különbségéből a két elektród, azaz a katód és az anód tartományában együttesen elfogyasztott energia.

Ilyen mérési eljárást alkalmazva, megadható volt, hogy a 430 mA kisülési áramú, 40 W teljesítményfelvételű szokványos 40 W-os méretű

fénycső esetében, annak pozitív oszlopában cm-ként 0,286 W energiaveszteség lép fel, az egész pozitív oszlopban fellépő energiafelhasználás pedig 31 W-ot tesz ki. Az egy elektródra jutó teljesítményfelvétel 4,35 W-ra adódott a számítások szerint. Ez közel áll az irodalomban közölt hasonló értékekhez [26].

E csöveknél — amint a kísérleti feltételek ismertetésénél erről már szó volt — a katódspirál mellett, azzal párhuzamosan, rúd alakú segédelektrodákat helyeztek el, amelyek a spirállal azonos potenciálon voltak.

IRODALOM

1. LANGMUIR, I.—MOTT-SMITH, H.: *Gen. El. Rev.* 27 (1924), 762.
2. LANGMUIR, I.: *Phys. Rev.* 33 (1929), 954.
3. Тягунов, Г. А.: *Светотехника* 4 (1934), 4.
4. KLEINER E. J.: *Ann. Phys.* 18 (1933), 5.
5. HULL, A. W.: *J. of the AIEE* 47 (1928), 744.
6. KLARFELD, B. N.: Die positive Säule der Gasentladung und ihre Ausnutzung zur Lichtgewinnung. Elektronen- und Ionengeräte, *Goszenergoizdat* 1941.
7. KLARFELD, B. N.: *J. Phys. USSR* 5 (1941), 55.
8. FOUND, C.: *Phys. Rev.* 13 (1934), 31.
9. PENNING, F. M.: *Physica* 5 (1938), 286.
10. MOHLER, F. B. S.: *J. Res.* 9 (1932), 25.
11. DRUYVESTEYN, M. J.—WARMHOLTZ, N.: *Phil. Mag.* 17 (1934), 1.
12. DRUYVESTEYN, M. J.—PENNING, F. M.: *Rev. Mod. Phys.* 12 (1940), 160.
13. Фабрикант, В. А.: *Докл. Ак. Наук* 15 (1937), 415.
14. Кларфелд, В. Н.—Первова, Л.: *Ж. Т. Ф.* 15 (1945), 640.
15. Кларфелд, В. Н.—Первова, Л.: *Ж. Т. Ф.* 16 (1946), 353.
16. Кларфелд, В. Н.—Соболев, В.: *Ж. Т. Ф.* 17 (1947), 379.
17. MILLER, H. A.: *Luminous Tube Lighting*. Newnes Ltd. London 1945.
18. IWANOW, A. P.: *Elektrische Lichtquellen, Gasentladungslampen*. Akademie-Verlag, Berlin 1954.
19. SEELIGER, R.: *Einführung in die Physik der Gasentladungen*. Springer, Berlin 1934.
20. KREFFT, H.—REGER, M.—ROMPE, R.: *Z. techn. Phys.* 14 (1933), 242.
21. ENGEL, A. von-STEENBECK, M.: *Elektrische Gasentladungen, ihre Physik und Technik*. Springer, Berlin 1934; II. kötet.
22. NEUMANN, E.: *Die physikalische Grundlagen der Leuchtstofflampen und Leuchtröhren*. VEB Verlag, Berlin 1954.
23. MEYER, A.—SEITZ, S.: *Ultraviolette Strahlung*, 147. old.
24. LAKATOS GY.—BAUER G.—BITÓ J.: 1401.04 sz. intézeti kutatójelentés, 1960.
25. I. E. S. *Lighting Handbook*. 3. kiadás, 1959; 8—51.
26. FOUND, C.—WINNINGHOF, F.: *Ill. Eng.* 44 (1949), 161.

A VAS ÉS SALAK KÉNTARTALMÁNAK OXIGÉNNEL TÖRTÉNŐ OXIDÁCIÓJA

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
KOHÁSZATI MUNKAKÖZÖSSÉGÉNEK 45 SZ. KÖZLEMÉNYE

SIMON SÁNDOR,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA

és
BENKŐ GYULÁNÉ

Oxigénes acélgártás feltételei mellett, mivel nemcsak a salak- és a gázfázis, hanem a fém- és gázfázis érintkezésének a lehetősége is fennáll, a kén közvetlenül a vasszfürdőből is oxidálódik. Az oxidáció sebessége — azonos feltételek mellett — nagyobb, mint a salakból történő kénoxidációé. A kén oxidációja fémből és salakból a folyékony és gázfázis határfelületén megy végbe, sebessége — megfelelően nagy reakciófelület esetén — az olvadékok kéntartalmával egyenesen arányos. A kalciumsulfát keletkezésének és bomlásának nincs lényeges szerepe a kén gázfázison keresztül történő eltávozásában. A kalciumsulfát keletkezésének kicsi a valószínűsége, a vasszfürdő és a salak állandó keveredése, valamint a gázterhelés szénmonoxidtartalma miatt; bomlásának pedig más a kinetikai lefolyása, mint a bázikus salakból történő kénoxidációé. A vassulfid oxidációjának molekuláris mechanizmusára vonatkozóan négylépcsős reakciósorozatot tételünk fel. Az oxidáció az adszorpciós rétegben megy végbe, és a gázfázisban levő oxigénatomok indítják meg.

Általánosan elfogadott elmélet szerint a kéntelenítés a klasszikus acélgártó eljárások során úgy megy végbe, hogy a salak a fém kéntartalmának egy részét valamilyen állandó vegyületben megköti. Laboratóriumi vizsgálatok és üzemi tapasztalatok alapján megállapítható, hogy a salakkal való kéntelenítés hatásfoka függ a salak bazicitásától, FeO-aktivitásától, a hőmérséklettől és a salak—fém érintkezési felülettől. A tapasztalat szerint az oxigénes acélgártási eljárások kéntelenítésének hatásfoka jobb, mint a klasszikus eljárásoké. Ezt azzal magyarázzuk, hogy a kéntartalom egy része kéndioxid formájában eltávozik, tehát kisebb vagy nagyobb mértékben a kén oxidációja is végbemegy.

A következőkben azokról a kísérletekről számolunk be, amelyeket a vas és salak oxigénnel történő fúvatásával végeztünk.

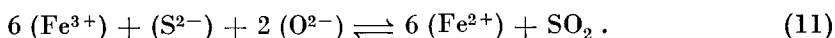
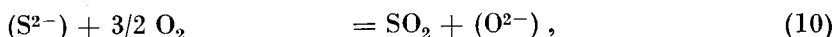
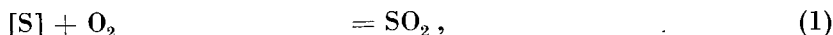
A kén oxidációjára vonatkozó, korábbi munkánkban [1] közölt termodinamikai számításainkat újabb adatokkal kiegészítve az I. táblázat tartalmazza.

A táblázat adataiból megállapítható, hogy az acélgártás hőmérsékletén valamennyi reakció lefolyása termodinamikai szempontból lehetséges. Idézett munkánkban [1] már foglalkoztunk azzal a feltételezéssel, hogy a kén oxidációja az (1) reakcióegyenlet szerint mehet végbe. Az (1) reakciót az acélnyersvas kéntelenítésére vonatkozó kinetikai vizsgálataink is igazolták. A szakirodalomban hasonló megállapításokkal ez ideig nem találkoztunk.

I. táblázat

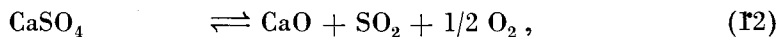
Sor- szám	Reakcióegyenlet	Termodinamikai normálpotenciál 1527 C°-on, kal/mol
1.	$[S] + O_2 = SO_2$	-33 206
2.	$3FeS + 5O_2 = Fe_3O_4 + 3SO_2$	-249 650
3.	$3MnS + 5O_2 = Mn_3O_4 + 3SO_2$	-239 770
4.	$FeS + 3/2O_2 = FeO + SO_2$	-75 250
5.	$MnS + 3/2O_2 = MnO + SO_2$	-79 640
6.	$CaS + 3/2O_2 = CaO + SO_2$	-76 040
7.	$FeS + 3Fe_2O_3 = 7FeO + SO_2$	-28 750
8.	$MnS + 3Fe_2O_3 = MnO + SO_2 + 6FeO$	-33 140
9.	$CaS + 3Fe_2O_3 = CaO + SO_2 + 6FeO$	-29 540

Számításaink és kísérleteink alapján feltételezzük, hogy az oxidáció a folyékony fázis és a gázfázis határfelületén megy végbe, és általánosan a következő reakcióegyenletekkel írható le:



Megállapítottuk azt is, hogy a nyersvasnak oxigénnel történő fúvatásakor a kénoxidáció sebességére sokkal nagyobb befolyással van a szénoxidáció sebessége, mint a kén termodinamikai aktivitása.

Az utóbbi időben sok kutató [2–6] foglalkozott a kén oxidációjának tanulmányozásával. Többnyire elfogadják, hogy a kénoxidáció felületi jelenség, és azt tartják, hogy oxigénfúvatással csak a salak kéntartalma oxidálódhat. A reakció mechanizmusára vonatkozóan a (10) és (11) egyenlet mellett — a salak szulfáttartalmát számításba véve — még az alábbi egyenleteket adják meg [2–4]:



A felsorolt munkák közül részletesebben vizsgáljuk és értékeljük NEUHAUS és munkatársai [2, 3], valamint LOOSE és OJKSZ [4] kísérleteit, akik a miénkhez hasonló módon tanulmányozták a kén oxidációjának időbeli lefolyását salak, salak–fém rendszer, valamint nyersvas oxigénes fúvatásakor.

NEUHAUS és munkatársai a szulfátképződésen keresztül történő kéndioxid keletkezését tételezték fel. Abból indultak ki, hogy a salak kéntartalma

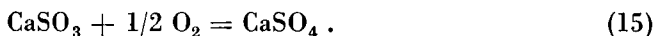
10^{-4} at parciális oxigénnyomás felett főleg szulfát alakban van jelen. Az erre vonatkozó irodalmi adatok [7–9] elsősorban $\text{CaO}-\text{SiO}_2-\text{Al}_2\text{O}_3$ -tartalmú salakokra vonatkoznak. Nagy vasoxidtartalmú és kb. 10%-nál kevesebb CaO -t tartalmazó salakokban már nem képződik szulfát még oxidáló atmoszférában sem; 10%-nál több CaO -t tartalmazó salakokban a szulfátkén főleg a kalciumhoz kötődik [9].

Az irodalmi adatokat elfogadva azt várhatjuk, hogy minél bázikusabb a salak, annál inkább megvan a CaSO_4 képződésének a lehetősége, és azonos feltételek mellett annál nagyobbak kell lennie a kénoxidáció sebességének. NEUHAUS kísérleti eredményei ezzel szemben azt igazolják, hogy minél bázikusabb a salak, annál kisebb a gázfázison keresztül történő kéntelenedés sebessége. Ez az egyik ellentmondás abban a feltételezésben, hogy a kén gázfázison keresztül történő eltávozásában CaSO_4 képződésének és bomlásának van a legfontosabb szerepe.

A kénoxidáció a salak- és gázfázis határfelületén valószínűleg a (10) egyenlet szerint folyik le, és ha a salak bázikussága elég nagy, akkor a SO_2 savanhidrid tulajdonságánál fogva megkötődik:

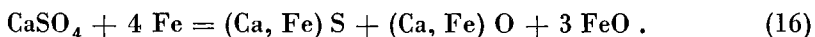


Ha az oxidáló gázatmoszféra biztosított, akkor a 4 vegyértékű kén tovább oxidálódhat az alábbi egyenlet szerint:



A CaSO_4 termikus bomlása csak 1500–1600 C° körüli hőmérsékleten következik be a (12) egyenletnek megfelelően. A CaSO_4 keletkezésének és bomlásának lehetősége az oxigénes acélglyártás bázikus salakjainál is fennállhat, de a kénoxidáció sebességét meghatározó folyamat ebben az esetben is a kéndioxidnak a fázisok határfelületén való keletkezése. Kis bázikusságú salakban a SO_2 nem kötődik meg, hanem a gázfázison keresztül eltávozik a rendszerből. Ezért a gázfázison keresztül történő kéntelenedés sebessége savanyúbb salakok esetében nagyobb.

A szulfátképződésnek a salak bázicitása mellett még az is feltétele, hogy a salaktakaró felső rétege ne érintkezzék a vASFürdővel. Az oxigénfűvás azonban a fém és salak intenzív keveredésével jár együtt, tehát a CaSO_4 megmaradásának nagyon kicsiny a valószínűsége. A CaSO_4 ugyanis vassal a következő egyenlet szerint redukálódik [10]:



Ez a reakció OELSEN vizsgálatai alapján [11] már 650 C°-on megkezdődik, és nagy hőfejlődéssel megy végbe.

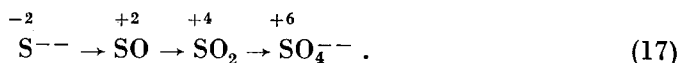
Meg kell még említenünk, hogy ST. PIERRE és CHIPMAN [9] Fe_2O_3 — FeO — CaO — SiO_2 salakrendszer egyensúlyi szulfid-szulfáttartalmát vizsgálva, a CO — SO_2 ($\text{SO}_2/\text{CO} = 34,1$) gázatmoszférának kitett salakokban szulfátot nem találtak. Az SO_2 és CO megadott arányából látható, hogy már minimális mennyiségű CO megakadályozza a CaSO_4 képződését.

Számításaink alapján a CO az acélgyártás hőmérsékletén a SO_2 -ot redukálja, kísérleteink azonban azt bizonyították, hogy ez a redukció nem teljes, mert abban az esetben is mértünk kismértékű SO_2 fejlődést, amikor a gáz nagyobb mennyiségű CO -ot tartalmazott [1].

NEUHAUS és munkatársai CO_2 — CO atmoszférával is végeztek kísérleteket, különböző $\text{CO}_2 : \text{CO}$ arányú keverék ($\text{CO}_2/\text{CO} = 0,5$ — $2,5$) alkalmazásával. Minden esetben tapasztaltak kéndioxidfejlődést és a kénoxidáció sebessége a CO_2/CO aránnyal együtt növekedett.

A kén oxidációját CO -tartalmú gázban nem lehet a CaSO_4 bomlásával magyarázni, mivel a szénmonoxid jelenléte a szulfátképződést kizárja.

A kén oxidációja feltételezésünk szerint a megfelelő oxidációs fokozatokon keresztül a következő sorrendben megy végbe:*



A CO jelenlétében $+6$ vegyértékig nem oxidálódhat a kén, növekvő CO -tartalom mellett pedig a $+4$ vegyértékig történő kénoxidáció mértéke is csökken. Erősen redukáló atmoszférában a -2 értékű kénion stabil.

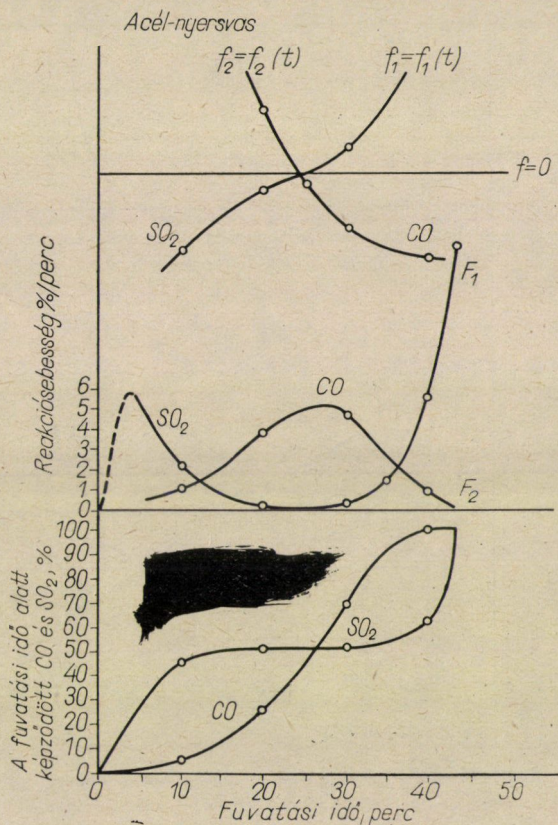
A kutatók általában nem veszik figyelembe a fémfürdő és a gázfázis oxigéntartalma között lejátszódó reakciókat, pedig NEUHAUS és munkatársai mérései alapján a bázikus salak folyékony fémrendszer oxigénes fúvatásakor — a salak megolvadása előtt — oxidálódott az összes S 25%-a. A salak megolvadása előtt az oxigén közvetlenül érintkezett a fémfürdővel, ezért a két fázis közti reakciók lehetősége fennállott. Salakképző hozaganyagok nélkül végzett kísérleteink az említett kutatók kísérleteihez hasonló eredményt adták. Éppen ezért a reakciómechanizmus tárgyalásában levő ellentmondások arra késztettek, hogy adataikat az általunk használt értékelési módszer szerint is feldolgozzuk. Az így kapott diagramokat az 1. és 2. ábrán, kísérleteink eredményét pedig a 3. ábrán [1] mutatjuk be.

A görbék jellege reakciókinetikai vonatkozásban csaknem azonos a kísérleteink alapján nyert görbékkel. Bizonyos eltérés azért jelentkezik, mert mi csak a szennyezők oxidációjából származó salakkal dolgoztunk. NEUHAUS és társai pedig salakképző hozaganyagokat is adagoltak. A Thomas-nyersvassal végzett kísérleteik során az intenzív karbonoxidáció periódusa a foszfor kiégése után következik be (2. ábra). A többi elemek oxidációjával egy időben a kén

* A vegyjel felett feltüntetett számok a kén vegyértékállapotát jelölik.

oxidációja is intenzíven, zavartalanul folyik, és csak a hőmérsékletnövekedés következtében fokozódó karbonoxidáció idején kezd csökkenni.

A karbon intenzív oxidációja periódusában — függetlenül a bázikus salak jelenlététől — a kénoxidáció sebessége minimumra csökken, éppen úgy, mint az acélnyersvas salak nélkül történő fúvatásával végzett kísérleteink



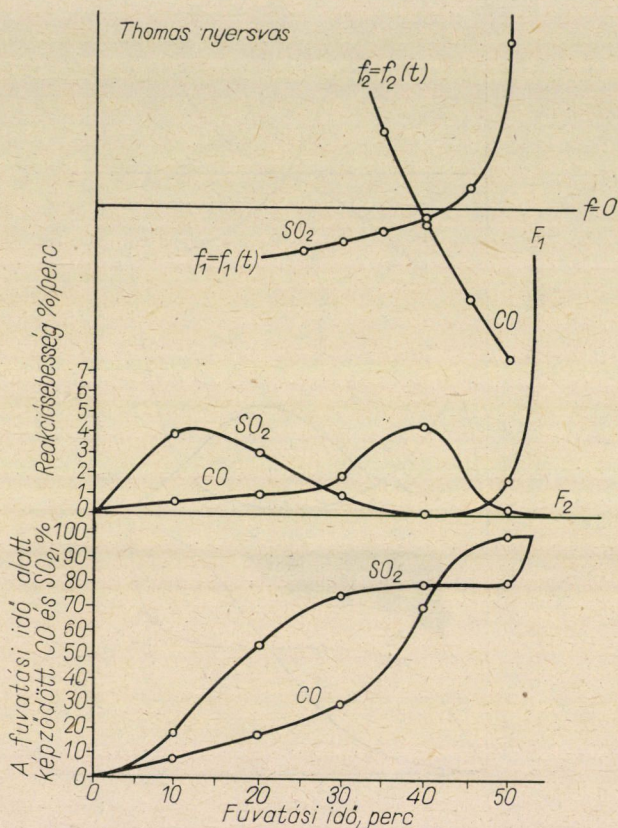
1. ábra. A szén- és kénoxidáció lefolyása bázikus salak-acélnyersvas oxigénnel történő fúvatásakor (NEUHAUS kísérletei [2] nyomán)

során (3. ábra). A görbék jellegének hasonlósága olyan nagy, hogy azok minimum- és maximumpontjai is ugyanúgy, bizonyos időkülönbséggel jelentkeznek (ezek az ábrák felső részén feltüntetett differenciáhányadosok zérus helyeiből láthatók).

Ebből is feltételezhetjük azt, hogy a kén oxidációjában közbelső $CaSO_4$ képződésének kicsi a valószínűsége, mert mindkét kísérleti rendszer kinetikai görbéi hasonlóak, pedig a salakképző hozaganyagok nélkül végzett acélnyersvas fúvatáskor $CaSO_4$ nincs a rendszerben.

A kénoxidáció mechanizmusára vonatkozóan helyesnek bizonyult az alábbi feltételezés [12], amelyet újabb kutatásaink is megerősítettek.

A kén oxidációja oxigén fúvatásokor a folyékony acélban keletkező buborékok felületén megy végbe. A gázbuborék és a folyékony fém között kialakul egy igen vékony monomolekuláris adszorpciós hártya. A gázbuborék

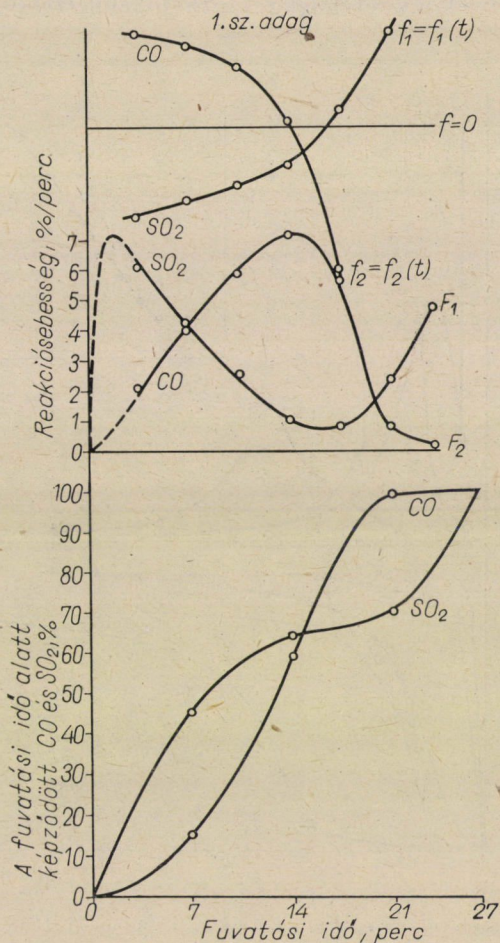


2. ábra. A szén- és kénoxidáció lefolyása bázikus salak Thomas-nyersvas oxigénnel történő fúvatásakor (NEUHAUS kísérletei [3] nyomán)

oxigénje először a hárttyát kialakító elemeket oxidálja. Annak ellenére, hogy a gázbuborékban oxigénfelesleg van, a monomolekuláris fémhárttya elemeinek oxidációja szelektív — az összetételi, hőmérsékleti és viszkozitási viszonyoktól függően. Az oxidáció során keletkező kéndioxid és szénmonoxid a gázbuborékba kerül. A felszálló gázbuborék felületén újabb és újabb részecskék adszorbeálódnak, és a kén oxidációja mindaddig folytatódik, amíg a gázbuborékokban annyi oxigénfelesleg van, ami a SO_2 és CO képződése mellett a szénmonoxidnak széndioxiddá történő oxidációjához is elegendő volna.

Amikor a gázbuborékból elfogyott a szabad oxigén, akkor a kén már nem oxidálódik, sőt a SO_2 -ból a kén visszaredukálódhat a vassürdőbe.

Ez a reakciómechanizmus nem zárja ki, hogy a salak szulfid-kéntartalma a felületen kéndioxiddá oxidálódjon a (10) reakció egyenlet szerint. Nagy



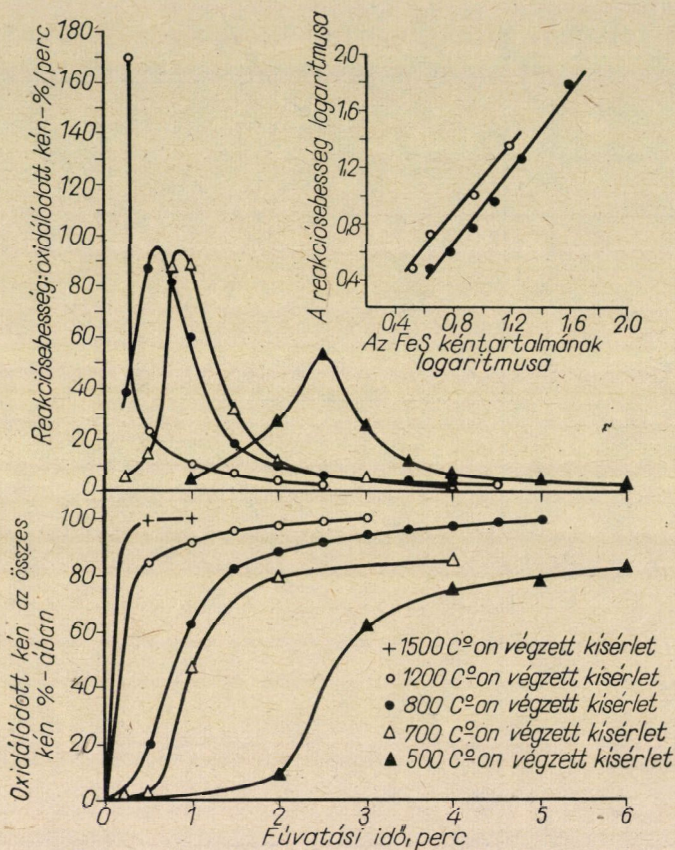
3. ábra. A szén- és kénoxidáció lefolyása acélnyersvas oxigénnel történő fúvatásakor [1]

Fe_2O_3 -tartalmú salakokban a Fe^{3+} is oxidálhatja a ként (11. reakcióegyenlet). Elvetettük azonban a reakció mechanizmusára vonatkozóan azt a feltételezést, hogy a CaSO_4 bomlásának van döntő szerepe a kén gázfázison keresztül történő eltávolításában.

A feltételezett reakciómechanizmus tisztítására további kinetikai vizsgálatokat végeztünk tiszta salakképző vegyületek, majd 0,65% S-tartalmú armco vas, végül 0,32% kéntartalmú bázikus salak oxigénáramban történő

hevítésével. A salak összetétele a következő volt: SiO_2 18,02%, CaO 47,99%, MgO 8,35%, FeO 16,13%, MnO 9,35%. Mivel valamennyi szerző [1–6] véleménye megegyezik abban, hogy a kén oxidációja felületi jelenség, a felsorolt vegyületeket felületegységre eső azonos súlyban [g/cm^2] adagoltuk.

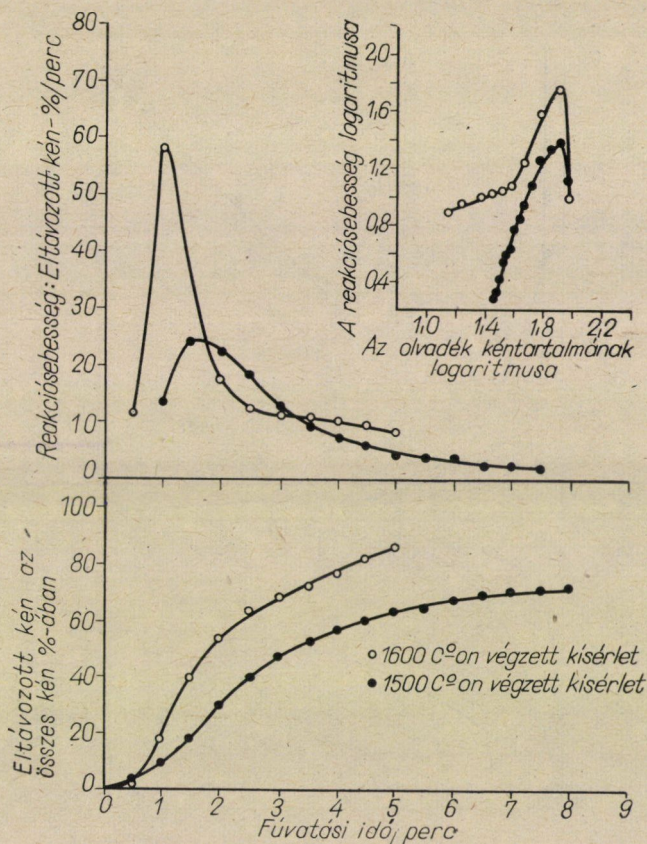
A felületi oxidációt akartuk megvizsgálni, és a diffúzió hatását kiküszöbölni, ezért végtelen vékony rétegnek tekinthető felülettel ($0,04 \text{ g}/\text{cm}^2$) végeztük



4. ábra. Kénoxidáció vasszulfidból oxigén áramban történő hevítés során

a méréseket. Az elemzési adatok pontosságának növelésére a salak és fém kén-tartalmát ^{35}S radioaktív izotóppal jeleztük, és az eltávozott SO_2 mennyiségét aktivitásméréssel határoztuk meg. A kísérleteket csökemencében végeztük, és az átáramló O_2 mennyiségét állandónak tartottuk. A kapott értékek alapján először megállapítottuk a kéndioxid képződésének időbeli lefolyását, és a megszerkesztett koncentráció-idő görbékből a kénoxidáció sebességét grafikus differenciálással határoztuk meg. Mérési eredményeinket és a reakció sebességének értékeit a 4–7. ábrák mutatják be.

A legelső, amit a mérési adatokból leolvashatunk az, hogy a vizsgált reakciók között leggyorsabb a vasszulfid oxidációja, a leglassúbb pedig a CaSO_4 termikus bomlása. A vasszulfid oxidációja már 500 C° -on is jól mérhető sebességgel ment végbe, és $1500\text{--}1600\text{ C}^\circ$ -on a reakció annyira gyors, hogy a bemért összes kén fél perc alatt oxidálódott.



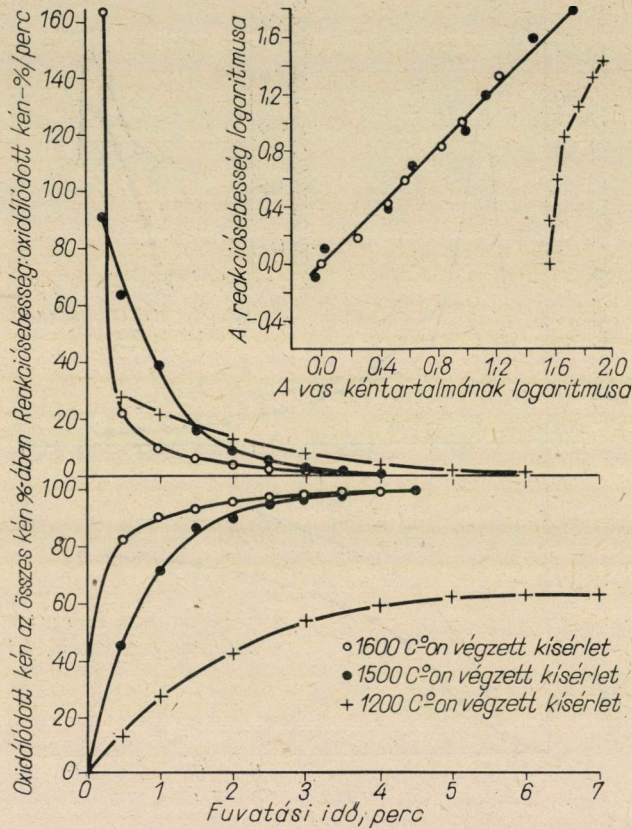
5. ábra. Kalciumszulfát termikus bomlása oxigénáramban

A koncentráció-idő görbe lefutásából is látható, hogy pl. 1200 C° -on már az első fél percben oxidálódott a rendszer kéntartalmának 84,4%-a (a reakciósebességet %/perc egységben adtuk meg, ezért adódik az első fél perc közepsebességére 170 %/perc érték). A CaSO_4 bomlása 1200 C° -on még nem kezdődik meg, és 1500 C° -on is lassú folyamat.

Ha a vasból és a salakból való kénoxidáció sebességét összehasonlítjuk, megállapíthatjuk, hogy szennyezőktől mentes vasból a kén nagyobb sebességgel oxidálódik, mint bázikus salakból. Különösen világos ez akkor, ha az

azonos hőfokra kapott kezdeti reakciósebességeket hasonlítjuk össze. A vizsgált reakciók kezdeti sebességének mértéke szerint a sorrend a következő:

1. FeS oxidációja;
2. vasban oldott kén oxidációja;
3. salak kéntartalmának oxidációja;
4. CaSO_4 termikus bomlása.

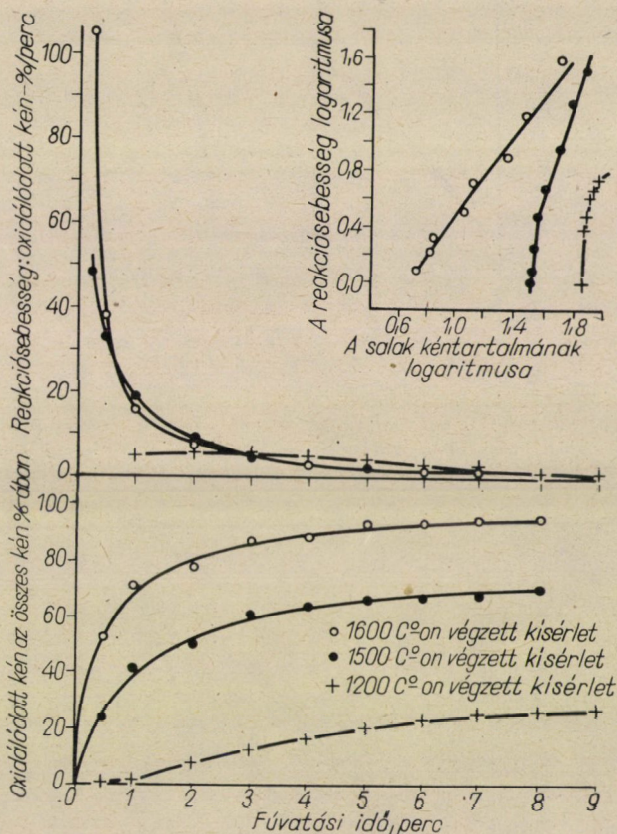


6. ábra. A kénoxidáció lefolyása 0,65% kéntartalmú, egyéb szennyezőktől mentes vas oxigén-nel történő fűtésekor

Joggal feltételezhetjük, hogy a gyorsabb reakció az eredményesebb, tehát amíg a gázfázis és a fürdő között szóba jöhető reakciók lehetségesek, addig az oxidáció elsősorban a fürdő és a gázfázis határfelületén folyik. A salakból való kénoxidáció gyorsabb, mint a CaSO_4 termikus bomlása, nem valószínű tehát, hogy a salak szulfátkéntartalma a salakból való kénoxidációban jelentős szerepet kap, már csak azért sem, mert a salakból 1200 C°-on is oxidálódik S, viszont a CaSO_4 bomlása még meg sem indul.

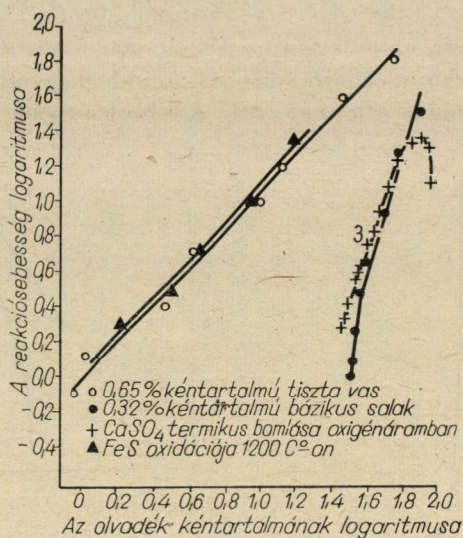
A reakció mechanizmusára vonatkozó következtetésünket még jobban alátámasztja a reakció sebességére vonatkozó görbék alakja.

A reakciósebesség időbeli változását ábrázoló görbékből látható, hogy 1500 és 1600 C°-on akkor mérhető a kénoxidáció legnagyobb sebessége, amikor az olvadék kén tartalma is a legnagyobb. Kivétel a CaSO_4 termikus bomlása:

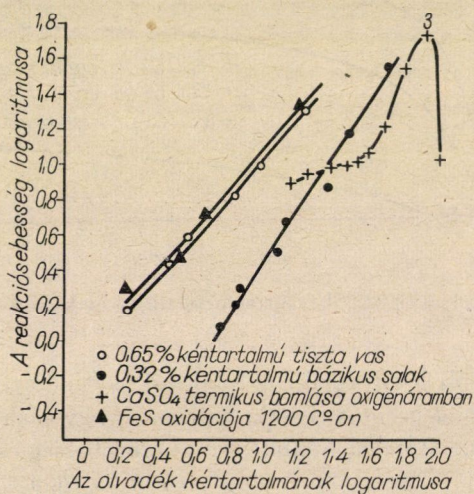


7. ábra. A kénoxidáció lefolyása 0,32% kén tartalmú bázikus salak oxigénnel történő fűtésekor

itt a maximum később jelentkezik. A salakból, vasból és tiszta vasszulfidból történő kénoxidációnak az idővel való változása egymáshoz hasonlóan megy végbe, és a megadott feltételek mellett a reakciósebesség csak az olvadék kén tartalmának függvénye. Ez az összefüggés 1500 és 1600 C°-ra vonatkozóan a 8. és 9. ábra összesített diagramjaiból olvasható le. (Az összesítés a 4—7. ábrák jobb felső részében feltüntetett diagramok alapján történt.) A CaSO_4 bomlásának mechanizmusa azonban a salakból, vasból és tiszta vasszulfidból való kénoxidáció mechanizmusától nyilvánvalóan eltérő, mert a bomlási folyamat sebességét nemcsak az olvadék kénkoncentrációja befolyásolja, amint ezt a 8.



8. ábra. Összefüggés az 1500 C° -ra vonatkozó reakciósebesség és az olvadék kéntartalma között, vas, salak, vasszulfid, valamint CaSO_4 oxigénnel történő fúvatásakor



9. ábra. Összefüggés az 1600 C° -ra vonatkozó reakciósebesség és az olvadék kéntartalma között, vas, salak, vasszulfid, valamint CaSO_4 oxigénnel történő fúvatásakor

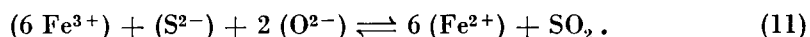
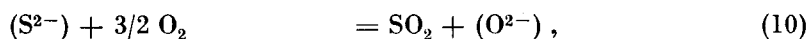
és 9. ábra 3 görbéje mutatja. (A 8—9. ábrán a FeS oxidációjára vonatkozóan az 1200 C°-on végzett mérési adatokat tüntettük fel, mert a reakció 1500 C°- és 1600 C°-on a kísérleti feltételek mellett — annyira gyors, hogy a reakciósebesség és a kénkoncentráció összefüggése nehezen állapítható meg.)

A miénkhez hasonló kiértékelési módszerrel dolgoztuk fel NEUHAUS és munkatársai [2], valamint LOOSE és OJKSZ [4] kísérleti adatait a közölt koncentráció-idő görbék alapján. Az eredményeket a 10—11. ábra mutatja be. Minden esetben azt tapasztaljuk, hogy az oxigénfeleslegben keletkezett SO₂ mennyisége — megfelelően nagy reakciófelület esetén — a salak kéntartalmának függvénye (a 10. ábra 1 görbe és a 11. ábra). A CaSO₄ bomlására vonatkozóan NEUHAUS és munkatársainak argon atmoszférával végzett mérései alapján a mi kísérleteinkkel megegyezően azt kaptuk, hogy ennek a reakciónak a sebessége nemcsak a salak kéntartalmának függvénye (10. ábra, 2 görbe).

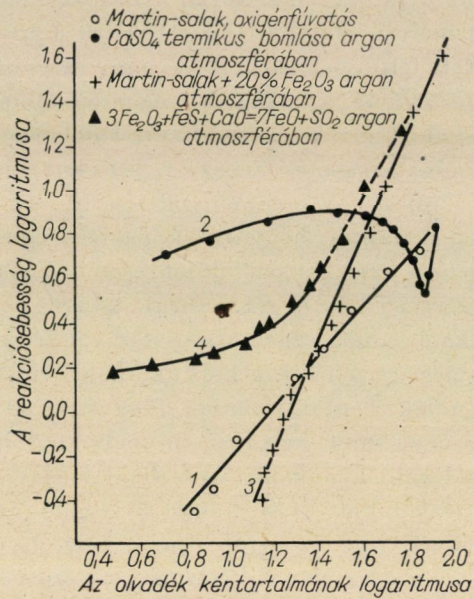
A CaSO₄ bomlásának mechanizmusa a fentiekből következtetve nem lehet azonos a salakból való kénoxidáció mechanizmusával.

Érdekes a salakhoz adagolt Fe₂O₃ hatását vizsgáló, argon atmoszférával végzett kísérletünk eredménye is. Ez esetben a reakciósebesség logaritmus és az olvadék mindenkori kéntartalmának logaritmus között lineáris összefüggés van (10. ábra, 3 görbe). A ferrioxid és vasszulfid között végbemenő reakciók első szakaszára ugyanezt az egyenes arányú összefüggést találtuk (10. ábra, 4 görbe — szaggatott vonallal kihúzott rész). Megnevezett szerzők a reakciót CaO jelenlétében vizsgálták. Az olvadék FeO-tartalma a reakció előrehaladásával növekedett, és ezzel együtt megváltozott a bázicitása és a viszkozitása is. Az olvadék bázikusságának, viszkozitásának és Fe₂O₃-tartalmának a kénoxidáció sebességére gyakorolt hatása még nem eléggé tisztázott ahhoz, hogy a görbe hajlását megmagyarázzuk. Valószínűleg hasonló típusú reakció ment végbe akkor is, amikor Martin-salakhoz Fe₂O₃-ot adagoltak. Ebben az esetben — tekintettel a salak kis kéntartalmára, és az adagolt Fe₂O₃ nagy feleslegére — a kísérlet ideje alatt a salak összetétele és viszkozitása nem változott meg, ezért az eltávozó SO₂ mennyisége csak a salak kéntartalmától függött.

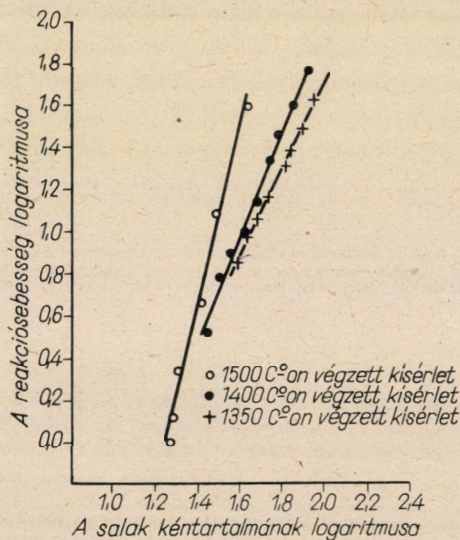
Az eddig lefolytatott kísérleteink alátámasztják feltételezésünket, nevezetesen hogy a kénoxidáció az alábbi reakciókkal írható le:



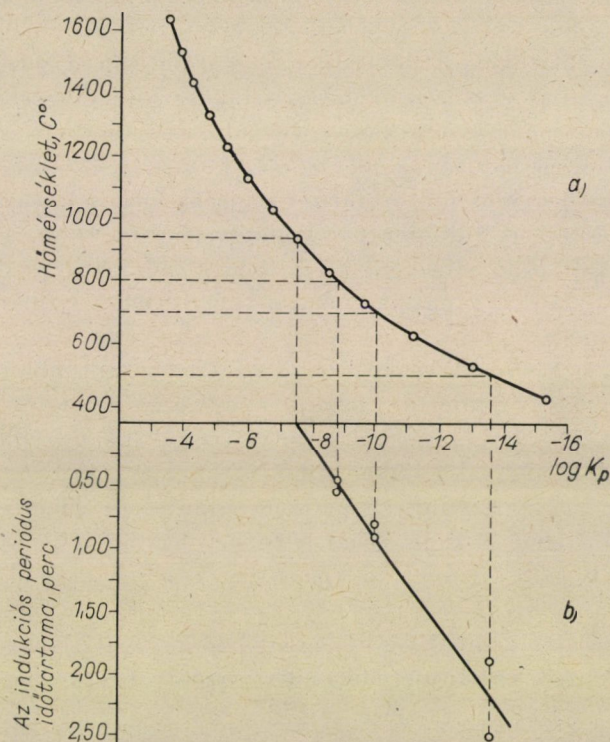
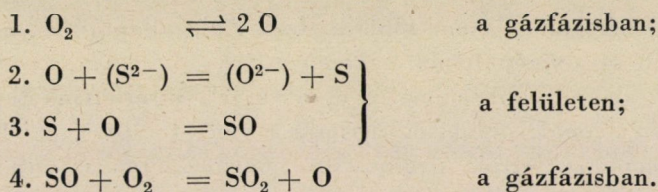
Az egyenletek azonban csak a kezdeti és a végállapotot jelölik, de nem adnak felvilágosítást az oxidáció valódi, molekuláris mechanizmusára. Kísérleti adataink alapján feltételezzük, hogy az (1) és a (10) reakció molekuláris mechanizmusát helyesen az alábbi reakciók sora írja le:



10. ábra. Összefüggés az 1600 C°-ra vonatkozó reakciósebesség és az olvadék kéntartalma között (NEUHAUS és munkatársainak [2] kísérletei nyomán)



11. ábra. Összefüggés a kénoxidáció sebessége és szintetikus, bázikus salag kéntartalma között (LOOSE és OJKSZ [4] kísérletei nyomán)



12. ábra. Összefüggés az oxigéngáz disszociációs állandója és a vasszulfidból történő kén-oxidáció indukciós periódusának időtartama között

Szerintünk az oxigénatomok indítják meg a reakciósort. Az oxigénmolekula ugyanis kémiailag nagyon inaktív. Ezt igazolja, hogy az $\text{O}=\text{O}$ molekulában levő kettőskötés felszakításához szükséges energia 118 kcal, míg a közönséges $-\text{O}-\text{O}-$ kötés energiája (pl. H_2O_2 -ben) mintegy 50 kcal. Az oxigénmolekula — nagy reakcióképessége csak látszólagos, mert nem az oxigénmolekulának, hanem az O -atomnak az aktivitása biztosítja a lánc kialakulását [13].

A molekuláris oxigén disszociációja (tisztá oxigénben) állandó nyomáson a hőmérséklet függvénye. A disszociáció egyensúlyi állandójának (K_p) ismert értékei különböző hőmérsékletekre vonatkozóan a [14] 12. ábrán láthatók.

Minél nagyobb a hőmérséklet, annál több a disszociált állapotú — ennek megfelelően aktívabb — oxigénatomok száma.

Tiszta FeS-dal, alacsonyabb hőmérsékleten végzett kísérleteink tapasztalata szerint az oxidációnak indukciós periódusa van (4. ábra), amelynek időtartama függ a hőmérséklettől. Alacsonyabb hőmérsékleten az indukciós periódus ideje hosszabb. Az oxigénáram sebessége valamennyi kísérletünk során 2 liter/perc, vagyis a reakciótérben percenként áthaladó oxigénmolekulák száma közel azonos volt. Kisebb hőmérsékleteken azonban ugyanannyi molekulaszám mellett kevesebb aktív oxigénatom van a gázban, s ha az oxigénatomok indítják el a kén oxidációját, akkor összefüggésnek kell lennie az oxigén disszociációjára vonatkozó egyensúlyi állandó (K_p) és a vasszulfid oxidáció indukciós periódusának időtartama között. A 12b. ábrából látható, hogy az indukciós periódus időtartama és a $\log K_p$ között lineáris összefüggés van. Az egyenes által az 0 időpontban kimetszett érték 940 C° -nak felel meg, vagyis ennél nagyobb hőmérsékleten a görbének indukciós szakasza nincsen. Ez megegyezik a kísérleti tapasztalatokkal: 1000 C° felett indukciós periódust már nem találtunk.

A második és harmadik reakciólépcső a felületen játszódik le, és igazolja, hogy a sebesség függ a felülettől. A harmadik lépcsőt azért tételezhetjük fel, mert a közbeeső SO keletkezését valamennyi vizsgált kénvegyület (H_2S , COS, CS_2) oxigénnel történő reakciójában kimutatták már [15]. A SO jelenlétét megerősíti az is, hogy az indukciós periódus után az oxidáció sebessége már csak a FeS kéntartalmától függ, tehát jelen kell lennie olyan aktív közbenső terméknek, amely a reakció során biztosítja az oxigénatomok keletkezését (4. reakciólépcső).

JESZIN és munkatársai [5, 6] a kénoxidáció molekuláris mechanizmusára vonatkozóan — más kísérleti metodika alkalmazásával — hasonló következtetésre jutottak.

IRODALOM

1. SIMON Sándor és BENKŐ Gyuláné: *Acta Techn. Hung.* **44** (1963), 347—365.
2. NEUHAUS, H.—LANGHAMMER, H. J.—KOSMIDER, H.—SCHENCK, H.: *Archiv für das Eisenhüttenwesen* **33** (1962), 505—516.
3. NEUHAUS, H.—LANGHAMMER, H. J.—KOSMIDER, H.—SCHENCK, H.: *Stahl und Eisen* **82** (1962), 1279—1287.
4. Лоозе, К.—Ойкс, Г. Н.: *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия* (1963); № 7, 70—75.
5. Чучмарев, С. К.—Есин, О. А.—Добрыден, А. А.: *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия* (1962); № 7, 12—18.
6. Добрыден, А. А.—Есин, О. А.—Чучмарев, С. К.: *Известия высших учебных заведений. Черная металлургия* (1962); № 12, 12—19.
7. RICHARDSON, F. D.—FINCHAM, C. J. B.: *Journal of the Iron and Steel Institut* **178** (1954), 4—15.
8. CARTER, P. T.—MACFARLANE, T. G.: *Journal of the Iron and Steel Institut* **185** (1957), 54—66.
9. St. PIERRE, G. R.—CHIPMAN, J.: *Journal of Metals Transactions AIME* **8** (1956), 1474—1483.

10. NÁRAY-SZABÓ István: Szervetlen kémia, II. kötet 1957; 257.
11. OELSEN, W.—MAETZ, H.: *Archiv für das Eisenhüttenwesen* 13 (1940), 465—474.
12. ШИМОН, Ш.—АБРОСИМОВ, Е. В.—ТРУБИН, К. Г.: Примечание радиоактивных изотопов в металлургии. Москва 1955, 146—177.
13. SZEMJONOV, N. N.: A kémiai kinetika és reakcióképesség néhány problémája. 1961, 139.
14. ELLIOTT, J. F.—GLEISER, M.: *Thermochemistry for Steelmaking*, I.
15. EMANUEL, N. M.: A kénhidrogén oxidációjának kinetikája. Az „oxidációs láncreakciók kinetikája” c. könyvben 1954, 69.
16. SZEMJONOV, N. N.: A kémiai kinetika és reakcióképesség néhány problémája; 1961, 342

GYŰRŰBORDÁS ZÁRT KÖRHENGERHÉJ SZIGORÚ ELMÉLETÉNEK EGYES EREDMÉNYEI¹

Dr.-Ing. G. ACKERMANN,
MŰSZAKI EGYETEM, DRESDEN

[Beérkezett 1965. február 18-án]

A gyűrűbordás zárt körhengerhéj számítása a vázolt eljárással az egyensúlyi csoportok által történő terhelés esetében háromtagú mátrixegyenletekre, antimetrikus terhelés esetében hattagú mátrixegyenletekre vezet. Ezek az egyenletek, ha csak az ismeretlenek száma nem túl nagy, az ismeretes egyenletmegoldási módszerekkel megoldhatók.

A végtelen hosszú, folytatólagos körhengerhéj esetében, amikor minden nyílásban két kifelé nyúló gyűrűborda van alkalmazva, a közbenső mezőnek teljes alakváltozása és metszeti erői vannak megadva. A henger belsejében működő vízteher a Fourier-sor $n = 0, 1, 2$ tagjaira és a saját súly van számításba véve. Összehasonlítás okából az alakváltozások és metszeti erők a borda nélküli körhengerhéj esetére is ki vannak számítva. Az eredmények azt mutatják, hogy a gyűrűbordák alkalmazása a metszeti erők ábráját lényegesen megváltoztatja, és a gyűrűbordák környékén jelentős többletfeszültségek keletkeznek. További vizsgálatok azt mutatták, hogy a metszeti erők nagymértékben függenek a d_{0j} magasságtól, az e_{zj} pontosságtól és az l_s bordatávolságtól.

I. Bevezetés

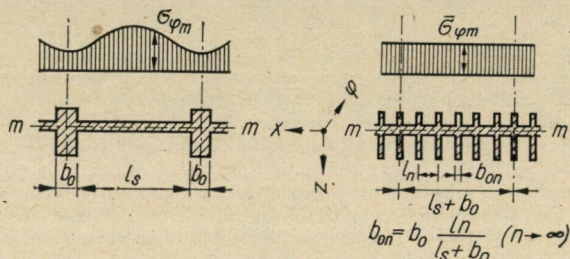
A forgásfelület alakú héjakat ma már többnyire előregyártott acélbeton elemekből építik meg, mert így gazdaságosabb, mint monolitos kivitelben. Avégett, hogy a nagyfelületű építmények lehetőleg kis súlyúak legyenek, vékony szerkezeteket építenek nagy szilárdságú beton felhasználásával. A szerelés alatti stabilitásnak, az elemek közötti kapcsolatok megbízhatóságának és a kész építmény kihajlás elleni biztonságának érdekében az elemek szélein erősítéseket kell alkalmazni. A kész szerkezet tehát acélbeton héjból és e héjjal egybeépített, bizonyos kiváltságos irányban alkalmazott bordákból áll. Az ilyen szerkezet erőtanai számításánál a bordaméreteket s főleg a bordatávolságokat a szerkezet főméreteihez képest kicsinynek tekintik. Egy-egy borda hatását közelítésképpen a bordák közötti távolságon egyenletesen elosztottnak veszik. Így, amint az 1. ábrán érzékeltetve van, az adott szerkezet helyett olyan szerkezetet tételeznek fel, amelynél a bordák „egyenletesen vannak elosztva”, mint valamely izotróp szerkezetnél, de a bordák irányában mért merevség különbözik a másik kiváltságos irányban mért merevségtől. Az ilyen szerkezet tehát nem izotróp, azonban a szokásos rugalmasságtani

¹ Kivonat a Cottbusi Építészeti Műegyetem mérnöképítészeti tagozata által elfogadott „Die strenge Theorie für die geschlossene Kreiszyllinderschale mit Ringrippen” című doktori értekezésből.

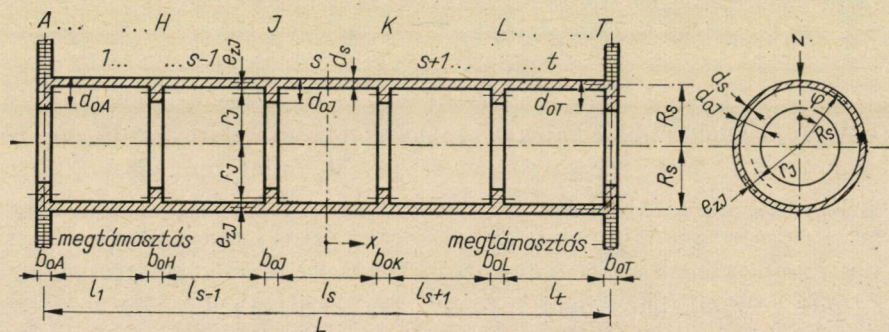
feltevések mellett az ilyen szerkezetre is felállíthatók alapvető differenciálegyenletek. E differenciálegyenleteket KLÖPPEL és SCHARDT [1], DISCHINGER [2], AAS-JAKOBSEN [3], BARTA [4] és mások munkáiban találhatjuk meg.

Újabbban azonban a b_0 , d_0 , l_s bordaméretetek (2. ábra) már nem kicsinyek a szerkezet L , R főméreteihez képest, mert például néhány kivitelezett szerkezeten [5, 6]

$$\frac{l_s}{L} = 0,19 \div 0,15, \quad \frac{d_0}{L} = 0,015 \div 0,027, \quad \frac{l_s}{R} = 0,11 \div 0,17.$$



1. ábra. A gyűrűfeszültség ábrája a tényleges esetben és az egyenletesen megoszló bordák esetében



2. ábra. Az ortotróp körhengerháj jelölései

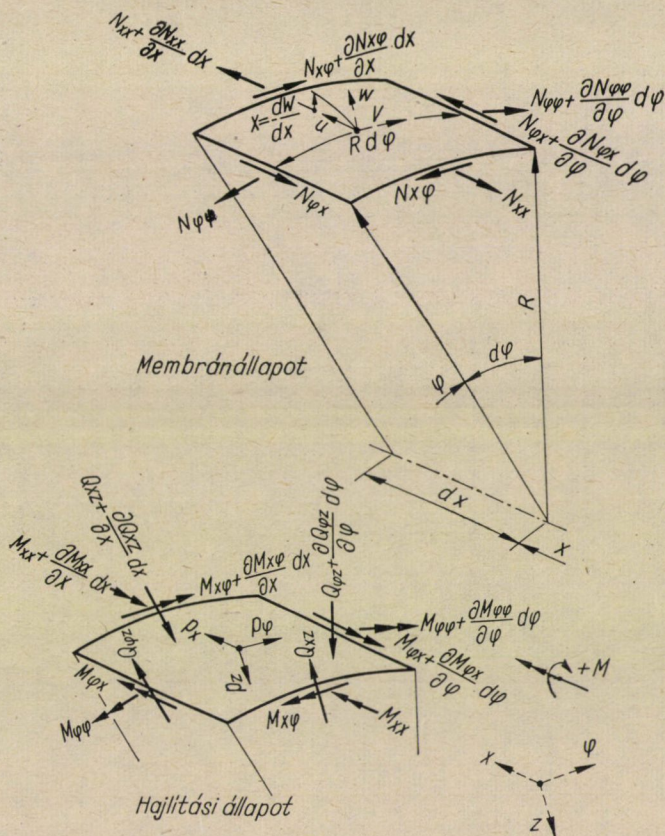
Ekkor természetesen az „egyenletesen elosztott bordák” feltételezése már nem helytálló.

Egy irányban bordákkal ellátott lemezek esetére RÜDIGER [7] vezetett le képleteket, mégpedig oly módon, hogy az anizotróp lemezművek elméletének eredményeiben az élszögeket zérussá tette. Gyűrűirányú bordákkal ellátott körhengerháj esetére szigorú megoldás ez ideig még nem ismeretes, s erre az esetre a Wlassowtól [8], Schnelltól [9], Mieselától [10] és Esslingertől [11] származó számítási eljárások nem alkalmazhatók, mert azok olyan közelítésekben alapulnak, amelyek a szóban levő szerkezetek esetében nem engedhetők meg.

Jelen dolgozatban a gyűrűbordás zárt körhengerhéj szigorú elméletének néhány eredményét tesszük közzé.

2. Általános megoldás

A gyűrűbordás zárt körhengerhéjat jelen dolgozatban ortotróp körhengerhéjnek fogjuk nevezni. E héjat és jelöléseit a 2. ábra tünteti fel. Az s sorszám-mal megjelölt héjrészek és a J indexszel megjelölt bordák különböző méretűek



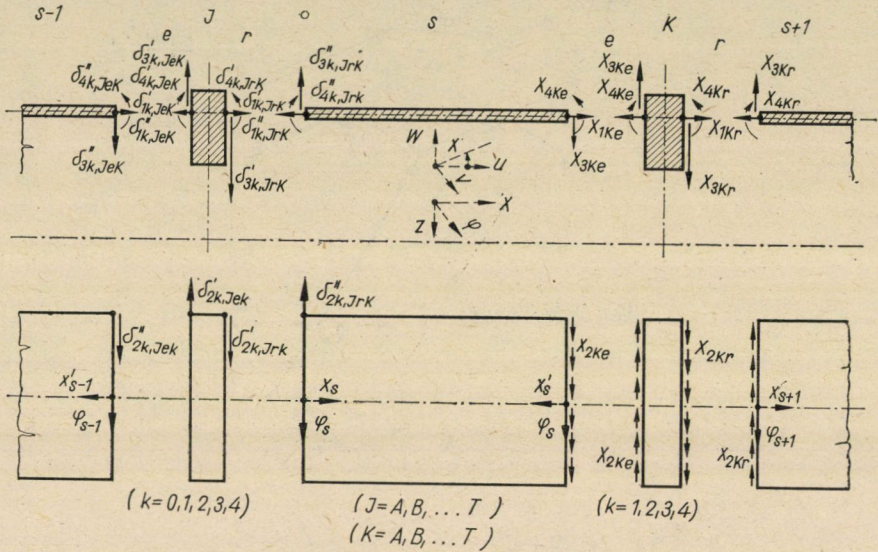
3. ábra. A pozitív alakváltozások, metszeti erők és terhelések definíciója a körhengerhéj valamely elemén

lehetnek, de a kivitelezés gyakorlati szempontjából kívánatos azokat megegyező méretekkel kialakítani, s csupán a támasztó bordákat ajánlatos a többi bordától eltérő méretekkel kialakítani. A számítás érdekében az ortotróp körhengerhéjat a J_e és J_r diszkontinuitási helyeken szétvágva képzeljük. Így-képpen a rövid izotróp körhengerhéjakat és a gyűrű alakú bordákat vesszünk szemügyre. E részek

$$\Delta \bar{v}_J = \Delta \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \chi \end{bmatrix}_J = \begin{bmatrix} u_{héj} - u_{borda} \\ v_{héj} - v_{borda} \\ w_{héj} - w_{borda} \\ \chi_{héj} - \chi_{borda} \end{bmatrix}_J = 0 \quad (1)$$

($J = Ar, Be, \dots Ke, \dots Te$)

összeférhetőségi feltételeinek kielégítése végett bevezetjük a Ke és Kr átmetszések mentén működő statikailag határozatlan mennyiségek



4. ábra. Az alakváltozások és a statikailag határozatlan mennyiségek definíciója a körhenger és a gyűrűborda közötti átmetszés mentén

$$\bar{x}_K = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}_K \equiv \begin{bmatrix} N_{xx} \\ N_{x\varphi}^* \\ Q_{xz}^* \\ M_{x\varphi} \end{bmatrix}_K = \begin{bmatrix} N_{xx} \\ N_{x\varphi} - \frac{1}{R} M_{xx} \\ Q_{xz} + \frac{1}{R} \frac{\partial M_{xx}}{\partial \varphi} \\ M_{x\varphi} \end{bmatrix}_K \quad (2)$$

($K = Ar, Be, \dots Je, \dots Te$)

vektorait. Ezek egyenértékűek az s körhengerháj szélén keletkező N_{xx} , $N_{x\varphi}$, M_{xx} , $M_{x\varphi}$, Q_{xz} metszeti erőkkel, ha az M_{xx} csavaró nyomatékot a héjelméletben követett szokás szerint helyettesítő nyíró és csúsztató erőkre bontjuk szét. A 4. ábrán az \bar{x}_k vektornak az X_{kK} komponensei vannak értelmezve.

A J átmetszés mentén a

$$\vartheta_{k,JK} = \begin{bmatrix} \delta_{1k} \\ \delta_{2k} \\ \delta_{3k} \\ \delta_{4k} \end{bmatrix}_{JK} \quad (3)$$

$$(k = 0, 1, 2, 3, 4) \quad (J = Ar, Be, \dots Te) \quad (K = Ar, Be, \dots Te)$$

alakváltozási mennyiségekhez tartozó vektorok magukkal az X_{kK} statikailag határozatlan mennyiségekkel vannak meghatározva.

Felületen megoszló adott

$$y_{sJ} = \{P_x, P_\varphi, P_z\}_{sJ}$$

teher vagy peremen megoszló X_{kK} teher hatására az s körhengerhéjban és a J gyűrűbordában keletkező alakváltozási mennyiségek és metszeti erők $\vartheta_{k,JK}$ vektorai a felület alakú tartók és a rúdszerkezetű tartók statikájában használatos felvételek segítségével számíthatók ki. Ehhez szükséges, hogy a felületen megoszló terhet és a peremen megoszló terhet a gyűrű mentén 2π periódusú

$$\bar{p}_{sJ} = \begin{bmatrix} P_x \\ P_\varphi \\ P_z \end{bmatrix}_{sJ} = \sum_{n=0}^{\infty} \begin{bmatrix} P_{xn} \\ P_{\varphi n} \\ P_{zn} \end{bmatrix}_{sJ} = \sum_{n=0}^{\infty} \begin{bmatrix} \bar{p}_{xn} \cos n\varphi \\ \bar{p}_{\varphi n} \sin n\varphi \\ \bar{p}_{zn} \cos n\varphi \end{bmatrix}_{sJ} \quad (4.1)$$

$$(n = 0, 1, 2, \dots), (s = 1, 2, 3, \dots t) \quad (J = A, B, \dots K, \dots T)$$

és

$$\bar{x}_K = \sum_{n=0}^{\infty} \begin{bmatrix} X_{1n} \\ X_{2n} \\ X_{3n} \\ X_{4n} \end{bmatrix}_K \quad (4.2)$$

$$(K = Ar, Be, \dots Je, \dots Te)$$

Fourier-sorba fejtsük.² Itt az $n = 0, 2, 3, \dots$ tagok egyensúlyi csoportokat ábrázolnak, míg az $n = 1$ tag egy antimetrikus terhelési csoportot ír le. E kétféle esetet a következőkben külön-külön fogjuk tárgyalni.

2.1 Az egyensúlyi csoportok

E terhelési csoportok függetlenek a tartó megtámasztásától, mert a \bar{p}_{sJ} felületi terhek és a \bar{x}_K peremterhek együttvéve egyensúlyban vannak. Ha az

² A következő fejtegetésekben az ismeretlenek és az együtthatók indexét nem fogjuk kiírni. Tehát az összefüggések majd a Fourier-sornak csak az n indexű tagjára fognak vonatkozni.

ortotróp körhengerhénak $t - 1$ közbenső bordája van, akkor a $2t$ szétvágás mentén a $2 \cdot 4t$

$$\Delta \bar{v}_J = 0$$

összeférhetőségi feltétel teljesítése végett összesen $2t$

$$\bar{x}_K$$

vektort kell bevezetni $8t$

$$X_{kK}$$

statikailag határozatlan mennyiséggel.³ Ezek alakváltozásokat okoznak az s , ill. $s + 1$ körhenger és a K gyűrűborda J és L átmetszéseinél mindkét oldalán. (1) szerint a Jr átmetszésnél a Fourier-kifejtés n indexű tagjára ($n = 2, 3, \dots$) a mátrixszámítás szerint a

$$\Delta \bar{v}_{Jr} = \vartheta_{JrJe} \cdot \bar{x}_{Je} + \vartheta_{JrJr} \cdot \bar{x}_{Jr} + \vartheta_{JrKe} \cdot \bar{x}_{Ke} + \vartheta_{0,JrsJ} = 0. \quad (5)$$

képletet nyerjük. Itt a ϑ_{JrJe} mátrix például a δ_{ik} ($i = 1, 2, 3, 4; k = 1, 2, 3, 4$) alakváltozásokat jelenti a Jr átmetszés mentén, amikor az X_k statikailag határozatlan mennyiség a Je átmetszés mentén működik, tehát

$$\vartheta_{JrJe} = \begin{bmatrix} \delta_{11} & \delta_{12} & \delta_{13} & \delta_{14} \\ \delta_{21} & \delta_{22} & \delta_{23} & \delta_{24} \\ \delta_{31} & \delta_{32} & \delta_{33} & \delta_{34} \\ \delta_{41} & \delta_{42} & \delta_{43} & \delta_{44} \end{bmatrix}_{JrJe}, \quad (6.1)$$

A $\vartheta_{0,JrsJ}$ vektor pedig a δ_{i0} ($i = 1, 2, 3, 4$) alakváltozásokat jelenti a Jr átmetszés mentén, amikor a terhek az s körhengerhénra vagy a J gyűrűbordára működnek, tehát

$$\vartheta_{0,JrsJ} = \begin{bmatrix} \delta_{10} \\ \delta_{20} \\ \delta_{30} \\ \delta_{40} \end{bmatrix}_{JrsJ}. \quad (6.2)$$

A ϑ_{JrJr} mátrix és a $\vartheta_{0,JrsJ}$ vektor a körhengerhén, ill. gyűrűborda ϑ''_{JrJr} , $\vartheta''_{0,Jrs}$, ill. ϑ'_{JrJr} , $\vartheta'_{0,JrJ}$ alakváltozásából tevődik össze, azaz

$$\vartheta_{JrJr} = \vartheta''_{JrJr} + \vartheta'_{JrJr}, \quad \vartheta_{0,JrsJ} = \vartheta''_{0,Jrs} + \vartheta'_{0,JrJ}. \quad (6.3)$$

³ Lásd ² lábjegyzetet.

Ha az ortotróp körhengerhéj mindegyik J_r és J_e átmetszésére felállítjuk az (1) szerint kifejezett $2 \cdot 4t$ összeférhetőségi feltételt, akkor mindegyik \mathfrak{X}_{Ke} és \mathfrak{X}_{Kr} ismeretlen vektorra háromtagú mátrixegyenletek rendszerét nyerjük:

$$\begin{aligned}
 \vartheta_{ArAr} \cdot \mathfrak{X}_{Ar} + \vartheta_{ArBe} \cdot \mathfrak{X}_{Be} &+ \vartheta_{0,Ar1A} = 0 \\
 \vartheta_{BeAr} \cdot \mathfrak{X}_{Ar} + \vartheta_{BeBe} \cdot \mathfrak{X}_{Be} + \vartheta_{BeBr} \cdot \mathfrak{X}_{Br} &+ \vartheta_{0,Be1B} = 0 \\
 \vartheta_{BrBe} \cdot \mathfrak{X}_{Be} + \vartheta_{BrBr} \cdot \mathfrak{X}_{Br} + \vartheta_{BrCe} \cdot \mathfrak{X}_{Ce} &+ \vartheta_{0,Br2B} = 0 \\
 \vartheta_{JrJe} \cdot \mathfrak{X}_{Je} + \vartheta_{JrJr} \cdot \mathfrak{X}_{Jr} + \vartheta_{JrKe} \cdot \mathfrak{X}_{Ke} &+ \vartheta_{0,JrSJ} = 0 \\
 \vartheta_{SeRr} \cdot \mathfrak{X}_{Rr} + \vartheta_{SeSe} \cdot \mathfrak{X}_{Se} + \vartheta_{SeSr} \cdot \mathfrak{X}_{Sr} &+ \vartheta_{0,SeRS} = 0 \\
 \vartheta_{SrSe} \cdot \mathfrak{X}_{Se} + \vartheta_{SrSr} \cdot \mathfrak{X}_{Sr} + \vartheta_{SrTe} \cdot \mathfrak{X}_{Te} &+ \vartheta_{0,SrTS} = 0 \\
 \vartheta_{TeSr} \cdot \mathfrak{X}_{Sr} + \vartheta_{TeTe} \cdot \mathfrak{X}_{Te} &+ \vartheta_{0,TeTT} = 0.
 \end{aligned} \tag{7}$$

A mátrixokat (6.1) szerint elemeikkel, a vektorokat (2) és (6.2) képletek alapján kifejezvé, tizenkéttagú lineáris egyenletek rendszerét nyerjük. Ha innen az ismeretleneket kiszámítjuk, akkor a körhengerhéjak és gyűrűbordák alakváltozásai és erői a Fourier-kifejtés n indexű tagjára ($n = 2, 3, \dots$) meghatározhatók a különböző terhelési állapotok egymásra halmozása révén. A jelképes írásmódot megtartván, (7) most is fennáll, de

$$\Delta \bar{v}_J = \Delta \begin{bmatrix} w \\ \chi \end{bmatrix}_J = \begin{bmatrix} w_{héj} - w_{borda} \\ \chi_{héj} - \chi_{borda} \end{bmatrix}_J = 0, \tag{8.1}$$

$$(J = Ar, Be, \dots Kr, \dots Te)$$

$$\mathfrak{X}_K = \begin{bmatrix} X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}_K \equiv \begin{bmatrix} Q_{xz} \\ M_{x\varphi} \end{bmatrix}_K, \tag{8.2}$$

$$(K = Ar, Be, \dots Je, \dots Te)$$

$$\vartheta_{JrJe} = \begin{bmatrix} \delta_{33} & \delta_{34} \\ \delta_{43} & \delta_{44} \end{bmatrix}_{JrJe}, \quad \vartheta_{0,JrSJ} = \begin{bmatrix} \delta_{30} \\ \delta_{40} \end{bmatrix}_{JrSJ}. \tag{8.3}$$

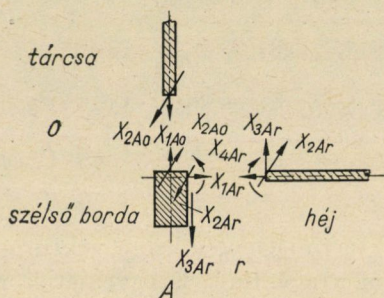
Látjuk tehát, hogy (7) most hattagú lineáris egyenletek rendszerét jelenti. A ortotróp körhengerhéj támaszainál az (1) összeférhetőségi feltételeket az adott peremfeltételeknek megfelelően kell alkalmazni (5. ábra). Ha a szerkezet

végére külső erő nem működik, akkor a $\Delta \bar{v}_J = 0$ ($J = Ar, Te$) összeférhetőségi feltételeket a peremerőkre vonatkozó

$$\mathfrak{X}_K = 0 \quad (K = Ar, Te) \quad (9)$$

feltételekkel kell helyettesíteni.

Ha az ortogonális körhengerhég, a méreteit illetően, az $x = 0$ -ra nézve szimmetrikus, akkor szimmetrikus vagy antimetrikus terhelés esetében statikailag határozatlan csoportterhek bevezetésével a (7) egyenletrendszer egyszerűsítése érhető el.



5. ábra. Statikailag határozatlan mennyiségek a végső gyűrűbordának a merev tárcsához való csatlakozásánál

2.2 Antimetrikus terhelési csoport

Ez a terhelési csoport független a tartó megtámasztásától. A körhengerhéjra működő valamely \bar{p}_s vagy \mathfrak{X}_K terhelés a 4. ábrán feltüntetett alaprendszer egyensúlyának biztosítására megköveteli a héjperemekre működő olyan támasztó erők létezését, amelyeket a csatlakozó gyűrűbordák és körhengerhéjak a támaszokra adnak át. A statikailag határozatlan mennyiségek (2) szerinti \mathfrak{X}_K vektora két csoportra⁴ bontható:

$$\mathfrak{X}_K = \begin{bmatrix} \mathfrak{X}^G \\ \mathfrak{X}^H \end{bmatrix}_K = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \\ X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}_K = \begin{bmatrix} +1 & +1 \\ 0 & +1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathfrak{X}^M \\ \mathfrak{X}^B \end{bmatrix}_K, \quad (10)$$

$$(K = Ar, Be, \dots, Je, \dots, Te)$$

ahol

$$\mathfrak{X}_K^G = \begin{bmatrix} X_1 \\ X_2 \end{bmatrix}_K, \quad \mathfrak{X}_K^H = \begin{bmatrix} X_3 \\ X_4 \end{bmatrix}_K.$$

⁴ Lásd ² lábjegyzetet.

Itt \mathcal{X}_K^G jelenti az alaprendszer ismeretlenjeit, \mathcal{X}_K^H a kibővített törzstartó ismeretlenjeit. \mathcal{X}_K^M jelenti a metszeti erőknek a membránrészlegét, \mathcal{X}_K^B a hajlítási részlegét. Ha az \mathcal{X}_K^M részlegvektorokat az s körhengerháj mindkét peremén egyesítjük, azaz

$$\mathcal{X}_s = \begin{bmatrix} \mathcal{X}_{Jr}^M \\ \mathcal{X}_{Ke}^M \end{bmatrix} \quad (11.1)$$

és egy új

$$\mathbf{C}_s = \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \\ EC_3 \\ EC_4 \end{bmatrix}_s \quad (11.2)$$

vektorral helyettesítjük, akkor az alakváltozások és a metszeti erők ezen \mathbf{C}_s részlegvektorokból a tökéletesen hajlékony körhengerháj (membrán) egyensúlyi feltételeiből egyszerű módon levezethetők. Az (1) szerinti összeférhetőségi feltételek hasonlóképpen bonthatók két részre:

$$\Delta \bar{v}_J = \Delta \begin{bmatrix} \bar{v}^G \\ \bar{v}^H \end{bmatrix}_J = \Delta \begin{bmatrix} u \\ v \\ w \\ \chi \end{bmatrix}_J = 0, \quad (12)$$

$$(J = Ar, Be, \dots Ke, \dots Te)$$

ahol

$$\bar{v}_J^G = \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}_J, \quad \bar{v}_J^H = \begin{bmatrix} w \\ \chi \end{bmatrix}_J,$$

(12) csak a Je és Jr átmetszési helyeken keletkező alakváltozásokat tartalmazza, de nem szól az erők egyensúlyáról.

A 4. ábrán feltüntetett törzstartóban a gyűrűborda \bar{v}_J^G alakváltozásai úgy választandók meg, hogy azok az s vagy $s - 1$ körhengerháj alakváltozásaival a Jr vagy Je átmetszések mentén megegyezők legyenek, és ezzel a $\Delta \bar{v}_J^G = 0$ ($J = Jr$ vagy Je) feltételeket kielégítsék. A J gyűrűborda a szomszédos s vagy $s - 1$ héjszakaszokkal olyan összefüggésben van, amely a 6. ábrán feltüntetett membránszerű megtámasztással van érzékeltetve.

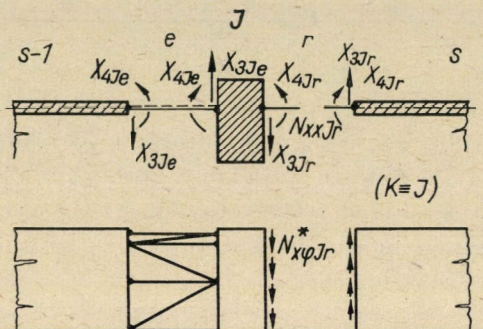
Ha az ortotróp körhengerhéjnak $t - 1$ közbenső gyűrűbordája van, akkor a t héjszakaszon st számú \mathbf{C}_s ($s = 1, 2, \dots t$) vektor áll rendelkezésünkre $4t$ állandóval, amelyekkel a $2t$ számú $\Delta \bar{v}_J^G = 0$ ($J = Ar, Br, \dots Sr$, vagy $J = Be, Ce, \dots Te$) összeférhetőségi feltételek kielégíthetők. További $2t$ állandó a 6. ábrán feltüntetett Je vagy Jr helyeken fennálló $2t$ számú egyensúlyi feltételből határozható meg. A $2t$ számú Je és Jr átmetszési helyeken

még $2t$ számú \mathcal{X}_K^B vektort is figyelembe kell venni, ami $4t$ statikailag határozatlan mennyiséget jelent; e statikailag határozatlan mennyiségek a $\Delta \bar{v}_s^H = 0$ összeférhetőségi feltételek teljesítésére szolgálnak.

A $\Delta \bar{v}_J^G$ (12) összeférhetőségi feltételek helyettesítendőők a

$$\Delta \bar{v}_J^G = \Delta \begin{bmatrix} u \\ v \end{bmatrix}_J = 0 \quad (13)$$

($J = Ar, Br, \dots Sr$ vagy $J = Be, Ce, \dots Te$)



6. ábra. A körhengerháj és a gyűrűborda nyúlásmerev és nyírásmercv csatlakozása (membrán-szerű megtámasztás) az átmetszésnél

összeférhetőségi feltételekkel, valamint a

$$\bar{s}_{Je}'' = \bar{s}_{Jr}'' + \Delta \bar{s}_J, \quad \bar{s}_{Je} = \bar{s}_{Je}' - \bar{s}_{Jr}' - \Delta \bar{s}_J = 0 \quad (14)$$

($J = A, B, \dots T$)

vagy

$$\bar{s}_{Jr}'' = \bar{s}_{Je}'' - \Delta \bar{s}_J, \quad \bar{s}_{Jr} = \bar{s}_{Jr}' - \bar{s}_{Je}' + \Delta \bar{s}_J = 0$$

egyensúlyi feltételekkel. Itt a \bar{s}_{Je}'' vagy a \bar{s}_{Jr}'' vektor az $s - 1$ vagy s körhengerháj N_{xx} és $N_{x\varphi}^*$ metszeti erőit jelenti, azaz

$$\bar{s}_{Je}'' = \begin{bmatrix} N_{xx} \\ N_{x\varphi}^* \end{bmatrix}_{Je}'' \quad (15)$$

$\Delta \bar{s}_J$ a metszeti erőknek a J gyűrűbordára jutó megváltozását jelenti.

A $\Delta \bar{v}_J^G$ (13) és $\Delta \bar{v}_J^H$ (12) összeférhetőségi feltételek, valamint a \bar{s}_J (14) egyensúlyi feltételek segítségével a meghatározásra szolgáló $8t$ egyenlet felállítható. Ezek a Jr átmetszési helyen a Fourier-kifejtés $n = 1$ tagjára mátrixszámítás felhasználásával így írhatók:

$$\begin{aligned} \Delta \bar{v}_{Jr}^G &= \vartheta_{JrHr}^G \cdot \mathcal{X}_{Hr}^B + \vartheta_{JrJe}^G \cdot \mathcal{X}_{Je}^B + \vartheta_{JrJr}^G \cdot \mathcal{X}_{Jr}^B + \\ &+ \vartheta_{JrKe}^G \cdot \mathcal{X}_{Ke}^B + \bar{c}_{Jrs-1}^G \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^G \cdot \mathbf{C}_s + \\ &+ \bar{c}_{0,Jrs-1}^G + \bar{c}_{0,Jrs}^G = 0, \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
\bar{s}_{Jr} &= \bar{s}_{JrHr} \cdot \bar{x}_{Hr}^B + \bar{s}_{JrJe} \cdot \bar{x}_{Je}^B + \bar{s}_{JrJr} \cdot \bar{x}_{Jr}^B + \\
&+ \bar{s}_{JrKe} \cdot \bar{x}_{Ke}^B + \bar{s}_{Jrs-1} \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{s}_{Jrs} \cdot \mathbf{C}_s + \\
&+ \bar{s}_{0,Jrs-1} + \bar{s}_{0,Jrs} = 0, \\
\Delta \bar{v}_{Jr}^H &= \vartheta_{JrHr}^H \cdot \bar{x}_{Hr}^B + \vartheta_{JrJe}^H \cdot \bar{x}_{Je}^B + \vartheta_{JrsJr}^H \cdot \bar{x}_{Jr}^B + \\
&+ \vartheta_{JrKe}^H \cdot \bar{x}_{Ke}^B + \bar{c}_{Jrs-1}^H \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^H \cdot \mathbf{C}_s + \\
&+ \bar{c}_{0,Jrs-1}^H + \bar{c}_{0,Jrs}^H = 0.
\end{aligned} \tag{16}$$

Az alkalmazott jelölések így értendők: Például a ϑ_{JrJe}^G vagy ϑ_{JrJe}^H mátrix a δ_{ik} ($i = 1, 2; k = 3, 4$) vagy δ_{ik} ($i = 3, 4; k = 3, 4$) alakváltozásokat jelenti a Jr átmetszés mentén, amikor az X_K statikailag határozatlan mennyiség a Je átmetszés mentén működik, azaz

$$\vartheta_{JrJe}^G = \begin{bmatrix} \delta_{13} & \delta_{14} \\ \delta_{23} & \delta_{24} \end{bmatrix}_{JrJe}, \quad \vartheta_{JrJe}^H = \begin{bmatrix} \delta_{33} & \delta_{34} \\ \delta_{43} & \delta_{43} \end{bmatrix}_{JrJe}. \tag{17.1}$$

A \bar{c}_{Jrs}^G és \bar{c}_{Jrs}^H mátrix az s körhengerháj C_k állandóinak a γ_{ik} ($i = 1, 2; k = 1, 2, 3, 4$) vagy γ_{ik} ($i = 3, 4; k = 1, 2, 3, 4$) együtthatóit jelenti a Jr átmetszés mentén, azaz

$$\bar{c}_{Jrs}^G = \begin{bmatrix} \gamma_{11} & \gamma_{12} & \gamma_{13} & \gamma_{14} \\ \gamma_{21} & \gamma_{22} & \gamma_{23} & \gamma_{24} \end{bmatrix}_{Jrs}, \quad \bar{c}_{Jrs}^H = \begin{bmatrix} \gamma_{31} & \gamma_{32} & \gamma_{33} & \gamma_{34} \\ \gamma_{41} & \gamma_{42} & \gamma_{43} & \gamma_{44} \end{bmatrix}_{Jrs}. \tag{17.2}$$

A $\bar{c}_{0,Jrs}^G$ vagy $\bar{c}_{0,Jrs}^H$ vektor az s körhengerháj vagy a J gyűrűborda \bar{p}_{sJ} terhelésének a γ_{i0} ($i = 1, 2$) vagy γ_{i0} ($i = 3, 4$) együtthatóit jelenti a Jr átmetszés mentén, azaz

$$\bar{c}_{0,Jrs}^G = \begin{bmatrix} \gamma_{10} \\ \gamma_{20} \end{bmatrix}_{Jrs}, \quad \bar{c}_{0,Jrs}^H = \begin{bmatrix} \gamma_{30} \\ \gamma_{40} \end{bmatrix}_{Jrs}. \tag{17.3}$$

A γ_{ik} együtthatók mint alakváltozási mennyiségek, úgy mint a δ_{ik} értékek, a 4. ábra szerint értelmezendők. A \bar{s}_{JrJe} vagy \bar{s}_{Jrs} metszeti erőkre a (14) és (15) figyelembevételével hasonló jelölésmód érvényes. A (16) egyenletekben a mátrixok, vektorok és metszeti erők a körhengerhájra, ill. gyűrűbordára vonatkozó részlegekből tevődnek össze.

Ha most is felállítjuk az ortotrop körhengerháj minden Jr és Je átmetszésére a $2 \cdot 4t$ egyensúlyi és összeférhetőségi egyenletet, akkor minden \bar{x}_K^B és \mathbf{C}_s vektorra hattagú mátrixegyenleteknek a (18) rendszerét nyerjük

$$\begin{aligned}
 & \vartheta_{ArAr}^G \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \vartheta_{ArBe}^G \cdot \mathcal{X}_{Be}^B \\
 & \bar{s}_{BrAr} \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \bar{s}_{BrBe} \cdot \mathcal{X}_{Be}^B + \bar{s}_{BrBr} \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \bar{s}_{BrCe} \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B \\
 & \vartheta_{BrAr}^G \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \vartheta_{BrBe}^G \cdot \mathcal{X}_{Be}^B + \vartheta_{BrBr}^G \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \vartheta_{BrCe}^G \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B \\
 & \bar{s}_{CrBr} \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \bar{s}_{CrCe} \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B + \bar{s}_{CrCr} \cdot \mathcal{X}_{Cr}^B + \bar{s}_{CrDe} \cdot \mathcal{X}_{De}^B \\
 & \vartheta_{CrBr}^G \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \vartheta_{CrCe}^G \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B + \vartheta_{CrCr}^G \cdot \mathcal{X}_{Cr}^B + \vartheta_{CrDe}^G \cdot \mathcal{X}_{De}^B \\
 & \dots \\
 & \bar{s}_{JrHr} \cdot \mathcal{X}_{Hr}^B + \bar{s}_{JrJe} \cdot \mathcal{X}_{Je}^B + \bar{s}_{JrJr} \cdot \mathcal{X}_{Jr}^B + \bar{s}_{JrKe} \cdot \mathcal{X}_{Ke}^B \\
 & \vartheta_{JrHr}^G \cdot \mathcal{X}_{Hr}^B + \vartheta_{JrJe}^G \cdot \mathcal{X}_{Je}^B + \vartheta_{JrJr}^G \cdot \mathcal{X}_{Jr}^B + \vartheta_{JrKe}^G \cdot \mathcal{X}_{Ke}^B \\
 & \dots \\
 & \bar{s}_{SeRr} \cdot \mathcal{X}_{Rr}^B + \bar{s}_{SeSe} \cdot \mathcal{X}_{Se}^B + \bar{s}_{SeSr} \cdot \mathcal{X}_{Sr}^B + \bar{s}_{SeTe} \cdot \mathcal{X}_{Te}^B \\
 & \vartheta_{SeRr}^G \cdot \mathcal{X}_{Rr}^B + \vartheta_{SeSe}^G \cdot \mathcal{X}_{Se}^B + \vartheta_{SeSr}^G \cdot \mathcal{X}_{Sr}^B + \vartheta_{SeTe}^G \cdot \mathcal{X}_{Te}^B \\
 & \vartheta_{TeSr}^G \cdot \mathcal{X}_{Sr}^B + \vartheta_{TeTe}^G \cdot \mathcal{X}_{Te}^B \\
 & \vartheta_{ArAr}^H \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \vartheta_{ArBe}^H \cdot \mathcal{X}_{Be}^B \\
 & \vartheta_{BeAr}^H \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \vartheta_{BeBe}^H \cdot \mathcal{X}_{Be}^B + \vartheta_{BeBr}^H \cdot \mathcal{X}_{Br}^B \\
 & \vartheta_{BrAr}^H \cdot \mathcal{X}_{Ar}^B + \vartheta_{BrBe}^H \cdot \mathcal{X}_{Be}^B + \vartheta_{BrBr}^H \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \vartheta_{BrCe}^H \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B \\
 & \vartheta_{CeBr}^H \cdot \mathcal{X}_{Br}^B + \vartheta_{CeCe}^H \cdot \mathcal{X}_{Ce}^B + \vartheta_{CeCr}^H \cdot \mathcal{X}_{Cr}^B \\
 & \dots \\
 & \vartheta_{JrHr}^H \cdot \mathcal{X}_{Hr}^B + \vartheta_{JrJe}^H \cdot \mathcal{X}_{Je}^B + \vartheta_{JrJr}^H \cdot \mathcal{X}_{Jr}^B + \vartheta_{JrKe}^H \cdot \mathcal{X}_{Ke}^B \\
 & \dots \\
 & \vartheta_{SeRr}^H \cdot \mathcal{X}_{Rr}^B + \vartheta_{SeSe}^H \cdot \mathcal{X}_{Se}^B + \vartheta_{SeSr}^H \cdot \mathcal{X}_{Sr}^B + \vartheta_{SeTe}^H \cdot \mathcal{X}_{Te}^B \\
 & \vartheta_{TeSr}^H \cdot \mathcal{X}_{Sr}^B + \vartheta_{TeTe}^H \cdot \mathcal{X}_{Te}^B
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \bar{c}_{Ar1}^G \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{s}_{Br1} \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{s}_{Br2} \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{c}_{Br1}^G \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{c}_{Br2}^G \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{s}_{Cr2} \cdot \mathbf{C}_2 + \bar{s}_{Cr3} \cdot \mathbf{C}_3 \\
 & + \bar{c}_{Cr2}^G \cdot \mathbf{C}_2 + \bar{c}_{Cr3}^G \cdot \mathbf{C}_3 \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{Jrs-1} \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{s}_{Jrs} \cdot \mathbf{C}_s \\
 & + \bar{c}_{Jrs-1}^G \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^G \cdot \mathbf{C}_s \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{Set-1} \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{s}_{Set} \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Set-1}^G \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{c}_{Set}^G \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Tel}^G \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Ar1}^H \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{c}_{Be1}^H \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{c}_{Br1}^H \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{c}_{Br2}^H \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{c}_{Ce2}^H \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & \dots \\
 & + \bar{c}_{Jrs-1}^H \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^H \cdot \mathbf{C}_s \\
 & + \bar{c}_{Set-1}^H \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{c}_{Set}^H \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Tel}^H \cdot \mathbf{C}_l
 \end{aligned}$$

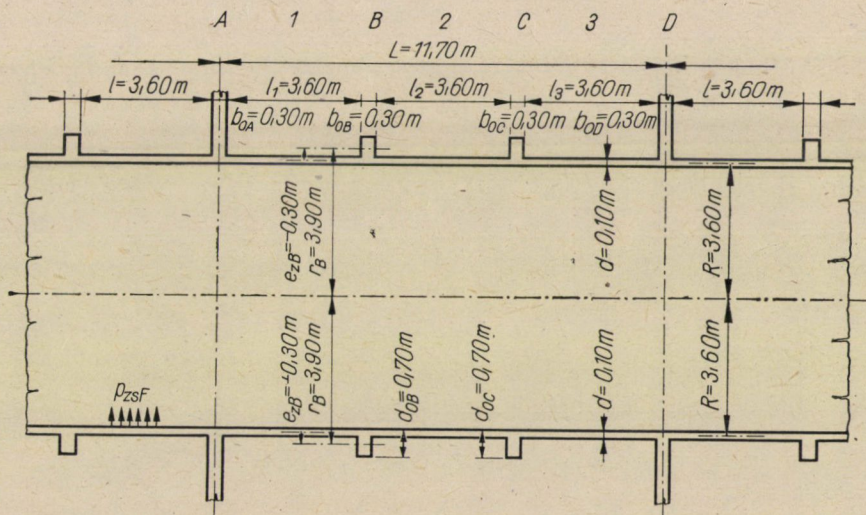
$$\begin{aligned}
 & + \bar{c}_{Ar1}^G \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{s}_{0,Br1} + \bar{s}_{0,Br2} \\
 & + \bar{c}_{0,Br1}^G + \bar{c}_{0,Br2}^G \\
 & + \bar{s}_{0,Cr2} + \bar{s}_{0,Cr3} \\
 & + \bar{c}_{0,Cr2}^G + \bar{c}_{0,Cr3}^G \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{0,Jrs-1} + \bar{s}_{0,Jrs} \\
 & + \bar{c}_{0,Jrs-1}^G + \bar{c}_{0,Jrs}^G \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{0,Set-1} + \bar{s}_{0,Set} \\
 & + \bar{c}_{0,Set-1}^G + \bar{c}_{0,Set}^G \\
 & + \bar{c}_{0,Tel}^G \\
 & + \bar{c}_{0,Ar1}^H \\
 & + \bar{c}_{0,Be1}^H \\
 & + \bar{c}_{0,Br1}^H + \bar{c}_{0,Br2}^H \\
 & + \bar{c}_{0,Ce2}^H \\
 & \dots \\
 & + \bar{c}_{0,Jrs-1}^H + \bar{c}_{0,Jrs}^H \\
 & + \bar{c}_{0,Set-1}^H + \bar{c}_{0,Set}^H \\
 & + \bar{c}_{0,Tel}^H
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 & + \bar{c}_{Ar1}^G \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{s}_{Br1} \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{s}_{Br2} \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{c}_{Br1}^G \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{c}_{Br2}^G \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{s}_{Cr2} \cdot \mathbf{C}_2 + \bar{s}_{Cr3} \cdot \mathbf{C}_3 \\
 & + \bar{c}_{Cr2}^G \cdot \mathbf{C}_2 + \bar{c}_{Cr3}^G \cdot \mathbf{C}_3 \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{Jrs-1} \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{s}_{Jrs} \cdot \mathbf{C}_s \\
 & + \bar{c}_{Jrs-1}^G \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^G \cdot \mathbf{C}_s \\
 & \dots \\
 & + \bar{s}_{Set-1} \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{s}_{Set} \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Set-1}^G \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{c}_{Set}^G \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Tel}^G \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Ar1}^H \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{c}_{Be1}^H \cdot \mathbf{C}_1 \\
 & + \bar{c}_{Br1}^H \cdot \mathbf{C}_1 + \bar{c}_{Br2}^H \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & + \bar{c}_{Ce2}^H \cdot \mathbf{C}_2 \\
 & \dots \\
 & + \bar{c}_{Jrs-1}^H \cdot \mathbf{C}_{s-1} + \bar{c}_{Jrs}^H \cdot \mathbf{C}_s \\
 & + \bar{c}_{Set-1}^H \cdot \mathbf{C}_{l-1} + \bar{c}_{Set}^H \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Sr1}^H \cdot \mathbf{C}_l \\
 & + \bar{c}_{Tel}^H \cdot \mathbf{C}_l
 \end{aligned}$$

A (17)-nek megfelelő mátrixok és a (10)-nek, (11)-nek és (17,3)-nak megfelelő vektorok elemeivel a (18)-ból egy tizenhattagú lineáris egyenletrendszer adódik. Ha ezekből az ismeretleneket kiszámítjuk, akkor az antimetrikus terhelési esetre az összes alakváltozások és metszeti erők a körhengerhékban és a gyűrűbordákban (membránterhelési állapot és az egyes terhelési állapotok egymásrahalmazásával) meghatározhatók. Az ortotróp körhengerháj támaszainál fennálló peremfeltételek most is külön veendőek figyelembe. Statikailag határozatlan csoportterhek bevezetésével a (18) egyenletrendszer esetében is egyszerűsítés érhető el.

3. Az egyenletrendszerek mátrixai és vektorai

Az s körhengerháj és a J gyűrűborda azon alakváltozásai és metszeti erői, amelyeket a felületi terhek és a peremterhek okoznak, az izotróp körhengerhék szigorú hajlításelméletével [12] és görbetengelyű rudakra vonat-



7. ábra. A végtelen hosszú, folytatólagos, ortotróp körhengerháj rendszere

kozó feltevésekkel kiszámíthatók. Ebből az együtthatók mátrixai, a terhelési számok vektorai és a metszeti erők, amelyek a (7) és (18) egyenletrendszerekben fellépnek, levezethetők. Ezekre vonatkozó teljes fejtegetés a [13]-ban található meg.

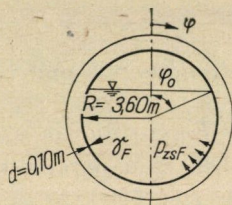
4. Számpélda

A végtelen hosszú, folytatólagos, ortotróp körhengerháj támaszait merev tárcsák alkotják, és minden mezőben két kifelé nyúló gyűrűborda van.

Ennek a körhengerhéjnak egy közbenső mezőjét a 7. ábra tünteti fel. A *B* és *C* helyeken a kifelé nyúló gyűrűbordákat, az *A* és *D* helyeken a megtámasztó tárcsákat látjuk, amelyeknek nyúlási merevességét *e* példában, egyszerűsítés okából, végtelen nagyoknak tételezzük fel. Az *A* és *B* tárcsáknál tehát a

$$u_{sn} = v_{sn} = w_{sn} = \chi_{sn} = 0 \quad (s-1,3)$$

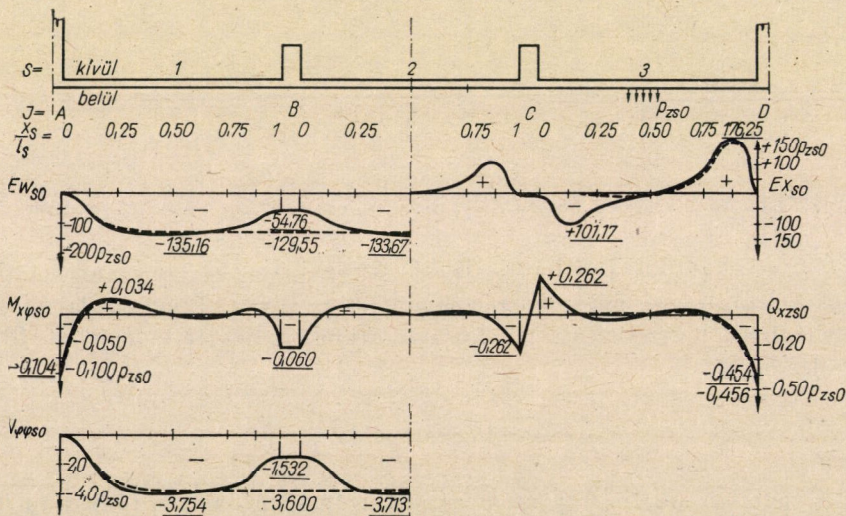
peremfeltételek állnak fenn.



8. ábra. Az ortotróp körhengerháj víztöltés okozta terhelése

A körhengerháj belsejében az egész hossza mentén állandó vízteher működik (8. ábra). Ezt gyűrűirányban Fourier-sorban felírván

$$P_{zsF} = -\frac{\gamma_F R}{\pi} \left[\sin \varphi_0 + (\pi - \varphi_0) \cos \varphi_0 - (\sin \varphi_0 \cos \varphi_0 + \pi - \varphi_0) \cos \varphi + \right. \\ \left. + \sin \varphi_0 \left(2 - \frac{4}{3} \sin^2 \varphi_0 - 2 \cos^2 \varphi_0 \right) \cos 2\varphi + \dots \right] \quad (19)$$

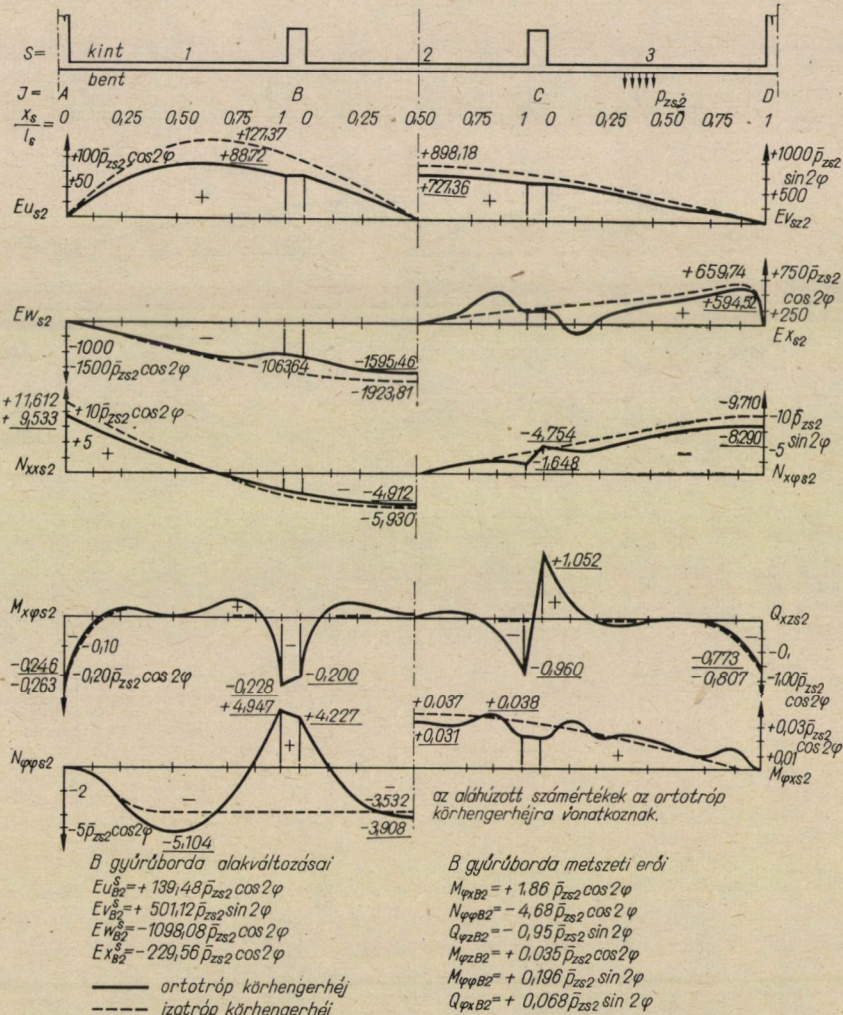


9. ábra. Alakváltozások és metszeti erők az ortotróp körhengerhájban ($n = 0$)

A következőkben azonban e kifejtésnek csak első három tagját ($n = 0, 1, 2$) fogjuk figyelembe venni, minthogy ezek már megmutatják azt, ami e szerkezetnél lényeges.

4.1 Forgásszimmetrikus terhelés ($n = 0$)

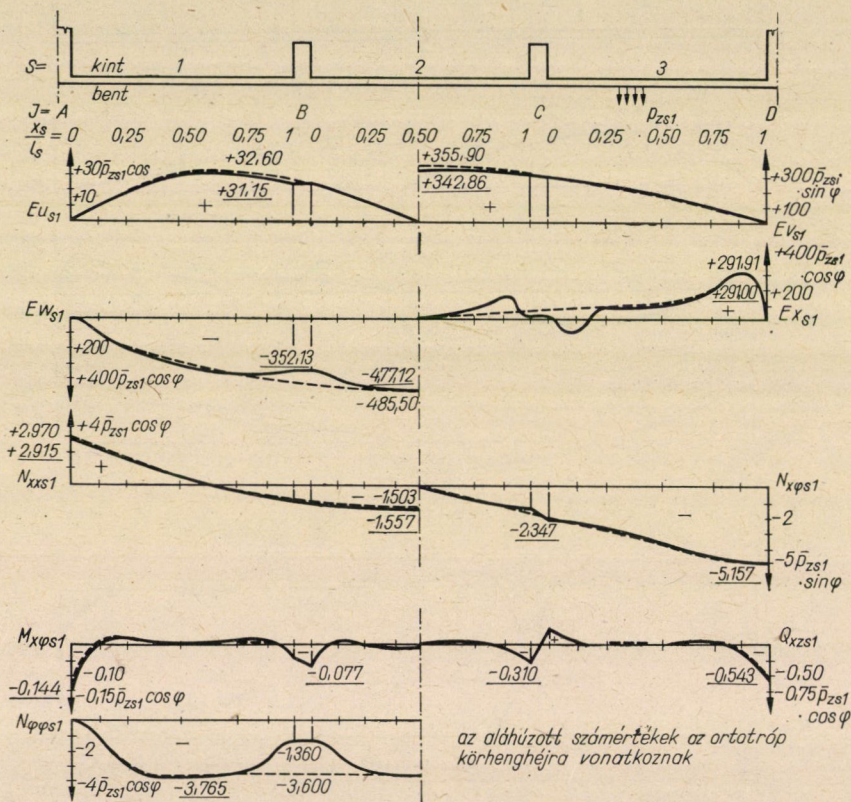
A 9. ábrán az alakváltozások és a metszeti erők vannak feltüntetve az ortotróp körhengerhéj esetében, és összehasonlításképpen az izotróp körhengerhéj esetében is. A gyűrűbordáknak a sugárirányú Ew_{s0} elmozdulásokra kifejtett merítő hatása az ábrából kiviláglik. E hatás folytán a gyűrűbordák közvetlen közelében $M_{x\varphi s0}$ hajlító nyomatékok és Q_{xzs0} nyíró erők keletkeznek. Forgásszimmetrikus terhelés esetében azonban ezek a metszeti erők gyorsan csillapodnak, úgyhogy a p_{zs0} gyűrűteher már a gyűrűbordától számított $x_s/l_s = 0,25$ -nél e metszeti erőket egyedül az $N_{\varphi\varphi s0}$ veszi fel, és e terhelés az $N_{\varphi\varphi s0}$ gyűrűerőt csak akkor csökkenti, ha a gyűrűbordák távolsága egymástól kicsiny. A peremzavarás mérve lényegileg a gyűrűborda nyúlási merevségétől függ. Így azután $M_{x\varphi s0}$ a B gyűrűbordában csak félakkora lesz, mint az A megtámasztó tárcsában. A B gyűrűborda alakváltozásai és metszeti erői szintén a 10. ábrán vannak feltüntetve.



10. ábra. Alakváltozások és metszeti erők az ortotróp körhengerhéjban ($n = 2$)

4.2 Periodikus terhelés ($n = 2$)

A 10. ábrán is az alakváltozások és a metszeti erők vannak feltüntetve az ortotróp körhengerhéj esetében, és összehasonlítás okából az izotróp körhengerhéj esetében is. Itt is jól látható a gyűrűbordák által a sugárirányú Ew_{s2} elmozdulásokra kifejtett hatás. De ellentétben a forgásszimmetrikus terhelés esetével, ez a hatás már nem korlátozódik keskeny sávra. Ew_{s2} csökkenése folytán az Eu_{s2} és Ev_{s2} elmozdulások és az $E\chi_{s2}$ elfordulás még a keskeny sávon is csökkennek. A gyűrűfeszültségállapotnak zavarása állván be, a bordákban most is $M_{\varphi s2}$ -hajlítónyomatékok és $Q_{\chi s2}$ nyírőerők keletkeznek. Nagyságuk azonban már nemcsak a gyűrűbordák nyúlási merevségétől, hanem még inkább azok hajlítási merevségétől, valamint attól függ, hogy a héjfelület melyik részéről van szó. De az $M_{\varphi s2}$ hajlítónyomaték a B gyűrűbordában hozzávetőlegesen akkorára adódik, mint az A támasztó tárcsában. A gyűrűbordák merevítő hatása erősen befolyásolja az $N_{\varphi \varphi s2}$ gyűrű erőt. Így az nemcsak az egyes szakaszokban lesz számszerűleg nagyobb, hanem a gyűrűbordák szűkebb környezetében előjelváltozást is szenved. Viszont az $M_{\varphi \chi s2}$ hajlítónyomaték a gyűrűben helyileg csak kismértékben változik



B gyűrűborda alakváltozásai
 $Eu_{\varphi 1}^B = +27,46 \bar{p}_{zs1} \cos \varphi$
 $Ev_{\varphi 1}^B = +300,13 \bar{p}_{zs1} \sin \varphi$
 $Ew_{\varphi 1}^B = -353,08 \bar{p}_{zs1} \cos \varphi$
 $E\chi_{\varphi 1}^B = -7,04 \bar{p}_{zs1} \cos \varphi$

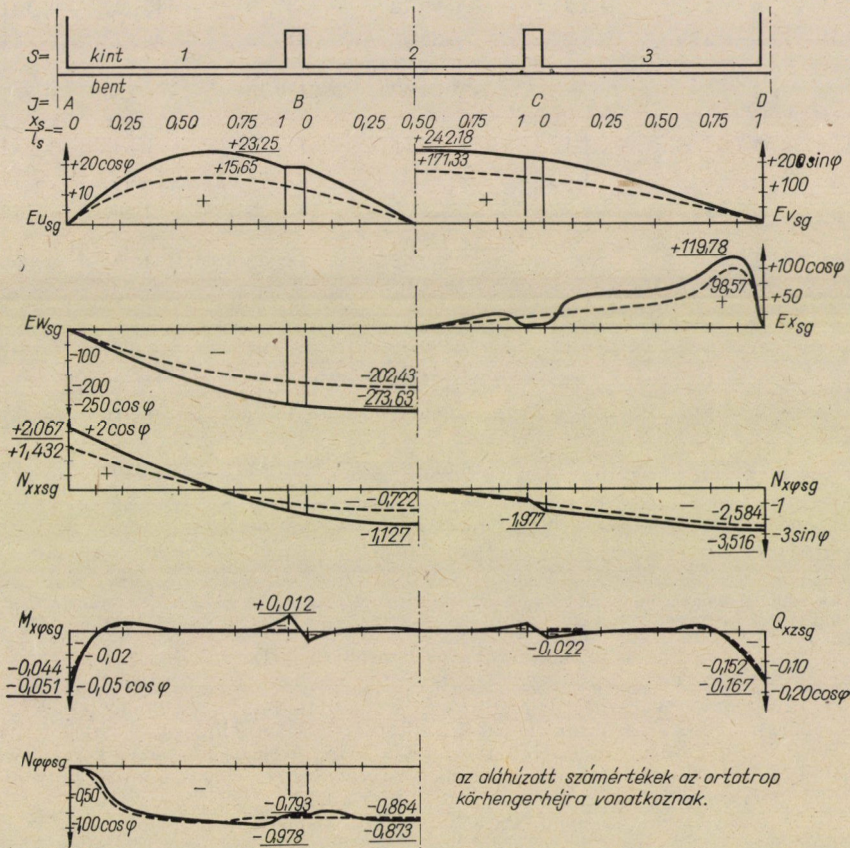
B gyűrűborda metszeti erői
 $N_{\varphi \varphi 1}^B = -2,85 \bar{p}_{zs1} \cos \varphi$

— ortotróp körhengerhéj --- izotróp körhengerhéj

11. ábra. Alakváltozások és metszeti erők az ortotróp körhengerhéjban ($n = 1$)

meg. Az N_{xxs2} és $N_{x\varphi s2}$ metszeti erők, amelyek főleg az Eu_{s2} és Ev_{s2} elmozdulásoktól függenek úgy, mint azok is, nagyságra nézve kisebbek lesznek, de eloszlásmódjuk csak lényegtelenül tér el az izotróp körhenger metszeti erőinek eloszlásmódjától. Összehasonlításnál figyelembe kell venni azt, hogy a merev támasztótárcsák az alakváltozások és metszeti erők eloszlását az izotróp körhengerhéjban és hasonló mértékben az ortotróp körhengerhéjban is, lényegesen befolyásolják. Amikor a támasztó tárcsák igen távol vannak egymástól, akkor a gyűrűbordák hatása még kirívóbb.

A B gyűrűborda alakváltozásai és metszeti erői szintén a 10. ábrán vannak megadva. A gyűrűborda síkjában tetemes $N_{\varphi\varphi B2}$ gyűrűerők és $M_{\varphi x B2}$ gyűrűhajlítónyomatékok lépnek fel. Minthogy a gyűrűborda hajlítási merevsége a körhenger hajlítási merevségéhez képest lényegesen nagyobb, a külső erőkből keletkező gyűrűhajlítást túlnyomólag a gyűrűborda veszi fel. Viszont azok a metszeti erők, amelyek a hajlítási merevségből kifolyólag a gyűrűborda síkjára merőlegesen, valamint a csavarásból keletkeznek, annyira lényegtelenek, hogy gyakorlati számításnál elhanyagolhatók.



B gyűrűborda alakváltozásai:

$$Eu_{s1} = +20,58 \cos \varphi$$

$$Ev_{s1} = +217,98 \sin \varphi$$

$$Ew_{s1} = -248,84 \cos \varphi$$

$$Ex_{s1} = -5,28 \cos \varphi$$

B gyűrűborda metszeti erői:

$$N_{\varphi\varphi B1} = -1,66 \cos \varphi$$

— ortotróp körhengerhéj --- izotróp körhengerhéj

12. ábra. Alakváltozások és metszeti erők az ortotróp körhengerhéjban (sajátsúly)

I. táblázat

Az ortotróp és izotróp körhengerháj néhány elmozdulásának és metszeti erőjének kimutatása

φ_0		P_{2sn}	$Ev_{2n}(x = \sigma)$		$Ev_{2n}(x = 2,10 \text{ m})$	
0			a	b	a	b
0°	$n = 0$	-3,60	+481,20	+466,40	+197,10	+466,40
	$n = 1$	+3,60	-1717,60	-1747,80	-1267,70	-1557,36
	$n = 2$	—	—	—	—	—
	Σ		+2198,80	+2214,20	+1464,80	+2023,76
45°	$n = 0$	-2,72	+363,58	+352,38	+148,95	+352,38
	$n = 1$	+3,27	-1560,12	-1587,59	-1151,47	-1414,60
	$n = 2$	-0,27	+430,77	+519,43	+287,18	+410,67
	Σ		+2354,47	+2459,40	+1587,50	+2177,65
90°	$n = 0$	-1,14	+152,38	+147,69	+62,43	+147,69
	$n = 1$	+1,80	-858,78	-873,90	-633,83	-778,68
	$n = 2$	-0,77	+1228,50	+1481,33	+819,00	+1171,17
	Σ		+2239,55	+2502,92	+1515,25	+2097,54
135°	$n = 0$	-0,17	+22,72	+22,02	+9,31	+22,02
	$n = 1$	+0,33	-157,44	-160,22	-116,20	-142,76
	$n = 2$	-0,27	+430,77	+519,43	+287,18	+410,67
	Σ		+610,93	+701,67	+412,69	+575,45
			Mp/m		Mp/m	

a = ortotróp körhengerháj
b = izotróp körhengerháj

4.3 Antimetrikus terhelés ($n = 1$)

Az ortotróp körhengerháj alakváltozásai és metszeti erői a p_{2s1} állandó terhelés esetére a 11. ábrán, saját súlyra a 12. ábrán vannak feltüntetve. Összehasonlítás okából itt is fel vannak tüntetve az izotróp körhengerhájra vonatkozó értékek. p_{2s1} terhelésű ortotróp körhengerhájnál a sugárirányú Ev_{s1} elmozdulások a gyűrűborda környezetében kisebbek, mint az izotrópéknál. A gyűrűbordának nagyobb a nyúlási merevsége, mint a körhengerhájnak, tehát egyenlő terhelésnél kisebb alakváltozást szenved. Ez a hatás csak kismértékben befolyásolja az Eu_{s1} és Ev_{s1} elmozdulásokat és az $E\chi_{s1}$ elfordulásokat, s csak a gyűrűborda közvetlen közelében érvényesül. Lényegesebb ez a hatás az M_{xqs1} és Q_{xz1} metszeti erőkre, amelyek mintegy oly nagyok, mint a forgásszimmetrikus terhelés esetében, de a szélektől távolodva éppoly gyorsan csillapodnak. Az $N_{\varphi qs1}$ gyűrűerő is nagyjából úgy oszlik el, mint az $N_{\varphi qso}$ gyűrűerő. A hatásból csaknem semmi sem jut az N_{xxs1} és N_{xqs1} mennyiségekre.

Saját súlytal terhelt ortotróp körhengerháj esetében a gyűrűborda és a körhengerháj nyúlási merevségei megközelítőleg arányosak a két szerkezeti elem terheléseivel. Ezáltal a gyűrűborda merevítő hatása elenyészővé válik. Ez világosan kiténik a sugárirányú Ev_{sg} elmozdulások eloszlásából. Az ortotróp körhengerháj sugárirányú elmozdulásai, ellentétben

különböző töltési magasságok esetében ($\gamma_F = 1,0 \text{ t/m}^3$)

$M_{x\varphi sn} (x = 2,10 \text{ m})$		$M_{x\varphi sn} (x = 5,70 \text{ m})$		$N_{\varphi\varphi sn} (x = 0)$		$N_{\varphi\varphi sn} (x = 2,10 \text{ m})$		
a	b	a	b	a	b	a	b	
+0,22	0	+0,37	+0,37	+13,40	+12,96	+5,52	+12,96	—
-0,17	0	-0,52	-0,52	-12,96	-12,96	-4,90	-12,96	$\cos \varphi$
—	—	—	—	—	—	—	—	$\cos 2\varphi$
+0,39	0	+0,89	+0,89	+26,36	+25,92	+10,42	+25,92	$\varphi = 180^\circ$
+0,16	0	+0,28	+0,28	+10,10	+9,79	+4,17	+9,79	—
-0,15	0	-0,47	-0,47	-11,77	-11,77	-4,45	-11,77	$\cos \varphi$
+0,06	0	+0,07	+0,07	+1,06	+0,95	-1,34	+0,95	$\cos 2\varphi$
+0,37	0	+0,82	+0,82	+22,93	+22,51	+7,28	+22,51	$\varphi = 180^\circ$
+0,07	0	+0,12	+0,12	+4,23	+4,10	+1,75	+4,10	—
-0,08	0	-0,26	-0,26	-6,48	-6,48	-2,45	-6,48	$\cos \varphi$
+0,18	0	+0,19	+0,20	+3,01	+2,72	-3,81	+2,72	$\cos 2\varphi$
+0,33	0	+0,57	+0,58	+13,72	+13,30	+0,39	+13,30	$\varphi = 180^\circ$
						+5,56	+1,38	$\varphi = 90^\circ$
+0,01	0	+0,02	+0,02	+0,63	+0,61	+0,26	+0,61	—
-0,01	0	-0,05	-0,05	-1,19	-1,19	-0,45	-1,19	$\cos \varphi$
+0,06	0	+0,07	+0,07	+1,06	+0,95	-1,34	+0,95	$\cos 2\varphi$
+0,08	0	+0,14	+0,14	+2,88	+2,75	-0,63	+2,75	$\varphi = 180^\circ$
						+1,60	-0,34	$\varphi = 90^\circ$
Mpm/m		Mpm/m		Mp/m		Mp/m		

az izotróp körhengerhéjjal, a gyűrűbordák nagyobb súlya miatt nagyobbak. Ez a hatás természetesen az összes alakváltozás és metszeti erő összehasonlításánál figyelembe veendő. A gyűrűborda és körhengerhéj eltérő elfordulásaiból kifolyólag még $M_{x\varphi sg}$ hajlítónyomatékok és $Q_{x\varphi sg}$ nyíróerők is keletkeznek, amelyeknek azonban itt csak másodlagos jelentőségük van, és a szélektől számítva igen gyorsan csillapodnak. Ezek hatása is jelentéktelen az $N_{x\varphi sg}$, $N_{x\varphi sn}$, $N_{\varphi\varphi sg}$ metszeti erőkre.

A B gyűrűborda alakváltozásai és metszeti erői a 11. és 12. ábrán vannak feltüntetve.

4.4 A részleteredmények felsorolása

Az 1. táblázatban néhány elmozdulás és metszeti erő van felsorolva különböző φ_0 töltési magasságok esetére (lásd 8. ábrát) az ortotrop és az izotróp körhengerhéj esetére. Itt a 9., 10., 11. ábra szerinti $n = 0, 2, 1$ Fourier-tagokra vonatkozó eredmények a (19) egyenlet alapján vannak figyelembe véve.

A sugárirányú Ew_{sn} elmozdulások az izotróp körhengerhéj esetében mindig nagyobbak, mint az ortotrop körhengerhéjénál. A különbség $\varphi_0 = 135^\circ$, $x = 0$ esetében mintegy 15%. A bordánál $M_{x\varphi sn}$ hajlítónyomatékok keletkeznek, amelyek $\varphi_0 = 0^\circ$ esetében $\sigma_a = \pm 23,4$

kp/cm² hajlítási feszültséget okoznak. A megtámasztó tárcsáknál azonban ezek a hajlítónyomatékok közelítőleg egyenlők. Különösen nagy a különbség az $N_{\varphi\varphi sn}$ gyűrű erőnél az $x = 2,10$ m helyen. $\varphi_0 = 0^\circ$ esetében: $\sigma_a = \pm 10,42$ kp/cm² a $\sigma_b = \pm 25,92$ kp/cm²-tal szemben. $\varphi_0 = 90^\circ$ esetében: $\sigma_a = +5,56$ kp/cm² a $\sigma_b = +1,38$ kp/cm²-tal szemben, vagy $\sigma_a = +0,39$ kp/cm² a $\sigma_b = +13,30$ kp/cm²-tal szemben.

Ezek a nagy feszültségkülönbségek a gyűrűborda környezetében főleg az acélbeton és feszített beton szerkezet kivitelezésénél veendő figyelembe, és esetenként megfelelő acélbetétekkel felveendő.

IRODALOM

1. KLÖPPEL, K.—SCHARDT, R.: Systematische Behandlung der Differentialgleichungen für ebene anisotrope Flächentragwerke. *Der Stahlbau* (1960), 33.
2. DISCHINGER, F.: Die strenge Theorie der Kreiszyinderschale in ihrer Anwendung auf die Zeiß—Dywidag-Schalen. *Beton und Eisen* (1935), 257.
3. AAS-JAKOBSEN, A.: Die Berechnung der Zylinderschalen. Springer, Berlin 1958.
4. BARTA, TH.: Berechnung orthotroper Kreiszyinderschalen. *Bauplanung und Bautechnik* (1960), 505.
5. TRAVAUX 1964, 531.
6. BUYER, K.: Beispiele neuerer Schalenbauten. *Beton- und Stahlbetonbau* (1957), 1.
7. RÜDIGER, D.: Die strenge Theorie anisotroper prismatischer Faltwerke. *Ingenieur-Archiv* XXIII, (1955), 133.
8. WLASSOW, W. S.: Allgemeine Schalentheorie und ihre Anwendung in der Technik. Akademie-Verlag, Berlin 1958.
9. SCHNELL, W.: Krafteinleitung in versteifte Zylinderschalen. *Zeitschrift für Flugwissenschaften* (1955), 385; (1957), 1.
10. MIESEL, K.: Über die Festigkeit von Kreiszyinderschalen mit nichtachsensymmetrischer Belastung. *Ingenieur-Archiv* 1 (1929), 22.
11. ESSLINGER, M.: Aussteifungsringe bei Druckrohrleitungen. *Stahlbau* (1959), 233.
12. SCHMIDT, H.: Ein Beitrag zum Randstörungsproblem an den Binderscheiben der Kreiszyinderschalen. *Bauplanung u. Bautechnik* (1957), 15.
13. ACKERMANN, G.: Die strenge Theorie für die geschlossene Kreiszyinderschale mit Ringrippen. *Wissenschaftliche Zeitschrift der TU Dresden* 12 (1963), 1237.

A HAJLÍTOTT RÚD VIZSGÁLATA A „SAJÁTTEHER” ÉS A KRITIKUS NYOMÓERŐ ALAPJÁN

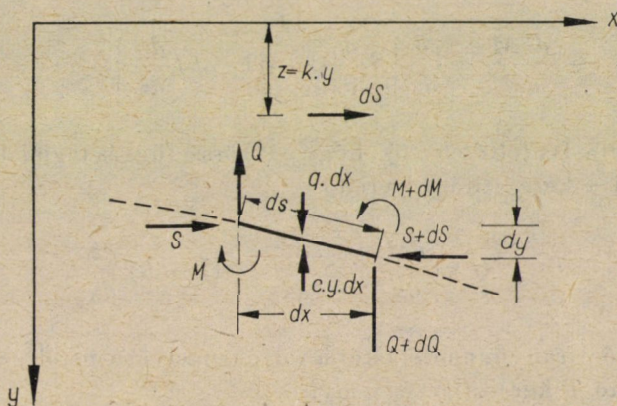
SZIDAROVSKY JÁNOS,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
KÖZLEKEDÉS- ÉS POSTAÜGYI MINISZTERIUM

[Beérkezett 1965. április 28-án]

A dolgozat az egyrészt csak hajlított, másrészt az egyidejűen nyomott és hajlított rúd belsőerői, valamint alakváltozása közti összefüggéseket vizsgálja. Egy a sajátteher hatására fellépő alakváltozás, ill. belsőerő a nyomóerő hatására arányosan megnövekszik. Az állandó szelvényű rúdra ismert növelő tényező, valamint a sajátteher és a lehajlás közti összefüggések érvényességét változószelvényű rúdra, sőt rugalmas ágyazaton való felfekvés esetére is igazolja a dolgozat — némi megszorítással — a nyíróerők hatásának figyelembevételére is.

I. Az egyensúlyi egyenlet

Az x tengelyben fekvő egyenes tengelyű rúdra $S = S(x)$ tengelyirányú erő, $q = q(x)$ keresztirányú teher, valamint $p(x) = p = c(x) \cdot y(x) = cy$ ágyazati nyomás hat, ahol c az ágyazati tényező és y a rúd tengelyére merőleges irányú eltolódás.



1. ábra

Vizsgálatunkban nem kívánjuk meg azt, hogy a terhelő nyomóerő megtartsa eredeti egyenesét, csupán azt, hogy az egyes keresztmetszetekben ható külső nyomóerőnövekmény hatásvonalának és a rúd keresztmetszetének eltolódása arányos legyen.

A rúd dx elemére ható erőket az 1. ábra tünteti fel.

A rúdelemre ható erők egyensúlyi erőrendszert alkotnak. Így a terhelő-erőknek a rúdelem jobb oldali végpontjára vonatkozó nyomatéka zérus:

$$-(M + dM) + M + S \cdot dy + dS \left[y - z + \frac{dy}{2} \right] + Q \cdot dx - \frac{(q - cy) dx^2}{2} = 0.$$

Hasonlóképpen zérus az erők x tengelyre vett vetületösszege is, azaz

$$dQ = -(q - cy)dx. \quad (1)$$

A másodrendű kis mennyiségek: $dx \cdot dy$ és $(q - cy) \cdot dx^2$ elhanyagolása, valamint a

$$z = ky$$

összefüggés behelyettesítése és dx mennyiséggel való osztás után a fenti összefüggésből a

$$-\frac{dM}{dx} + S \frac{dy}{dx} + y(1 - k) \frac{dS}{dx} + Q = 0 \quad (2)$$

egyenlőséget kapjuk.

A (2) egyenlőség x szerinti differenciálása és (1) behelyettesítése után a

$$-\frac{d^2 M}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left[S \frac{dy}{dx} + y(1 - k) \frac{dS}{dx} \right] + c \cdot y = q \quad (3)$$

alakra hozható. Itt feltételeztük, hogy a (2) összefüggés tagjai differenciálhatók. (2)-ből a keresztirányú eredő

$$Q = \frac{dM}{dx} - S \frac{dy}{dx} - y(1 - k) \frac{dS}{dx}. \quad (4)$$

A Q erő y irányú, amittől eltér a tartó tengelyére merőleges keresztmetszet síkjában ható T keresztmetszeti nyírőerő.

A 2. ábra alapján

$$T = T_1 + T_2 = Q \cos \varphi + S \sin \varphi.$$

Mivel φ kis szög

$$\cos \varphi \approx 1,$$

$$\sin \varphi \approx \varphi \approx \tan \varphi = \frac{dy}{dx},$$

és így

$$T = Q + S \frac{dy}{dx} \quad (5)$$

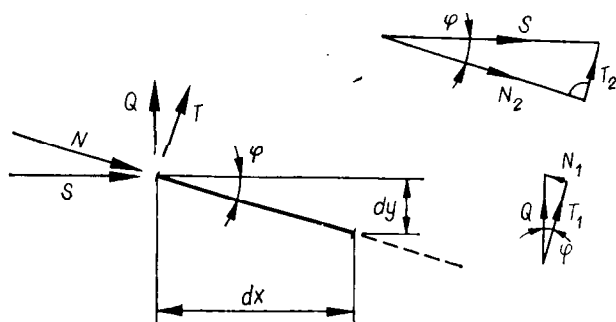
Ezt (4)-el összevetve, a keresztmetszeti nyíróerőre a

$$T = \frac{dM}{dx} - \gamma(1 - k) \frac{dS}{dx} \quad (6)$$

összefüggést kapjuk.

A keresztmetszetre merőleges irányú erő, vagyis a normálerő ugyancsak a 2. ábra alapján

$$N = N_1 + N_2 = Q \sin \varphi + S \cos \varphi \approx Q \frac{dy}{dx} + S.$$



2. ábra

Mint hogy dy/dx rendkívül kis mennyiség és Q sem nagyon nagy, $Q \cdot dy/dx$ az S -hez képest elhanyagolható, így

$$N = S. \quad (7)$$

II. Az alakváltozási egyenlet

A belsőerők ismeretében a rúd alakváltozása meghatározható. Tömör-tartós rúdra érvényes az [1]

$$y = - \iint \frac{M}{EJ} dx \cdot dx + \int \frac{T}{\rho G F} dx \quad (8)$$

összefüggés, ahol E a rugalmassági tényező, I a rúd tehetetlenségi nyomatéka G a nyírási rugalmassági tényező, F a rúd keresztmetszeti területi és ρ alak tényező.

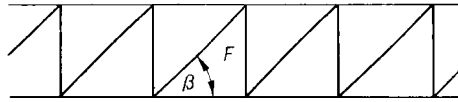
Egész hasonló összefüggés adja meg a párhuzamos övű rácsos tartó alakváltozását [2]:

$$y = - \iint \frac{M}{EJ} dx \cdot dx + \int \frac{T}{EA_r} dx. \quad (9)$$

Itt A_r az egyenértékű terület, ami pl. szimmetrikus rácsozás esetében az

$$A_r = F \sin^2 \beta \cdot \cos \beta$$

képlettel határozható meg, ahol F a rácsrúd keresztmetszeti területe és β a rácsrúd és a tartó tengelye által bezárt szög (3. ábra).



3. ábra

III. Az alakváltozás és a belsőerők növekedése a nyomóerő következtében

Ha a tartót nem terheli sem külső q erő, sem külső M^* hajlítónyomaték, akkor (3) alapján a

$$- \frac{d^2 \mathfrak{M}_i}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left[\nu_i S \frac{d\eta_i}{dx} + \eta_i (1 - k) \nu_i \frac{dS}{dx} \right] + c \eta_i = 0 \quad (10)$$

összefüggés érvényes, ahol η_i az elmozdulás, \mathfrak{M}_i a hajlítónyomaték és $\nu_i S$ a nyomóerő. A (10) kifejezés a (8)-al, illetve (9)-el együtt homogén lineáris differenciálegyenletté alakítható, melynek — mint a kézikönyvek alapján ismeretes (pl. [3]) — csak különleges ν_i értékek mellett lehet a triviálistól eltérő megoldása. Az ilyen

$$\nu_1, \nu_2, \dots, \nu_i, \dots$$

értékek a rendszer sajátértékei is egyben a tényleges S nyomóerőnek az egyensúlyi módszer alapján meghatározható i -edik kritikus nyomóerővel szembeni biztonság mérőszámai is.

Minden ν_i sajátértékhez hozzá tartoznak az η_i és az \mathfrak{M}_i sajátmegoldás-párok, vagyis a kihajlási alakok és a nyomatékok.

Ha η_i és \mathfrak{M}_i összetartozó sajátmegoldás-párok, akkor az $r\eta_i$ és az $r\mathfrak{M}_i$ függvények is sajátmegoldás-párok, ahol r tetszés szerinti (általában valós) állandó.

Terhelje a nem nyomott rudat

$$q_i = - \frac{d^2 \mathfrak{M}_i}{dx^2} + c \eta_i \quad (11)$$

sajátteher, ahol \mathfrak{M}_i és η_i összetartozó sajátmegoldások.

Felmerül a kérdés, hogy létezik-e ilyen teher.

A (11) alatti összefüggés (3) alapján $S = 0$ esetében valóban kielégíti a sztatikai feltételt, de kérdés az, hogy kielégíti-e egyben a (8), ill. (9) alatti alakváltozási feltételt is. Az alábbiakban a (9) alatti jelölést alkalmazzuk.

Ha $c = 0$, úgy (11) független az alakváltozási feltételtől és ez esetben mindig létezik (11)-et kielégítő teher.

A $c \neq 0$ eset vizsgálata érdekében legyen a terhelőerő νS és ekkor (6)-ot (9)-be írva, az eltolódásra az

$$y = - \iint_0^x \frac{M}{EJ} dx \cdot dx + \int_0^x \frac{M'}{EA_r} dx - \nu(1-k) \int_0^x \frac{y}{EA_r} \cdot \frac{dS}{dx} dx \quad (12)$$

összefüggést kapjuk.

Ha az i -edik kritikus erő hat, úgy $\nu = \nu_i$ és a nyomaték valamint az eltolódás sajátmegoldáspárok. (12)-ből így

$$\eta_i = - \iint_0^x \frac{\mathfrak{M}_i}{EJ} dx \cdot dx + \int_0^x \frac{\mathfrak{M}'_i}{EA_r} dx - \nu_i(1-k) \int_0^x \frac{\eta_i}{EA_r} \cdot \frac{dS}{dx} dx. \quad (13)$$

Ha viszont a nyomóerő zérus, a (11)-ben szereplő nyomaték és lehajlás közti összefüggésre (12) alapján érvényes az

$$\eta_i = - \iint_0^x \frac{\mathfrak{M}_i}{EJ} dx \cdot dx + \int_0^x \frac{\mathfrak{M}'_i}{EA_r} dx \quad (14)$$

összefüggés. A (13) és (14) kifejezések bal oldala csak akkor lehet egyenlő, ha

$$\nu_i(1-k) \int_0^x \frac{\eta_i}{EA_r} \cdot \frac{dS}{dx} dx = 0. \quad (15)$$

Ez az azonosság viszont csak akkor áll fenn (az $y = 0$ triviális megoldás kizárása esetében), ha vagy

$$1 - k = 0,$$

vagy

$$\frac{dS}{dx} = 0.$$

A fentiek alapján akkor létezik (11)-et kielégítő sajátteher, ha vagy
 a) $c = 0$, azaz a rúd nem nyugszik rugalmas ágyazaton, vagy ha

b) $1 - k = 0$, azaz a nyomóerőnövekmény a rúd deformált tengelyében
 hat, vagy ha

c) $dS/dx = 0$ (Ez azonban nem az $S = \text{konstans}$ speciális esete 2.-nek,
 mert $M = z \cdot dS$ külsőnyomaték terhelése esetére is vonatkozhatik, amikor is
 $dS \rightarrow 0$ és $z = k \cdot y \rightarrow \infty$.)

Gyakorlati szempontból azonban a (11) alatti q_i sajátteher létezik, mert
 a hibát csak a nyíróerő okozta alakváltozás egy része okozza, aminek hatása
 általában elhanyagolhatóan kicsi.

Vonjunk ki (10)-ből (11)-et, akkor a

$$\frac{d}{dx} \left[S \frac{d\eta_i}{dx} + \eta_i(1 - k) \frac{dS}{dx} \right] = - \frac{q_i}{\nu_i} \quad (16)$$

összefüggést kapjuk.

Terhelje a nyomott rudat is olyan q_i^* teher, melynek hatására keletkező
 lehajlás és hajlítónyomaték az előbbi \mathfrak{M}_i és η_i saját megoldáspárok lesznek.
 (3) alapján

$$- \frac{d^2 \mathfrak{M}_i}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left[S \frac{d\eta_i}{dx} + \eta_i(1 - k) \frac{dS}{dx} \right] + c \cdot \eta_i = q_i^*. \quad (17)$$

(16)-t (11)-be írva rendezés után a

$$- \frac{d^2 \mathfrak{M}_i}{dx^2} + c \cdot \eta_i = q_i^* + \frac{q_i}{\nu_i} \quad (18)$$

egyenlőséget kapjuk. Azonban (11) alapján (18) bal oldala maga a q_i teher és
 így

$$q_i = q_i^* + \frac{q_i}{\nu_i},$$

amiből

$$q_i^* = \frac{\nu_i - 1}{\nu_i} q_i. \quad (19)$$

Szorozzuk meg (17)-at a

$$\frac{\nu_i}{\nu_i - 1}$$

mennyiséggel, akkor (19) felhasználásával és az

$$y_i = \frac{\nu_i}{\nu_i - 1} \eta_i = \mu \eta_i, \quad (20)$$

valamint az

$$M_i = \frac{v_i}{v_i - 1} \mathfrak{M}_i = \mu \mathfrak{M}_i \quad (21)$$

jelölések bevezetésével a

$$-\frac{d^2 M_i}{dx^2} + \frac{d}{dx} \left[S \frac{dy_i}{dx} + y_i(1-k) \frac{dS}{dx} \right] + c y_i = q_i \quad (22)$$

egyenlőséget kapjuk. A (20)–(22) alapján megállapítható, hogy ha a nem nyomott rúd terhelése olyan, hogy hatására a lehajlás és hajlítónyomaték sajátmegoldáspár, akkor ugyanezen terhelés hatására a nyomott rúdon bekövetkező lehajlás és hajlítónyomaték is sajátmegoldáspár; továbbá a megoldáspárok páronként affinok és a nyomóerő hatására mind a hajlítónyomaték, mind a lehajlás

$$\mu = \frac{v_i}{v_i - 1} \quad (23)$$

szerezésre növekszik. A (6) alattiak alapján a fenti megoldás a keresztmetszeti nyíróerőre csak akkor érvényes, ha a nyomóerőnövekmény a deformált rúd tengelyében hat ($z = y$ és így $k = 1$). Ugyanis v -el dS/dx és y is növekszik.

IV. Az alakváltozás meghatározása

Vonjuk ki a (1) egyenlőség

$$\frac{v_i}{v_i - 1}$$

szerezéséből (22)-öt, akkor (20)–(21) felhasználásával a

$$(v_i - 1) \frac{d}{dx} \left[S \frac{dy_i}{dx} + y_i(1-k) \frac{dS}{dx} \right] = -q_i \quad (24)$$

összefüggést kapjuk. Ez integrálás és rendezés után az

$$S \frac{dy_i}{dx} + y_i(1-k) \frac{dS}{dx} = - \frac{\int q_i dx}{v_i - 1} \quad (25)$$

egyenlőségre vezet.

A szorzat differenciálására vonatkozó

$$(S y)' = S y' + S' y$$

képlet alapján

$$S \frac{dy_i}{dx} + y_i(1-k) \frac{dS}{dx} = kS \frac{dy_i}{dx} + (1-k) \frac{d}{dx} (S y_i). \quad (26)$$

A (26)-nak (25)-be való helyettesítésével nyerhető

$$kS \frac{dy_i}{dx} + (1-k) \frac{d}{dx} (S y_i) = - \frac{\int q_i dx}{v_i - 1} \quad (27)$$

összefüggés a következő két speciális esetben alkalmas az alakváltozás meghatározására.

a) *A nyomóerő (növekmény) a rúd eredeti tengelyében hat.*

Ekkor

$$y = z,$$

és

$$k = 1$$

(27)-ből S -el való osztás és integrálás után az alakváltozásra az

$$y_i = - \int \frac{\int q_i \cdot dx}{S(v_i - 1)} \cdot dx \quad (28)$$

összefüggést kapjuk. Ha a rudat tengelyirányú nyomóerő nem terheli, az i -edik kritikus nyomóerő

$$S_i = v_i S, \quad (29)$$

így

$$y_i = - \int \frac{\int q_i \cdot dx}{S_i} dx = - \int \frac{\int q_i \cdot dx}{v_i S} dx. \quad (30)$$

A fenti összefüggés az i -edik kritikus erő meghatározására is felhasználható. Átrendezés után

$$v_i = - \frac{1}{y_i} \int \frac{\int q_i \cdot dx}{S} dx. \quad (31)$$

b) *Ha a nyomóerőnövekmény a deformált rudat terheli*

$$z = 0,$$

$$k = 0.$$

Igy (27)-ből integrálás és S -el való osztás után az

$$y_i = - \frac{\iint q_i \cdot dx \cdot dx}{S(v_i - 1)} \quad (32)$$

összefüggést kapjuk. Ha a rudat tengelyirányú nyomóerő nem terheli, (29) alapján

$$y_i = - \frac{\iint q_i \cdot dx \cdot dx}{S_i} = - \frac{\iint q_i \cdot dx \cdot dx}{v_i S}. \quad (33)$$

Átrendezés után a

$$v_i = - \frac{\iint q_i \cdot dx \cdot dx}{y_i S} \quad (34)$$

képlet a kritikus erő meghatározására szolgálhat. Ha a nyíróerők hatását elhanyagoljuk, az

$$S_i = - \frac{M_i}{\iint \frac{M_i}{EJ} dx \cdot dx} \quad (35)$$

összefüggést kapjuk, ami egyezik az Engesser—Vianello-féle módszer alkalmazásával levezetett képlettel.

Ha a kritikus erők és a kihajlási alakok ismertek, a rúd alakváltozása meghatározható a (28), ill. (30) vagy (32), ill. (33) képlettel, feltéve, hogy a külsőteher a (11) képlet-adta függvény alapján meghatározható sajátterhek szerint sorba fejtethető.

Ez esetben a q külső terhelést a sajátterhek szerint sorba fejtjük. Ekkor a külsőteher

$$q = \sum_{i=1}^{\infty} q_i, \quad (36)$$

amit pl. (32)-be helyettesítve, az alakváltozás

$$y = - \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\iint q_i \cdot dx \cdot dx}{S_i - S}. \quad (37)$$

Megjegyezzük, hogy a fenti összefüggés általában túl nehézkes a gyakorlati számítás céljára, de a lehajlás közelítő meghatározására egyes esetekben gyakorlatilag is felhasználható.

V. Példák

1. Határozzuk meg az S centrikus erővel és háromszög alakú megoszló terheléssel egyidejűleg terhelt állandó szelvényű kétcsuklós, l hosszúságú, rugalmas ágyazaton nyugvó rúd közepén a lehajlást a nyíróerők hatásának figyelembevételével (4. ábra).

A nyíróerők hatásának elhanyagolása mellett a fenti tartó kritikus nyomóerejét és kihajlási alakját az

$$M^{IV} + 2a^2 M'' + b^4 M = 0 \quad (a)$$

differenciálegyenlet alapján lehet meghatározni [4].

A kritikus alakváltozást az

$$y_i = d \sin \frac{i \pi x}{l} \quad (b)$$

és a kritikus erőt a

$$b^4 = \left(2a^2 - \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \right) \frac{i^2 \pi^2}{l^2} \quad (c)$$

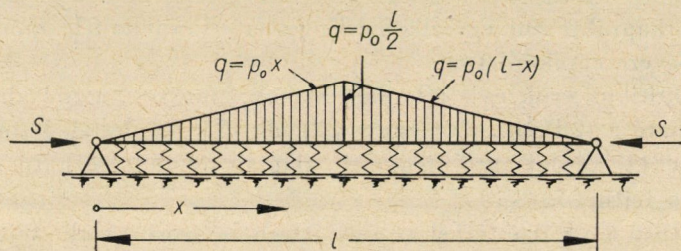
összefüggés adja meg.

(8)-at (10)-be helyettesítve, az (a) alatti összefüggést kapjuk, ahol

$$2a^2 = \frac{\frac{S_i}{EJ} - \frac{c}{\rho GF}}{1 - \frac{S_i}{\rho GF}}, \quad (d)$$

és

$$b^4 = \frac{\frac{c}{EJ}}{1 - \frac{S_i}{\rho GF}}. \quad (e)$$



4. ábra

Igy a nyíróerő figyelembevételével (b) adja meg a kihajlási alakot és (c) a kritikus erőt. A (d) és (e) egyenlőségeknek (c)-be való behelyettesítése és rendezés után az i -edik kritikus nyomóerő:

$$S_i = \frac{i^2 \pi^2 E \cdot J}{l^2} \left(\frac{1}{1 + \frac{i^2 \pi^2 EJ}{l^2 \rho GF}} + \frac{cl^4}{i^4 \pi^4 EJ} \right). \quad (f)$$

Az adott terhelést a

$$q = p_0 x \quad \left(0 \leq x \leq \frac{l}{2} \right)$$

$$q = p_0 (l - x) \quad \left(\frac{l}{2} \leq x \leq l \right)$$

függvény írja le.

E függvény Fourier-sora

$$q = -p_0 \frac{4}{\pi} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{(-1)^i}{(2i-1)^2} \sin \frac{(2i-1)\pi x}{l}$$

(33) felhasználásával

$$y = -p_0 \frac{4l^4}{\pi^5 EJ} \sum_{i=1}^{\infty} \frac{\frac{(-1)^i}{(2i-1)^6} \sin \frac{(2i-1)\pi x}{l}}{1 + \frac{(2i-1)^2 \pi^2 EJ}{l^2 \rho GF} + \frac{cl^4}{(2i-1)^4 \pi^4 EJ} - \frac{l^2}{(2i-1)^2 \pi^2 EJ}} S$$

alakra hozható.

2. Határozzuk meg egy $l = 800$ cm hosszú kéttámaszú, $q = 250$ kp/m megoszlóerővel terhelt tartó lehajlását a tartó közepén (5. ábra).

A tartó hajlítómerevsége

$$EJ = 4,055 \cdot 10^6 \text{ Mp} \cdot \text{cm}^2, \text{ ha } x < 300 \text{ cm},$$

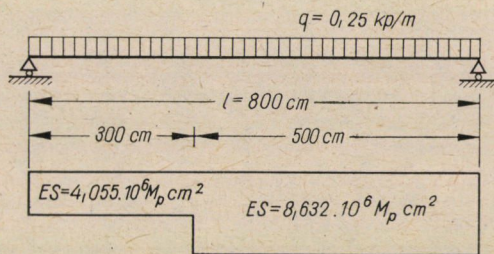
$$EJ = 8,632 \cdot 10^6 \text{ Mp} \cdot \text{cm}^2, \text{ ha } x > 300 \text{ cm}.$$

Az (5) alattiak szerint az első kritikus erő

$$S_1 = 97,5 \text{ Mp},$$

és a rúd közepének lehajlása

$$y = 1,97 \text{ cm}.$$



5. ábra

Bár a terhelés nem affin a kihajlási alakkal, annak első integrálja már hasonlít hozzá és így a lehajlást közelítőleg a (33) képlet alapján határozhatjuk meg.

$$\iint q \cdot dx \cdot dx = \frac{q}{2} x(l-x),$$

és közepén $x = 400$ m-nél

$$\iint_0^{400} q \cdot dx \cdot dx = -200 \text{ Mp} \cdot \text{cm}.$$

(33) alapján

$$y = \frac{200 \text{ Mp} \cdot \text{cm}}{97,5 \text{ Mp}} = 2,05 \text{ cm}.$$

A százalékos eltérés

$$E \% = 100 \frac{2,05 - 1,97}{1,97} = 4.$$

IRODALOM

1. KORÁNYI I.: Tartók statikája. Tankönyvkiadó, Budapest 1953.
2. SZIDAROVSKY, J.: Corrected Deflection Theory of Suspension Bridges. *ASCE Transactions*, New York 1963.
3. COLLATZ, L.: Eigenwertaufgaben mit technischen Anwendungen. Akad. Verlag, Leipzig 1949.
4. RATZERSDORFER: Die Druckfestigkeit von Stäben und Stabwerken; 1936.
5. SZIDAROVSKY, J.: Gyakorlati módszer egyidejűen hajlított és nyomott rúdban keletkező hajlítónyomaték meghatározására (*Acta Technica*, sajtó alatt).



AZ ELEKTROOPTIKAI TÁVMÉRÉS-NÉL REFLEKTORKÉNT HASZNÁLT TRIÉDERTÜKÖR ÉS TRIÉDERPRIZMA SZÖGHIBÁINAK HATÁSA A REFLEKTÁLT SUGÁRNYALÁBRA

FIALOVSKY LAJOS,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA
MAGYAR OPTIKAI MŰVEK

[Beérkezett 1965. május 6-án]

A szöghibás triédertükrőről és triéderprizmáról visszatükrözött sugárnyalábrészek divergenciája annál nagyobb, minél nagyobbak a triéder lapszöghibái. A tanulmány megállapítja a lapszöghibák és a visszatükrözött sugárnyalábrészek divergenciaszöge közti összefüggéseket. A megadott egyszerű képletek segítségével könnyen meghatározható, hogy a lapszögek ismert hibái esetén mekkorák a 6 visszatükrözött sugárnyalábrész divergenciaszögei és divergenciáirányai. A tanulmány megvizsgálja továbbá, hogyan módosul a triéderprizmáról visszatükrözött sugárnyaláb akkor, ha a ráeső sugárnyaláb nem ideálisan párhuzamos, hanem a valóságnak megfelelően csak közelítőleg párhuzamos.

I. Feladatkitűzés

Ismert, hogy az elektrooptikai távméréshez a megméréendő tereptávolság végpontján reflektort kell használni, amely a távmérőműszerből odairányított modulált fénysugarakat visszatükrözi a műszerre. Előnyös reflektorként triédertükröt, vagy még inkább triéderprizmát alkalmazni, amelyek azzal a tulajdonsággal rendelkeznek, hogy a rájuk eső sugarakat a beeső iránnyal párhuzamos irányban tükrözik vissza. Ez azonban csak akkor áll fenn, ha a triédertükör vagy triéderprizma három tükröző síkfelülete egymással pontosan 90° -os szöget zár be. Mivel az elektrooptikai és a most fejlődés alatt álló laser-táv mérőt nagy távolságok (50 km-ig) mérésére is használni kívánják, mind a szerkesztő, mind a felhasználó szempontjából fontos ismerni a triédertükör és prizma reflektáló hatásának az ideális hatástól való eltérését abban az esetben, ha a triédertükör vagy triéderprizma lapszögei, amint ez a valóságban mindig így van, nem pontosan 90° nagyságúak, hanem ettől meghatározott lapszöghibákkal eltérnek.

E tanulmányban összefüggéseket kívánunk meghatározni a triédertükör és triéderprizma ismert (megmért) lapszöghibái és a triédertükör valamint triéderprizma által reflektált sugaraknak a beeső sugarak irányától való szögeltérése között.

Meg fogjuk továbbá vizsgálni, hogy hogyan tükrözi a szöghibamentes, valamint az ismert lapszöghibákkal terhelt triédertükör és triéderprizma a ráeső ideális párhuzamos sugárnyalábot és a közelítőleg párhuzamos, vagyis kis nyílásszögű sugárnyalábot.

II. Tükröző síkfelületeken reflektált sugár irányának meghatározása

1. Egyetlen tükröző felület

A vizsgálatot célszerű vektorszámítással végezni. Alábbiakban röviden ismertetjük a tükröző síkfelületre beeső térbeli sugár iránya és a felületről reflektált sugár iránya között fennálló vektoriális összefüggést [1–3]. Essen az x, y, z térbeli ortogonális koordinátarendszer három tengelyére vonatkoztatott x_1, y_1, z_1 vetületeivel megadott $\mathbf{S}_1 = (x_1, y_1, z_1)$ irányvektorral (egységvektorral) jellemzett sugár a $\mathbf{P}_1 = (p_{1x}, p_{1y}, p_{1z})$ irányvektorú (egységvektorú) normálissal meghatározott F_1 tükröző síkfelületre. Az \mathbf{S}_1 és \mathbf{P}_1 vektorok abszolút értékei: $S_1^2 = x_1^2 + y_1^2 + z_1^2 = 1$ és $P_1^2 = p_{1x}^2 + p_{1y}^2 + p_{1z}^2 = 1$. Keressük a tükröfelületről reflektált sugár $\mathbf{S}'_1 = (x'_1, y'_1, z'_1)$ irányvektorát.

Az \mathbf{S}_1 és \mathbf{P}_1 , továbbá az \mathbf{S}'_1 és \mathbf{P}_1 vektor vektoriális szorzatának abszolút értéke definíciószerűen

$$|[\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1]| = |s_1 p_1 \sin S_1\mathbf{P}_1| = |\sin S_1\mathbf{P}_1|$$

és

$$|[\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1]| = |s'_1 p_1 \sin S'_1\mathbf{P}_1| = |\sin S'_1\mathbf{P}_1|,$$

vagy elhagyva az abszolút értéket jelző jeleket,

$$[\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1] = \sin S_1\mathbf{P}_1 \quad (1)$$

és

$$[\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1] = \sin S'_1\mathbf{P}_1, \quad (2)$$

ahol a szögletes zárójeles kifejezések a befoglalt két vektor vektoriális szorzatát jelentik, továbbá

$$S_1\mathbf{P}_1 = \alpha_1$$

az \mathbf{S}_1 beeső sugár beesési szöge, és

$$180^\circ - S'_1\mathbf{P}_1 = \alpha'_1 \quad (3)$$

az \mathbf{S}'_1 visszatükrözött sugár kilépő szöge (tükrözési szög). Az (1) és (2) jelölésekkel a tükrözési törvény vektoriális alakja

$$[\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1] = [\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1]. \quad (4)$$

A vektorszámítás egyik elemi törvénye szerint

$$[\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1]\mathbf{P}_1 = (\mathbf{P}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{S}'_1 - (S'_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1 \quad (5)$$

és ugyanígy

$$[\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1]\mathbf{P}_1 = (\mathbf{P}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{S}_1 - (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1, \quad (6)$$

ahol a gömbölyű zárójeles kifejezések a befoglalt két vektor skaláris szorzatát jelentik. De

$$(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_1) = 1,$$

ezért (5)-ből és (6)-ból

$$[\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1]\mathbf{P}_1 = \mathbf{S}_1 - (\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1, \quad (7)$$

$$[\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1]\mathbf{P}_1 = \mathbf{S}_1 - (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1. \quad (8)$$

Szorozzuk meg (4) mindkét oldalát \mathbf{P}_1 -gyel, majd helyettesítsük be (7)-et és (8)-at, úgy

$$\mathbf{S}'_1 - (\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1 = \mathbf{S}_1 - (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1,$$

amelyből (3) figyelembevételével

$$\mathbf{S}'_1 = \mathbf{S}_1 - 2(\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1. \quad (9)$$

A (9) a tükrözési törvény számításra alkalmas vektoriális alakja.

2. Két tükrözőfelület

Vizsgáljuk most a sugármenetet, ha a sugár egymás után két tükrözést szenved. Legyen ismét a $\mathbf{P}_1 = (p_{1x}, p_{1y}, p_{1z})$ egységvektorral jellemzett normálisú F_1 tükröző síkfelületre beeső sugár egységvektora $\mathbf{S}_1 = (x_1, y_1, z_1)$, az F_1 felületről visszatükrözött sugár egységvektora $\mathbf{S}'_1 = (x'_1, y'_1, z'_1)$, az F_2 második tükröző síkfelület normálisának egységvektora $\mathbf{P}_2 = (p_{2x}, p_{2y}, p_{2z})$, az F_2 felületre beeső sugár egységvektora $\mathbf{S}_2 = \mathbf{S}'_1$, végül az F_2 felületről visszatükrözött sugár egységvektora $\mathbf{S}'_2 = (x'_2, y'_2, z'_2)$.

Az F_2 felületről visszatükrözött sugár \mathbf{S}'_2 egységvektora a (9) analógiájára

$$\mathbf{S}'_2 = \mathbf{S}_2 - 2(\mathbf{S}_2\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2 = \mathbf{S}'_1 - 2(\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2,$$

amelybe (9)-et behelyettesítve,

$$\mathbf{S}'_2 = \mathbf{S}_1 - 2(\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_1 - 2(\mathbf{S}'_1\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2 + 4(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)(\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\mathbf{P}_2. \quad (10)$$

A (10) kifejezés adja az egymás után két tükröző felületen visszavert sugár irányát meghatározó egységvektort.

3. Három tükrözőfelület

Terjesszük most ki a vizsgálatot arra a bennünket érdeklő esetre, amikor a sugár egymás után három tükrözést szenved. Legyen az eddigi jelölések megtartása mellett, a $\mathbf{P}_3 = (p_{3x}, p_{3y}, p_{3z})$ egységvektorú normálissal megadott F_3 harmadik tükröző síkfelületre beeső sugár egységvektora $\mathbf{S}_3 = \mathbf{S}'_2$, az F_3 felületről visszavert sugáré pedig \mathbf{S}'_2 . Az F_3 felületről visszavert sugár \mathbf{S}_3 egységvektora (9) analógiájára

$$\mathbf{S}'_3 = \mathbf{S}_3 - 2(\mathbf{S}_3 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3 = \mathbf{S}'_2 - 2(\mathbf{S}'_2 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3.$$

Helyezzük ebbe (10)-et

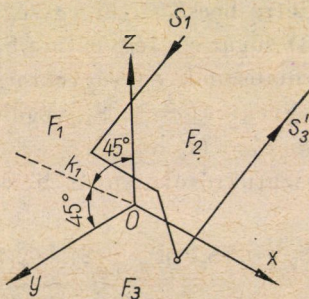
$$\begin{aligned} \mathbf{S}'_3 = \mathbf{S}_1 + 2(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_1) \{ -\mathbf{P}_1 + 2(\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_2) \mathbf{P}_2 + (\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3 - 4(\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_2)(\mathbf{P}_2 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3 \} + \\ + 2(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_2) \{ -\mathbf{P}_2 + 2(\mathbf{P}_2 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3 \} - 2(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_3) \mathbf{P}_3. \end{aligned} \quad (11)$$

A (11) kifejezés adja az egymás után három tükröző síkfelületen visszavert sugár irányát meghatározó egységvektort.

III. Alkalmazás triédertükörre

1. Szöghibamentes triédertükör

Alkalmazzuk (11)-et a hibátlan lapszögű triédertükörre. Vegyük fel a térbeli derékszögű koordinátarendszer kezdőpontját a triéder csúcspontjában, és legyen a koordinátarendszer x , y , z tengelye a triéder egymással 90° -ot



1. ábra. Sugármenet a szöghibamentes triédertükörnél

bezáró három éle. Jelöljük az 1. ábra szerint az $F_1(y, z)$ sík x tengelybe eső normálisát \mathbf{P}_1 -gyel, az $F_2(x, z)$ sík y tengellyel egybeeső normálisát \mathbf{P}_2 -vel és az $F_3(x, y)$ sík z tengellyel egybeeső normálisát \mathbf{P}_3 -mal. A három normális egységvektora

$$\begin{aligned} \mathbf{P}_1 &= (1, 0, 0); \\ \mathbf{P}_2 &= (0, 1, 0); \\ \mathbf{P}_3 &= (0, 0, 1). \end{aligned} \quad (12)$$

Essen az

$$\mathbf{S}_1 = (x_1, y_1, z_1) \quad (13)$$

egységvektorral jellemzett sugár a triédertükörrendszer F_1 tükröző felületének a z tengely és a $zy = 90^\circ$ szög k_1 felezője által meghatározott részére, innen az F_2 felületre, utóbbiról az F_3 felületre, s végül mint \mathbf{S}_3 egységvektorú sugár lép ki a triédertükörrendszerből. A kilépő sugár \mathbf{S}_3 egységvektorát a (11) vektorösszefüggés útján kapjuk, ha abba behelyettesítjük a három tükörfelület normálisának (12)-vel megadott egységvektorát és a belépő sugár (13) egységvektorát. Ezt a helyettesítést elvégezve, mivel ez adatokkal

$$\begin{aligned} (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1) &= x_1, \\ (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_2) &= y_1, \\ (\mathbf{S}_1\mathbf{P}_3) &= z_1, \\ (\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2) &= (\mathbf{P}_1\mathbf{P}_3) = (\mathbf{P}_2\mathbf{P}_3) = 0; \end{aligned} \quad (14)$$

a kilépő sugár vektorára az

$$\mathbf{S}'_3 = -\mathbf{S}_1$$

értéket kapjuk, vagyis a triédertükörből kilépő sugár a belépő sugárral párhuzamos, de ellentétes irányú.

Ha a belépő sugár az F_1 felületnek az y tengely és a k_1 szögfelező egyenes által meghatározott részére esik, a sugár a három felületet $F_1F_3F_2$ sorrendben éri. A tükrörrendszerből, illetőleg az F_2 felületről kilépő sugár \mathbf{S}'_2 egységvektorára vonatkozó kifejezés ekkor a (11) analógiájára, az indexek megfelelő felcserélésével:

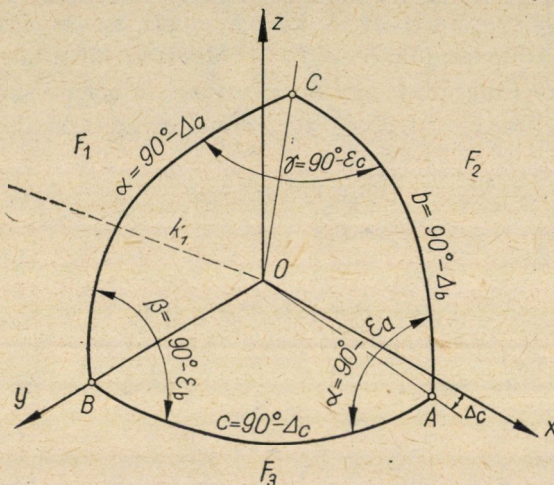
$$\begin{aligned} \mathbf{S}'_2 &= \mathbf{S}_1 + 2(\mathbf{S}_1\mathbf{P}_1)\{-\mathbf{P}_1 + 2(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_3 + 2(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2 - 4(\mathbf{P}_1\mathbf{P}_3)(\mathbf{P}_3\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2\} + \\ &+ 2(\mathbf{S}\mathbf{P}_3)\{-\mathbf{P}_2 + 2(\mathbf{P}_3\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2\} - 2(\mathbf{S}_1\mathbf{P}_2)\mathbf{P}_2. \end{aligned} \quad (15)$$

Ha ebbe behelyettesítjük a (13) és (14) értékeket, a triédertükörrendszerből az F_2 felületről kilépő sugár egységvektorára is az $\mathbf{S}'_3 = -\mathbf{S}_1$ összefüggést kapjuk, vagyis a kilépő sugár ebben az esetben is a belépő sugárral párhuzamosan, ellentétes irányban lép ki.

Hasonlóképpen végezhetnők el a vizsgálatot akkor is, amikor a belépő sugár az egyes felületeket $F_2F_1F_3$, $F_2F_3F_1$, $F_3F_1F_2$ és $F_3F_2F_1$ sorrendben éri. Minden esetben azt nyerjük, hogy a kilépő sugár a belépő sugárral párhuzamosan, de ellentétes irányban hagyja el a 90° -os triédertükörrendszert.

2. Szöghibás triédertükör

a) *A triédertükör lapszöghibái és élszöghibái.* Ezek után vizsgáljuk meg a szöghibás 90° -os triédertükörrendszert. Állapítsuk meg előbb a szöghibás 90° -os triéder lapszögeinek és élszögeinek hibái közötti összefüggést. Válasszuk a térbeli derékszögű koordinátarendszer kezdőpontját most is a triédertükörrendszer O csúcspontjában. Helyezzük a triédertükörrendszert úgy a koordinátarendszerbe, hogy egyik éle egybeessen az y koordinátatengellyel (2. ábra), és az F_3 tükröző síkfelülete a koordinátarendszer xy síkjába.



2. ábra. Szöghibás triédertükör

A triéder O csúcspontjához mint középponthez tartozó egységsugarú gömb a triéder F_1, F_2, F_3 síkfelületeit az ABC gömbháromszögben metszi. A triéder OB és OC élei által bezárt élszög hibája legyen Δ_a , az OA és OC élek bezárta élszögé Δ_b , az OA és OB élek bezárta élszögé Δ_c . Jelöljük továbbá az egymást OA élben metsző F_2 és F_3 síkfelületek lapszögének hibáját ε_a -val, az OB élben metsződő F_1 és F_3 síkfelületek lapszögének hibáját ε_b -vel és az F_1, F_2 síkfelületek lapszöghibáját ε_c -vel. Valamennyi hiba kicsiny.

Az ABC gömbháromszög oldalai

$$\begin{aligned} a &= 90^\circ - \Delta_a, \\ b &= 90^\circ - \Delta_b, \\ c &= 90^\circ - \Delta_c, \end{aligned} \quad (16)$$

és szögei

$$\begin{aligned} \alpha &= 90^\circ - \varepsilon_a, \\ \beta &= 90^\circ - \varepsilon_b, \\ \gamma &= 90^\circ - \varepsilon_c. \end{aligned} \quad (17)$$

Az ABC gömbháromszögből

$$\cos a = \cos b \cdot \cos c + \sin b \cdot \sin c \cdot \cos \alpha,$$

amelybe (16)-ot és (17)-et behelyettesítve,

$$\sin \Delta_a = \sin \Delta_b \cdot \sin \Delta_c + \cos \Delta_b \cdot \cos \Delta_c \cdot \sin \varepsilon_a,$$

vagy a Δ és ε szöghibák kicsinységét figyelembe véve,

$$\Delta_a = \varepsilon_a.$$

Ugyanígy

$$\Delta_b = \varepsilon_b,$$

$$\Delta_c = \varepsilon_c.$$

(18)

A (18) szerint a kis szöghibákkal terhelt 90° -os triédertükörrendszer lapszögeinek hibái egyenlők a lapszögekkel szemben levő élszögek hibáival.

b) *Szöghibás triédertükör által reflektált sugár iránya.* Az F_1, F_2, F_3 síkfelületek normálisainak egységvektorai

$$\mathbf{P}_1 = (1, 0, -\bar{\varepsilon}_b);$$

$$\mathbf{P}_2 = (-\bar{\varepsilon}_c, 1, -\bar{\varepsilon}_a);$$

$$\mathbf{P}_3 = (0, 0, 1),$$

(19)

amelyekben

$$\bar{\varepsilon}_a = \frac{\varepsilon_a''}{\rho''}, \quad \bar{\varepsilon}_b = \frac{\varepsilon_b''}{\rho''}, \quad \bar{\varepsilon}_c = \frac{\varepsilon_c''}{\rho''}$$

a lapszögek ívmértékben kifejezett hibái. A belépő sugár egységvektorát most is az

$$\mathbf{S}_1 = (x_1, y_1, z_1)$$

jellel jelöljük. A szöghibás triédertükörből kilépő sugár egységvektorát — ha a belépő sugár a 2. ábrán feltüntetett k_1 szögfelező egyenes és a z tengely között esik az F_1 felületre, vagyis, ha a tükrözési sorrend $F_1 F_2 F_3$ — most is a (11) vektorkifejezés szolgáltatja. A (11)-ben levő skaláris szorzatok azonban most a (19) figyelembevételével

$$(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_1) = x_1 - z_1 \bar{\varepsilon}_b,$$

$$(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_2) = -x_1 \bar{\varepsilon}_c + y_1 - z_1 \bar{\varepsilon}_a,$$

$$(\mathbf{S}_1 \mathbf{P}_3) = z_1,$$

$$(\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_2) = -\bar{\varepsilon}_c + \bar{\varepsilon}_a \bar{\varepsilon}_b,$$

$$(\mathbf{P}_1 \mathbf{P}_3) = -\bar{\varepsilon}_b,$$

$$(\mathbf{P}_2 \mathbf{P}_3) = -\bar{\varepsilon}_a.$$

(20)

Ezeket (11)-be helyettesítve, és az x_1, y_1, z_1 értékek indexeit elhagyva,

$$\begin{aligned} S'_3 = & [(x - 2x + 2z\bar{e}_b - 4(x - z\bar{e}_b)(-\bar{e}_c^2 + \bar{e}_a\bar{e}_b\bar{e}_c) + 2(-x\bar{e}_c^2 + y\bar{e}_c - z\bar{e}_a\bar{e}_c); \\ & y + 4(x - z\bar{e}_b)(-\bar{e}_c + \bar{e}_a\bar{e}_b) - 2(-x\bar{e}_c + y - z\bar{e}_a); \\ & z + 2(x - z\bar{e}_c)\bar{e}_b - 4(x - z\bar{e}_b)(-\bar{e}_c + \bar{e}_a\bar{e}_b)\bar{e}_a - 4(x - z\bar{e}_b)\bar{e}_b + \\ & + 8(x - z\bar{e}_b)\bar{e}_b(-\bar{e}_c + \bar{e}_a\bar{e}_b) + 2\bar{e}_a(-x\bar{e}_c + y - z\bar{e}_a) - \\ & - 4\bar{e}_a(-x\bar{e}_c + y - z\bar{e}_a) - 2z)], \end{aligned}$$

vagy a másod- és magasabbrendű kicsiny tagok elhanyagolásával

$$S'_3 = (-x + 2z\bar{e}_b + 2y\bar{e}_c; -y - 2x\bar{e}_c + 2z\bar{e}_a; -z - 2x\bar{e}_b - 2y\bar{e}_a). \quad (21)$$

Ha viszont a belépő sugár az F_1 felületnek a 2. ábrán megjelölt k_1 szögfelező egyenes és az y tengely határolta részén esik az F_1 felületre, vagyis ha a tükrözési sorrend $F_1F_3F_2$, akkor a rendszerből kilépő sugár S'_2 egységvektorát a (15) vektorképlet szolgáltatja, amely kifejtés után az

$$S'_2 = (-x + 2z\bar{e}_b + 2y\bar{e}_c; -y - 2x\bar{e}_c - 2z\bar{e}_a, -z - 2x\bar{e}_b + 2y\bar{e}_a) \quad (22)$$

alakot veszi fel. A (22) kifejezést közvetlenül is megkaphatjuk, ha a (21)-ben az y és z jeleket s ugyanígy az \bar{e}_b és \bar{e}_c jeleket egymással felcseréljük.

Hasonlóképpen nyerjük a többi lehetséges tükrözési sorrend eseteiben is a rendszerből kilépő sugár egységvektorát. Az I. táblázatban összefoglaltuk mind a hat esetet. Könnyű meggyőződni arról, hogy a kilépő sugárra a hat tükrözési sorrendben a (23) szerint kapott vektorok mind egységvektorok. Ugyanis ezek koordinátáinak négyzetösszegei a másod- és magasabbrendű kicsiny tagok elhanyagolásával az egységet adják.

c) *Szöghibás triédertükör sugáreltérítő hatása.* Határozzuk meg, hogy a szöghibás triédertükörrendszer a rácsó sugarat a hibátlan triédertükörrendszerből kilépő sugár irányához képest az $F_1F_2F_3$ tükrözési sorrend esetében

I. táblázat

Tükrözési sorrend	Rendszerből kilépő sugár S_k' egységvektora
$F_1F_2F_3$	$(-x + 2z\bar{e}_b + 2y\bar{e}_c; -y - 2x\bar{e}_c + 2z\bar{e}_a; -z - 2x\bar{e}_b - 2y\bar{e}_a)$
$F_1F_3F_2$	$(-x + 2z\bar{e}_b + 2y\bar{e}_b; -y - 2x\bar{e}_c - 2z\bar{e}_a; -z - 2x\bar{e}_b + 2y\bar{e}_a)$
$F_2F_1F_3$	$(-x - 2y\bar{e}_c + 2z\bar{e}_b; -y + 2x\bar{e}_c + 2z\bar{e}_a; -z - 2y\bar{e}_a - 2x\bar{e}_b)$
$F_2F_3F_1$	$(-x - 2y\bar{e}_c - 2z\bar{e}_b; -y + 2x\bar{e}_c + 2z\bar{e}_a; -z - 2y\bar{e}_a + 2x\bar{e}_b)$
$F_3F_1F_2$	$(-x - 2z\bar{e}_b + 2y\bar{e}_c; -y - 2z\bar{e}_a - 2x\bar{e}_c; -z + 2x\bar{e}_b + 2y\bar{e}_a)$
$F_3F_2F_1$	$(-x - 2z\bar{e}_b - 2y\bar{e}_c; -y - 2z\bar{e}_a + 2x\bar{e}_c; -z + 2y\bar{e}_a + 2x\bar{e}_b)$

(23)

mekkora $\delta_{1,2,3}$ szöggel téríti el. Az $S_1 = (x, y, z)$ egységvektorral jellemzett belépő sugár esetén a hibátlan triéderből kilépő sugár egységvektora

$$S'_{03} = -S_1 = (-x, -y, -z). \quad (24)$$

Az S_1 egységvektorú belépő sugár a szöghibás triédertükörből a (21)-gyel meghatározott $S'_3 = (x'_1, y'_1, z'_1)$ egységvektorral lép ki. A két kilépő sugár iránya közötti szögnek, a keresett $\delta_{1,2,3}$ eltérítési szögnek szinuszfüggvényét, de mert ez a szög kicsiny, magát a $\delta_{1,2,3}$ eltérítési szöget ívmértékben az S'_{03} és S'_3 vektorok

$$[S'_{03} S'_3]$$

vektoriális szorzatának abszolút értéke adja. E vektoriális szorzat kifejtése

$$[S'_{03} S'_3] = \begin{vmatrix} 1 & 1 & 1 \\ -x & -y & -z \\ x' & y' & z' \end{vmatrix},$$

vagy

$$[S'_{03} S'_3] = (yz' - zy'; z'x - x'z; xy' - yx'). \quad (25)$$

Ebbe behelyezve az S'_3 vektor (21) alatt megadott koordinátáit, kellő rendezés után

$$[S'_{03} S'_3] = 2(xy\bar{\epsilon}_b + y^2\bar{\epsilon}_a - xz\bar{\epsilon}_c + z^2\bar{\epsilon}_a; -z^2\bar{\epsilon}_b - yz\bar{\epsilon}_c - x^2\bar{\epsilon}_b - xy\bar{\epsilon}_a; x^2\bar{\epsilon}_c - xz\bar{\epsilon}_a + yz\bar{\epsilon}_b + y^2\bar{\epsilon}_c). \quad (26)$$

Az eltérítési szög négyzete a (26) vektoriális szorzat három koordinátájának négyzetösszege. Ez, megfelelő rendezés után, az ívmértékben kifejezett szögekről áttérve a másodpercben kifejezett szögekre,

$$\delta_{1,2,3}^2 = 4\epsilon_a^2(z^4 + y^4 + 2y^2z^2 + x^2y^2 + x^2z^2) + 4\epsilon_b^2(z^4 + x^4 + 2x^2z^2 + x^2y^2 + y^2z^2 + x^2y^2 + y^2z^2) + 8\epsilon_a\epsilon_b(xy^3 + xyz^2 + x^3y) + 8\epsilon_b\epsilon_c(yz^3 + x^2yz + y^3z) + 8\epsilon_a\epsilon_c(-xz^3 - xy^2z - x^3z). \quad (27)$$

A (27) kifejezés lényegesen egyszerűbbé válik, ha a belépő a sugarat a triédertükörrendszer tengelyével közel párhuzamosnak vesszük, mert ekkor a belépő sugár S_1 egységvektorának koordinátái [lásd a *d*) pontot]:

$$x \cong -\frac{1}{\sqrt{3}}; \quad y \cong -\frac{1}{\sqrt{3}}; \quad z \cong -\frac{1}{\sqrt{3}},$$

amelyekkel az eltérítési szög négyzete a (27)-ből

$$\delta_{1,2,3}^2 \cong \frac{8}{3} (\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_a \varepsilon_b + \varepsilon_b \varepsilon_c - \varepsilon_a \varepsilon_c),$$

vagy

$$\delta_{1,2,3} \cong 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_a \varepsilon_b + \varepsilon_b \varepsilon_c - \varepsilon_a \varepsilon_c}. \quad (28)$$

Hasonlóképpen nyerjük a többi tükrözési sorrend esetén előálló eltérítési szögeket:

$$\begin{aligned} \delta_{1,3,2} &= 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_a \varepsilon_c + \varepsilon_b \varepsilon_c - \varepsilon_a \varepsilon_b}, \\ \delta_{2,1,3} &= 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_a \varepsilon_b + \varepsilon_a \varepsilon_c - \varepsilon_b \varepsilon_c}, \\ \delta_{2,3,1} &= 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_b \varepsilon_c + \varepsilon_a \varepsilon_c - \varepsilon_a \varepsilon_b}, \\ \delta_{3,1,2} &= 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_a \varepsilon_c + \varepsilon_a \varepsilon_b - \varepsilon_b \varepsilon_c}, \\ \delta_{3,2,1} &= 1,63 \sqrt{\varepsilon_a^2 + \varepsilon_b^2 + \varepsilon_c^2 + \varepsilon_b \varepsilon_c + \varepsilon_a \varepsilon_b - \varepsilon_a \varepsilon_c}. \end{aligned} \quad (29)$$

Még egyszerűbbé válik a szöghibás triédertükör sugáreltérítő hatására nyert (29) kifejezés, ha a három lapszöghiba egyenlő, azaz

$$\varepsilon_a = \varepsilon_b = \varepsilon_c = \varepsilon.$$

Ekkor (28)-ból és (29)-ből

$$\delta_{1,2,3} = \delta_{1,3,2} = \delta_{2,1,3} = \delta_{2,3,1} = \delta_{3,1,2} = \delta_{3,2,1} \cong 4 \sqrt{2/3} \varepsilon \cong 3 \cdot 26\varepsilon, \quad (30)$$

vagyis ebben az esetben a kilépő sugár szögeltéréseinek nagysága független a tükrözési sorrendtől, de a hat tükrözési sorrendhez tartozó azonos szögeltérítések síkjai egymáshoz képest 60° -kal vannak elfordulva a belépő sugár körül.

d) Szöghibás triédertükör divergenciahatása. Nézzük meg a szöghibamentes triédertükörről eső párhuzamos sugárnyaláb visszatükröződését a 3. ábra segítségével. Az ábrán az OAB , OBC , OCA háromszög az ABC triédertükör három tükröző síkfelülete. Ezek O metszéspontja a triédertükör csúcsa, amely az ábra síkja mögött van. Az ezen átmenő, az ábra síkjára merőleges egyenes a triédertükör tengelye, amely a hibátlan triédertükör OA , OB , OC tengelyeivel azonos α szöget zár be. A tengely mentén vagy azzal párhuzamosan beeső sugár egységvektora

$$\mathbf{S} = (x, y, z) = (\cos \alpha, \cos \alpha, \cos \alpha)$$

és a vektor abszolút értéke

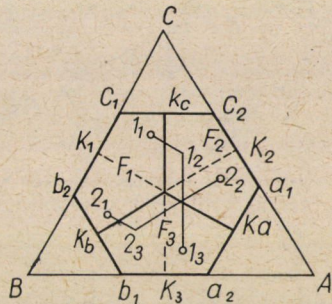
$$|\mathbf{S}| = 1 = 3 \cos^2 \alpha,$$

ahonnan

$$\cos \alpha = \frac{1}{\sqrt{3}}.$$

Így a tengely mindhárom triéderrel $\alpha = 54^\circ 44' 8,9''$ szöget és mind a három triéderlappal $\beta = 90^\circ - \alpha = 35^\circ 15' 51,11''$ szöget zár be.

Ha a szöghibamentes triédertükörre felülről a tengellyel párhuzamosan, vagyis a rajzsíkjára merőlegesen belépő sugár az F_1 felületen az I_1 pontban éri, az innen visszatükröződve az F_2 felületet az I_2 pontban, innen az F_3 felületet az I_3 pontban éri, végül utóbbiról a belépő sugár irányával ellentétes



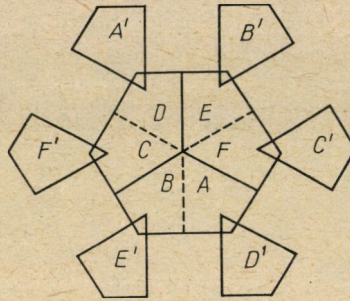
3. ábra. Ideális párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözőzése szöghibamentes triédertükörnél

irányban az ábra síkjától felfelé hagyja el a triédertükört. Az F_1 felületet a 2_1 pontban érő tengelypárhuzamos belépősugár az F_3 felületet a 2_3 pontban, majd az F_2 felületet a 2_2 pontban éri, és innen lép ki tengelypárhuzamosan felfelé. Az F_1 felületet a 3_1 pontban érő tengelypárhuzamosan beeső sugár a triédertükörből nem lép ki tengelypárhuzamosan, mert az F_2 felületen a 3_2 pontban másodszor visszatükrözőtt sugár az F_3 felületet már csak a 3_3 pontban érné el, amely azonban az F_3 felületen kívül van. Ez okból a triédertükörnek az Aa_1a_2 , Bb_1b_2 és Cc_1c_2 részeit nem lehet hasznosítani, s ezért e részeket lehet vágni. Ez inkább a triéderprizmánál érdekes, amely így az $a_1a_2b_1b_2c_1c_2$ szabályos hatszög alakot vesz fel.

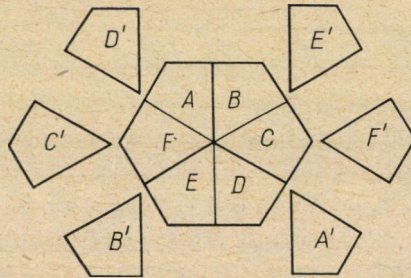
Az $a_1a_2b_1b_2c_1c_2$ triédertükört teljesen elborító beeső párhuzamos sugárnyalábnak a $k_b b_2 c_1 k_c O = F_1$ felület $k_1 c_1 k_c O$ részére eső nyalábrésznek minden sugara az F_1 felületről az F_2 felületre tükröződik, onnan az F_3 felület $k_3 a_2 k_a O$ részére, végül innen a belépő sugárnyaláb irányával ellentétes irányban lép ki a rendszerből. Az F_1 felület $K_1 b_2 K_b O$ részére eső nyalábrész az F_3 felület közvetítésével az F_2 felület $K_2 a_1 K_a O$ részéről lép ki és így tovább. A hat lehetséges tükrözési sorrendhez tartozó dolgozó felületrészek a következők:

$$\begin{aligned} F_1(k_1 c_1 k_c O) &\rightarrow F_2 \rightarrow F_3(k_3 a_2 k_a O), \\ F_1(k_1 b_2 k_b O) &\rightarrow F_3 \rightarrow F_2(k_2 a_1 k_a O); \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 F_2(k_2c_2k_cO) &\rightarrow F_1 \rightarrow F_3(k_3b_1k_bO), \\
 F_2(k_2a_1k_aO) &\rightarrow F_3 \rightarrow F_1(k_1b_2k_bO); \\
 F_3(k_3b_1k_bO) &\rightarrow F_1 \rightarrow F_2(k_2c_2k_cO), \\
 F_3(k_3a_2k_aO) &\rightarrow F_2 \rightarrow F_1(k_1c_1k_cO).
 \end{aligned}$$



4. ábra. Ideális párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibás ($\varepsilon_a = \varepsilon_b = \varepsilon_c = -5''$) triédertükrőről 1000 m távolságból



5. ábra. Ideális párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibás ($\varepsilon_a'' = -2''$, $\varepsilon_b'' = -2''$, $\varepsilon_c = -5''$) triédertükrőről 2000 m távolságból

A teljes hibátlan triédertükörre eső zárt párhuzamos sugárnyaláb a triéderből változatlan keresztmetszetű zárt párhuzamos nyaláb alakban lép ki. Minden beeső sugárhoz egy olyan konjugált kilépő sugár tartozik, amelynek kilépési pontja a belépési ponthoz képest szimmetrikus elhelyezésű. A 3. ábrán az I_3 és 2_2 kilépési pontok szimmetrikusak az I_1 és 2_1 belépési pontokhoz képest.

A szöghibamentes triédertükörre tett megállapítások teljes mértékben érvényesek a szöghibamentes triéderprizmára is. Másképpen alakulnak a tükrözési viszonyok azonban a szöghibás triédertükörnél. A 4. ábra pl. azt az esetet szemlélteti, amikor a triédertükör mindhárom lapszöge $\varepsilon = -5''$ értékkel hibás, vagyis a lapszögek $90^\circ 00' 05''$ értékűek. A teljes triédertükört elborító közel tengelypárhuzamos belépő sugárnyaláb a háromszoros tükrözés után nem zárt párhuzamos nyalábként lép ki a rendszerből, hanem megoszlik

a (23) képletekkel meghatározott egységvektorú hat különböző irányú, egyenként párhuzamos kilépő nyalábrészre. E hat kilépő sugárnyalábrészt a triédertükörtől 1000 m távolságon levő, tengelyre merőleges sík a 4. ábrán A' , B' , C' , D' , E' , F' -fel jelölt deltoidokban metszi. Ezek belső csúcsai kb. 82,5 mm-rel vannak a beeső párhuzamos sugárnyaláb középső sugarához képest laterálisan eltolva. A visszatükrözött szétszórt nyalábrészek a beeső zárt sugárnyaláb 4. ábrán feltüntetett A , B , C , D , E , F részeinek konjugáltjai. Egyetlen visszatükrözött sugár sem esik a belépőnyaláb tengelyébe, sőt minden visszavert sugár már 1000 mm távolságon a belépő sugárnyaláb metszetén kívül van (pl. 10 000 m távolságon a visszatükrözött sugárnyalábrészek 825 mm-rel külpontosak hat különböző irányban a belépő sugárnyalábrészhez képest).

Az 5. ábra azt az esetet szemlélteti, amikor a triédertükör lapszöghibái: $\varepsilon_a = -2''$, $\varepsilon_b = -2''$, $\varepsilon_c = -5''$. Az ábrán az A' , B' , C' , D' , E' és F' deltoidok a teljes triédertükört elborító tengelypárhuzamos beeső sugárnyaláb esetén előálló hat divergált sugárnyalábrész metszete 2000 m távolságon.

IV. Szöghibás triéderprizma eltérítő és divergenciahatása

Foglalkozzunk most a szöghibás triéderprizma sugáreltérítő hatásával. A triéderprizma szerkezeti eltérése a triédertükörhöz képest az, hogy a triédertest a prizmánál üveggel van kitöltve, amelyet alulról a tengelyre merőleges sík törőfelület zár le. Itt tehát minden belépő sugár 5-ször ér optikai felületet:

1. a törőfelületet;
2. a tükrözési sorrendnek megfelelően 3 tükröző felületet;
3. a rendszerből való kilépés előtt újból a törőfelületet.

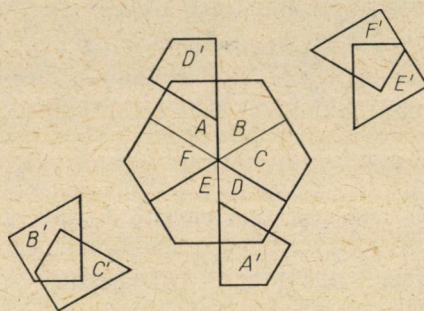
Elvégezhetnők a sugármenet átvezetését az 5 felületen most is vektorszámítással. A törőfelületen való kétszeri átvezetést azonban a (9) vektorképlet helyett a sugártörésre levezethető vektorösszefüggés alapján kell számítani [3, 151. old.]. Eire itt mégsem terjeszkedünk ki, részben azért, mert a teljes sugáratvezetés ilyen módon való átszámítása igen bonyolult, de főképpen azért, mert a triédertükörre megállapított képleteinket egyszerű módon lehet a triéderprizmára továbbfejleszteni.

Tételezzük fel, hogy a beeső párhuzamos sugárnyaláb tengelye egybeesik a triéderprizma tengelyével. Ebben az esetben a törőfelület merőleges a belépő sugarakra, vagyis az összes beeső sugarak beeső szöge: $\alpha = 0$. Az ismert

$$n' \sin \alpha' = n \sin \alpha$$

törési törvény szerint, amelyben itt $n \cong 1$ a törőfelület előtti közeg (levegő) törésmutatója és n' a prizma üvegyanyagának törésmutatója, az α'' törésszög is nulla. A belépő sugarak tehát irányváltoztatás nélkül haladnak át a triédertest

törőfelületén. A triéder három tükörfelületén így a sugarak a triédertükörre meghatározott törvények szerint tükröződnek. A harmadik tükörfelületről visszatükrözött sugár egységvektorának kifejezése azonos a triédertükörrel visszatükrözött sugár egységvektorának (23) kifejezéseivel. A triéderprizma törőfelülete azonban most tovább változtatja a harmadik tükörfelületről visszatükrözött sugár irányát, mivel a szöghibás triéderprizmánál a harmadik tükörfelületről visszavert sugár iránya eltér a belépő sugarak irányától, vagyis már nem merőleges a törőfelületre. A harmadik tükörfelületről visszatükrözött sugarak iránya a tükrözési sorrendtől függően a (29) és (30) képletekkel meghatározott $\delta_{1,2,3}$; $\delta_{1,3,2}$; ... szöggel tér el a belépő sugár irányától, adott



6. ábra. Ideális párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibás ($\varepsilon_a = -4''$, $\varepsilon_b = +2''$, $\varepsilon_c = -3''$) triéderprizmáról 1000 m távolságból

esetben a triéder tengelyétől, egyben a triéder törőfelületének normálisától. A törési törvény szerint a törőfelületen át a triéderprizmából kilépő sugár a tengelytől, feltételezett esetünkben a belépő párhuzamos sugárnyaláb irányától, a tükrözési sorrendtől függően $n'\delta_{1,2,3}$; $n'\delta_{1,3,2}$; ... szöggel tér el. Az eltérítési szögekre így nyert értékek érvényesek akkor is, ha a beeső párhuzamos sugárnyaláb iránya nem azonos a triéderprizma tengelyének irányával, hanem utóbbihoz kis szög alatt hajlik, amelyen belül $\sin \alpha \cong \alpha$.

A triéderprizma üveganyagának törésmutatóját kerekén $n' = 1,5$ -nek véve megállapítható tehát, hogy a szöghibás triéderprizma kb. másfélszer nagyobb mértékben divergálja hat részsugárnyalábra a beeső párhuzamos sugárnyalábot, mint a triédertükör. A 6. ábrán tüntettük fel a párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözésének azt az esetét, amely szöghibás triéderprizmánál áll elő, ha a három lapszöghiba

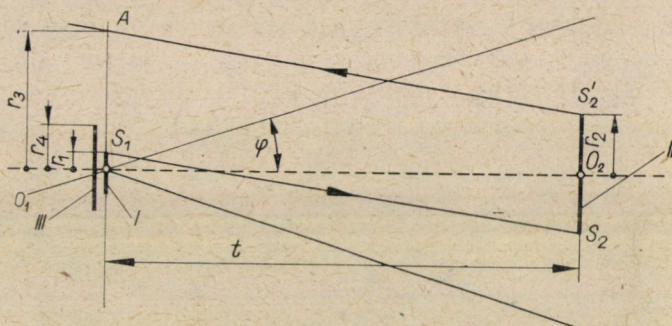
$$\varepsilon_a = -4'', \varepsilon_b = +2'', \varepsilon_c = -3''$$

és a visszavert hat sugárnyalábrészt a prizmatól 1000 m távolságon metszettük el a beeső sugárnyalábra merőleges síkkal.

V. A triédertükör és triéderprizma tükröző hatása
adott átmérőjű kilépőpupillán keresztül kisugárzott kisnyílású
(közelítően párhuzamos) beeső sugárnyalábra

1. Szöghibamentes triédertükör vagy triéderprizma

Bármilyen optikai berendezéssel előállított ún. párhuzamos sugárnyaláb sohasem ideálisan párhuzamos. Ilyen csak akkor állhatna elő, ha ideális pontfényforrásból indított véges térszögű sugárnyalábot ideális, vagyis aberrációmentes optikai berendezéssel párhuzamosítanánk (kollimálnánk). A gyakorlatban ideális pontfényforrás nem állítható elő. Meg kell elégedni véges, de kicsiny



7. ábra. Közelítőleg párhuzamos (kis félnyílásszögű) sugárnyaláb

kiterjedésű, ún. „pontoszerű” fényforrással. A gyakorlatilag előállított közel párhuzamos sugárnyalábot alábbi adatokkal fogjuk jellemezni: a sugárnyalábot kibocsátó I kilépőpupilla r_1 félátmérője, a sugárnyaláb φ félnyílásszöge, a kilépőpupillán keresztül kibocsátott Φ_1 teljes fényáram. Legyen a 7. ábrán az r_2 félátmérőjű II triédertükör vagy prizma t távolságra az r_1 félátmérőjű I kilépőpupillától.

Az I kilépőpupilla területének minden pontja a II prizmára való sugárzás szempontjából olyan önálló világitópontnak tekinthető, amely a II triédertükör vagy prizma minden pontjára sugároz. Ha eltekintünk a t hosszúságú levegőúton előálló abszorpciós és szóródási fényvesztésegektől, akkor a II prizmára eső összes Φ_2 fény mennyiség a 7. ábra alapján

$$\Phi_2 = \Phi_1 \frac{r_2^2}{[t(\varphi/2) + r_1]^2} \quad (31)$$

Az I kilépőpupilla O_1 középpontjából a II prizma O_2 középpontjába vezetett O_1O_2 sugár az O_2O_1 egyenes mentén tükröződik vissza. A kilépőpupilla S_1 kerületi pontjáról a II prizma S_2 kerületi pontjára vezetett S_1S_2 beeső sugár az S_2 ponttal szimmetrikus helyzetű S_2' pontból kiindulva az $S_2'A \parallel S_2S_1$ egyenes mentén fog visszatükröződni. A visszatükrözőtt sugár az I kilépőpupilla síkját az A pontban éri, amely a kilépőpupilla S_1 kerületi pontjától radiális irányban $2r_2$ távolságra van. A visszatükrözőtt teljes sugárnyalóbot a kilépőpupilla síkja az

$$r_3 = O_1A_1 = r_1 + 2r_2 \quad (32)$$

félátmérőjű körterületben metszi. Erre esik tehát a Φ_3 visszatükrözőtt fényáram, amely — nem számítva a tükrözési, valamint a prizma üvegyanyagában és a visszafelé megtett t levegőúton előálló abszorpciós veszteségeket — egyenlő a prizma eső Φ_2 fényárammal, azaz $\Phi_3 = \Phi_2$.

Ha a visszatükrözőtt sugarakat a kilépőpupilla síkjában vagy ettől a t távolsághoz képest kis távolságban levő, $r_4 \leq r_3$ félátmérőjű körkeresztmetszetű koaxiális III belépőpupillán fogjuk fel, akkor a felfogott fényáram az abszorpciós és tükrözési veszteségek figyelmen kívül hagyásával

$$\Phi_4 = \frac{r_4^2}{r_3^2} \Phi_3,$$

amelybe behelyettesítve a (31) és (32) egyenleteket,

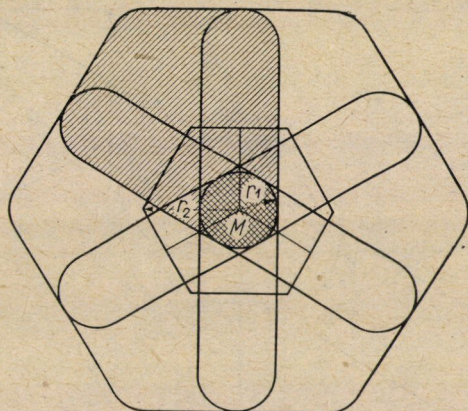
$$\Phi_4 = \Phi_1 \frac{r_4^2 r_2^2}{(r_1 + 2r_2)^2 [t(\varphi/q + r_1)]^2} \quad (33)$$

Szám példa. Legyen a fénysugarakat vagy lasersugarakat kibocsátó kilépőpupilla félátmérője: $r_1 = 20$ mm; a sugárnyaláb félnyílásszöge: $\varphi = 30^\circ = 146$ mikroradián; a szöghiba-mentes triéderprizma hasznos területének félátmérője: $r_2 = 50$ mm; a visszatükrözőtt sugarakat felvevő, a kilépőpupillával koaxiális belépőpupilla félátmérője: $r_4 = 60$ mm $< r_3 = r_1 + 2r_2 = 120$ mm és $t = 500, 1000, 5000$ és $10\,000$ m.

Ezekkel az adatokkal a belépőpupilla által felfogott energia a (34) képlet szerint a veszteségek figyelmen kívül hagyásával:

$$\begin{array}{ll} t = 500 \text{ m-nél} & \Phi_4 = 0,072\Phi_1; \\ t = 1000 \text{ m-nél} & \Phi_4 = 0,0227\Phi_1; \\ t = 5000 \text{ m-nél} & \Phi_4 = 0,00111\Phi_1; \\ t = 10\,000 \text{ m-nél} & \Phi_4 = 0,000285\Phi_1. \end{array}$$

A triéderprizmáról visszatükrözőtt sugárnyaláb és a kilépőpupillasík metszete a távolságtól függetlenül mindig az $r_3 = r_1 + 2r_2$, példánkban $r_3 = 120$ mm oldalhosszú lekerékített csúcú szabályos hatszög teljes területe (8. ábra), amely hat egyforma egyenesdarabbal és r_1 sugarú körívvel határolt, egymást részben fedő deltoidszerű idomból tevődik össze. A 8. ábrán a hat idom közül egyet vonalkézással jelöltünk meg. Az idomok részleges átfedése folytán az O középpont körüli r_2 sugarú kör területe a legnagyobb megvilágítású.

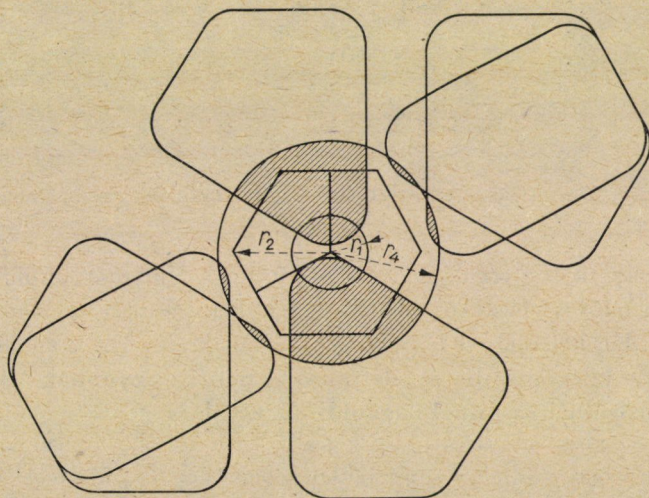


8. ábra. Közelítőleg párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibamentes triéderprizmáról: $r_1 = 20$ mm, $r_2 = 50$ mm, $r_4 = 60$ mm; $\varphi = 30''$

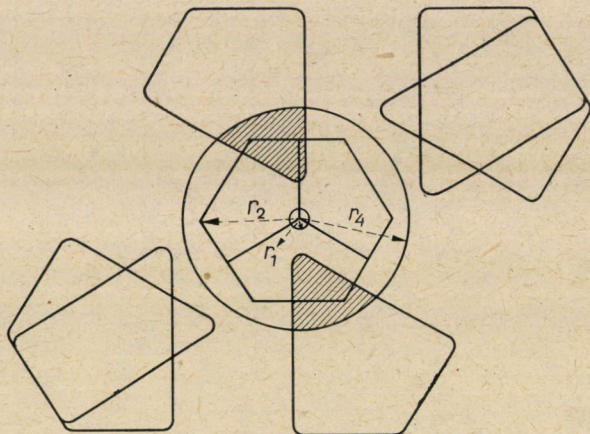
2. Szöghibás triéderprizma

Szöghibás triéderprizma esetén a visszatükrözött sugárnyaláb metszete a 8. ábra és a 4., az 5. vagy a 6. ábra összetevődéséből áll elő. A 8. ábrán levő hat deltoidszerű idom önmagával párhuzamosan széjjeltolódik a (23) képletekkel és a *IV.* fejezet figyelembevételével meghatározott eltérésekkel.

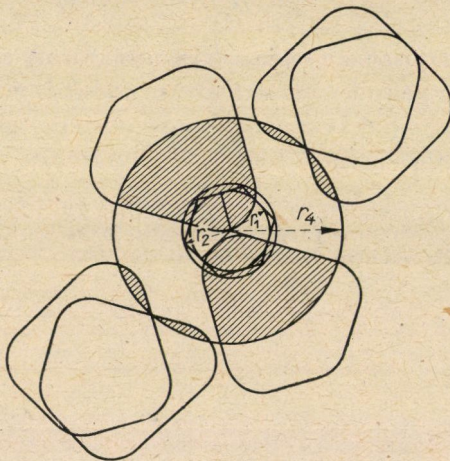
A visszatükrözött sugárnyaláb metszetét az 1. pontban felvett példa adatai ($r_1 = 20$ mm, $r_2 = 50$ mm, $t = 1000$ m), továbbá a triéderprizma lapszögeire a 6. ábrához felvett $\varepsilon_a = -4''$, $\varepsilon_b = +2''$, $\varepsilon_c = -3''$ hibák esetén a 9. ábra tünteti fel.



9. ábra. Közelítőleg párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibás triéderprizmáról: $r_1 = 20$ mm, $r_2 = 50$ mm, $r_4 = 60$ mm; $\varphi = 30''$; $t = 1000$ m; $\varepsilon_a = -4''$, $\varepsilon_b = +2''$, $\varepsilon_c = -3''$



10. ábra. Közelítőleg párhuzamos sugárnyaláb visszatükrözése szöghibás triéderprizmáról:
 $r_1 = 5$ mm, $r_2 = 50$ mm, $r_4 = 60$ mm; $\varphi = 30''$; $t = 1000$ m; $\varepsilon_a = -4''$, $\varepsilon_b = +2''$,
 $\varepsilon_c = -3''$



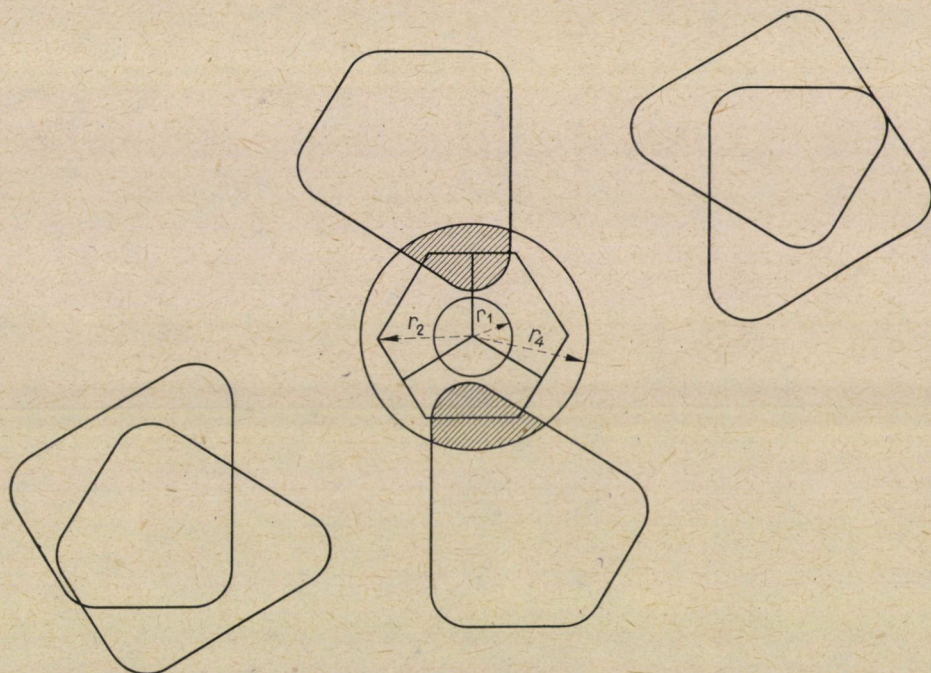
11. ábra. Ugyanaz az eset, mint a 10. ábrán, ha $r = 25$ mm

Szöghibás triéderprizmánál a kilépőpupilla r_1 félátmérőjétől függő kritikus t_0 távolságon felül a visszatükrözött sugárnyaláb nem hézagmentes, a visszatükrözött nyaláb belsejében fényhiányok állanak elő. Ezek annál nagyobbak, minél kisebb a kilépőpupilla r_1 félátmérője, minél nagyobbak a triéderprizma ε_a , ε_b , ε_c lapszöghibái és minél nagyobb a t távolság.

Így a 10. ábra $r_1 = 5$ mm félátmérőjű kilépőpupilla esetén, de a többi adat megtartása mellett tünteti fel a visszatükrözött sugárnyaláb metszetét. A 11. ábra azt az esetet szemlélteti, amikor változatlan r_1 , t , ε_a , ε_b , ε_c adatok mellett a triéderprizma r_2 félátmérője a példában felvett 50 mm helyett 25 mm. A 12. ábránál pedig változatlan r_1 , r_2 , ε_a , ε_b , ε_c adatok mellett a t távolság 1000 m helyett 2000 m.

Szőghibás triéderprizmánál a visszatükrözött fénysugár a belépőpupilla által felfogott részét a (4) képlet nem adja meg közvetlenül. A (4) képlettel számított Φ_4 fénysugár redukálni kell a visszatükrözött sugarak által a belépőpupilla területén belül megvilágított idomok (idomrészek) összterületének és a belépőpupilla területének C hányadosával való szorzás útján:

$$\Phi_4 = C\Phi'_4.$$



12. ábra. Ugyanaz az eset, mint a 10. ábrán, ha $t = 2000$ m

IRODALOM

1. HERZBERGER, M.: Die Anwendung der Vektoralgebra auf die geometrische Optik. *Zentralzeitung f. Optik und Mechanik* 45 (1924), 194.
2. MADELUNG, E.—GÜNDEL, B.: Anwendung der Vektorrechnung auf die Durchrechnung optischer Systeme. *Ztschf. f. Physik* 38 (1926), 128.
3. FIALOVSKY L.: A geodézia műszerekről. Nehézipari Könyv- és Folyóiratkiadó Vállalat, Budapest 1952; 51.

JÁRMŰSZERKEZETEK ELŐFESZÍTÉSÉNEK NÉHÁNY KÉRDÉSE

MICHELBERGER PÁL,

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM

[Beérkezett 1965. május 10-én]

A statikailag határozatlan szerkezetekben az előfeszítés tudatos felhasználásával az erőjáték kedvezőbbé tehető, az élettartam és a teherbírás megnövelhető. A gyártás során fel lépő véletlen méretpontatlanságok ezzel szemben számos esetben kedvezőtlenebb erőjátékot eredményeznek. A belső erők véletlenszerű megváltozása megbízhatatlanná teszi a szilárdsági számításokat, sőt a méréseket is.

Különösen jelentős a méreteltérések befolyása a nagyméretű járműszerkezeteken. Az autóbusz kocsiszekrény és alváz összeépítésénél előforduló méreteltérésekből származó igénybevételt szabályos szerkezeten negyedrendű szimultán differenciaegyenletek segítségével határozhatjuk meg. A gyártási pontatlanság véletlen előfordulása a matematikai statisztika módszereivel tárgyalható. A méreteltérések közelítőleg normális eloszlást követnek, és egy járművön belül páronként függetlenek. Ezért a méreteltérések várható értékéből és szórásából könnyen meghatározhatók a szerkezetben fellépő igénybevétel várható értéke és szórása.

1. Bevezetés

A járműszerkezetek és általában egyéb mechanikai szerkezetek szilárdsági méretezése is a „külső” (ismert, feltételezett, előírt stb.) terheléseken alapszik. Nem kisebb jelentőségű azonban az előfeszítő erők („belső terhelés”) befolyása a szerkezet teherbírására. A szerkezet tönkremenetele általában e két terhelés együttes hatására következik be. A belső terhelések (visszamaradó feszültségek) jellegüktől függően hátráltatják vagy elősegítik a tönkremenetelt.

Számos vizsgálat ellenére sem tekinthetjük a kérdést jelenleg elméletileg lezártnak. A kérdéssel foglalkozó kísérleti vizsgálatok során elsősorban a szerkezet vagy gépalkatrész felületi megmunkálással elérhető élettartam-, illetve teherbírás-növekedését igyekeztek tisztázni [1, 2].

A felületi megmunkálás (sörétezés, görgőzés stb.) általában csak kis területen idéz elő belső terhelést. Statikailag határozatlan szerkezeteken előfeszítéssel nagyobb kiterjedésben (szerkezeti méretekben) is lehetséges belső terheléseket létrehozni. Ezek a belső terhelések természetesen a külső terhelésekhez hozzáadódnak, és a szerkezet erőjátékát az előfeszítésmentes állapothoz képest átrendezik. Az átrendezés egyes szerkezeti elemek igénybevételének csökkenését eredményezi más elemek igénybevételének egyidejű növelése árán.

Közismert, hogy a statikailag határozatlan tartók merevebb elemei „gyűjtik” a belső erőket, a lágyabb elemek pedig bizonyos mértékig teher-

mentesülnek. Az egyes elemek teherbírása számos esetben azonban nem a merevséggel, hanem pl. a keresztmetszeti tényezővel arányos, ezért előfordulhat, hogy a kisebb merevségű tartóelem — bár nagyobb deformáció árán — nagyobb teherbírású. Megfelelően megválasztott előfeszítéssel a merevebb tartóelemekben a külső terhelésből származó igénybevétellel ellentétes előjelű belső erőt hozhatunk létre, melynek eredményeként az eredő belső erők átrendeződhetnek a merevebb és lágyabb tartóelemek között, és arányosakká válhatnak a teherbírással [3].

Az igénybevétel átrendeződését egyes esetekben elérhetjük az egyes tartóelemek anyagának (rugalmassági modulusának) megváltoztatásával is [4]. Míg azonban ez a módszer a külső terhelés hatására bekövetkező deformációkat megváltoztatja, addig az előfeszítés a deformációk nagyságát nem befolyásolja.

Az előfeszítés tudatos alkalmazásával általában kedvezőbb erőjátékot, nagyobb teherbírást érünk el. Számos esetben azonban a gyártás közben felépő, véletlen előfeszítések kedvezőtlen irányban változtatják meg az erőjátékot. Különösen káros, ha a stabilitási határukig terhelt szerkezeti elemek kapnak többlet-igénybevételt, vagy ha a fárasztó igénybevétel közép feszültsége toódik el nagyobb feszültség felé jelentősebben. Könnyen belátható, hogy ilyen esetekben sem a szerkezet teherbírását, sem élettartamát nem lehet megbízhatóan számítani, sőt a szerkezeten végzett mérések, fárasztó kísérletek sem adnak helyes képet az erőjátékról, teherbírásról, ill. élettartamról.

A konstruktőrök ennek tudatában igyekeznek szűk mérettűrések előírásával a véletlenszerű előfeszítést és ezzel az erőjáték ellenőrizhetetlen megváltozását csökkenteni. Számos szerkezeten — elsősorban a kisebb és közepes méretű gépeken — az átlagos gyártási pontosság elegendő az előfeszítésből adódó véletlenszerű igénybevétel korlátozott, kis értéken való tartásához. Sajnos, a járműszerkezetek nagyobb geometriai méretei és előállításuk technológiája olyan tűréseket eredményeznek, melyek gyakran éreztetik kedvezőtlen hatásukat a jármű erőjátékában.

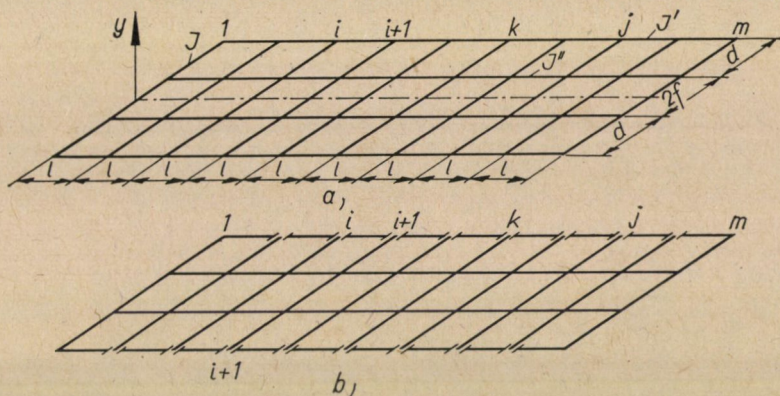
2. Az előfeszítés direkt esetének vizsgálata autóbusz szerkezeteken

A jelenleg gyártott autóbuszok zömmel alváz vagy padlóváz szerkezetűek. Nyilván a gyártás során sem az alváz (fenékváz), sem a felépítmény nem készül tökéletesen pontosan, hanem az előírt mérettől a tűréshatárokkal megadott értéken belül eltér. Ha a két szerkezeti elemet — a fenékvázat és a felépítményt — összeszereljük, azokat pontatlanságuktól függően többé-kevésbé előfeszítjük.

Elsőként az *előfeszítés direkt feladatát* oldjuk meg, vagyis feltételezzük, hogy a méreteltéréseket (pontatlanságot) minden egyes összeerősítési ponton

ismerjük. (Mégmértük minden összeerősítési pontban a fenékváz és a felépítmény gyártási pontatlanságát, vagy éppen tudatosan előírtuk a méreteltéréseket az erőjáték átrendezése érdekében.)

Mint már több dolgozatban kimutattuk, a statikai számításokban az alvázas és padlóvázas autóbuszok egyaránt tartórácsnak tekinthetők [5, 6]. Vizsgálatunkban feltételezzük, hogy a tartórács rúdjaiknak csavarómerevsége elhanyagolható, a szerkezet szimmetrikus és szabályos, vagyis a hosszanti tartók hajlító merevsége egyenként a jármű teljes hosszában állandó, a



1. ábra. Szabályos alvázas, ill. padlóvázas autóbusz statikai modellje *a*, és törzstartója *b*

keresztartók kiosztása egyenletes, és az összes keresztartó hajlítómerevsége egyenlő. A számítási modell (*a*) és az abból képzett törzstartó (*b*) az 1. ábrán látható. Geometriailag pontos tartóelemek (hosszartók, keresztartók) összeépítésekor nyilván nem ébred belső erő a szerkezetben, bármelyik szerkezeti elem *y* irányú méreteltérése esetén azonban a teljes tartórács igénybevételt szenved.

2.1. Az előfeszítés pontosabb vizsgálata

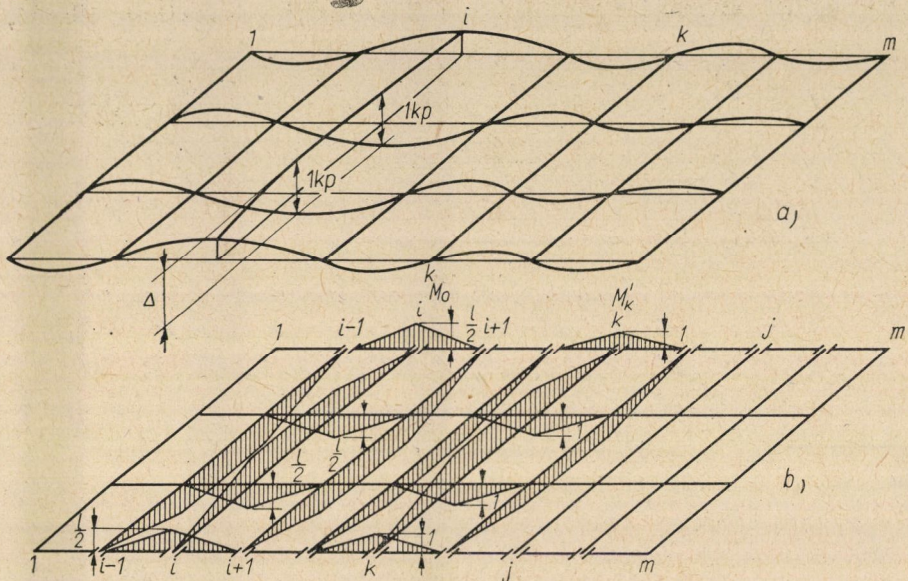
Tételezzük fel, hogy az *i*-edik keresztartó és a két középső hosszartó összeerősítési pontjaiban Δ nagyságú *y* irányú szimmetrikus hégzag van, melyet a szereléskor összehúzza, a hosszartók és a keresztartó között l kp nagyságú előfeszítő erők ébrednek (2a. ábra). Az *i*-edik keresztartó és a hosszartók között működő l kp előfeszítésből származó M_0 igénybevételi ábrát és a *k*-adik keresztartónál levő átmetszésben ható X_k ismeretlen nyomaték helyén működő l cmkp-os nyomatékból származó M'_k igénybevételi ábrát a 2b. ábrán levő törzstartóra rajzoltuk fel.

Az X_k nyomatékok meghatározására szolgáló egyenletrendszer együtthatói (terheléstényezői és egységtényezői) közismerten

$$\delta_{0k} = \sum \int \frac{M_0 M'_k}{JE} ds, \text{ illetve } \delta_{jk} = \sum \int \frac{M'_j M'_k}{JE} ds. \quad (1)$$

A kijelölt integrálások és szummációk elvégzése után bevezetve a

$$\gamma = \frac{l^3 J}{2d^2(d+3f)} \left(\frac{1}{J'} + \frac{1}{J''} \right)$$



2. ábra. a) Az i -edik keresztartónál levő Δ méreteltérés hatása a tartó deformációjára; b) a törzstartón keletkező M_0 , valamint M'_k hajlítónyomaték

jelölést, az előfeszítés környezetére felírható $i+1$ és $i+2$ jelű alakváltozási egyenlet az alábbi alakban adódik:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{2} X_{i-2} + \left(2\gamma - \frac{3}{2} \right) X_{i-1} + \left(6\gamma + \frac{7}{2} \right) X_{i+1} + \left(\gamma - \frac{7}{2} \right) X_{i+2} + \\ & + X_{i+3} + \frac{l}{2} (3\gamma - 1) = 0, \end{aligned} \quad (2)$$

$$\frac{1}{2} X_{i-1} + \left(\gamma - \frac{7}{2} \right) X_{i+1} + (4\gamma + 6) X_{i+2} + (\gamma - 4) X_{i+3} + X_{i+4} + \frac{l}{2} = 0.$$

Az $i-1$ és $i-2$ jelű egyenletet az (2) összefüggések i -re vonatkoztatott tükrözésével nyerhetjük. Az egyenletrendszer egyéb, általános k -edik egyenlete:

$$X_{k-2} + (\gamma - 4) X_{k-1} + (4\gamma + 6) X_k + (\gamma - 4) X_{k+1} + X_{k+2} = 0. \quad (3)$$

A (3) egyenlet homogén, lineáris, negyedrendű differenciaegyenletnek tekinthető, melynek zárt alakú megoldása:

$$X_k = C_1 \lambda_1^{k-i-1} + C_2 \lambda_2^{k-i-1} + C_3 \lambda_3^{k-i-1} + C_4 \lambda_4^{k-i-1}. \quad (4)$$

Mivel k értéke i -nél kisebb is és nagyobb is lehet, a (3) egyenlet két differenciaegyenletet jelent, melyeknek formális megoldása közös, a C konstansok értéke azonban különböző. A C állandókat mindkét differenciaegyenletben oly módon kell megválasztani, hogy a szerkezet végeire felírható négy kerületi feltételen kívül még a (2) egyenletek, ill. az azokból tükrözéssel származtatható $i - 1$ és $i - 2$ jelű egyenletek is teljesüljenek.

A λ tényező értékét a differenciaegyenlet karakterisztikus egyenletéből határozhatjuk meg [6].

A gyökök páronként reciprokok, valamint konjugált komplex számok, ha $|\gamma| < 24$.

A gyakorlatban általában $\gamma < 24$, ezért a (4) megoldást átalakíthatjuk r -rel jelölve a gyökök egynél kisebb abszolút értékét és Ψ -vel a valós tengellyel bezárt szöveget:

$$X_k = r^{|i-k|-1} [C_1 \cos(|i-k|-1)\psi + C_2 \sin(|i-k|-1)\psi] + r^{1-|i-k|} [C_3 \cos(|i-k|-1)\psi - C_4 \sin(|i-k|-1)\psi]. \quad (4')$$

Végtelen hosszú szerkezeten csak az egységnél abszolút értékben kisebb gyököket kell figyelembe venni (korábbi vizsgálataink szerint 3–5 keresztartó osztás már végtelen hosszúnak tekinthető [5–7]), ezért elegendő a (4') kifejezés első tagját használni. A tartórács igénybevétele — az i helyen levő előfeszítésből — a szuperpozíció elvének érvényessége esetén

$$M(i) = M_0 + \sum_{j=2}^{m-1} X_j M'_j. \quad (5)$$

Az 1 kp-os előfeszítés hatására bekövetkező Δ_i elmozdulás a hosszartók és keresztartó között

$$\Delta_i = \sum \int \frac{M(i) M'}{JE} ds, \quad (6)$$

ahol M' az i -edik keresztartó és a hosszartók találkozásánál a törzstartóra ható egységnyi terhelésből származó hajlítónyomaték, vagyis $M' = M_0/2$.

Nyilván y_i szerelési pontatlanság esetében az i -edik keresztartó és a hosszartók között y_i/Δ_i nagyságú előfeszítő erő ébred, mely a tartórácsban

$$M(y_j) = \frac{y_i}{\Delta_i} \left(M_0 + \sum_{j=2}^{m-1} X_j M'_j \right) = \frac{y_i}{\Delta_i} M(i)$$

hajlítónyomatékokat ébreszt.

Az eddigi vizsgálatban i értékét tetszőlegesen, de rögzített értéknek vettük fel. A pontatlanság — és ezért az előfeszítés is — azonban bármely keresztartónál előfordulhat. Minden keresztartónál az i -hez hasonlóan két-két negyedrendű differenciaegyenletet írhatunk fel (a jármű végén elhelyezkedő keresztartónál egy-egy differenciaegyenlet elfajul), melyeknek megoldása csak páronként függ egymástól. A szimultán differenciaegyenletek teljes megoldását az összes differenciaegyenlet külön-külön nyert megoldásának összegeként állíthatjuk elő. A k -adik keresztartónál a hosszartóra ható hajlítónyomaték nyilván

$$M_k = \sum_{i=2}^{m-1} \frac{y_i}{\Delta_i} M_k(i). \quad (7)$$

Jóllehet a (7) kifejezés igen rövid és áttekinthető formában adja meg az y_i pontatlanságok ($i = 2, 3, \dots, m-1$) okozta belső erők alakulását, kezelése mégis felette nehézkes, mivel M_k meghatározásához tulajdonképpen $2(m-2)$ negyedrendű differenciaegyenletet kell megoldani.

2.2. Az előfeszítés közelítő vizsgálata

A számítási munka jelentősen egyszerűsíthető, ha a keresztartók a hosszartókhoz képest merevnek tekinthetők. Teljesen merev keresztartó esetében a 2.1-ben definiált γ értéke a végtelenhez tart, és az egyenletrendszer általános, k -adik egyenlete a (3) kifejezés helyett az alábbi egyszerű alakot ölti:

$$X_{k-1} + 4X_k + X_{k+1} = 0. \quad (8)$$

A (8) egyenlet általános megoldása:

$$X_k = C_1 \lambda_1^{i-k-1} + C_2 \lambda_2^{i-k-1}.$$

A λ_1 és λ_2 tényezők értéke a differenciaegyenlet karakterisztikus egyenletéből határozható meg. A két gyök a negyedrendű differenciaegyenlet gyökeihez hasonlóan reciproka egymásnak. C értékei a kerületi feltételekből és a (2) egyenletekből származtatható, az előfeszítés környezetére felírható alábbi egyenletből határozhatók meg:

$$2X_{i-1} + 6X_{i+1} + X_{i+2} + \frac{3l}{2} = 0. \quad (9)$$

A pontos vizsgálathoz hasonlóan elegendő az egynél abszolút értékben kisebb gyököt figyelembe venni. Bevezetve a $\lambda_1 = -e^{-\varphi} = -2 + \sqrt{3}$ jelölést, a [7] dolgozat alapján a (8) egyenlet megoldása

$$X_k = e^{\varphi} X_{i \pm 1} (-e)^{-\varphi|i-k|}, \quad (10)$$

ahol a \pm előjel az $i < k$ esetre vonatkozik. A (10) összefüggés lehetővé teszi, hogy a szimultán differenciaegyenletekre felírt (7) általános megoldást részletesebben kifejtjük és gyakorlati számítás céljaira használhatóvá tegyük. A [7] dolgozatban közölt részleteket mellőzve,

$$M_k = \pm 3e^{\varphi} \sum_{i=1}^m A_i y_i e^{-\varphi|i-k|} (-1)^{|i-k|}, \quad (11)$$

mely kifejezésben olyankor, amidőn az i összegezési index különbözik a rögzített k indextől,

$$\begin{aligned} A_1 = A_m = A &= \frac{-2}{\alpha l^2(4e^{-\varphi} - 15)}, \\ A_2 = A_{m-1} &= -6A, \\ A_3 = A_4 = \dots = A_{m-2} = B &= \frac{6}{\alpha l^2(2e^{-\varphi} - 7)}; \end{aligned}$$

olyankor viszont, amidőn az i összegezési index megegyezik a rögzített k indexszel:

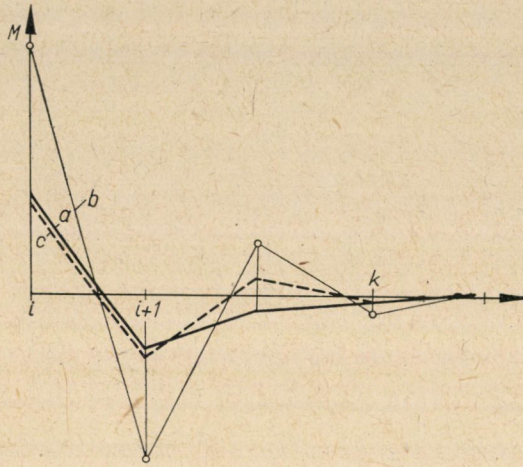
$$\begin{aligned} A_1 = A_m &= 0, \\ A_i &= -A \frac{9 - 2e^{-\varphi}}{e^{\varphi}}, \text{ ha } 3 > i \text{ vagy } i > m - 2, \\ A_i &= B \frac{5 - e^{-\varphi}}{3e^{\varphi}}, \text{ ha } 2 < i < m - 1, \end{aligned}$$

továbbá

$$\alpha = \frac{1}{J'E} + \frac{1}{J''E}.$$

A (11) összefüggés szigorúan csak $\gamma \rightarrow \infty$ esetében ad helyes eredményeket. Gyakorlatilag $\gamma = 4 \div 10$, ami a (7) és (11) összefüggés között elég jelentős különbségeket eredményez. A (3) és (8) differenciaegyenletekből számított belső erők csillapodásának jellege azonban mindkét esetben jól megegyezik (3. ábra), csak a kezdő értékek térnek el egymástól. A merev keresztartóval adódó kezdő értéket közelíthetjük a rugalmas keresztartó figyelembevételével

nyert eredményhez, ha a valóságosnál merevebbnek feltételezett tartórácsot a hossztartók valódi merevésének meghatározott mértékű csökkentésével az eredeti merevségig meglágyítjuk. A hossztartók új, képzelt merevségét abból a feltételből számíthatjuk ki, hogy 1 cm-es szerelési pontatlanság mindkét esetben (valódi és képzelt merevség) azonos előfeszítő erőt okoz. A képzelt hossztartó merevségéhez tartozó adatokat *-gal jelölve, azonos tartórács-



3. ábra. A belső erők csillapodása egységnyi méreteltérés esetében; a) rugalmas keresztartó, eredeti hosszartó merevség; b) merev keresztartó, eredeti hosszartó merevség; c) merev keresztartó, képzelt hosszartó merevség

merevség esetében $\Delta = \Delta^*$, melyből a (6) egyenlet figyelembevételével levezethető:

$$\frac{1}{J^*} + \frac{1}{J^{**}} = \frac{\left(\frac{1}{J'} + \frac{1}{J''}\right) (3X_{i-1}l^2 + l^3) + \frac{d^2}{Jl} (d + 3f) (2X_{i-2} - 2X_{i-1} + 3l)}{3X_{i-1}^*l^2 + l^3} \quad (12)$$

A szokásos merevségi viszonyoknál

$$\frac{1}{J^*} + \frac{1}{J^{**}} \approx 2 \div 4 \left(\frac{1}{J'} + \frac{1}{J''} \right) \quad (12')$$

A (12) összefüggés figyelembevételével a (11) egyenlet az előfeszítés direkt feladatának könnyen kezelhető, közelítő megoldását adja meg.

3. Az előfeszítés indirekt feladatának vizsgálata

A gyártás során legtöbbször nincs mód mérésre, még kevésbé számításra, ezért a technológus számára nem a direkt, hanem az *indirekt feladat* megoldása szükséges, vagyis az a kérdés tisztázandó, mekkora az a maximális szerelési pontatlanság, amely még nem eredményez a tervező által megengedett igénybevételnél nagyobb belső erőket.

Míg a direkt feladatnak mindig csak egy megoldása van, addig az indirekt feladat több megoldású. A megoldás többértékűsége abból adódik, hogy az egyes tartóelemekben előidézett igénybevétel nemcsak a szerelési pontatlanságok nagyságától, hanem azok sorrendi elrendezésétől is függ. A szerelési pontatlanság nagysága stochasztikus jelenség, és ezért vizsgálatához a matematikai statisztika módszereit kell figyelembe venni.

3.1. A szerelési pontatlanság jellemző értékei

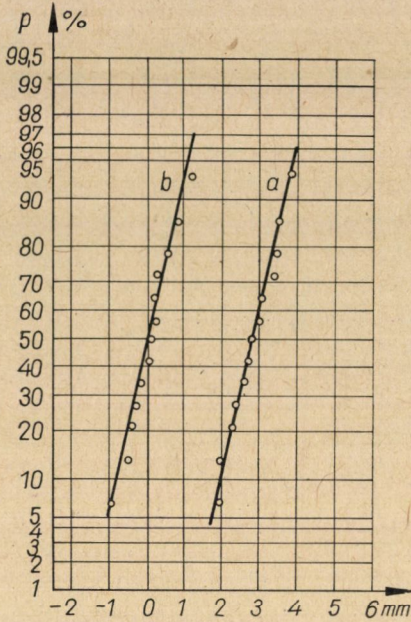
A szerelési pontatlanságok (résméret) nagyságát 13 db azonos típusú, 11 keresztartós autóbusz egyenként 22 összeerősítési pontján mértük meg. A szerelési technológia megegyezett a [8] dolgozatban leírt folyamattal. A mérések elemzéséből megállapítható, hogy az egyes összeszerelési helyeken a résméret jó közelítéssel normális valószínűségi eloszlást követnek.

A lemért résnagyságokat a koci hossz tengelyére vonatkoztatva szimmetrikus, illetve antiszimmetrikus összetevőkre bonthatjuk. Mindkét összetevő külön is normális valószínűségi eloszlást követ, és szórásuk minden összeerősítési ponton (kivéve az első és utolsó keresztartót, ahol a szórás zérus nagyságú) közel azonos, 0,6–1 mm között változik. A szimmetrikus résméret várható értéke közelítőleg a szórás háromszorosa, az antiszimmetrikus résméret várható értéke pedig zérus. A 4. ábrán feltüntettük egy összeszerelési pont szimmetrikus, ill. antiszimmetrikus résméreteinek eloszlását Gauss-féle papíron.

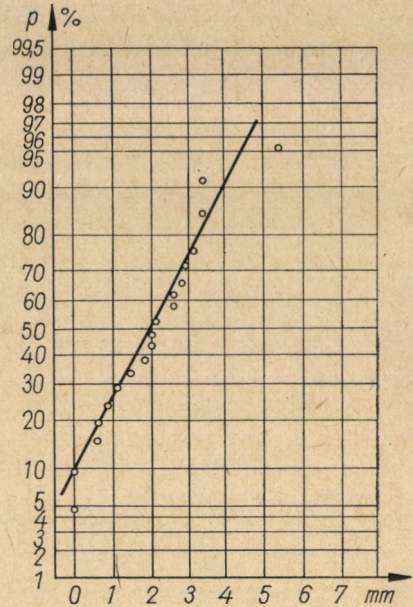
A különböző helyeken mért résnagyságok eloszlása egymástól páronként független. Teljes függetlenség méréseink szerint nem áll fenn, mivel egy-egy jármű különböző összeépítési pontjain mért résméret nagyjából ugyancsak normális eloszlást mutatnak (5. ábra). A következő valószínűség számítási megfontolásokhoz a páronkénti függetlenség elegendő feltétel.

Mivel a résméret alsó és felső határa a szerelési technológia következtében korlátos, a normális eloszlás feltételezése elvileg nem helytálló, mert normális eloszlásnál — ha igen kis valószínűséggel is — igen nagy rések, ill. túlfedések is előfordulhatnak. Igen jó közelítést nyerhetünk azonban akkor, ha az előforduló maximális résméretet szimmetrikus esetben a szórás hatszorosával vesszük egyenlőnek, a várható résméretet pedig a maximális rés felével tekintjük egyenlőnek. A fenti feltételek alapján a résméret sűrűségfüggvénye az 1 és m keresztartó kivételével

$$f(y) = \frac{6}{y_{\max} \sqrt{2\pi}} \exp \left[-\frac{18(y - y_{\max}/2)^2}{y_{\max}^2} \right]. \quad (13)$$



4. ábra. A méreteltérések eloszlása:
a) szimmetrikus; b) antiszimmetrikus



5. ábra. Egy autóbusszon mért
részletek eloszlása

3.2. A szerelési pontatlanságból adódó igénybevétel jellemző értékei

A részletek eloszlását ismerve, a (7), illetve (11) összefüggés alapján az igénybevétel várható értékét és szórását is egyszerűen kiszámíthatjuk, mivel a keletkező hajlítónyomaték-értékek az y részletek lineáris kombinációjával állíthatók elő.

A várható értékeket felülvonással jelölve,

$$\begin{aligned} \bar{y}_1 &= \bar{y}_m = 0, \\ \bar{y}_2 &= \bar{y}_3 = \dots = \bar{y}_i = \dots = \bar{y}_{m-1} = \bar{y}_{\max}/2. \end{aligned} \quad (14)$$

A hajlítónyomaték várható értékének meghatározására egyszerűbb összefüggéseket nyerhetünk, ha koordinátarendszerünket a [7] dolgozat szerint $y_{\max}/2$ értékkel eltoljuk (ez a hajlítónyomaték értékét nem változtatja). Természetesen ezzel a (14) kifejezés kissé átalakul:

$$\begin{aligned} \bar{y}'_1 &= \bar{y}'_m = y_{\max}/2, \\ \bar{y}'_2 &= \bar{y}'_3 = \dots = \bar{y}'_{m-1} = 0. \end{aligned} \quad (14')$$

A (11) összefüggés figyelembevételével a k -adik összeerősítési helynél a hosszanti tartóelemekben ébredő hajlítónyomaték várható értéke:

$$|\bar{M}_k| = 3e^\varphi \frac{y_{\max}}{2} A \{ (-1)^{k-1} e^{-\varphi(k-1)} + (-1)^{m-k} e^{-\varphi(m-k)} \}. \quad (15)$$

A (15) kifejezés maximális értéke a $k = 2$ és $k = m - 1$ helyen jön létre, a jármű közepe táján nagysága gyakorlatilag zérusra csökken.

A hajlítónyomaték szórását az egyes rések szórásából számított hajlítónyomatékok négyzetösszegéből vont négyzetgyök adja meg. $\sigma(M_k)$ -vel jelölve a k helyen ébredő hajlítónyomaték szórását, a (11) összefüggés segítségével

$$\sigma(M_k) = \sqrt{9e^{2\varphi} \sum_{i=1}^m A_i^2 \sigma^2(y_i) e^{-2\varphi|i-k|}}. \quad (16)$$

Mivel $\sigma(y) = y_{\max}/6$, a (16) kifejezés átalakítható

$$\sigma(M_k) = \frac{e^\varphi y_{\max}}{2} \sqrt{\sum_{i < k} A_i^2 e^{-2(k-i)\varphi} + \sum_{i > k} A_i^2 e^{-2(i-k)\varphi} + A_k^2}. \quad (16')$$

A (16') kifejezés részletesebb matematikai vizsgálatával kimutatható, hogy $\sigma(M_k)$ értéke a jármű közepén éri el maximális nagyságát.

Megjegyezzük, hogy míg a rések sűrűségfüggvényét minden összeerősítési pontban (kivéve az elfajuló eloszlású 1 és m helyet) egységesen a (13) egyenlet írta le, addig a nyomatékok várható értékét és szórását minden k helyen más és más összefüggés adja meg, következésképp a sűrűségfüggvények is eltérőek (6. ábra).

Vegyük fel, hogy a megengedhető hajlítónyomaték értéke

$$M_{\text{meg}} \geq M_{\max} = |\bar{M}_k \pm 3\sigma(M_k)|_{\max}, \quad (17)$$

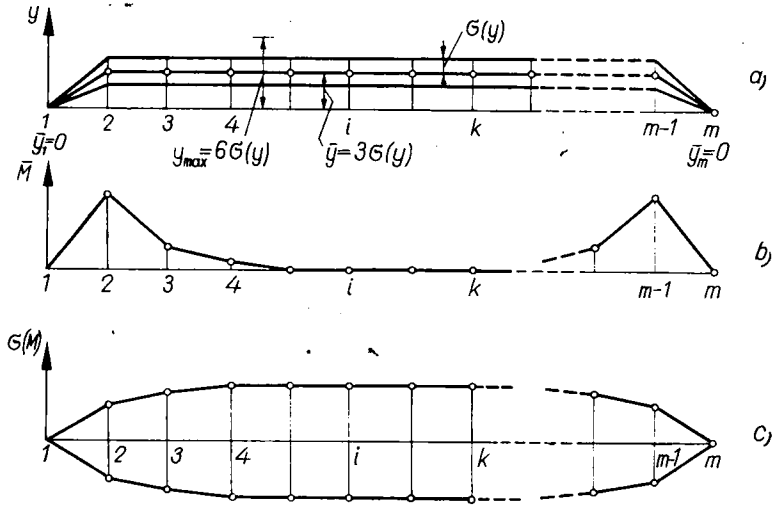
vagyis bármely összeerősítési helyen mindig kisebb a hajlítónyomaték értéke, mint a kérdéses helyen nyert hajlítónyomaték várható értékének és háromszoros szórásának összege. Ezzel gyakorlatilag kizártuk a megengedhetőnél nagyobb hajlítónyomaték keletkezésének lehetőségét.

A (15) és (16) figyelembevételével matematikailag kimutatható, hogy a (17) kifejezésnek a $k = 2$ és $k = m - 1$ kereszttartóknál helyi maximuma van. A $k = 2$ érték behelyettesítése után a (17) egyenletből y_{\max} értéke kifejezhető:

$$y_{\max} = \frac{\frac{2}{3} M_{\text{meg}} e^{-\varphi}}{-A + \sqrt{B^2 \frac{e^{-2\varphi}}{1 - e^{-2\varphi}} + A^2(9e^{-\varphi} - 2e^{-2\varphi})^2}}. \quad (18)$$

Ezzel a szereléskor még megengedhető legnagyobb résméretet (az y_{\max} értékek minimumát) meghatároztuk. A (18) kifejezéssel kiszámított résméret (megengedhető szerelési pontatlanság) — azonos geometriai és teherbírási feltételek mellett — kb. kétszer akkora adódik, mintha a réseket a legkedvezőtlenebb elrendezésben vesszük fel [8].

Előfordulhat, hogy egyes járműveken nem a hossztartók, hanem a kereszt-tartók igénybevétele éri el hamarabb a meg nem engedett értéket. A kereszt-



6. ábra. A méreteltérések és a belőlük keletkező igénybevételek paraméterei a járműszerkezeten: a) a méreteltérés várható értéke és szórása; b) a hajlítónyomaték várható értéke; c) a hajlítónyomaték szórása

tartókra ható P_k erők a hosszanti tartók hajlítónyomatékának lineáris függvényei,

$$P_k = \frac{2M_k - (M_{k-1} + M_{k+1})}{l}, \quad (19)$$

ezért a kereszttartók igénybevételenek várható értéke és szórása az előzőek alapján könnyen meghatározható.

4. Számpélda

Egy szabályos autóbusz geometriai adatai:

Teljes hossz: $L = 1100$ cm

Szélesség: $2(d + f) = 240$ cm

Kereszttartók távolsága: $l = 137,5$ cm

A kereszttartók inercianyomatéka: $J = 4000$ cm⁴

A hossztartók inercianyomatéka: $J'' = 3000 \text{ cm}^4$

Az oldalfal inercianyomatéka: $J' = 6000 \text{ cm}^4$

A tartók anyagának rugalmassági modulusa: $E = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kp/cm}^2$

Merev keresztartós közelítés esetében a hosszanti tartók képzelt inercianyomatéka:

$$J^* = 2200 \text{ cm}^4; J^{**} = 1100 \text{ cm}^4$$

A megengedhető hajlítónyomaték a hosszartóban: $M_{\text{meg}} = 123\,000 \text{ kp cm}$

A megengedhető maximális résméret valószínűségi számítási megfontolással: $y_{\text{max}} = 4,7 \text{ mm}$.

IRODALOM

1. WEIBULL, W.: *Fatigue Testing and Analysis of Results*. Oxford etc. 1961.
2. Кудрявцев, П. И.: Остаточные сварочные напряжения и прочность соединений. Москва 1964, 47—50.
3. MINA, A.: Vasúti járművek tartószerkezetei. Mérnöki Továbbképző Intézet. Budapest 1952.
4. MICHELBERGER P.: Önhordó autóbusz-karosszériák tökéletesítése. Mérnöki Továbbképző Intézet, Budapest 1960.
5. MICHELBERGER, P.: Wirkung der Türöffnungen auf das Kräftespiel der Omnibus-Karosserien. *Periodica Polytechnica* 6 (1962), 115—128.
6. MICHELBERGER, P.: Das Kräftespiel einer infolge der Türöffnung unsymmetrischen Omnibuskarosserie mit elastischen Querträgern. *Periodica Polytechnica* 7 (1963), 189—199.
7. MICHELBERGER, P.: Die von Montage-Üngenauigkeiten stammenden Innenkräfte bei dem Zusammenbau von Fahrgestell und Wagenkasten eines Autobusses. *Acta Techn. Hung.* 44 (1963), 313—328.
8. MICHELBERGER, P.—KÖRMENDY, I.: Auswahl der Fertigungstoleranzen beim Zusammenbau von Wagenkasten und Fahrgestell an Autobussen mit Fahrgestell. *Periodica Polytechnica* 8 (1964), 247—258.

Si—SiC, $p-n$ HETEROÁTMENETEK

LUKÁCS JÓZSEF,

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
VILLAMOSIPARI KUTATÓ INTÉZET, FÉLVEZETŐ LABORATÓRIUM

[Beérkezett 1965. augusztus 11-én]

A tanulmány a Si—SiC, $p-n$ heterokötések létrehozásának lehetőségeit vizsgálja, és ismerteti a heteroátmenetek energiasáv-diagramjának felvételére végzett kísérleteket. Az eredmények alapján megállapítható, hogy a Si—SiC heterokötésben az $n-n^+$ átmenettel érhető el a legkedvezőbb egyenirányító karakterisztika.

I. Bevezetés

Régebbi, vonatkozó munkáink [1—3] polikristályos, nemlineáris ellenállásokban alkalmazott szilíciumkarbidra vonatkoztak. E munkák során két lényeges szempont érvényesült: törekedtünk egyrészt az ellenállások nemlinearitásának javítására, másrészt termikus szilárdságuk fokozására. Az utóbbi volumetrikus és doppingolási kérdésekre redukálódott. Az előbbi probléma azonban előtérbe hozta a SiC szemcsék felületén lejátszódó jelenségek vizsgálatát.

E téren régebbi megállapításaink csak az alapanyag tisztításáig és az egyféle doppingolás bevezetéséig terjedtek [2]. Részletesebb megfontolások később arra vezettek, hogy a nemlinearitás lényeges fokozása csak jól definiált körülmények között kifejlődött lavina (avalanche) jelenségek létrehozása révén érhető el.

E célra legelőnyösebb lett volna természetesen SiC egykristályban létrehozott $p-n$ rétegeket vizsgálni, ez azonban a létrehozni kívánt nagy felületek miatt nem látszott járható útnak.

Ebben a helyzetben, 1964 elején vetettük fel — megalkuvásként — a Si—SiC $p-n$ heterokötések létrehozásának lehetőségét. Tudatában voltunk annak, hogy egykristályos Si lemezek felületén létrehozott SiC, a nagy rácsállandókülönbség ($\text{Si} = 5,42 \text{ \AA}$, $\text{SiC} = 4,35 \text{ \AA}$!)* miatt nem lesz egykristály jellegű. A heterokötéseket azonban még így is definiáltabb viszonyúnak tekintettük, mint két polikristályos test kontaktusviszonyait.

* Irodalmi adatok szerint jó minőségű „heterojunction”-t maximálisan 5—8% rácsállandó különbség esetén lehet létrehozni.

II. Si—SiC heterokötés létrehozásának technológiája

Az említett problémakörben számos kísérletet végeztünk a kísérleti paraméterek, valamint felhasznált anyagok jelentős variálásával. A sok technológiai variáció közül a következőkben leírt eljárást találtuk legcélravezetőbbnek, ill. szempontunkból a legjobb $p-n$, ill. $n-n^+$ átmenetet biztosítóknak.

Kiindulási anyagként $22\Phi \times 0,5$ mm-es egykristályos p -, ill. n típusú Si lemezt használtunk. A [111] sík eltérése a lemez geometriai síkjától maximálisan 3° volt. A lemezeken először egy, a Félvezető laboratóriumban SALÁNKI T. munkatársunk által kidolgozott módszerrel 2000–3000 Å vastag szilíciumoxid réteget hoztunk létre. Ennek részleges eltávolítása után (kúszóút-biztosítás!) a lemezek az 1350°C -on tartott csökemencébe kerültek. A kemencén argon (kb. 10 l/óra) és metán (0,3 l/óra) keverékét áramoltattuk $4 \div 24$ órán át. Így a felületen β -SiC-ot hoztunk létre.

Az „ n ”, ill. „ p ” doppingolás további iztítás mellett történt, a hordozógázhoz nitrogén, illetve trietilalumínium adagolásával. A lemezekről a fölőszenet oxigénban történő iztítással, az egyik oldalon felesleges szilíciumkarbidot pedig mechanikusan távolítottuk el. Ezután mind a SiC réteget, mind a Si-lemezt arannyal vákuumgőzöltük és a felvitt rétegeket 800°C -on hidrogén közegben beégettük.

III. A Si—SiC heteroátmenetek elméleti és kísérleti vizsgálata

Mint hogy a Si—SiC heteroátmenetek energiasáv diagramjára semmiféle irodalmi adatot nem találtunk, kénytelenek voltunk azokat magunk megszerkeszteni. A szerkesztést az irodalmilag található, legvalószínűbb tiltottsáv és kilépési munkaértékekkel végeztük el. A bizonytalanság rögzítése különösen a kilépési munkára vonatkozóan érvényes, mivel itt szilíciumkarbidra igen különböző értékek találhatóak, attól függően, hogy a kilépési munkaértéket kontaktpotenciál, termikus emisszió vagy fotoemissziós mérés alapján határozták meg.

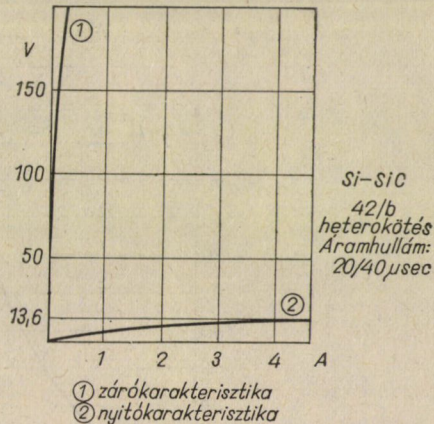
Az energiasáv diagramokat Si—SiC sorrendnek megfelelően $p-n$ és $n-n$, illetve $n-p$ átmenetre rajzoltuk meg. Így meghatároztuk a várható nyitó- és záróirányokat. Ez több esetben nem egyezik az azonos anyagban kiképzett $p-n$ átmenetekre érvényes szabályokkal (vö. 2. és 3. ábra).

A végzett nagyszámú kísérlet eredményeit az I. táblázatban foglaltuk össze. A táblázatban felhasznált Si lemeztípusok fajlagos ellenállását, az alkalmazott doppingolást, az ún. zárófeszültséget, az egyenirányítás fellépését, ill. hiányát jelöltük. Egyenirányítás hiányának azt jelöltük, ha a jelölt zárófeszültségen, ill. azzal azonos nyitófeszültségen az áramok aránya 1:10 értéknél kisebb volt.

I. táblázat

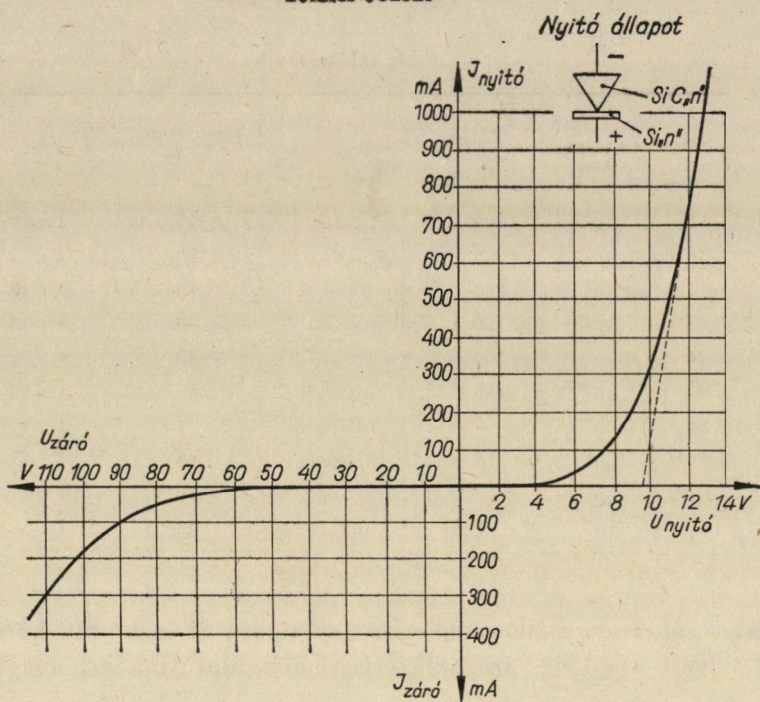
Jel	Si lemez		SiC doppingolás	Zárófeszültség, $V_{csúcs}$	Záró- és nyitóáram aránya
	Vezetési típus	Fajlagos ellenállás, Ω cm			
2	„n”	200	—	16	1 : 10
11/1	„n”	200	—	20	1 : 15
11/2	„n”	200	—	10	1 : 10
45	„p”	150	—	80	1 : 30
46	„p”	150	—	30	1 : 40
47	„p”	150	nitrogén	60	1 : 30
53	„n”	7	nitrogén	4	1 : 4
57/2	„n”	2	nitrogén	4	1 : 4
61/2	„p”	0,5—1	nitrogén	10	1 : 6
65	„n”	7	nitrogén	10	1 : 5

Az 1. ábrán egy 200 ohmcm-es „n” típusú Si és n^+ SiC kötés oszcillográffal felvett nyitó és zárókarakterisztikáját mutatjuk be, míg a 2. ábrán

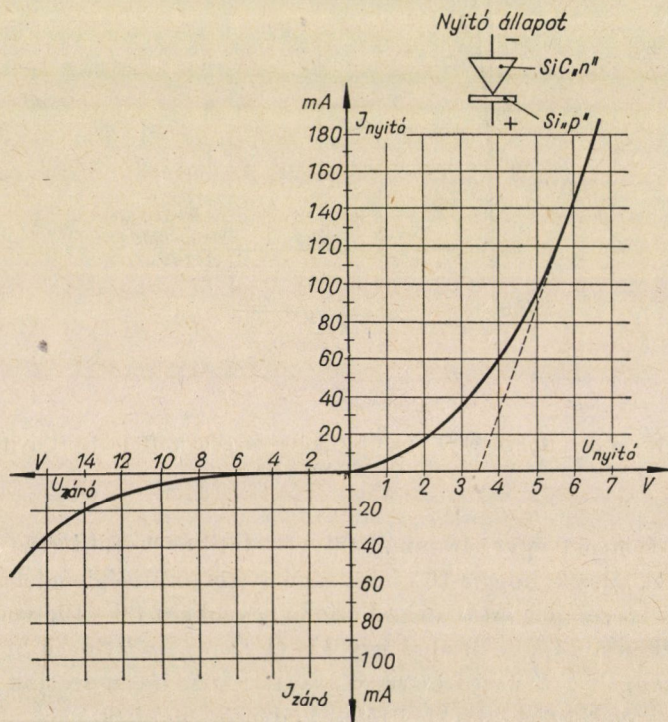


I. ábra. 200 Ω cm-es n típusú és Si — n \bar{u} SiC kötés oszcillográffal felvett nyitó- és zárókarakterisztikája

ugyanezen átmenet egyenárammal felvett statikus karakterisztikája látható. Valószínűnek látszik, hogy a 10 V nagyságú nyitófeszültségben jelentős átmeneti ellenállások is szerepet játszanak. A dióda egyébként 80 ÷ 100 volt zárófeszültségűnek deklarálható. A 3. ábra egy kis (1 Ω cm) „p” típusú Si és hasonlóan n^+ -ra doppingolt SiC nyitó és zárókarakterisztikáját mutatjuk be. Látható, hogy a viszonyok az előbbieknél jóval kedvezőtlenebbek.



2. ábra. Egyenárammal felvett statikus karakterisztika: 42/2 lemez, $F = 200 \text{ } \mu\text{m}$



3. ábra. Egyenárammal felvett statikus karakterisztika: 57/1 lemez, $F = 1 \text{ } \mu\text{m}$

IV. A vizsgálatok eredményeinek értékelése

Az eddig végzett kísérleteket tájékoztató jellegűnek kell tekinteni. Jelen időpontig a legkedvezőbb egyenirányító karakterisztikát Si—SiC heterokötésben $n-n^+$ átmenettel értük el. A lavinaeffektusok tanulmányozása a mellékhatásoktól mentesített telítési áram létrehozásának hiánya miatt eddig nem volt lehetséges.

IRODALOM

1. DR. LUKÁCS J.: Feszültségfüggő ellenállások túlfeszültségelvezetők számára. *Elektrotechnika* (1952), dec.
2. DR. LUKÁCS J.—BOGOLY I.: A SiC jelene és jövője az erősáramú villamosiparban. *Technika*, 1957. febr.
3. LUKÁCS, J.: Weitere Verbesserung nichtlinearer Widerstände. *Energietechnik* **10**, (1963), 459—460.

AZ EGYENESTENGELYŰ KÖRKERESZTMETSZETŰ RÚD CSAVARÁS-OKOZTA KIHAJLÁSA

CSONKA PÁL,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA
AZ MTA ÉPÍTÉSTUDOMÁNYI MUNKAKÖZÖSSÉGE, BUDAPEST

[Béérkezett 1965. október 18-án]

Szerző a feladatot egyszerű egyensúlyi megfontolásokkal oly módon oldja meg, hogy a rúdtengely görbületét az irodalomban használatos közelítő képlet helyett pontos értékkel veszi figyelembe. Kimutatja, hogy olyankor, midőn a rúd a kihajlást megelőzően rugalmas állapotban volt, a rúd egyensúlyi állapota a kihajlás növekedésekor mindaddig indifferens marad, amíg a rúd képlékeny alakváltozást nem szenved.

A dolgot diagramok egészítik ki, melyekkel a csavaró erőpár, illetve fajlagos elcsavarodási szög kritikus értéke különböző rúdkarcsúságok esetén közvetlenül leolvasható.

I. Bevezetés

Mint ismeretes [1–3], a csavarásra igénybevett egyenestengelyű rúd egyensúlyi állapota a rúdvégekre ható M csavaró erőpár egyes jellegzetes értékei esetében instabillá válik. Ilyenkor az eredetileg egyenes rúdtengely csavarvonal alakban meggörbülhet, s ezáltal a rúdkeresztmetszeten a csavarás-okozta nyírófeszültségeken felül még hajlítás-okozta derékfeszültségek is keletkeznek.

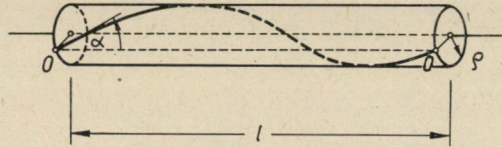
A rúd csavarvonal alakú meggörbülése — *kihajlása* — más és más módon megy végbe attól függően, hogy a kihajlást közvetlenül megelőzően a rúd teljes egészében rugalmas állapotban volt-e, avagy egyes rúdrészeken már előzőleg képlékeny alakváltozások jöttek létre. Az irodalom e két eset közül csak az első esetet tárgyalja, a második esettel nem foglalkozik. Az alábbiak mindkét kihajlási esetet felölelik, s a kritikus erőpár értékét mindkét esetben egyszerű egyensúlyi megfontolások alapján határozzák meg. Az alkalmazott tárgyalásmód feleslegessé teszi a meggörbült tengelyvonal differenciálegyenletének felírását és ezen egyenlet közelítő megoldását. Az előadandók már csak azért is érdeklődésre tarthatnak számot, mert a tanulmányozott feladat talán az egyedüli olyan kihajlási eset, melyben az ún. harmadrendű elmélet zárt megoldást eredményez.

2. Feltevések, jelölések

Az alábbi vizsgálatok az 1. ábra szerint terhelt, egyenestengelyű, körkeresztmetszetű rúdra vonatkoznak. A vizsgálandó rúd hossza l , keresztmetszetének sugara a . A rúd anyagát rugalmas-képlékenynek tekintjük, s feltételez-

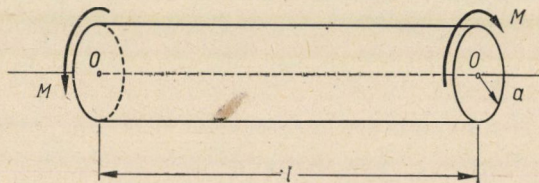
zük, hogy a képlékeny állapot a Huber—Mises-féle képlékenységi feltétel teljesedése esetében következik be.

A rúd véglapjaira ható erőpárokról feltesszük, hogy síkjuk a teljes ki-gömbülési jelenség során merőleges marad a véglapok középpontjait összekötő $O-O$ egyenesre. Feltesszük továbbá, hogy a rúdvégek akként vannak meg-fogva, hogy a rúdtengelynek a kihajlás-okozta elferdülése, valamint a rúd véglapjainak egymáshoz való közeledése gátlás nélkül mehet végbe.



1. ábra. Csavarásra igénybe vett rúd

A csavarvonal alakban meggömbült rúdtengelyt a 2. ábrán mutatjuk be. Itt a csavarvonalat a szemléletesség kedvéért a rajta átfektethető körhengerrel együtt ábrázoltuk. Az ábrán a kihajlásnak azt a legegyszerűbb esetét tüntettük fel, melyben a meggömbült tengelyvonal egyetlenegy csavarmentet tartalmaz. Az általános esetben a meggömbült tengelyvonal több teljes csavarmentből is állhat.



2. ábra. A meggömbült rúdtengely

A meggömbült rúdtengely érintőinek az eredeti $O-O$ tengelyiránnyal bezárt szögét α betűvel, a rúdanyag rugalmassági állandóit E , illetve G betűvel, a fajlagos elcsavarodás szögét pedig ϑ betűvel jelöljük. (Az α , ϑ és M mennyi-ségeket az 1., illetve 2. ábrán feltüntetett esetben tekintjük pozitívoknak.)

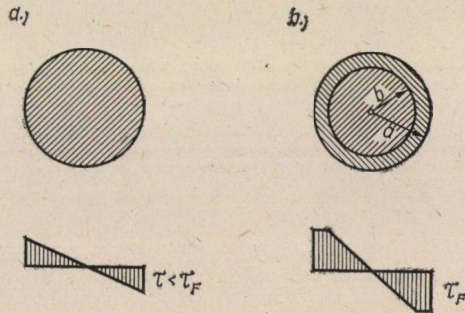
3. A rúd állapota közvetlenül a kihajlás előtt

Az M csavaróerőpár hatására a rúdkeresztmetszeteken nyírófeszültségek keletkeznek. Ezek értéke a csavarónyomaték növekedtével egyre nő, de értékük legfeljebb a folyást előidéző τ_F értéket érheti el. Az a nyomaték, mely a keresztmetszet peremén éppen a τ_F nyírófeszültséget idézi elő, a szilárdságtan ismert képlete szerint számítható:

$$M_E = \frac{\pi a^3}{2} \tau_F. \quad (1)$$

Ha $M \leq M_E$, a rúdkeresztmetszeteken a rúdtengelytől r távolságban keletkező nyírófeszültség nagysága

$$\tau = \frac{M}{2J_a} r, \quad \left(J_a = \frac{\pi a^4}{4} \right), \quad (2)$$



3. ábra. A rúdkeresztmetszeteken keletkező feszültségek a rúd kihajlása előtt:
a) az $M < M_E$ esetben, b) az $M > M_E$ esetben

a fajlagos elcsavarodás szöge pedig

$$\vartheta = \frac{\tau}{rG} = \frac{M}{2GJ_a}. \quad (3)$$

Ha $M \geq M_E$, akkor a keresztmetszeteknek csak valamely $r = b \leq a$ sugarú körön belül fekvő részei vannak kihajlás előtt rugalmas állapotban (3. ábra). Ilyenkor

$$\tau = \begin{cases} \tau_F & , \quad \text{ha } r \geq b, \\ \frac{r}{b} \tau_F, & \text{ha } r \leq b. \end{cases} \quad (4)$$

A rugalmas és képlékeny állapotban levő keresztmetszetrészeket elválasztó kör b sugarát a külső és belső erők nyomatékegyenlőségét kifejező

$$M = \int_{(A)} \tau r \cdot dA = \frac{\pi}{6} (4a^3 - b^3) \tau_F$$

egyenletből számíthatjuk. Innen

$$b = \sqrt[3]{4a^3 - \frac{6M}{\pi\tau_F}}. \quad (5)$$

Ezt ismerve, a fajlagos elcsavarodási szöveget a

$$\vartheta = \frac{\tau_F}{bG} \quad (6)$$

képlettel határozhatjuk meg.

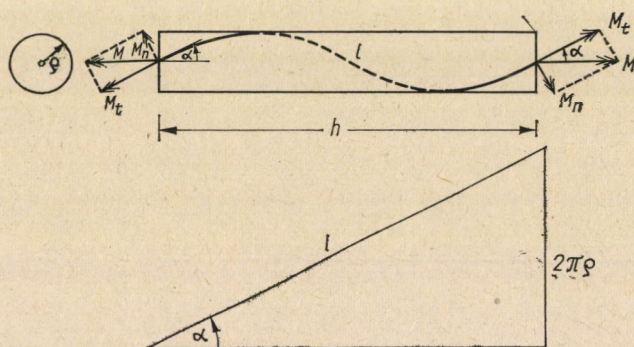
Természetesen, egyensúly csak addig lehetséges, amíg $b \geq 0$. Az M erőpárnak a $b = 0$ határhelyezethez tartozó értéke:

$$M_F = \frac{2\pi a^3}{3} \tau_F = \frac{4}{3} M_E. \quad (7)$$

Ha $M = M_F$, a keresztmetszet egész terjedelmében folyási állapotban van. Ez az állapot a rúd teherbíróképességének lehetséges felső határa. Ilyenkor elméletileg $\vartheta = \infty$.

4. A rúd állapota a kihajlás kezdő pillanatában

Vizsgáljuk meg, lehetséges-e egyensúlyi állapot akkor, ha a rúdra ható külső erőket, a fajlagos elcsavarodást, valamint a rúdtengely ívhosszát válto-



4. ábra. A meggörbült rúdtengely és a rajta átfektetett hengerpalást kiterített képe

zatlanul hagyva, a rúdtengelyt a 2. ábra szerint csavarvonal alakban meggörbítjük. Ez esetben a rúdtengely görbülete (4. ábra)

$$k = \frac{\sin^2 \alpha}{\varrho}, \quad (8)$$

a külső M erőpárnak a keresztmetszetek síkjába eső, illetve azokra merőleges síkú összetevője pedig

$$\begin{aligned} M_t &= M \cos \alpha, \\ M_n &= M \sin \alpha. \end{aligned} \quad (9)$$

Egyensúly — természetesen — csak akkor lehetséges, ha M_t , illetve M_n a keresztmetszeteken működő τ , illetve σ feszültségek alkotta M' , illetve M'' erőpárral egyenlő:

$$\begin{aligned} M' &= M_t, \\ M'' &= M_n. \end{aligned} \quad (10)$$

Ha vizsgálatainkat a kihajlás kezdő pillanatára korlátozzuk, akkor a (9) alatti első egyenlet helyett az

$$M_t \cong M$$

összefüggést írhatjuk, s ennek megfelelőleg a (10) alatti első feltételt ekként fogalmazhatjuk:

$$M' = M.$$

Ez a feltétel esetünkben nyilván teljesítve van, s így itt csak a (10) alatti második feltétellel kell foglalkoznunk. Ezt a feltételt a (9) alattiak felhasználásával

$$M'' = M \sin \alpha \quad (11)$$

alakban írhatjuk. Ha a rúd hajlító ellenállását (az egységnyi görbületet előidéző erőpár nyomatékát) EJ -vel jelöljük, akkor

$$M'' = k \cdot EJ,$$

illetve a (8) összefüggés figyelembevételével

$$M'' = \frac{\sin^2 \alpha}{\varrho} EJ.$$

Az utóbbi értéket (11)-be betéve, az egyensúly feltételeként az

$$M = \frac{\sin \alpha}{\varrho} EJ$$

összefüggést kapjuk.

Attól függően, hogy a csavarvonal alakban meggörbült rúdtengely a két végpont közt hány csavarmentet tartalmaz, $\sin \alpha$ más és más értékű lehet. Ezért a meggörbült rúdnak többféle egyensúlyi állapota is lehetséges. Közülük bennünket csak a legkisebb M értéknek megfelelő eset érdekel. Utóbbi akkor

jön létre, ha a rúdtengely-alkotta csavarvonal egyetlenegy menetből áll. Ilyenkor

$$\sin \alpha = \frac{2\pi \varrho}{l}, \quad (12)$$

s ennek megfelelőleg az M erőpár kritikus értéke:

$$M_{kr} = \frac{2\pi EJ}{l}. \quad (13)$$

A (13) képletben szereplő EJ érték, mint mondtuk, a rúd hajlító ellenállását jelenti a kihajlás pillanatában. Természetesen, a hajlító ellenállás szempontjából a rúdkeresztmetszeteknek csak azok a részei jöhetnek tekintetbe, amelyek a kihajlás pillanatában még rugalmas állapotban voltak, hiszen a képlékeny részeken a kihajlás során további feszültségek már nem keletkezhetnek. Ezek szerint olyankor, midőn a kihajlást közvetlenül megelőzően a rúd teljes egészében még rugalmas állapotban volt,

$$EJ = EJ_a = E \frac{\pi a^4}{4}, \quad (14)$$

olyankor viszont, midőn az $r = b$ sugarú hengeren kívüli rúdrészek már a kihajlást megelőzően is képlékeny állapotba kerültek,

$$EJ = EJ_b = E \frac{\pi b^4}{4}. \quad (15)$$

Adott esetben annak eldöntésére, hogy valamely M nagyságú csavaróerőpár hatására a rúd kihajolhatik-e vagy sem, először is a rugalmas henger b sugarát kell megállapítanunk. E célra az (5) képletet használhatjuk fel. Ezután aszerint, hogy $b \geq a$, illetve $b \leq a$, a (14), illetve (15) képlet segítségével az EJ értéket kell kiszámítanunk. Végül a (13) képlettel M_{kr} értékét kell meghatározni, s azt az adott M értékekkel össze kell hasonlítanunk. Kihajlási veszély akkor fog fenn, ha

$$M \geq M_{kr},$$

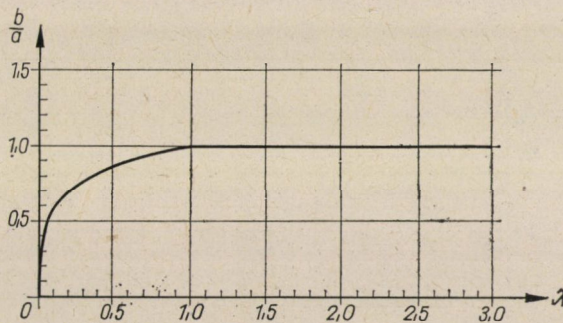
mert ekkor a terhelés fokozatos növekvése során elérkezünk egy olyan helyzethez, amidőn a csavarónyomaték már éppen az M_{kr} -al egyenlő.

Az imént említett vizsgálat alkalmával a keresztmetszet képlékenységi fokára jellemző b/a viszonyszámot, mint a

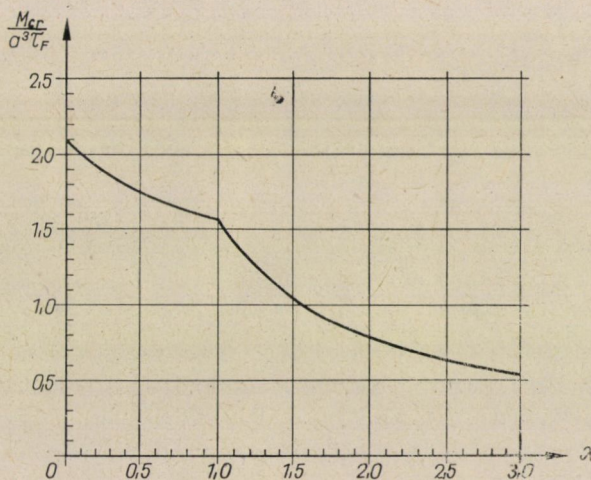
$$\lambda = \frac{\tau_F}{\pi E} \frac{l}{a} \quad (16)$$

tényező függvényét vagy az (5) képlettel, vagy az 5. ábrán látható diagram segítségével határozhatjuk meg. A diagramvonal görbe szakaszának implicit egyenlete:

$$\lambda = \frac{3b^4/a^4}{4 - b^3/a^3}, \quad \lambda \leq 1.$$



5. ábra. Diagram a keresztmetszetek képlékenységi fokának meghatározásához



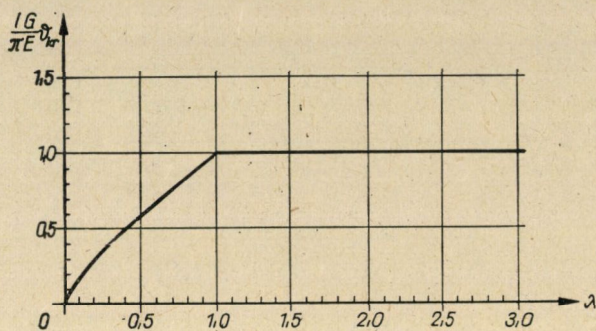
6. ábra. Diagram M_{kr} meghatározásához

A levezetett képletek alapján a kihajlás szempontjából veszélyes M_{kr} erőpár nagyságának megállapításához a 6. ábrán látható diagramot használhatjuk. Az itt feltüntetett diagramvonal egyenlete:

$$\frac{M}{a^3 \tau_F} = \begin{cases} \frac{\pi}{6} \left(4 - \frac{b^3}{a^3} \right), & \lambda \leq 1; \\ \frac{\pi^2 E}{2\tau_F} \cdot \frac{1}{l/a}, & \lambda \geq 1. \end{cases}$$

A fajlagos elcsavarási szög kritikus értékének, vagyis a ϑ_{kr} értéknek közvetlen megállapítása viszont a 7. ábrán látható diagram segítségével lehetséges. Az itt szereplő diagramvonal egyenlete

$$\frac{IG}{\pi E} \vartheta_{kr} = \begin{cases} \frac{3b^3/a^3}{4 - b^3/a^3}, & \lambda \leq 1; \\ 1, & \lambda \geq 1. \end{cases}$$



7. ábra. Diagram ϑ_{kr} meghatározásához

5. A rúd állapota fokozottabb mértékű kihajlás esetében

Az előző cikkelyben a (10) alatti első feltétel tárgyalása során az $M_t = M$ közelítéssel éltünk, tehát az ott előadottak csak a kihajlás kezdő pillanatára vonatkoztak. Fokozottabb mértékű kihajlás esetében az említett közelítést nem alkalmazhatjuk, helyette a pontos (9) képletekkel kell dolgoznunk.

Idevágó tárgyalásaink során csak a rugalmas kihajlás esetével, tehát csak azzal az esettel foglalkozunk, mely akkor forog fenn, ha a rúd minden pontja a kihajlást megelőzően rugalmas állapotban volt. Ez az eset a kihajlás fokozódásával a *rugalmas-képlékeny kihajlás* esetébe megy át. A két esetet elválasztó határhelyzetben képlékeny állapot csak a rúdkeresztmetszetnek a hajlítás semleges tengelyétől legtávolabb fekvő két kerületi pontján alakul ki. A nyírófeszültségek ui. a rúdtengelytől mért r távolsággal, a derültfeszültségek pedig a semleges tengelytől mért távolsággal arányosak (6., illetve 7. ábra). A hajlítás semleges tengelyétől legtávolabb fekvő két pontban a feszültségalkotók értéke:

$$\sigma_E = \frac{M_n}{J} a = \frac{M \sin \alpha}{J} a,$$

$$\tau_E = \frac{M_t}{2J} a = \frac{M \cos \alpha}{2J} a,$$

illetve a (12) és (13) alattiak figyelembevételével

$$\sigma_E = \frac{4\pi^2 E \varrho a}{l^2}, \quad (17)$$

$$\tau_E = \frac{\pi E a}{l} \sqrt{1 - \frac{4\pi^2 \varrho^2}{l^2}}. \quad (18)$$

Az utóbbi értékeket a Huber—Mises-féle folyási feltételt kifejező

$$\sigma^2 + 3\tau^2 \leq 3\tau_F^2 \quad (19)$$

egyenletbe behelyettesítve, a kihajlási henger sugarára a rugalmas kihajlás határhelyzetében a

$$\varrho_E = \frac{\sqrt{3}}{2\pi} l \sqrt{\frac{\tau_F^2 l^2}{\pi^2 E^2 a^2} - 1}$$

képletet kapjuk, ezt pedig a (16) alattiakra való tekintettel így is írhatjuk:

$$\varrho_E = \frac{\sqrt{3}}{2\pi} l \sqrt{\lambda^2 - 1}.$$

Ily mértékű kihajlás esetében a keresztmetszeteken keletkező legnagyobb feszültségek:

$$\sigma_E = 2\sqrt{3} \tau_F \sqrt{1 - \frac{1}{\lambda^2}}, \quad (20)$$

$$\tau_E = 2\tau_F \sqrt{\frac{1}{\lambda^2} - \frac{3}{4}}. \quad (21)$$

Meg kell jegyeznünk, hogy τ_E nem azonos a kihajlás kezdő pillanatában működő legnagyobb nyírófeszültséggel. Utóbbi a (18) képletből a $\varrho = 0$ helyettesítéssel számítható. Értéke

$$\tau_{\max} = \frac{\pi E a}{l},$$

illetve a (16) összefüggés figyelembevételével

$$\tau_{\max} = \frac{\tau_F}{\lambda}. \quad (22)$$

A (21) és (22) alatti értékeket egymással egybevetve, megállapíthatjuk, hogy a kihajlás fokozódásával a keresztmetszet peremén a nyírófeszültség értéke csökken.

Rá kell mutatnunk arra is, hogy rugalmas kihajlás esetében a (13) képlet nemcsak a kihajlás kezdő pillanatában, hanem annak fokozódásakor is változatlanul érvényes. Ez más szóval azt jelenti, hogy a rúdvégekre működtetendő M erőpár értéke a kihajlás mértékétől független állandó, vagyis a külső erőpár értékének változása nélkül növekedhetik. Ilyenkor mindaddig, amíg a rúdon semmiféle képlékeny alakváltozás nem jön létre, a rúd egyensúlyi állapota *indifferens*. Ez az állapot képlékeny alakváltozások bekövetkezése után *labilissá* válik.

IRODALOM

1. FÖPPL, A.: Vorlesungen ü. Technische Mechanik. Teubner, Leipzig und Berlin 1922.
2. GEIGER, H.—SCHEEL, K.: Handbuch d. Physik. Vol. 6: Mechanik der elastischen Körper J. Springer, Berlin 1928.
3. GRAMMEL, R.: Drillmoment von Wellen. *Zeitschrift f. Angewandte Mathematik u. Mechanik* 3 (1923), 262—271.

BÖSZÖRMÉNYI JENŐ ÉS A DIESELMOTOR

BALOGH ARTHUR,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA

[Beérkezett 1964. június 29-én]

A Diesel-motorgyártás hazai megindítása BÖSZÖRMÉNYI Jenő nevéhez fűződik. Mint fiatal gépészmérnök a budapesti Fegyver- és Gépgyárba került, ahol annak idején a Diesel-motoroknak csak egyes alkatrészeit gyártották. Itt az általa vezetett konstrukciós iroda tervei szerint készült el 1899-ben az első magyar Dieselmotor.

E dolgozat célja egy kiváló magyar mérnöknek, BÖSZÖRMÉNYI Jenőnek a magyarországi Dieselmotor-gyártás megindításával kapcsolatos tevékenységét ismertetni.

BÖSZÖRMÉNYI Jenő műegyetemi tanulmányait Zürichben végezte, ahol 1893-ban, 21 éves korában szerzett gépészmérnöki oklevelet. Zürichből hazatérve előbb a budapesti Danubius Gép- és Hajógyárban vállalt állást, majd átkerült a Ganz-gyárba, ahol gőzgépek és daruk szerkesztésével bízták meg. 1896-ban a budapesti Fegyver- és Gépgyár szolgálatába lépett, ahol a gyár konstrukciós irodájában alkalmazták. Itt annak idején csak szerszámgépek szerkesztésével foglalkoztak, bár a gyár Dieselmotor-alkatrészek gyártására is kapott rendeléseket.

Azon időben valamely szabadalom nálunk csak akkor volt érvényes, ha a szabadalom tárgyát magában az országban gyártották. Ez természetesen vonatkozott a Diesel-féle szabadalmakra is. Ezt a rendelkezést annak idején úgy játszották ki, hogy a teljes motor gyártása helyett csak egyes alkatrészeinek hazai gyártását indították el. Erre a célra a Fegyvergyárat szemelték ki azért, mert az a fegyvergyártás révén igen precíz munkájáról volt ismert. Ámde a megrendelők a Dieselmotor-alkatrészek gyártásához csak egyszerű vázlatokat bocsátottak a gyár rendelkezésére. Ez a körülmény szükségessé tette a gyárban egy konstrukciós iroda megszervezését. Ennek létesítésére a gyár BÖSZÖRMÉNYI Jenőt szemelte ki.

A Diesel-motorokkal kapcsolatban a gyárba befutó rendelések tüzelőanyagselepre, tüzelőanyag adagolószivattyúra, indítóselepre stb. szóltak, és ezekhez kellett az irodának a műhelyrajzokat elkészítenie. Az iroda a felhalmozott munka következtében gyorsan fejlődött, és rendszeren 8—10 mérnökkel dolgozott. Ezek közül meg kell említeni SCHIMANEK Emilt, OKÁNYI Józsefet, WOLF Vilmost, SCHEIN Gyulát, továbbá FEJES Jenő technikust. Az iroda vezetését BÖSZÖRMÉNYIre bízták.

A Fegyvergyár akkori vezetősége EPPERLEIN mérnökkel az élén, nagy jelentőséget és jövőt tulajdonított a Dieselmotoroknak, mert olyan üzembiztos gépet ismertek fel benne, amelynél az égés a henger belsejében folyt le. Jelentős körülmény volt az is, hogy a motor minden különösebb előkészítés nélkül azonnal üzembe volt hozható. Ez a körülmény az akkor még egyeduralgó gőzgépekkel szemben igen nagy jelentőségű volt, mert nem kellett kazánházat létesíteni kazánokkal és kéményekkel, és nem volt szükség különböző előmelegítő berendezésekre sem. A gőzgépet csak úgy lehetett szünetek alatt üzemben tartani, ha a kazánok állandóan gőz alatt voltak. Még kedvezőtlenebb volt a helyzet a szívógázmotorokkal, és amellet ily nagy teljesítményű motorokat annak idején még nem is sikerült gyártani.

E körülmények arra vezették a gyár vezetőségét, hogy a Dieselmotor gyártására vonatkozó licencia megszerzésére tárgyalásokat kezdjen az *Aktiengesellschaft für Dieselmotoren* augsburgi céggel.

E tárgyalások eredményeképpen megalakult nálunk a *Részvénytársaság Dieselmotorok Számára* cég, budapesti székhellyel, amely egyúttal a gyártási licenciát az akkori egész monarchiára megszerezte. Ez a cég hazánkban is számos üzemnek adta meg a gyártási licenciát, azonban később a motorok gyártása egyedül a Fegyvergyárra hárult, ahol megfelelő műhelyek építésével és speciális szerszámgépek beszerzésével a gyártásra kellőképp berendezkedtek.

Ezzel 1898-ban megalakult az első komoly jelentőségű és értékű Dieselmotor konstrukciós iroda, ahol igen kiváló szerkesztőmérnökök dolgoztak.

Az iroda első feladata 20 lóerős Dieselmotor műhely rajzainak elkészítése volt. Ehhez jóformán alig állott komolynak vehető anyag rendelkezésre. Ezek hiányában az egész motort úgyszólván a szabadalmi iratok felhasználásával szerkesztették meg, mégpedig keresztfejes kivitelben. A motor fordulatszáma 165 volt percenként.

Hivatalos kimutatások szerint a motor 1899-ben készült el, és ekkor helyezték üzembe.

Ez a motor, az első magyar Dieselmotor, magyar mérnökök és munkások közreműködésével jött létre. A legjobb igyekezet ellenére azonban a motoron üzem közben különféle nehézségek mutatkoztak. Ezek elhárításában a gyár alkalmazottai teljesen magukra voltak utalva, úgyhogy a motor üzembehozatalával hetekig kínlódtak. Főleg a tüzelőanyagszeleppel voltak nehézségek, mert erős robbanással kísérve, korai gyújtások jelentkeztek. Sok kísérlet után sikerült csak a tüzelőanyagszelep mozgatására szolgáló bütyköstárcsa bütykének helyét alkalmasan kijelölni, és ezzel a helyes előgyújtást eltalálni.

Feltételezhető, hogy e kezdeti nehézségek okozhatták azután azt, hogy a bankérdekeltségek kezdettől fogva bizalmatlanul viselkedtek a Dieselmotorral szemben. Ez a bizalmatlanság később sem szűnt meg.

Sok üzemzavart okozott a légsűrítő is. A nagynyomású levegő előállításához kétfokozatú sűrítésre volt szükség. A második fokozathoz szükséges

kis nyomású levegőt a motor hengeréből vonták el és sűrítették tovább az erre szolgáló berendezéssel. Természetesen a levegő a hengerből vezérelt szelepen át jutott a külön hajtott nagynyomású fokozatba, de a hengerből szívott levegő tisztátalan volta sok üzemzavart okozott. Végül is önálló lég-sűrítő alkalmazására kellett áttérni.

A Fegyvergyár Dieselmotor szerkesztési irodája BÖSZÖRMÉNYI Jenő vezetésével önálló konstrukciók megoldásával is foglalkozott, amivel elismerést érdemelt ki. BÖSZÖRMÉNYI Jenő dolgozta ki többek közt azt a típust is, amelyet DIESEL felolvasásaiban *ungarische Bauart*ként említett. Egy ilyen gépet 4 lóerő teljesítménnyel 1899-ben a Magyar Cukoripar Rt.-nak szállítottak. E szerkezetnek az volt a különlegessége, hogy a szelepek vezérléséhez csak a függőleges vezértengelyt használták. Lényegénél fogva ez a megoldás csak egyhengerű motor készítéséhez volt használható. Ez a szerkezeti elgondolás szorosan csatlakozott DIESEL felfogásához, mert ő még 1911. febr. 9-én a *Magyar Mérnök- és Építészegylet*ben tartott felolvasásában is arról beszélt, hogy üzemekben, egyes műhelyekben csak egy-egy Dieselmotor fogja a transzmissziót hajtani. Hogy ez az elképzelés azután nem valósult meg, annak az elektromosság hatalmas előnyomulása volt az oka. DIESEL ittlétekor maga is megtekintette üzem közben a már említett, BÖSZÖRMÉNYI Jenő által szerkesztett kis motort, és erről a legnagyobb elismeréssel nyilatkozott.

Mikor a Dieselmotor hosszú kísérletezés után végre üzembiztosnak volt tekinthető, szerte a világon a legfantasztikusabb problémák megoldásával kezdtek foglalkozni. Ez a jelenség volt észlelhető DIESEL vezetése alatt álló szerkesztési irodában is, holott magán a motoron is akadt elég javítani való, különösen azért, mert a hengerek száma növekedett, és így a motor által kifejtett teljesítmény is állandóan fokozódott.

Így nálunk is tervbe vették kétütemű Dieselmotor készítését — mint azt BÖSZÖRMÉNYI Jenő visszaemlékezéseiben írja —, és pedig hűtéssel ellátott dugattyúval. Azonban BÖSZÖRMÉNYI Jenőnek a gyárból való távozásáig e motornak csak az összeállítási rajza készült el, a motor maga kivitelre soha nem került.

Ugyancsak BÖSZÖRMÉNYI Jenő említi visszaemlékezéseiben, hogy még a gyárból való távozása előtt szerkesztett egy 25 lóerős kompresszor nélküli motort, ami el is készült. Azonban ez a motor csak üres járásában tudta az előírt fordulatszámot elérni, terhelni nem lehetett. Tökéletesítésére további kísérletek lettek volna szükségesek, ezeket a kísérleteket azonban a gyár kellő előrelátással nem rendelkező vezetősége nem tette lehetővé. Ezzel elestünk annak lehetőségétől, hogy mi alkossuk az első kompresszor nélküli motort. Elég közel voltunk hozzá, csak a kellő megértés és a kitartás hiányzott.

BÖSZÖRMÉNYI Jenő 1896. október 16-tól 1902. május 31-ig dolgozott a Fegyvergyárban. Ezalatt módja volt a motorosítás óriási jelentőségével és hatalmas jövőjével megismerkedni, és így nem csodálkozhatunk azon döntésén,

hogy teljes munkaerejét a motorépítés terén kívánja hasznosítani. Azonban az akkori időben BÖSZÖRMÉNYI Jenő nem várhatott sokat a Dieselmotortól, mert látta és érezte, hogy a fordulatszámok korlátozott volta miatt az akkori szerkezetek gyorsjáratú Dieselmotorok számára egyáltalában nem voltak alkalmasak. Pedig a gyorsjárat bevezetésének, valamint az ezzel járó csökkentett méreteknél és súlynál a motorépítés terén igen nagy jelentőségük lett volna. Ennek a törekvésnek a megvalósítása azonban a Dieselmotoroknál akkor még rendkívüli nehézségekbe ütközött volna, aminek főleg a motorhoz csatolt kompresszor volt az oka. Ezért BÖSZÖRMÉNYI Jenő úgy döntött, hogy a Dieselmotorok munkaterületét elhagyva, más munkaterületre, a belsőégésű motorok területére tér át. E téren kifejtett érdemes munkásságát jelen cikk szerzője külön tanulmány keretében másutt kívánja ismertetni.

ERNEY MÓRIC (1877–1948), DIESEL MAGYAR MUNKATÁRSA

BALOGH ARTHUR,
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA

I. Bevezetés

A Dieselmotorral kapcsolatban az 1963-as évben két évfordulóról kell megemlékezni. Az *első* évforduló azért emlékezetes, mert 70 éve annak, hogy DIESEL 1893. február 23-án, 67 207 szám alatt német szabadalmat kapott. A *második* évforduló már szomorú, mert DIESEL 50 évvel ezelőtt, 1913. szeptember 29-ről 30-ra virradó éjjelen, Angliába való utazásakor köztudomás szerint öngyilkos lett, és világjelentőségű munkássága után pihenőül a hullám-sírt választotta. Röviden érdemes ennek okaival foglalkozni.

DIESEL eredeti elgondolásain — mint azt a későbbiekben látni fogjuk — igen sok, sőt lényeges változtatást kellett végrehajtani, amelyeknél már igen sokan közreműködtek, és emiatt DIESEL feltalálói érdemeit nemcsak kisebbiteni, de többen egyenesen tagadni igyekeztek. A Dieselmotor elnevezését is kifogásolták. DIESEL természetesen e támadásokról még idejében értesült, és ha védekezett is, lelkületére igen lehangolóan hatottak. Anyagi gondok is jelentkezhettek, mert nagy anyagi áldozatokkal egyhengeres, ötlóerős, 500 fordulatszámú, kompresszoros Dieselmotorokat gyártatott, amelyek nem váltak be, különösen többhengeres kivitelben.

Súlyosbította helyzetét még az a körülmény is, hogy azok a szakemberek, akik fellépésekor a *MAN* és a *Krupp* gyáraknak DIESEL gondolatai megvalósítását javasolták, e nehéz időkben teljesen cserben hagyták. Bizonyára az ezekkel járó idegösszeomlás vezette őt az öngyilkossághoz.

A Dieselmotorok esetében jellegzetes magyar üggyel állunk szemben. A világon ugyanis a legelsőek közé tartoztunk, akik a Dieselmotor óriási jelentőségét felismertük. Az első motor nálunk a *Fegyvergyárban* az ottani műszaki iroda rajzai szerint, keresztfejes kivitelben, 20 lóerő teljesítménnyel készült el, és 1899-ben már futott is. Talán csak a svájci *Sulzer* cég előzhetett meg bennünket időbelileg.

Jellemző még az is, hogy az egykori Osztrák—Magyar Monarchia Diesel-ügyeit Budapestről intézték, mert itt székelt a *Részvénytársaság Dieselmotorok Számára*, amelynek hatásköre az egész monarchiára kiterjedt.

Magyar ügy lett ebből azáltal, hogy az elsőkből utolsók lettünk, mert a bankérdekeltségek szakértelem híján a Dieselmotornak nem jósoltak jövőt, és így az úttörő munka megfeneklett.

Egy ízben tettünk szert nemzetközi hírnévre a Diesel-motorokkal kapcsolatban, mégpedig a Ganz—Jendrassik-motorokkal. Megvan azonban a reményünk, az újabb eredményeket tekintve, hogy a mulasztást behozzuk, és ismét világrangra kerülünk.

II. Diesel és a Dieselmotor

A múlt század végén az uralkodó típus a szívógázmotor volt. Üzeme sok nehézséggel járt, mert kifogástalanul csak elsőrendű faszénnel és koksszal dolgozott. Azok a próbálkozások, amelyeknél fa és kőszén alkalmazásával kísérleteztek, a termelt kátrány eltávolításának nehézségei miatt teljesen csődöt mondtak. A hajdani *Schlick* gyár 1906—1909 között Luther rendszerű szívógázmotorokat gyártott, és bizony igen tekintélyes üzemzavarokkal kellett megküzdenie.

Jóformán csőd előtt állott a belső égésű motorok ügye. Benzint nagyüzemre a Bánki-féle vízbefecskendezéssel sem lehetett használni. Egyéb folyékony tüzelőanyaggal számos kísérletet végeztek, mondhatni eredménytelenül. Sokan emlékeznek még az izzófejes gépekre, amelyek folyékony üzemanyagot használtak ugyan, de sok volt az üzemzavar, és az indítás nehézségekkel járt. Nagyobb egységre nem lehetett ezeket használni.*

Haladást jelentett a Brons-motor, amelynél az izzófejet a henger belsejébe helyezték, azonban indítása igen körülményes volt. Ezt tekintik egyébként az első előkamrás motornak.

A szakmai érdekeltek a belső égésű motorok terén valami komoly és értékes előrehaladást vártak. Úgyszólván a levegőben volt valami, ami kedvező eredményt sejtetett. Tehát a legkisebb és talán még a legnehezebben megvalósítható javaslat is gazdára talált volna ebben az időben, csakhogy ezen a téren előbbre juthassanak.

Ilyen körülmények között jelent meg 1893-ban a Springer könyvkiadó cég kiadásában RUDOLF DIESEL brosúrája a következő címmel: „Theorie und Konstruktion eines rationellen Wärmemotors”.

Ez a könyv lázba hozta a szakembereket és azokat a cégeket is, amelyek a belső égésű motorok gyártásával foglalkoztak. A *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg (MAN)*, a *Krupp* céggel társulva, felkarolta DIESEL javaslatait, és szakvéleményezésre ZEUNER és SCHRÖTER professzoroknak adta ki. Szakvéleményük kedvező volt, és a gyár hozzáfogott DIESEL gondolatainak megvalósításához, ill. kivitelezéséhez.

Igen nehéz feladatokat kellett megoldani, mert DIESEL elméleti megállapításai csak igen körülményesen érvényesülhettek a gyakorlatban. DIESEL

* Erre vonatkozóan részletes összeállítás található *Balogh Arthur*: „A belső égésű motorok” című könyvében. Megjelent Athenaeum, Budapest 1924.

a Carnot körfolyam megvalósítását tűzte ki célul, és a belső égésű motoroknál őrlött szénport — mert akkor a szén dominált különböző változataival a tüzelőanyagok vonalán — fokozatosan, izotermikusan, a hengerben uralkodó nyomások felhasználásával, gyújtókészülék nélkül kívánt elérni. Nehéz idők következtek, és 4 év kitartó munkájával számos elméleti és szerkezeti változtatással, ami 1893-tól 1897-ig tartott, sikerült egy üzemképes motort megépíteni, amely sok tekintetben eltért az eredeti elgondolástól. DIESEL ezt a korszakot „Entstehungszeit”-nek nevezi.

A következő feladat az volt, hogy az üzemképes motort üzembiztossá alakítsák át, ami kereken 2 évet vett igénybe. DIESEL ezt az időszakot „Entwicklungszeit”-tel jelöli.

E hat év alatt a motor konstruktív szempontból DIESEL eredeti elképzeléséhez képest teljesen átalakult, és a végleges megoldás számos kiváló szakember közreműködésével készült el. Ezért DIESELT igen sok és súlyos támadás érte, amit ő igyekezett irodalmilag is kivédeni. Kétségtelen azonban az, hogy DIESEL kezdeményezése nélkül ez a motor, amit ma Dieselmotor néven ismerünk, nem született volna meg.

A teljesség kedvéért megemlítjük, hogy abban az időben két szabadalom és annak további fejleményei alakították át a motorvilág képét. Az egyik a négyütemű motor szabadalma (a német szabadalom száma 532), feltalálója OTTO, valamint az első Diesel-szabadalom, amelyet 1892-ben jelentettek be 67 207 német szabadalmi szám alatt, és 1893-ban adtak meg. E szabadalmak nélkül ma sem a személy-, sem a teherforgalmat, sem a hajózást, sem a repülőgép közlekedését elképzelni sem lehetne.

A továbbiak szempontjából meg kell említeni, hogy 1898. december elsején alakult meg az „Allgemeine Gesellschaft für Dieselmotoren” nevű cég Augsburg székhellyel, és DIESEL összes szabadalmainak értékesítését a társaságra bízta. A társaságnak saját szerkesztési irodája volt, amely DIESEL felügyelete alatt dolgozott, és az irodában alkalmazottak szorosan személyéhez kötött munkatársai voltak RUDOLF DIESELnek. DIESEL maga minden konstrukciós munkába befolyt.

III. Erney Móric és a Dieselmotor

DIESEL és motorja lázba hozta a világot, mert mindenki, természetesen elsősorban a szakkörök, alig várták azt a motort, amelynek a legmesszebbmenő igényeket ki kell elégítenie. Elsősorban a fiatal mérnökök foglalkoztak lázasan ezzel a kérdéssel, és érthető, ha egyesek mindent elkövettek, hogy e munkakörbe bevonassanak, és jelen legyenek a további konstrukciós kialakításoknál.

Egy fiatal 22 éves magyar mérnök — ERNEY MÓRIC —, aki éppen hogy elvégezte a budapesti Műegyetemet, és valószínűleg láthatta még azt a világító-gázmotort, amely a régi Műegyetem fizikai épületének pincéjében járt, látta

ennek egész primitív mivoltát, gyújtókészülékének kezdetlegességét, felvetette magában azt a gondolatot, hogy a Dieselmotor további fejlesztésére veti magát, mert itt még a tökéletesítésnek igen nagy és tág terét sejtette, érezte. A Diesel-motoroknak ugyanis az volt az óriási jelentőségük, hogy a hengerben lefolyó égéshez nem kellett külső gyújtókészülék. Ezek a gyújtóberendezések minden motor legkényesebb részei, és így — hacsak mellőzni lehet azokat — ennek az üzembiztonság szempontjából igen nagy a jelentősége.

ERNEY egyetemi tanulmányai és katonai tengerészeti szolgálata alapján ismerte az akkor legelterjedtebb és leghasználatosabb gőzgépek üzemét a kazánházzal és a kazán rostélyával, hatalmas kéményével, valamint a gőzgéphez tartozó előmelegítő és kondenzátor üzemének nehézségeit. Tapasztalhatta azt a tüzelőanyagpazarlást, ami a kazán felfűtéséhez, a gőzgép előmelegítéséhez és az üzemszünet fenntartásához szükséges volt. Az említett berendezések és az ezekkel járó körülményességek a gőzgépeknél elkerülhetetlenek, a Dieselmotornál viszont minden segédberendezés hiányzik, és a tüzelőanyag a leg-egyszerűbb körülmények között a hengerben alakul át munkává. Ez azután maga után vonja azt is, hogy az energiaátalakulás alatt az összhatásfok a legkedvezőbb, és ezzel vele járnak a motor felállításához szükséges aránytalanul kisebb helyszükséglet és beruházási költségek.

A mi fiatal mérnökünk tehát felismerte a Dieselmotor jelentőségét és jövőjét, és ezért szánta rá magát arra, hogy az ügy szolgálatába álljon. Kétségtelen, és ezt belátta ő is, hogy jelentkezésétől nem sokat várhat. Senki sem hajlandó, különösen ilyen esetben, mikor új szerkezetű motor továbbfejlesztéséről van szó, bármilyen egyént, különösen kezdőt, és még hozzá idegent, foglalkoztatni.

ERNEY ennek tudatában fordult a Műegyetem akkoriban elismert professzorához, ASBÓTH EMILhez, aki 1899. október 8-án DIESELhez intézett levelében felhívta ERNEYre a figyelmet, és mert egyik legjobb tanítványa volt, alkalmaztatását a legmelegebben ajánlotta, mert meggyőződése szerint DIESEL igen hasznos és értékes segéderőt fog ERNEYben találni.

Szükségesnek véljük, hogy ASBÓTHnak DIESELhez intézett levelét fordításban közöljük:

„Igen tisztelt Diesel úr!

Augsburgi találkozásunk alkalmával bátorkodtam figyelmét egyik legjobb tanítványomra felhívni és akkor Ön hajlandó volt irodájában, vagy a Dieselmotor Gesellschaft cégnél alkalmazni. Erney Móric úrról van szó, aki katonai szolgálatát a pólai tengerésznél teljesítette, és bátorkodom őt ismét a legmelegebben a figyelmébe ajánlani. Meg vagyok győződve, hogy Ön Erney tudásával, tehetségével és jellemével a legjobb tapasztalatokat fogja szerezni, és magam részéről igen örülnék, ha legalább ezzel is az Ön kiváló munkásságához egy hasznos segéderőt biztosíthatnám.”

Így szól ASBÓTH levele.

Ugyanezen a napon ERNEY is levelet intézett DIESELhez, amelyben adatokkal alátámasztotta kérését, és igazolta gyakorlati készségét azzal, hogy az osztrák—magyar tengerésznél a gépészeti szakban igen hasznos gyakor-

latot és tapasztalatokat szerzett. Levelében még azt is írja, hogy jelentkezésére ASBÓTH professzor animálta, aki DIESEL találmányának igen nagy jövőt jósolt. E levelében mindössze 100 márka havi fizetést kért.

1899. október 13-án DIESEL levelet intézett az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* céghez Augsburgba, és ebben felszólította a vállalatot arra, hogy ASBÓTH professzor ajánlatára ERNEYT a felügyelete alatt álló tervező irodában konstruktőrként alkalmazzák. E levélhez mellékelte ASBÓTH ajánló levelét.

Az *Allgemeine Gesellschaft für Dieselmotoren* cég 1899. október 14-én kelt levelében felszólította ERNEYT, hogy a mellékelten küldött nyomtatványon személyi adatait adja meg, illetve a nyomtatványt töltsse ki. A vállalathoz való belépését 1899. november 1-re rögzítették. ERNEY MÓRIC válaszlevele a kitöltött személyi melléklettel október 18-án érkezett rendeltetési helyére, az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* céghez.

Érdekes ERNEYNEK a nevezett céghez 1899. október 23-án intézett levele, amelyben közli, hogy a hazai, tehát a magyar *Részvénytársaság Dieselmotorok Számára* cég is alkalmazni kívánta őt, de ezt az állást azért nem fogadta el, mert az kizárólag adminisztratív jellegű lett volna, minden műszaki elfoglaltság nélkül, és mert ASBÓTH professzor, aki, mint említettük, nagy híve volt DIESELNEK, szintén a DIESEL melletti működést ajánlotta.

1899. október 23-án ERNEY végre elérte célját, amennyiben az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* cég értesítette, hogy vezetőjének, DIESELNEK utasítására az ottani szerkesztői irodában alkalmazzák, egyelőre 3 hónapi próbaidőre. E levélben mentegetőznek, hogy ezt a próbaidőt még az ő esetében sem engedhették el, mert ez náluk bevett szokás volt mindenki számára.

Mellékeltek az alkalmaztatási szerződést, melynek értelmében állását az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* augsburgi irodájában 1899. november 1-én foglalja el, havi 100 márka fizetéssel. Az alkalmaztatási szerződés terjedelme 4 gépelt oldal, és rendkívül érdekes olvasmány abból a szempontból, hogy a munkaadónak mi mindenre terjedt ki figyelme, és milyen óvatos volt különösen külföldi egyének alkalmaztatása esetén.

Ezzel tehát az első magyar mérnök részt vállalt DIESEL mellett a motorjával foglalkozó konstrukciós irodában.

Az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* cég 1900. február 1-én kelt levelében ERNEYT az addig kifejtett szorgalmának és tudásának elismeréseként állásában véglegesítette.

Érdekes ERNEYNEK 1900. augusztus 6-án a céghez intézett levele, amelyben azon kívánságának támogatását kérte, hogy az angol Diesel Társasághoz kerüljön, ahol Diesel-motorok üzembehelyezésével foglalkoztak, és ebben kívánt közreműködni. E kérésére a társaság 1900. augusztus 9-i levelében egyelőre elutasítólag válaszolt.

1900. augusztus 31-én a cég értesítette ERNEYT, hogy a fizetését 140 márkára emeli fel abban a reményben, hogy továbbra is teljes tudását, tehet-

ségét az ügy szolgálatába állítja, és úgy, mint eddig, a legégetőbb munkákat az előírt határidőre elvégzi. Megjegyzendő, hogy DIESEL 1901. április 21-én kelt levelében, amelyet a céghez intézett, ERNEY érdemeinek elismeréséül további fizetésemelést javasol. ERNEY 1901. szeptember 15-én távozott az *Aktien-Gesellschaft für Dieselmotoren* cégtől. A cég által kiállított bizonyítványból a következőket közöljük:

„A fő foglalkozása alkalmaztatása idején a szabadalmazott Dieselmotor átkonstruálása mellett különleges kivitelek szerkesztési munkáinak, valamint az ezzel kapcsolatos hőtechnikai számításoknak az elvégzése volt.

Gyakorlati kiképzéséhez hozzájárult az is, hogy egy ideig a kísérleti állomásunkon a motorok üzembehelyezésével, kísérleti anyagának felvételével és az eredmények kidolgozásával foglalkozott.

Erney magatartása és teljesítménye teljes mértékben megelégedésünkre szolgált és munkájában áthatotta a kötelességteljesítés és a teljes lelkiismeretesség. Mint tehetséges és használható mérnököt a legmelegebben ajánlhatjuk.”

A bizonyítvány részletesen ismerteti ERNEY munkakörét és elfoglaltságát, és feltehető, hogy az ott eltöltött idő elegendő volt ahhoz, hogy a Dieselmotor üzemében szerzett tapasztalatait, megerősítve konstrukciós tudásával, másutt érvényesítse a motor további sikere érdekében. E tekintetben maga DIESEL is kezére járt, mert a vele történt megállapodás szerint — mint később látni fogjuk — számos Dieselmotorgyártó telepen érvényesítette és értékesítette felkészültségét a motor további sikere érdekében.

A teljesség kedvéért azonban meg kell jegyezni, hogy a 90-es években még igen sok konstrukciós munka akadt a Dieselmotoron, és az ezzel kapcsolatos kezdeményezés DIESELTől magától, ill. az *A. G. für Dieselmotoren* irodájából indult ki. A szerkezeti részletek tökéletesítése mellett az egy hengerre eső teljesítményt is növelni kellett, amely munkában sok konstrukciónak bőven akadt munkája.

Vissza kell térni azonban, bár röviden, DIESEL személyére, mert ebből kifolyólag ismertethetjük ERNEY további működését.

DIESEL sikere teljes volt, mert készen állott az üzembiztos motor, azonban DIESEL elméleti elgondolásain sokat kellett változtatni, amihez sok személy közreműködésére volt szükség. Néhány lényeges változtatást érdemes felsorolni:

- a) DIESEL úgy tervezte, hogy a munkahengert hőszigeteléssel kell ellátni. Ehelyett a hűtővízköpenyt vissza kellett állítani.
- b) DIESEL a Carnot-körfolyammal nem érte el a célját, és ehelyett az ún. Diesel-, ill. később a Seiliger-körfolyamot valósították meg.
- c) DIESEL szénporral vélte motorját üzemben tartani, és elgondolása szerint a tüzelőanyagot a hengerbe kívánta bevezetni. Ez csak por alakban lett volna lehetséges. Hamar rájöttek azonban arra, hogy ez az üzemanyag kellemtelen üzemzavarokhoz vezet, és így át kellett térni folyékony tüzelőanyag használatára, mégpedig petróleumra, ami azután igen tekintélyes szerkezeti átalakítást vont maga után.

d) DIESEL a szabályozáshoz a tüzelőanyag szelep emelkedésének változtatására gondolt, ami azonban nem vált be, úgyhogy a tüzelőanyag mennyiség szabályozására a tüzelőanyag szivattyú közreműködésével kellett áttérni.

e) A motor indítási nehézségeinek legyőzéséhez légsűrítőt kellett a motorhoz kapcsolni, amelynek levegője előmozdította a tüzelőanyag porlasztását. Ehhez azonban indító- és porlasztóedényeket kellett a géphez csatolni, amivel a motor egyszerűsége sokat szenvedett. Ezek a szerkezeti részletek a motor későbbi fejlődése folyamán elmaradtak.

Az alapvető elgondolásból azonban megmaradt az, hogy DIESEL a motorában a körfolyamot megfelelő kompresszióval és külön gyújtókészülék nélkül bonyolította le, és a motorban előállított nagy kompresszió következtében olyan jó gazdasági határfokot ért el motorjával, amelyről addig álmodni sem mertek.

Támadási felület tehát volt éppen elegendő, és ezt ki is használták. Az aacheni műegyetem tanára, név szerint LÜDERS „Dieselmythus” címen hatalmas könyvet írt DIESEL ellen, és ezt követték RIEDLER és KÖHLER német professzorok munkái is.

DIESEL e támadásokat azzal vélte kivédni, hogy 1913-ban védekezésére a Julius Springer berlini könyvkiadó gondozásában „Die Entstehung des Dieselmotors” címen könyvet jelentetett meg. DIESEL e könyvében igyekezett visszaverni támadóinak törekvéseit, akik a motornak DIESEL után való elnevezését is vitatták.

DIESEL e munkájához, hogy teljes legyen a védekezése, adatokat kért munkatársaitól, és erre kérte fel ERNEYT is. Ez utóbbi válasza oly érdekes, hogy azt e helyen fordításban, teljes terjedelmében közöljük. E levelet a *Maschinenfabrik Augsburg—Nürnberg (MAN)* Diesel-múzeuma bocsátotta a szerző rendelkezésére.* Meg kell jegyezni, hogy DIESEL idézett munkájában olvashatjuk először ERNEY nevét, és innen kiindulva volt lehetséges a kutatás tovább.

Az 1912. szeptember 24-én kelt levél a következőképpen szól:

„Mélyen tisztelt Doktor úr!

F. hó 9-én kelt nagybecsű levelét megkaptam és természetesen a legnagyobb készséggel állok rendelkezésére, hogy a birtokomban levő adatokat a Diesel-motor keletkezési idejének történeti összeállításához közöljem. A Diesel-motorral 14 évi tevékenységem által, amikor főként kezdetben kizárólag a motor tökéletesítésével voltam elfoglalva annyira szorosan hozzákapcsolódtam, hogy magam is a legnagyobb érdeklődéssel várom könyve megjelenését.

Az Allgemeine Gesellschaft für Dieselmotoren cégnél való működésem ugyan csak 1899-ben kezdődött, tehát abban az időben, amikor a keresztfejes típus konstrukciója már elkészült és a fekvő kétütemű motort már kikísérletezték.

Ezeket a kísérleteket Noe, Meyer, Hallenkrentz és G. Schüller mérnök urak végezték az A. G. kísérleti telepén. A mértékadó kísérletek befejezése után még O. Lietzenmayer mérnök úr is bekapcsolódott a munkába, és végül rövid időre jómagam is, mégpedig kb. 1901. elején, a kísérleti állomáson.

* E helyen köszönetet mond a szerző a *Maschinenfabrik Augsburg-Nürnberg* cég Diesel-múzeumának és vezetőjének, GEORG STRÖSSNERnek, aki a levelezések rendelkezésére bocsátásával lényegesen előmozdította az ERNEY-ről szóló tanulmány megírását.

Időközben az A. G. für Dieselmotoren konstrukciós irodájának tevékenysége abban merült ki, hogy a H. Güldner által tervezett, de be nem vált, fekvő kétütemű motort nagyobb típusokra átkonstruálja, továbbá a 70 lóerős keresztfejnélküli motor terveit készítse, amelyeket az MAN cég bizonyos mértékben felhasznált az első keresztfejnélküli megoldásához és végül elkészültek a reverzálható hajómotor és egy kis motor tervei, azonban ezek az utóbbi gépek nem kerültek kivitelre. Emellett általános használatra táblázatokat és diagrammokat stb. állítottunk össze.

Munkatársaim H. Güldner úr vezetése mellett az említett urakon kívül Lukas Jonker Czn. és H. Kreissle mérnök urak voltak. Az Ön által említett Böttcher, Dietrichs stb. urakat csak régebbi kollegáim említéseiből ismertem és így ezek működéséről sajnos nem szolgálhatok felvilágosítással.

A kísérleti jegyzőkönyvek megfogalmazásában nem vettem részt, mert működésem elsősorban az A. G. für Dieselmotoren cég szerkesztési irodájában játszódott le. Már akkor is igen sajnáltam, hogy nem tartoztam azok közé, akik kezdetben a motor alapjait lefektették, és csak a Diesel-motorok további fejlesztésében működtem közre a későbbi állásaimban, a Ganz és Társa Leobersdorf, a Carels Frères, a Gent, a Diesel Engine Co. Ltd. London, a Franco Tosi, Legnano, és most a Ganz és Társa Budapest cégeknél. Az egyes kollegákkal továbbra is sokáig fenntartottam a kapcsolatot, sőt némelyekkel még ma is.

Ha további adatokkal segíthetnék, készséggel állok rendelkezésére.”

Az idézett levél részletes felvilágosítást nyújt ERNEYnek a Diesel-motorok terén kifejtett működéséről.

Amikor a Dieselmotorral kapcsolatos munkára jelentkezett — mint ahogy azt az idézett levelében írja — a Dieselmotor alapvető munkálatai elkészültek, és DIESEL irodája a motor konstrukciójának tökéletesítésével, valamint olyan szerkezeti megoldásokkal foglalkozott, amelyekkel a motor további területeken való alkalmazását kívánták lehetővé tenni. Ez a munka elég tekintélyes és igen fontos volt.

ERNEY tehát 1899. november 1-től 1901. szeptember 15-ig volt az A. G. für Dieselmotoren cég alkalmazásában.

Számos, a már idézett levélben említett részlet közül két körülményt kell különösen kiemelniük:

Az *első* az, hogy a vállalat konstrukciós irodájában készült el az első keresztfejnélküli Dieselmotor terve, amelyet azután lényegében a MAN is átvett. Elgondolkoztató, hogy miért kellett a gőzgép keresztfejes megoldását az egyszerűen működő motorra átvinni, majd külön foglalkozni ennek a kiküszöbölésével, és a ma már szinte elképzelhetetlen motordugattyú konstrukciót kialakítani.

A *másik* körülmény, amire érdemes figyelni, az, hogy a MAN szerkesztési irodája bizonyos konstrukciós munkákat átvett az *Allgemeine Gesellschaft für Dieselmotoren* cégtől, és azt továbbfejlesztette, viszont az utóbbi tervezőirodában több olyan konstrukció is született, amely nem került kivitelre.

Igen fontos az, hogy egy gyár szerkesztési irodája közel legyen az elgondolások megvalósításának helyéhez, a műhelyekhez, mert csak így érhető el az, hogy az elkészült szerkezeteket működésük közben figyelemmel lehessen kísérni, és a megfigyelések alapján a szükséges módosításokat végre lehessen hajtani. Ahol e feltételek hiányoznak, ott a konstrukció könnyen elszakadhat az élettől.

Feltehető, hogy ERNEY MÓRICOT, aki ízig-vérig mérnök volt, ez sarkalta arra, hogy csaknem két éves szolgálat után munkahelyét megváltoztassa, annak ellenére, hogy az *A. G. für Dieselmotoren* cég annyira meg volt elégedve működésével, hogy fizetését rövid időn belül többször is felemelte.

ERNEYVEL kapcsolatban még a következőt kell megjegyezni: Már az a tény, hogy mint fiatal mérnök tanulmányai befejezése után felismerte a Dieselmotor nagy jelentőségét, nem közönséges tehetségre vall, hiszen ő is tanulta egyetemi hallgató korában az erőgépek szerkezetét és működését, miáltal felismerte a gazdasági hatások jelentőségét, ami éppen a Dieselmotorokkal tekintélyes növekedést jelentett. Külön méltánylandó még az a körülmény is nála, hogy közvetlenül a tanulmányai után kellett a Dieselmotorokkal foglalkoznia, amikor még sem egyetemi, sem irodalmi vonalon e téren semminemű anyag sem állott rendelkezésére, tehát mérnöki felkészültségét egészen új és ismeretlen területen kellett érvényesítenie.

Aki ez időben a Dieselmotor területén dolgozott, még igen sok megoldandó problémával találkozott, amit több esetben egyszerű eszközökkel nem lehetett megoldani, és csak hosszabb kísérletezés után jelentkeztek az esetleges kedvező eredmények. Ezek a problémák részben az anyaggal, sokszor a szerkezettel, de még a megmunkálással is összefüggésben állottak. Kézenfekvő tehát az a feltevés, hogy számos ily probléma ERNEY előtt is felmerülhetett.

A szerzőnek biztos tudomása van arról is, hogy a motoron közvetlen, tehát nagynyomású levegő mellőzésével is végeztek befecskendezési kísérleteket, de az indítás miatt nem tudtak a légsűrítőitől lemondani, holott a Dieselmotor előre nem látható fejlődése akkor következett be, amikor PROSPER L'ORANGE a sűrítőnélküli motort kezdeményezte, és amikor BÜCHI a kipuffogógázak értékesítésével 42%-os gazdasági hatásfokot ért el.

ERNEY idézett levelében már ismertette, hogy amikor az *A. G. für Dieselmotoren* cégtől megvált, számos külföldi gyárban dolgozott, és mindenütt a Dieselmotor fejlesztésével foglalkozott.

Így 1901. szeptember 20-tól 1903. április 3-ig a *Leobersdorfer Maschinenfabrik von Ganz und Co., Leobersdorf bei Wien* cégnél, ahol a gyár Dieselmotor szerkesztési osztályát és műhelyét vezette, az ő kezdeményezésére indult meg a Dieselmotorok gyártása.

A cégnél ERNEY működésére további adatok nem voltak beszerezhetők, mert az irattárak a háború alatt megsemmisült. Időközben a gyár neve is megváltozott.

1903. május 1-től 1903. november 10-ig Belgiumban, a *S. A. des Ateliers Carels Freres, Gand* cégnél dolgozott, és a Dieselmotorgyártás bevezetésével foglalkozott.

Régi vágya teljesült, amikor 1904 elején Angliába került, ahol ugyanazon év augusztus haváig a *Diesel Engine Co. Ltd., London* cégnél foglalkozott a Dieselmotorokkal.

1904. augusztus 20-tól 1909. szeptember 30-ig ismételtén a leobersdorfi gyárban dolgozott, főmérnöki beosztásban, mint a Dieselmotorgyártás vezetője.

Innen került az olaszországi *Franco Tosi, Legnano* céghez, ahol 1909. október 1-től 1910. június 11-ig dolgozott mint a Dieselmotorosztály vezetője, főmérnöki minőségben.

ERNEY ezek után hazakerült, és 1910. június 20-án a *Ganz és Társa* budapesti céghez mint cégvezető főmérnök lépett be, és 1919-ig mint a motorosztály vezetője műszaki igazgatóként működött, ahol vezetése alatt többek között Dieselmotorokat is gyártottak.

Mint ahogy ERNEY 1912. évi levelében DIESELnek is megírta, eddig az időpontig 14 évet áldozott a Dieselmotor fejlesztésére, tehát e motortípus sikeres fejlesztésében fontos szerepet töltött be.

ERNEY távozott a *Ganz* gyártól, és más pályát választott. Távozása bizonyára azzal volt összefüggésben, hogy a gyárban már nem találta meg működési területét. Ezek után a Dieselmotorokkal csak kereskedelmi vonatkozásban foglalkozott. Ily irányú képviseléseket vállalt. Tehát sem elméleti, sem gyakorlati vonalon nem érvényesíthette 14 évi tapasztalatait, mert erre a kereskedelmi elfoglaltság nem nyújtott lehetőséget.

Kereskedelmi tevékenysége mellett a *Ganz* gyárból való távozása után Ikarus néven autó- és repülőgépmotor hűtő üzemet alapított, olyan üzemet, amely akkor egyedülálló volt. Ez az üzem került azután a mátyásföldi gyárba az Ikarus névvel együtt, és így ERNEY lett a mai Ikarus autóbuszok névadója.

KÖNYVSZEMLE

Witold Nowacki

THEORIE DES KRIECHENS, LINEARE VISCOELASTIZITÄT

Franz Deuticke, Wien 1965. 224 old., 63 ábra, 1 tábla

Ez a könyv eredetileg 1964-ben *Teoria Pelzania* címen lengyel nyelven jelent meg, de időközben francia nyelven, *Théorie du Fluage* címen is kiadásra került. A jelen német kiadás előszavát PARKUS, H. professzor írta.

A könyv a reológia egy különleges fejezetének, a lineáris viszkoelaszticitástannak a problémáit tárgyalja. Amíg a reológia a szerkezeti anyagok fizikai tulajdonságainak az időtényezőtől való függését a maga általánosságában vizsgálja, addig a lineáris viszkoelaszticitástannak csak a Boltzmann-féle szuperpozíciós elvnek hódoló jelenségekkel foglalkozik, tehát csak azokat az eseteket tárgyalja, melyekben két vagy több terhelés hatására létrejövő időtől függő változások eredője azonos az eredő terhelés hatására létrejövő változással.

A lineáris viszkoelaszticitástannak a különféle újfajta szerkezeti anyagok (főleg műanyagok) előtérbe nyomulásával egyre nagyobb jelentőségre tesz szert, de nagy jelentőséggel bír a beton- és vasbetonszerkezetek elméletében is. Ez a körülmény felette indokoltá teszi, hogy a viszkoelaszticitástannak különféle folyóiratok hasábjain közzétett eredményei szakkönyv kereteibe foglalva álljanak a műszaki körök rendelkezésére. A könyv illusztris szerzője, NOWACKI professzor, a Lengyel Tudományos Akadémia rendes tagja, munkájával ezt a célt kívánta szolgálni.

A könyv hat fejezetre tagozódik. Ezek közül az első fejezet a lineárisan viszkoelasztikus test alapvető tulajdonságait s az azok leírására alkalmas különféle matematikai modelleket ismerteti. A második fejezet a rugalmasságtan és a lineáris viszkoelaszticitástannak alapegyenleteit, valamint az ún. elasztikus-viszkoelasztikus analógiát vezeti le. A harmadik fejezet a lineáris viszkoelaszticitástannak quasi-statisztikus feladatait, köztük a hajlításra igénybevett viszkoelasztikus anyagú gerenda és lemez kérdését, továbbá a külpontos nyomásra igénybevett viszkoelasztikus rúd problémáját tárgyalja. A negyedik fejezet a gerendák, lemezek, rudak stacionárius és instacionárius rezgésjelenségeivel foglalkozik, az ötödik fejezet pedig a lineáris viszkoelaszticitástannak egyes térbeli problémáit elemzi. Végül a hatodik fejezet a hőhatásoknak kitett viszkoelasztikus testek viselkedését taglalja.

A könyv függeléke rövid bevezetést nyújt a tárgyalás során nélkülözhetetlen Laplace-féle transzformáció elméletébe, s részletes táblázatban közli a számítások során alkalmazandó transzformációs képleteket. A függelékben kerülnek ismertetésre a levezetések során alkalmazott egységfüggvények is.

Már a fenti rövid felsorolásból is kitűnik, hogy NOWACKI professzor könyve a lineáris viszkoelaszticitástannak mindazon problémáit felöleli, melyek a mérnöki gyakorlat szempontjából jelentősek. A könyv mindezeket a problémákat mestéri módon, nem egyszer igényesebb matematikai eszközökkel tárgyalja, de gondolatmenete mindenütt világos és könnyen követhető. Különös értéke a könyvnek, hogy az itt tárgyalt problémák jelentős részét maga NOWACKI professzor oldotta meg, s első ízben éppen e könyv keretében publikálta.

Mindezek alapján kétségtelen, hogy NOWACKI professzor könyve tárgykörénél, valamint tömör és világos tárgyalásmódjánál fogva nélkülözhetetlen mindazok számára, akik a viszkoelaszticitás problémáival tudományos szinten foglalkozni óhajtanak.

Dr. Csonka Pál

Imre Kollár

TABELLEN FÜR MOMENTE UND STÜTZKRÄFTE VON DURCHLAUFTRÄGERN
Akadémiai Kiadó, Budapest 1965. 40 old., 3 ábra, 28 táblázat

A mérnöki, de főleg a magasépítési gyakorlatban gyakran kerülnek alkalmazásra állandó keresztmetszetű, egyenlő nyílású, folytatólagos többtámaszú tartók. A könyv ezek számítását óhajtja egyszerűen kezelhető táblázatok segítségével megkönnyíteni. Tartalma a szakirodalomban ismeretes számos hasonló műtől főleg abban különbözik, hogy terhelésként nemcsak az egyenletesen megoszló, illetve egyenletes kiosztású összpontosított erők esetét öleli fel, hanem táblázatokat tartalmaz háromszög-, illetve trapéz-diagram szerint megoszló terhelés esetére is. Az utóbbi terhelési esetek a gyakorlatban egyre gyakrabban fordulnak elő, így felette indokolt volt oly táblázat összeállítása, melynek segítségével a mértékadó nyomtatékok és támaszerők ezekre az esetekre is egyszerűen meghatározhatók.

A könyv a nyomtatékokat illetően csak azok mértékadó értékeit tartalmazza, a nyomtató maximumok, illetve zéruspontok helyét nem adja meg. Ezek pótlására a táblázatok fejrovata az említett értékek közelítő meghatározására alkalmas ábrákat tartalmaz.

A táblázatok használatát két számpélda magyarázza. Kár, hogy ezek szövegében az oldalszámokra való hivatkozás téves: a 36. és 28. oldal helyett 37. és 29. oldal, a 23. és 15. oldal helyett pedig a 24. és 16. oldal, olvasandó.

E sajtóhibától eltekintve, megállapítható, hogy KOLLÁR Imre könyve egyszerű beosztásánál, áttekinthetőségénél és ügyes jelölésmódjánál fogva a gyakorlat igényeinek kitűnően megfelel, s nem vitás, hogy mint ilyen, a mérnöki irodák részéről kedvező fogadtatásra fog találni.

Dr. Csonka Pál

Csellár Ödön—Szépe Ferenc

TÁBLÁZATOK ACÉLSZERKEZETEK MÉRETEZÉSÉHEZ

Tankönyvkiadó, Budapest 1965. 84 oldal

A könyv az utoljára 1935-ben megjelent s ma már adataiban nagyrészt elavult ún. *Czakó-táblázat* pótlására készült elsősorban az ÉKME hallgatóinak segédkönyvül, melyben ők a tervezéseikhez szükséges adatokat megtalálják. Természetesen a gyakorlatban acélszerkezetek tervezésével foglalkozó mérnököknek a könyvre éppen olyan szükségük van, s az mint ilyen, hézagpótló.

A táblázatok az 1963 végén érvényes szabványokon alapulnak, s a Magyarországon akkor kapható szabványos szelvények adatait tartalmazzák, kijavítva a szabványok nyilvánvaló sajtóhibáit.

Az első táblázatok az acélszerkezetekhez használatos anyagok szabványos jelöléseit, határfeszültségeit és egy igen hasznos táblázatot: a hengerelt szelvények gyártási méreteit, tartalmazza. A következő táblázatok a különböző lapos-, szélesacélok és lemezek súlyadatait az L-, U-, I-, T- és Z-acélok és az ún. zórás-vasak keresztmetszeti és súlyadatait adják meg. Igen hasznosak és a Czakó-táblázatokhoz képes teljesen újak azok a táblázatok, melyek a darupályasínek, nagy- és kisvasúti sínek, varratnélküli vezetékcsövek adatait foglalják magukban. A táblázatok következő csoportja az összetett szelvények, továbbá a szögecs- és varratkapcsolatok tervezéséhez szükséges adatokat, valamint szabványos jelölésüket tünteti fel igen jól áttekinthető módon. Rendkívül hasznosak a bevont elektródákra, valamint a lemezhorpadásra vonatkozó táblázatok, melyeket még a Hertz-féle képleteket, az MSZ 15 024-ben a külpontosan nyomott rudak számításához előírt tényezőket és az acélszerkezetek járulékaiként szereplő vasbetonlemezek számításához szükséges adatokat tartalmazó táblázatok egészítenek ki.

A könyv nem tartalmazza a KGST-államok ún. könnyített szelvényeinek és a nyugati könnyű (ún. Europa-) szelvényeknek az adatait, valamint a nálunk már gyártott, de választékában még meg nem állapodott vékonyfalú, hidegen hajlított acél- és az alumíniumszelvényeket.

A könyv sokféle táblázatával a Czakó-táblázatok lényeges és hasznos bővítését jelenti, de ha a nálunk jelenleg folyó szabványmódosítások lezajlottak, célszerű lesz a gyűjteményt ennek megfelelően módosítani, és az importanyagokra való tekintettel az említett hiányzó adatokkal kiegészíteni.

Dr. Korányi Imre

Szmodits, K.

STATIK DER SCHALENKONSTRUKTIONEN

B. G. Teubner Verlagsgesellschaft, Leipzig. Akadémiai Kiadó, Budapest 1966. — 455 oldal, 136 ábra, számos táblázat

A modern szerkezeti építészet egyre gyakrabban alkalmaz nagy terek lefedésére, támfalak, tartályok készítésére és egyéb célokra héjszerkezeteket. Ezek szerkesztése és számítása a statikus mérnök mindennapi gyakorlatában előforduló problémáktól eltérő számos oly problémát vet fel, melyek megoldása a szokványos statikai ismereteket meghaladó különleges szakismeretek megszerzését teszi szükségessé.

SZMODITS K. könyve e tekintetben kíván a héjszerkezetek tervezőinek segítségére lenni.

A könyv bevezető része — 47 oldalnyi terjedelemben — a héjstatika alapfogalmait és a héjelmélet alapegyenleteit ismerteti. Itt a szerző az alapegyenletek általános alakját először a főgörbületi vonalak alkotta felületi koordinátarendszerben, majd részletes levezetés mellőzésével derékszögű koordinátarendszerben írja fel. A tárgyalásnak ez a módja — nevezetesen az általános eset előrebocsátása s a különleges eseteknek ebből való leszármaztatása — az anyag rövidebbre fogott, egységes, ismétlésmentes tárgyalását teszi ugyan lehetővé, mégis úgy véljük, célszerűbb lett volna a tankönyvek jól bevált módszerét követni, vagyis az egyszerűbb esetekből kiindulva, haladni az általános eset felé. A kezdő olvasó igényeinek ez utóbbi tárgyalásmód mindenestre jobban felelt volna meg.

A hengerhéjak problémájának, nevezetesen e héjak membrán- és hajlításméletténekm bemutatására a könyv 92 oldalt szentel. A hajlított körhengerhéj inhomogén differenciálegyenletének több megoldását ismerteti, majd a homogén differenciálegyenlet megoldását hozza arra az esetre, melyben az egyenes, illetve íves héjperemek vannak terhelve. E módszerek, mint ismeretes, a gyakorlat számára túl bonyolultak, miért is különféle szerzők e feladat megoldására táblázatokat szerkesztettek. A könyv, igen helyesen, felhívja a figyelmet ezekre a táblázatokra, majd a gyakorlatból vett több számpélda kapcsán röviden ismerteti a közkézen forgó Rüdiger—Urban, illetve a Manuel ASCE kerületi érték-táblázatok alkalmazását. Igen érdekesek és hasznosak a könyvnek a peremgerendával megtámasztott vasbeton dongahéjak méretszámítására vonatkozó fejtegetései is, melyek az egyébként bonyolult számításoknak jelentős egyszerűsítését teszik lehetővé.

A hengeres tartályok kérdését a könyv 20 oldal terjedelemben ismerteti. Itt az állandó falvastagságú tartályok esetén felül a lineárisan változó falvastagsággal bíró tartályok esete kerül tárgyalásra. Mindezeket kiegészíti a szilófalak méretezésének, valamint a hengeres tartályok falára ható szélteher számításbavételének taglalása.

A forgáshéjak problémáját a könyv 134 oldala tárgyalja. Ezekből 64 oldal a forgáshéjak membránelméletével foglalkozik. A tárgyalás a körszimmetrikus terhelés esetén felül a periodikus megoszlású terhelések esetére is kiterjed. Bemutatásra kerül a pontokon megtámasztott gömbhéj esete, valamint a vízszintes tengelyű gyűrűfelület szerint alakított (előgyártásra igen alkalmas) héjak problémája is. Utóbbiak számítás módját számpéldák magyarázzák. — A könyv részletesen foglalkozik a forgáshéjak hajlításmélettével is, főképp pedig a peremén forgáshéjak szimmetrikusan terhelt gömbhéj problémájával. Minthogy ennek pontos megoldása rendkívül lassan konvergáló sorok összegezését teszi szükségessé, a könyv a számítás megkönnyítésére számítógép segítségével kidolgozott táblázatokat közöl. Behatóan foglalkozik a meredek, illetve lapos gömbhéjak esetében lehetséges egyszerűsítésekkel is. Az előadottak jobb megértését gazdag példaanyag segíti elő.

A tetszőleges alakú héjak kérdését a könyv 73 oldalon át elemzi, mégpedig a Pucher-féle vetületi módszerrel. Itt a derékszögű négyszögalaprajz fölé szerkesztett elliptikus paraboloidhéj problémájának megoldására több eljárást ismertet. Ezek közül különös érdeklődésre tarthatnak igényt a sarokszingularitás kérdésével foglalkozó fejtegetések. Tárgyalásra kerül a négyszögalaprajz fölé szerkesztett nyereghéj, illetve torznégyszöghéj problémája is. A tárgyalást a lapos héjak Vlaszov-féle elméletének ismertetése egészíti ki. Gyakorlati példaként a négyszögalaprajz fölé szerkesztett elliptikus paraboloidhéj, illetve az ellipszis alaprajz fölé szerkesztett elliptikus és hiperbolikus paraboloidhéj számítása kerül bemutatásra. Ezek és a differencia módszer alkalmazását ismertető feladatok a gyakorló mérnök számára hasznos útbaigazítást nyújtanak.

A könyvben az említettek felül tárgyalásra kerül még a héjak stabilitásproblémája, valamint a lemezűvek és függőtűk kérdése is. Mindezek a feladatok a gyakorlat szempontjából is fontosak, tárgyalásuk felette indokolt.

A fenti felsorolásból is nyilvánvaló, hogy SZMODITS K. könyve a héjstatika egész területét felölelő szakkönyv, amely számos oly kérdést érint, mely a közkézen forgó szakkönyvekben

eddig nem került tárgyalásra. Sajnos, a könyv szűkre szabott keretei nem nyújtottak lehetőséget arra, hogy a szerző a felvetett kérdések mindegyikét a maga részletességében megvilágítsa és ezért szerzőnek számos helyen meg kellett elégednie a problémák részletes kifejtése helyett azok egyszerű, szűkszavú felvázolásával. Ezért célszerű lett volna esetről esetre hivatkozni arra, hogy a szóban forgó kérdések részletes taglalása hol található meg.

Végeredményben megállapítható, hogy SZMODITS könyve felépítésénél és tárgyalás-módjánál fogva olyan szakkönyvnek tekinthető, melyet főképp azok forgathatnak haszonnal, akik a héjstatika területén már előismeretekkel rendelkeznek. Ezek viszont SZMODITS K. könyvében jól megírt, szépen kiállított, a gyakorlat aktuális problémáit felölelő oly művet kapnak kézhez, mely kiváló segítséget nyújt elméleti ismereteik elmélyítéséhez, illetve a gyakorlatban felmerülő különféle feladatok szakszerű megoldásához.

Dr. Csonka Pál

Dr. Korányi Imre

STABILITÁSI KÉRDÉSEK A MÉRNÖKI GYAKORLATBAN. KIHAJLÁS A SÍKBAN

Akadémiai Kiadó, Budapest 1965. 555 oldal, 287 ábra, 48 táblázat

A mérnöki szerkezetek elméletében egyre jelentősebb helyet foglalnak el a különféle stabilitásproblémák, köztük oly feladatok, melyek megoldása a tervező mérnök általános gyakorlatától eltérő különleges számításokat tesz szükségessé. Dr. KORÁNYI professzor könyve éppen ezekkel a mérnöki gyakorlatban felmerülő stabilitási feladatokkal foglalkozik, s ezek megoldásában óhajtja a gyakorló mérnök segítségére lenni. E tekintetben dr. KORÁNYI professzor könyve a magyar műszaki irodalomban hézagpótló jelentőségű.

A könyv *bevezetése* a stabilitáselmélet alapfogalmaival ismerteti meg az olvasót. E kitűnően megszerkesztett bevezetés biztos alapot nyújt a későbbiekben tárgyalandó fogalmak világos megértéséhez.

Maga a tárgyalás, miként azt a könyv címe is jelzi, csak a síkbeli stabilitási problémákat öleli fel, a térbeli stabilitási feladatok ismertetését egy esetleg később megírandó második kötetnek tartván fenn.

A könyv két fő részre tagozódik, melyek közül az *első rész* a rugalmas kihajlás alapeseteit nyolc fejezetre tagolva tárja az olvasó elé.

Az első, második, illetve harmadik fejezet stabilitási feladatoknak a *statikai, energetikai, illetve kinetikai módszerrel* való megoldását mutatja be, mégpedig az egyenestengelyű, állandó keresztmetszetű, központosan nyomott rúd különféle terhelési és támasztási eseteiben. A tárgyalás kiterjed a levezetések során alkalmazott különféle közelítések hatásának kimutatására, valamint a kritikus erőt meghaladó erő okozta alakváltozás vizsgálatára is. A különféle közelítő módszerek közül részletes tárgyalásra kerül a Ritz–Timoshenko-, a Timoshenko–Bleich-féle eljárás, valamint a Galerkin-féle módszer. Mindezek alkalmazását számpéldák világítják meg. Kár, hogy a hely korlátozott volt nem tette lehetővé, hogy szerző a kinetikai módszert ugyanazon feladatok kapcsán is ismertesse, melyeket előzően a statikai, illetve energetikai módszerrel már megoldott.

A negyedik, illetve ötödik fejezet a *változó keresztmetszetű, illetve a tengelyvonal mentén változó nagyságú erővel terhelt* központosan nyomott rúd problémáját taglalja. Itt a könyv a feladat megoldására különféle közelítő, illetve fokozatosan közelítő eljárásokat mutat be. A közismert Engesser- és Vianello-féle eljárásokon felül ismertetésre kerül a keretek esetében igen célszerűen használható Sattler-féle módszer is.

A hatodik fejezet a *külpontosan nyomott rúd* rugalmas kihajlásával foglalkozik, részletesen elemezvén a zavaró nyomaték hatását a már kezdetben is görbe rúdon, valamint a harántirányú erővel, illetve zavaró erőpárral terhelt, eredetileg egyenestengelyű rúdon. Hangsúlyozottan mutat rá arra, hogy a zavaró nyomatékkal terhelt rúd problémája nem stabilitási, hanem szilárdságtani probléma. Behatóan ismerteti a külpontosan nyomott rúd méretezésének, illetve ellenőrzésének módját is a hazai és külföldi szabályzati előírások szerint.

A hetedik fejezet az *osztott szelvényű rúd* stabilitásproblémáit s az ezekkel kapcsolatos méretezési problémákat taglalja, s részletesen ismerteti a vonatkozó szabályzati rendelkezéseket.

A nyolcadik fejezet a *görbetengelyű rúd* kihajlásproblémáit öleli fel. Itt a kör-, illetve elliptikus gyűrű, a kétsuklós és befogott ív, valamint a háromsuklós és merevített ív kihajlása kerül tárgyalásra. Az idevágó igen világos fejtegetéseket szerző értékes kritikai megállapításai, valamint a különféle eljárások eredményeinek szembeállítása felette érdekessé teszi.

A könyv második része a képlékeny kihajlás eseteit tárgyalja. Itt az első részben előadottaktól eltérően a kihajlásjelenségek a különféle anyagú szerkezeteken más és más módon mennek végbe, miért is a tárgyalás a szerkezet anyaga szerint való csoportosítást tesz szükségessé.

A kilencedik, illetve tizedik fejezet tárgya a központosan, illetve külpontosan nyomott *acélrudak* képlékeny kihajlása. Itt az Engesser-, illetve Engesser—Kármán-féle elméleten kívül részletes ismertetésre kerül SHANLEY elmélete is. Igen érdekesek azok a fejtegetések, melyek az alapesettől eltérő körülményeknek a képlékeny kihajlásra gyakorolt hatását elemzik. A tárgyalást JEZEK idevágó vizsgálatainak, majd a német, magyar, szovjet, osztrák, francia és amerikai szabályzati előírásainak ismertetése egészíti ki.

A tizenegyedik, tizenkettedik, illetve tizenharmadik fejezet a *könnyűfém rudak*, valamint a *beton-, vasbeton-,* illetve *faoszlopok* kihajlásával foglalkozik, s az ide vonatkozó szabályzati rendelkezéseket foglalja össze.

A tizenegyedik fejezet az *összetett rádszerkezetek* (rácsostartók, keretek) stabilitásproblémáinak van szentelve. Itt az általános módszerek részletes ismertetését a merev csomópontú rácsostartók, valamint a keretek stabilitásvizsgálatára alkalmas pontos eljárások tárgyalása, majd a Sattler-féle közelítő eljárás bemutatása követi.

Már a fenti tartalmi felsorolásból is kitűnik, hogy a könyv a síkbeli stabilitás mindazon problémáit felöleli, melyek a tervező mérnök gyakorlatában fontossággal bírnak és megoldásra szorulnak. A kérdéseket a könyv nemcsak elméleti oldalról közelíti meg, de értékes gyakorlati útmutatásokat is nyújt azok szakszerű megoldására. Az elméleti fejtegetések világosak, általában könnyen követhetőek és mindenkor meggyőzőek. A könyv beosztása áttekinthető, az egyes fejezetek helyesen súlyozottak. A tárgyalás módszertani szempontból is példászerű, s világosan tükrözi azokat a törekvéseket, melyeket a könyv szerzője egyetemi oktatói tevékenysége során maga elé tűzött.

Szerző könyvének megírásakor igen terjedelmes irodalmi anyagot dolgozott fel. Az irodalmi utalások több mint 450 műre hivatkoznak, s szinte teljes bibliográfiáját adják a magyar szerzők stabilitáselméleti munkáinak. A könyv szépen megrajzolt ábraanyaga igen érdekes és rendkívül demonstratív.

Mindezek figyelembevételével megállapítható, hogy dr. KORÁNYI professzor könyve hosszú szakmai gyakorlatra támaszkodó kítűnő szakkönyv, mely értékes útmutatást nyújt a mérnöki gyakorlatban felmerülő különféle stabilitásproblémák szakszerű megoldásához. De KORÁNYI professzor könyve a szerző hosszú oktatói gyakorlatát tükröző kítűnő tankönyv is, melyet haszonnal forgathatnak mindazok, akik a tartószerkezetek stabilitáselméletében komolyan óhajtanak elmélyülni.

Ajánlatos volna, hogy a könyv valamely világnyelvre is lefordíttassék.

Dr. Csonka Pál



INHALTSVERZEICHNIS

NEKROLOG

<i>P. Csonka: Győző Mihailich, 1877—1966.</i>	3
---	---

ABBHANDLUNGEN

<i>L. Gillemot: Charakterisierung der Eigenschaften der Metalle durch die Arbeit der spezifischen Formänderung (Antrittsvortrag an der Akademie der Wissenschaften)</i>	9
<i>F. Csáki: Methoden der statistischen Synthese von Regelungssystemen einer oder mehrerer Veränderlichen (Antrittsvortrag an der Akademie der Wissenschaften)</i>	33
<i>F. Rákóczi: Minderung der Abmessungen des Kurvengetriebes</i>	57
<i>K. Kaszap: Bestimmung der Brucharbeit aus Versuchsergebnissen</i>	73
<i>P. Réti: Beziehungen zwischen dem Eigenspannungszustand und den Festigkeitseigenschaften der kaltgeformten Messingrohre</i>	83
<i>Gy. Taksony: Die Abkühlungsverhältnisse der Zentralheizungssysteme</i>	105
<i>Gy. Lakatos—J. Bitó: Untersuchungen zur Bestimmung der Energiebilanz der Leuchtröhre von einer Leistungsaufnahme von 40 W</i>	117
<i>S. Simon—Frau Gy. Benkő: Oxydation des Schwefelgehalts des Eisens und der Eisenschlacke mit Sauerstoff</i>	123
<i>G. Ackermann: Einige Ergebnisse der strengen Theorie des geschlossenen Kreiszylinders mit Ringrippen</i>	141
<i>J. Szidarovszky: Untersuchung des auf Biegung beanspruchten Stabes auf Grund der »Eigenlast« und der kritischen Druckkraft</i>	161
<i>L. Fialovszky: Der Einfluss der Winkelfehler der bei der elektrooptischen Telemetrie als Reflektor gebrauchten Triederspiegel und Triederprismen auf das zurückgeworfene Strahlenbündel</i>	173
<i>P. Michelberger: Einige Probleme der Vorspannung der Fahrzeugkonstruktionen</i>	193
<i>J. Lukács: Si—SiC, p—n Heteroübergänge</i>	207
<i>P. Csonka: Die durch Drillung hervorgerufene Knickung des geradachsigen Rundstabes</i>	213

TECHNISCH-GESCHICHTSWISSENSCHAFTLICHE MITTEILUNGEN

<i>A. Balogh: J. Böszörményi und der Dieselmotor</i>	223
<i>A. Balogh: Móric Erney (1877—1948), Diesels ungarischer Mitarbeiter</i>	227

BUCHBESPRECHUNG

<i>W. Nowacki: Theorie des Kriechens, lineare Viskoelastizität (von P. Csonka)</i>	237
<i>I. Kollár: Tabellen für Momente und Stützkräfte von Durchlaufträgern (von P. Csonka)</i>	238
<i>Ö. Stellar—F. Szépe: Tabellen für Berechnung von Stahlkonstruktionen (von I. Korányi)</i>	238
<i>K. Szmodits: Statik der Schalenkonstruktionen (von P. Csonka)</i>	239
<i>I. Korányi: Stabilitätsprobleme in der Ingenieurpraxis. Knickung in der Ebene (von P. Csonka)</i>	240

A kiadásért felel az Akadémiai Kiadó igazgatója

Műszaki szerkesztő: Farkas Sándor

A kézirat nyomdába érkezett: 1966. IV. 6. — Terjedelem: 21,25 (A/5) ív, 125 ábra

66.62222 Akadémiai Nyomda, Budapest — Felelős vezető: Bernát György

TARTALOMJEGYZÉK

NEKROLÓG

Mihailich Győző 1877—1966 (Csonka Páltól)	3
--	---

TANULMÁNYOK

<i>Gillemot László</i> : A fémek tulajdonságainak jellemzése a fajlagos alakváltozás munkájával (Akadémiai székfoglaló)	9
<i>Csáki Frigyes</i> : Egy- és többváltozós szabályozási rendszerek statisztikus szintézisének módszerei (Akadémiai székfoglaló)	33
<i>Rákóczi Ferenc</i> : Bütykös mechanizmusok méreteinek csökkentése.....	57
<i>Kaszap Kálmán</i> : A törési munka meghatározása kísérletekből.....	73
<i>Réti Pál</i> : Összefüggések hidegen alakított sárgaréz csövek belsőfeszültségi állapota és szilárdsági jellemzői között	83
<i>Taksony György</i> : Központi fűtési rendszerek lehülési viszonyai.....	105
<i>Lakatos György és Bitó János</i> : Vizsgálatok a 40 W teljesítményfelvételű fénycsövek energiamérlegének megállapítására	117
<i>Simon Sándor és Benkő Gyuláné</i> : A vas és salak kéntartalmának oxigénnel történő oxidációja	123
<i>G. Ackermann</i> : Gyűrűbordás zárt körhengerhéj szigorú elméletének egyes eredményei 141	
<i>Szidarovszky János</i> : A hajlított rúd vizsgálata a „sajátteher” és a kritikus nyomóerő alapján	161
<i>Fialovszky Lajos</i> : Az elektrooptikai távmérésnél reflektorként használt triédertükör és triédérprizma szöghibáinak hatása a reflektált sugárnyalábra	173
<i>Michelberger Pál</i> : Járműszerkezetek előfeszítésének néhány kérdése.....	193
<i>Lukács József</i> : Si—SiC, p—n heteroátmenetek	207
<i>Csonka Pál</i> : Az egyenestengelyű körkeresztmetszetű rúd csavarás-okoza kihajlása ...	213

MŰSZAKTÖRTÉNETI KÖZLEMÉNYEK

<i>Balogh Arthur</i> : Böszörményi Jenő és a Dieselmotor	223
<i>Balogh Arthur</i> : Erney Móric (1877—1948), Diesel magyar munkatársa	227

KÖNYVSZEMLE

<i>W. Nowacki</i> : Theorie des Kriechens, Lineare Viscoelastizität (Csonka Páltól).....	237
<i>I. Kollár</i> : Tabellen für Momente und Stützkräfte von Durchlaufträgern (Csonka Páltól) 238	
<i>Csellár Ödön—Szépe Ferenc</i> : Táblázatok acélszerkezetek méretezéséhez (Korányi Imrétől) 238	
<i>K. Szmodits</i> : Statik der Schalenkonstruktionen (Csonka Páltól)	239
<i>Korányi Imre</i> : Stabilitási kérdések a mérnöki gyakorlatban. Kihajlás a síkban (Csonka Páltól)	240

Index: 26.499

A MAGYAR
TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI.

SZERKESZTI
GELEJI SÁNDOR

37. KÖTET

3—4. SZÁM



AKADÉMIAI KIADÓ, BUDAPEST

1966

VI. OSZT. KÖZL.

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK
KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTI
GELEJI SÁNDOR

37. KÖTET 3-4. SZÁM

SZERKESZTŐSÉG: BUDAPEST V., NÁDOR UTCA 7.
KIADÓHIVATAL: BUDAPEST V., ALKOTMÁNY UTCA 21.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei változó terjedelmű füzetekben jelennek meg. Négy füzet alkot egy kötetet. Évenként általában egy kötet jelenik meg.

A kéziratok a következő címre küldendők:

Magyar Tudományos Akadémia
Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei
Budapest V., Nádor utca 7.

Ugyanerre a címre küldendő minden szerkesztőségi levelezés.

Megjelent munkájáért minden szerzőt száz különnyomat illet meg. Közlésre el nem fogadott kéziratokat a szerkesztőség lehetőleg visszajuttat a szerzőhöz, de felelősséget a beküldött kéziratok megőrzéséért vagy továbbításáért nem vállal.

A Közlemények előfizetési ára kötetenként belföldi címre 40 forint, külföldi címre 60 forint. Belföldi megrendelések az Akadémiai Kiadó (Budapest V., Alkotmány utca 21. Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 05-915-111-46), külföldi megrendelések a „Kultúra” Könyv- és Hírlap Külkereskedelmi Vállalat (Budapest I., Fő utca 32., Magyar Nemzeti Bank egyszámlaszám: 43-790-057-181) útján eszközölhetők.

A Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának kiadványa az

Acta Technica

című idegen nyelvű folyóirat.

E lap hivatott a magyar műszaki tudományok eredményeinek legjavát a külföld felé tolmácsolni. A cikkek német, angol, francia vagy orosz nyelven jelennek meg, lehetőleg a szerző kívánsága szerint, összefoglaló pedig a cikk nyelvén és azonkívül a másik három nyelven. A cikkeket magyar vagy a szerző választotta idegen nyelven a következő címre kell beküldeni:

Acta Technica szerkesztősége, Budapest V., Nádor utca 7.

BESZÁMOLÓ A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK MUNKÁJÁRÓL

BOGNÁR GÉZA
AKADÉMIKUS, OSZTÁLYTITKÁR

Elhangzott a Műszaki Tudományok Osztályának 1966. május 3-án tartott
kibővített osztályülésén.

A Műszaki Tudományok Osztályának az 1965. évi közgyűlés óta kifejtett tevékenységéről a szétküldött jelentés számol be.* Az eddigi gyakorlattól eltérően az említett jelentés azon (statisztikai) tényadatok mellett, amelyeket korábban az osztálybeszámoló írásos melléklete tartalmazott, magában foglalja a szóbeli beszámoló keretében elmondani szándékozott adatokat is.

Úgy gondoltuk, hogy ilyenképpen az Osztályunkhoz tartozó és az Osztály munkájába fokozottabban bevont műszaki szakemberek, valamint azoknak a főhatóságoknak, illetve intézményeknek a vezető szakemberei, akiknek támogatására, együttműködésére számítunk, az Osztály egész évi működéséről egységes áttekintést kaphatnak. Ez az áttekintés egyben lehetőséget nyújt arra is, hogy a problémákat érdemüknek megfelelőbb módon lehet a kibővített osztályülés keretében megvitatni.

Azt szeretnénk elérni, hogy a kibővített osztályülésnek munkaértekezlet-jellege legyen. Ezért lényegesen csökkentettük a meghívottak számát. Ez a szűkebb kör egyben arra is kötelez, hogy beszéljünk azokról a problémákról, amelyek az Osztály munkáját nehezítik, és fokozottabban húzzuk alá azokat a problémákat, amelyeknek megoldása az elkövetkezendő időszak sürgős teendője.

Az osztálybeszámolóban tárgyalt kérdések közül néhány ilyen jellegű problémáról kívánok kiemelten beszélni.

Mind az elnökség, mind valamennyi tudományos osztály beszámolójában előtérbe került a *szervezeti feladatok vizsgálata*. Ebben a szellemben készült a Műszaki Tudományok Osztályának beszámolója is. Az Akadémia tudományirányító és ellenőrző szerepét csak akkor tudja jól betölteni, ha megfelelő és jól rendezett szervezeti keretekkel rendelkezik.

A másfél évvel ezelőtt megszervezett akadémikus-szakcsoportok keretében sikerült az Osztályhoz tartozó akadémikusokat a korábrinál lényegesen jobban bevonni az Osztály munkájába. A szakcsoportok feladata a tudományos szakmai kérdésekben való elvi állásfoglalás, illetve iránymutatás, továbbá a

* A jelentést a „Függelék” tartalmazza.

szakterülethez tartozó kutatószervek, akadémiai bizottságok és nemzetközi egyesületek munkájának segítése, állandó figyelemmel kísérése, valamint ellenőrzése, tehát olyan konkrét tevékenység, amelynek célja, feladata, hogy az egyes szakcsoportokhoz tartozó szakterületen az Akadémia elnökségének, illetve a Műszaki Tudományok Osztálya osztályvezetőségének határozatai és állásfoglalásai a mindennapi munkában érvényesüljenek, illetve megvalósuljanak.

A szakcsoportoknak tovább kell fokozniuk az ilyen jellegű tevékenységüket. E munka hiányosságának tudható be, hogy négy akadémiai bizottság működése nem kielégítő. Ezek közé tartozik az *Automatikai Bizottság*, az *Erősáramú Villamos Bizottság*, a *Közlekedéstudományi Bizottság* és a *Kohászati Bizottság*. E bizottságok a szervezeti szabályzatban foglalt kötelezettségeiknek nem tettek eleget. Az *Automatikai Bizottság*, valamint a *Közlekedéstudományi Bizottság* az újjászervezési idő óta például mindössze 1–1 ülést tartott. Nyilvánvaló, hogy az akadémiai szempontok, állásfoglalások egyes szűkebb szakterületeken való érvényesítése az akadémiai bizottságok feladata, aminek ülések tartása nélkül eleget tenni nem tud.

A bizottságok munkájáért természetesen elsősorban a bizottság vezető testülete (elnöke, alelnöke és titkára) felelős. Ezen belül a titkároknak a bizottság operatív irányításában — az elnökkel és alelnökkel egyetértésben — döntő szerepet kell betölteniök. A kiadott feladatoknak időbeli végrehajtását elsősorban a titkároktól kérjük számon. Ezért felkérjük az akadémiai bizottságok vezetőségét, főképpen pedig a titkárokat, hogy a bizottságok munkájának érdemi irányítására, a feladatok szétosztására az eddiginél nagyobb gondot fordítsanak.

Külön kérem a szakcsoportok vezetőit, hogy vizsgálják meg miképpen lehetne e bizottságok munkáját lényegesen megjavítani. Működésüket az elkövetkező időben fokozott mértékben kísérjük figyelemmel. A feladatukat ellátni nem tudó titkárokat a megbízatásuk alól fel kell menteni.

A másik kérdés, amelyre fel szeretném hívni a figyelmet: az *akadémiai kutatások hatékonyságának növelése*, illetve a *kutatási eszközök gondos felhasználása*. A munka megjavításának lehetősége itt elsősorban a kutatóhelyek vezetőinek, tehát a kutatóintézetek igazgatóinak, a munkaközösségek, illetve a támogatott tanszékek vezetőinek kezében van.

A kutatómunka hatékonyabbá tételének döntő eszköze, hogy megfelelő adottságokkal rendelkező kutatók munkálkodjanak. Néhány alkalommal beszélünk már arról, hogy a kutatási adottságokkal nem rendelkező munkatársakat más területre kell átirányítani. Ennek ellenére ebben a kérdésben lényeges előrehaladás nem történt. A nagy összegű beruházással elkészült *Műszaki Fizikai Kutató Intézet*, valamint *Automatizálási Kutató Intézet* munkatársaitól fokozott mértékben várunk komoly tudományos erőfeszítéseket és eredményeket.

A most életbe léptetett új kutatás-tervezési rendszer, amely szerint 3 éves kutatási tervek készülnek, a korábbinál nagyobb szabadságot, de nagyobb felelősséget is rónak a kutatóhelyek vezetőire. Az új rend szerint a kutatási terveket a munkahely vezetője hagyja jóvá, az Osztály és az osztályvezetőség a kutatási tervek jóváhagyása helyett annak felülvizsgálatát fogja végezni. A felülvizsgálat munkájában változatlanul a bizottságokra kívánunk támaszkodni. A kutatási tervek végrehajtásának az ellenőrzésére az Osztály az eddiginél nagyobb gondot fog fordítani.

A kutatási eszközök célszerű felhasználására különös nyomatékkal hívom fel a támogatott tanszékek vezetőit. Számos jelzést kap az Osztály, amelyek szerint a kutatói munkakörben alkalmazott mellékfoglalkozású dolgozóknál a ténylegesen munkában töltött időt nem ellenőrzik megfelelően. Ezért a közelmúltban el kellett rendelnünk, hogy a kutatói munkakörben alkalmazott rész- és mellékfoglalkozású dolgozók munkaidejüknek 2/3-ad részét, az egyéb munkakörökben foglalkoztatottak pedig teljes munkaidejüket a kutatóhelyen kötelesek eltölteni. Az Osztály ennek az intézkedésnek a betartását és végrehajtását rendszeresen ellenőrizni fogja, de az intézkedés végrehajtásáért felelősséggel — az anyagi felelősséget is beleértve — elsősorban a munkaközösségek, illetve a tanszékek vezetői tartoznak.

Felmerült az is, hogy a nálunk mellékfoglalkozásos viszonyban dolgozó kutatók lényegében ugyanazt a munkát nyújtják be, mint amelyet a főhivatású munkahelyükön dolgoztak ki. Ez a tevékenység megengedhetetlen. Kérem a munkaközösségek vezetőit ennek a legsürgősebb felülvizsgálatára.

Ezek után röviden szólni kell *a Műszaki Tudományok Osztálya és az ipari főhatóságok közötti kapcsolat jelenlegi állásáról, illetve perspektívájáról.* Az Építészeti Minisztériummal, a Közlekedés- és Postaügyi Minisztériummal, a Kohó- és Gépipari Minisztériummal, valamint a Nehézipari Minisztériummal való kapcsolataink kifejlesztésére még 1965-ben jelentős kezdeményező lépéseket tettünk.

A Művelődésügyi Minisztériummal kialakult kapcsolataink formája bevált és eredményesnek bizonyult. Reméljük, hogy a közeljövőben az általunk tett javaslatoknak megfelelően kapcsolatunk az ipari főhatóságokkal is szorosabbá válik.

Az ipari kutatóintézetekben folyó alapkutatások és elvi jellegű kutatások támogatására az elvi tudományos irányítás mellett megfelelő anyagi támogatást is kívánunk adni. Az akadémiai, illetve minisztériumi tudományos intézményeknek közös munkaterv alapján, alkalmas munkamegosztással kellene alapkutatási feladatokat vállalni az együttműködésben résztvevő intézmények felszerelésének, illetve felkészültségének megfelelően.

Ugyancsak felvetődik az azonos szakterülethez tartozó kutatási intézmények jelentősebb műszerbeszerzéseinek egyeztetési problémája is. Ezen

túlmenően, ha a kutatás gyorsabb üteme megkívánja, az ipari kutatóintézetekben folyó alapkutatási témák támogatására, a dologi és személyi kiadások fedezésére is kívánunk anyagi segítséget nyújtani. Jelenleg egy ilyen együttműködés van kialakulóban a Villamosenergiapari Kutató Intézetben folyó magnetohidrodinamikuss (MHD) téma művelésére, amely a Nehézipari Minisztérium, a Kohó- és Gépipari Minisztérium, valamint a Magyar Tudományos Akadémia közös támogatásával folynék. A jelenlegi pénzügyi jogszabályok azonban sajnálatosan ma még nem teszik lehetővé, hogy az Akadémia ipari kutatóintézetek számára támogatást nyújthasson. Javaslatunkra a Magyar Tudományos Akadémia főtájkára a jelenleg érvényben levő pénzügyi jogszabályok alóli mentesítés érdekében beadvánnyal fordult az illetékes szervekhez, és reméljük, hogy a mentesítés az Akadémia kérésének megfelelően a közeljövőben megtörténik.

Úgy látjuk, hogy ezek az együttműködési formák, amelyek az együttműködést lényegesen elősegítének, az elkövetkező időben megvalósíthatók. Elvileg hasznosnak és szükségesnek tartanánk az együttműködésnek azt a formáját is, amely a Művelődésügyi Minisztériummal már kialakult, nevezetesen, hogy az Akadémia által nagy fontosságúnak tartott egyes témákban anyagi eszközök és státushelyek biztosításával akadémiai kutatócsoportokat hívjunk életre. Sajnos a rendelkezésre álló létszámfejlesztési kerethől erre a legközelebbi években nem lesz módunk.

Néhány szót kívánok még szólni a *Mechanikai Kutató Intézettel* kapcsolatosan is. Mint ismeretes, a Műszaki Tudományok Osztálya az utóbbi években jelentős erőfeszítéseket tett annak érdekében, hogy hazánkban a mechanika területén fennálló elmaradást akadémiai intézet felállításával mielőbb meg lehessen szüntetni. Az Osztály ilyen irányú előterjesztését az Akadémia elnöksége jóváhagyta, és megtette azokat a lépéseket, amelyek az intézet létesítésének minisztertanácsi jóváhagyásához szükségesek. A Mechanikai Kutató Intézetet a két budapesti műszaki egyetemhez közel kívánjuk elhelyezni. A megfelelő helyet a Budapesti Műszaki Egyetem rektora az Akadémia részére ajánlotta és átengedte. Az intézet tudományos programja számos, az Osztályunkhoz tartozó minősített szakember bevonásával elkészült ugyan, de ennek további finomítása még hátralevő feladat. Ezért nagy jelentőséget tulajdonítunk a mechanika területén elkészítendő nagyon gondosan, részletesen, tudományos igényvel kidolgozott nemzetközi és hazai helyzetkép összeállításának.

Az elmúlt időszakban a Gépészeti Bizottság és az Építéstudományi Bizottság külön-külön kidolgozta a szakterületére vonatkozó nemzetközi helyzetképet, amely bár jelentős munkával készült, lényeges átdolgozást és kiegészítést kíván. Az a javaslatunk, hogy e két bizottság az eddigi munkára támaszkodva olyan közös anyagot készítsen, amely a létesítendő Mechanikai Kutató Intézet számára iránymutató lehet.

Végezetül engedjék meg, hogy kiemeljem azt a négy bizottságot, amelyek az elmúlt időszakban rendszeres és a szakterület főkérdéseire nagy gondot fordító munkát végeztek. Ezek

az *Építéstudományi Bizottság* (titkára: KUNSZT GYÖRGY, a műszaki tudományok kandidátusa);

a *Vízgazdálkodási, Vízépítési és Hidrológiai Bizottság* (titkára: V. NAGY IMRE, a műszaki tudományok doktora);

a *Gépészeti Bizottság* (titkára: BOSZNAY ÁDÁM, a műszaki tudományok kandidátusa); és

a *Híradástechnikai Bizottság* (titkára: GÉHER KÁROLY, a műszaki tudományok kandidátusa).

Nevezett elvtársaknak bizottsági titkárként kifejtett eddigi jó munkájukért — azon túl, hogy pénzjutalomban részesülnek — e helyen is elismeréssel fejezem ki.

FÜGGELÉK

AZ OSZTÁLYTITKÁRI BESZÁMOLÓHOZ

I. Az osztályvezetőség és az osztályülés tevékenysége

A Műszaki Tudományok Osztályának osztályvezetősége az 1965. évi közgyűlés óta eltelt időszakban 8 ülést tartott, amelyeken az Akadémia tevékenységéből folyó tudományszervezési feladatok mellett több fontos, az Osztály tudományterületére kiterjedő elvi kérdéssel is foglalkozott.

Az osztályvezetőség alapvetően fontosnak tekinti az 1965. évi közgyűlési határozatokban megjelölt feladatok végrehajtását, amelyek számos kérdésben több évre meghatározzák az Osztály feladatait. Az osztályvezetőség e feladatokat a következő *négy kérdés* köré csoportosította:

A legfontosabb műszaki tudományágak helyzetének egzakt felmérése és mélyreható értékelése;

a tudományos kutatások további koncentrálása;

az akadémiai kutatási bázis erősítése;

a kutatómunka irányításának és ellenőrzésének javítása, különös figyelemmel az Akadémián kívül folyó alapkutatások elvi-módszertani irányítására.

Az osztályvezetőség e feladatok végrehajtására — összakadémiai viszonylatban elsőként — részletes irányelveket és szempontokat dolgozott ki.

a) Az Osztályhoz tartozó fontosabb tudományágakra vonatkozó *hazai és nemzetközi helyzetkép* kidolgozása kiemelkedő jelentőségű, mert hasznosan segítheti az Osztály tudományfejlesztési tervének helyes kialakítását és azt, hogy az adott tudományterület szakemberei a legfontosabb kérdések tanulmányozása és kutatása felé forduljanak. A gondosan elkészített helyzetképek egyben a szakkáderfejlesztésben is nagy segítséget nyújtanak. Az osztályvezetőség határozata alapján a tudományos szakcsoportok kijelölték azokat a tudományágakat, amelyekről helyzetképet kell készíteni. A helyzetképek első összeállítására három tudományterületre vonatkozóan már az Osztály rendelkezésére áll. E sok munkával készült dolgozatok végleges formába öntésük előtt természetesen még további finomítást igényelnek, hogy végső formájukban mint magasszínvonalú, tudományos igényű tanulmányok a fentebb ismertetett követelményeknek megfeleljenek.

b) A közgyűlési határozatokból folyó másik fontos feladat a *tudományos kutatómunka koncentrálása*. Az egyes tudományterületekhez tartozó szakcsoportok az osztályvezetőség irányelvei alapján felmérték a kutatómunkák állását és a műszaki tudományok területén 18 olyan konkrét kutatási célt jelöltek meg, amelyek az Osztály rendelkezésére álló anyagi lehetőségek és kutatási kapacitások mellett 2—4 év alatt megoldhatók.

A tudományos kutatómunka koncentrálására vonatkozó vizsgálatok eredményeképpen az osztályvezetőség elvi jelentőségű határozatot hozott az egyetemi kutató munkaközösségekkel kapcsolatban és kialakította a létesítendő Mechanikai Kutató Intézet leszűkített végleges kutatási profilját.

Az egyetemi kutató munkaközösségekre vonatkozó osztályvezetőségi határozat egyfelől kimondja, hogy az Osztály felügyelete alatt a jövőben csak munkaközösség keretében folytatható tanszéki kutatás, másfelől javaslatot tesz az eddig közvetlenül támogatott tanszékeknek egy új, Híradástechnikai Munkaközösségbe történő összevonására, illetve az Építéstudományi Munkaközösség és a Gépszerkeztani Munkaközösség átszervezésére. A munkaközösségek kutatási profilja így egységesebbé válik, amit a határozat egyes tanszékek átadásával, illetve több új tanszék bekapcsolásával kíván elérni.

Az egyetemi kutató munkaközösségekkel kapcsolatban a profiltisztításon és az ennek nyomán szükségessé váló átszervezésen kívül jelentős lépés a munkaközösségek egységes szervezeti és működési szabályzatának kidolgozása. Az új szabályzat lényegesen erősíti a munkaközösségek szervezeti egységét; bevonja a munkaközösség vezetőjét a kutatási témák kitűzésébe és tovább fejleszti a tervekordináló jogkörét; elősegíti a munkaközösség műszerállományának jobb kihasználását, a műszereknek egyik vagy másik tanszékre való átadása révén; végül lehetővé teszi a létszámbeli és anyagi keretek jobb elosztását belső átcsoportosítás útján.

A szervezeti és működési szabályzatot az Osztály és az Elnökségi Titkárság együttesen készítette el a munkaközösségek vezetőitől beérkezett javaslatok alapján. A tervezetet az Akadémia főtitkára hozzájárulás céljából megküldte a Tudományos és Felsőoktatási Tanácsnak.

c) *A kutatási bázis erősítésének vizsgálata* arra a megállapításra vezetett, hogy az elmúlt 5 évben tett fejlődéssel az Osztály lényeges előrehaladást ért el az Osztályhoz tartozó tudományterületeken; elsősorban az Akadémia Elnöksége által kiemelt automatikai, valamint műszaki fizikai kutatások terén. Itt sikerült a korszerű kutatás feltételeit megteremteni, de *nagy a lemaradás és elégtelenek a jelenlegi kutatás feltételei az Osztályhoz tartozó harmadik alapvetően fontos szakterületen, a műszaki mechanika területén.* Ezért az Osztály álláspontja az, hogy az automatikai és műszaki fizikai kutatások nagy fontosságának változatlan kihangsúlyozása mellett az elkövetkező 5 éves tervperiódusban a műszaki mechanikai kutatásokat kell felfejleszteni, az akadémiai *Mechanikai Kutató Intézet* létesítésével.

A létesítendő intézet kutatási profilja a műszaki mechanika és elméleti mechanikai technológia tudományágak területére esik. Alapításának célja e tudományterületeken a jelenlegi lemaradás felszámolása, alapkutatási bázis létesítése a magas- és mélyépités, valamint a gépészet kiemelt népgazdasági ágazatai számára és kutatási lehetőség biztosítása az egyetemi oktató személyzet, továbbá aspiránsok, illetve doktorandusok részére.

Az intézet végleges feladatköre egyfelől a diszkrét rendszerek és kontinuumok mechanikájával, másfelől a fémek, fémötvözetek és egyéb szerkezeti anyagok alakításának mechanikai technológiájával kapcsolatos kutatás, beleértve a sűrűlódásra, a mechanizmusok elméletére, a lengéstanra, a szilárd testek reológijára, a rugalmasság- és képlékenységtanra, valamint a szemcsés közegekre vonatkozó problémák vizsgálatát is.

Az Elnökség 83/1965. számú határozatával felvette a Mechanikai Kutató Intézetet azon intézetek sorába, amelyek létesítését a harmadik 5 éves tervben el kell kezdeni.

d) *Az Akadémia és az ipari főhatóságok közötti kapcsolatot az Osztály erősíteni*, az Akadémia alapszabályaiban foglaltaknak megfelelő alapokra kívánja helyezni. Az Osztály már több éve szoros kapcsolatot létesített a Művelődésügyi Minisztériummal, amelynek felkérésére ellátta a nem akadémiai támogatású tanszékek kutatómunkájának tudományos véleményezését és ellenőrzését is. A Művelődésügyi Minisztériummal eredményesnek bizonyult együttműködés nyomán kézenfekvőnek látszott hasonló jellegű kapcsolat létesítése az ipari főhatóságokkal is. Ezért az Osztály eljár a jelentős ipari kutatóbázissal rendelkező főhatóságok: az Építésügyi Minisztérium, a Kohó- és Gépipari Minisztérium, a Közlekedés- és Postaügyi Minisztérium, valamint a Nehézipari Minisztérium illetékeseinél, hogy az ott folyó elvi műszaki kutatások irányításában az Akadémia az alapszabályaiban lefektetett feladatkörének megfelelően részt vállaljon és e témák az akadémiai irányítással, illetve kiemeléssel az eddiginél nagyobb tudományos támogatást kapjanak.

A kutatómunka támogatásának ezt az új formáját a főhatóságok kedvezően fogadták. Állásfoglalásuk nyomán az Osztály az érdekelt kutatóintézetekkel együttműködve kijelölte azokat a fontosabb témákat, amelyekhez tudományos segítségüket kíván nyújtani és kidolgozta az együttműködés feltételeit. Az együttműködés elvileg a következő formákban lehetséges:

Ipari kutatóintézetek alapkutatási témáinak támogatása tudományos segítségnyújtás útján;

akadémiai témák kihelyezése az ipari kutatóintézetekbe;

akadémiai kutatószerveknél folyó témák támogatása ipari kutatóintézetek részéről vizsgálatok elvégzésének vállalása révén;

tudománys és gazdasági-pénzügyi segítségnyújtás útján; akadémiái kutatócsoportok létesítése ipari kutatóintézetekben.

Az osztály az együttműködés megindítását az első két formában készíti elő. Az így szerzett tapasztalatok alapján később sor kerülhet a harmadik és negyedik fajta együttműködésre is, ami azonban hosszabb előkészítést igényel, mert a hatályos pénzügyi rendelkezések ezidőszereint még e tekintetben nehézségeket támasztanak.

e) Az Osztály törekedett arra, hogy a *felügyeleti irányítás módszerének további tökéletesítésével* hatékonyan segítse és ellenőrizze az intézeteiben folyó kutatómunkát.

A kiemelt akadémiai kutatások területén végzett 1965. évi munka ellenőrzése során az osztályvezetőség a felülvizsgálatot kiterjesztette mindkét intézet teljes évi működésére.

A beszámoltatás részletesen kidolgozott irányelvek alapján történt. Új vonása volt a felülvizsgálatnak a témacsoportokra bontott értékelés az ugyancsak témacsoportokra vonatkoztatott tevékenységi, szervezeti és gazdasági jellemzők alapján. Ilyen jellemzők voltak a munkaszervezési adatok; a kooperáció bizottságokkal, továbbá hazai és külföldi szervekkel; az eredmények hasznosítása; a benyújtott publikációk, disszertációk és találmányok; a létszám-és bér-adatok; az állóeszközök; a hasznos alapterületek stb.

Az osztályvezetőség a jövőben fokozni kívánja kapcsolatát az intézetekkel és az intézetekben tartott osztályvezetőségi üléseken a helyszínen is figyelemmel kíséri az ott folyó kutatásokat.

A felsorolt feladatok mellett az osztályvezetőség még számos fontos elvi kérdést tárgyalt, mint például:

Az Osztály intézetfejlesztési terve, különös figyelemmel a nagy intézetek létesítésének problémájára;

az Osztály feladatai a MTE SZ egyesületek tudományos irányításában;

kapcsolat a Tudományos Minősítő Bizottság és a Műszaki Tudományok Osztálya között.

f) A szakcsoportok tevékenysége következtében az *osztályülések szerepe jelentőségben csökkent*. Az elmúlt közgyűlés óta eltelt időszakban az Osztály egy ülést tartott, amely megvitatta az osztályvezetőség munkáját, valamint éves munkatervét és megtárgyalta az Állami-díjra előterjesztett javaslatokat. Az osztályvezetőségi üléseken megvitatott kérdések határozatait — a folyamatos tájékoztatás céljából — az osztálytagok rendszeresen megkapják.

II. A szakcsoportok tevékenysége

A Műszaki Tudományok Osztálya több, egymástól eltérő tudományterületet foglal magába. Annak érdekében, hogy a tudománypolitikai, illetve átfogó szakmai kérdések beható megvitatására mód legyen, az Osztály mintegy másfél évvel ezelőtt négy akadémikus-szakcsoportot alakított. Az Osztály szervezeti keretének ezzel a módosításával erőteljesen kifejezésre jutott az a törekvés, hogy a kollektív tudományirányítás elve mind jobban gyakorlattá váljék, és az akadémiai tagok intenzívebben kapcsolódjanak be a szakterületüket érintő tudományos kérdések megvitatásába, segítség, illetve ellenőrizzék a hozzájuk tartozó bizottságokat és érdemi irányítást fejtsenek ki a tudományos kutatómunka területén. A szakcsoportok működésének eredményeképpen az osztályvezetőség nagyobb erőt fordíthatott az Osztály tudományirányító munkája szempontjából fontos elvi kérdések megtárgyalására.

A szakcsoport munkájának eredményessége, működésük aktivitása és a napirendre tűzött kérdések mellett a tudományterületükhöz tartozó akadémiai bizottságok és kutatóhelyek tevékenységén, továbbá a vonatkozó elnökségi és osztályvezetőségi határozatok időbeni és gondos végrehajtásán mérhető le.

A szakcsoportok a hozzájuk tartozó tudományterületek legfelsőbb szakmai irányító és ellenőrző fórumának szerepét megfelelően betöltik.

Általánosan megállapítható, hogy a szakcsoportok foglalkoztak mindazokkal a tudományirányítási kérdésekkel, amelyek az osztályvezetőség napirendjén is szerepeltek és javaslatokat dolgoztak ki az osztályvezetőség számára. Ezekben túlnyomóan több elvi jelentőségű témát is tárgyaltak.

Az Osztályhoz jelenleg 12 akadémiai bizottság tartozik, amelyeknek nagy szerepük van az egyes tudományterületek tényleges irányításában és ellenőrzésében. Az Osztály kutatási bázisának erősödése és az Osztályra háruló tudományos-szervező feladatok növekedése fokozta a bizottságok munkáját és felelősségét. Az újjászervezett bizottságok munkája rendszeresebb és aktívabb lett. Az osztályvezetőség, illetve a szakcsoportok irányítása mellett kifejlesztett tevékenységük alapján a bizottságok nagy többsége szakterületük elismert fóruma lett.

Az Osztályhoz tartozó bizottságoknak a múlt közgyűlés óta végzett munkája alapján külön is ki kell emelni a *Gépészeti Bizottság*, a *Híradástechnikai Bizottság*, az *Építéstudományi Bizottság*, valamint a *Vízgazdálkodási, Vízépítési és Hidrológiai Bizottság* tevékenységét.

Eredményesen működött továbbá a *Hőenergetikai Bizottság*, az *Építészettörténeli és Elméleti Bizottság*, a *Településtudományi Bizottság*, valamint a *Műszaki Tudománytörténeli Bizottság*. Az itt felsorolt bizottságok az Osztályra háruló tudományszervezési feladatok elvégzésében mutatott rendszeres, jó munkájukkal tűntek ki és ezáltal komoly segítséget nyújtottak az osztályvezetőségnek. A folyamatos tudományszervezési munkákon túlmenően az egyes bizottságok fontos szakterületi kérdésekkel is foglalkoztak, Néhány bizottság munkája azonban nem kielégítő. A szakcsoportok feladata, hogy a bizottságok vezetésével együttesen megvizsgálják a hiányosságok főkeit és megfelelő intézkedéseket tegyenek.

Az Osztály 13 nemzetközi tudományos szervezet tagja. A kapcsolatot a magyar nemzeti bizottságok látják el. Hazánk általában megbecsült tagja e szervezeteknek, amelyek legtöbbjének vezetőségében Magyarország is helyet kapott.

Az Osztály kutatási bázisa jelenleg két, 360 főt foglalkoztató kutatóintézetből, 7 akadémiai munkaközösségből, amelybe tudományágak szerinti csoportosításban 32 tanszéki kutatóhely tartozik, továbbá 4, az osztálytól közvetlenül támogatott tanszéki kutatóhelyből áll. A munkaközösségekben és a közvetlenül támogatott tanszéki kutatóhelyeken 128 fő dolgozik. Az intézetekben, a munkaközösségeknél és a közvetlenül támogató tanszékeken foglalkoztatott személyzet állományi megoszlása: 188 fő kutató, 227 fő segédszemélyzet és 73 fő egyéb személyzet.

A következőkben beszámolunk az egyes szakcsoportoknak és a bizottságoknak, illetve kutatóhelyeknek az 1965. évi közgyűlés óta eltelt időszakban végzett munkájáról. Megjegyezzük, hogy sem a szakcsoportok, sem a bizottságok munkájának ismertetésénél nem foglalkozunk azoknak a feladatoknak a végrehajtásával, amelyek az Akadémia szervezeti keretén belül felmerülő alapszabályszerű teendőkből adódnak.

I. Automatikai és Energetikai Tudományok

a) A Szakcsoport munkája

Az Automatikai és Energetikai Tudományok Szakcsoportja 4 ülést tartott. Értékelte a villamosenergia közvetlen termelésének új eljárásairól szóló tanulmányt, javaslatot és programot készített az Osztályon létesítendő magnetohidrodinamikai munkabizottságra. Behatóan foglalkozott és tervezetet készített továbbá az Akadémia és az ipari kutatóintézetek közötti együttműködés formájára, valamint az Állami-díj odaítélésének előkészítésére.

b) A bizottságok működése

Az *Automatikai Bizottság* 1 ülést tartott. Az akadémiai automatizálási témák felülvizsgálatával fejt ki tevékenységet.

Az *Erősáramú Villamos Bizottság* 3 ülést tartott. Tárgyalta a digitális és analóg számológépek alkalmazását az erősáramú gépgyártás és a villamosenergiaipar szakterületein. Javaslatot készített az igen nagy egységteljesítményű gépek és transzformátorok, illetve a félvezetők erősáramú felhasználásával kapcsolatos problémák vizsgálatára.

A *Hőenergetikai Bizottság* 4 ülést tartott. Megvizsgálta az energetikai gépgyártás és a nagy egységteljesítményű gőzkazánok hazai fejlesztésének problémáit. Javaslatot dolgozott ki a fizikai mennyiségek és egységek eddigi szabványos elnevezésének, illetve jelölésének módosítására.

A felsoroltakon kívül e tudományterülethez tartozik az Országos Távlati Kutatási Terv 20. főfeladatát irányító *koordináló bizottság* is, amely munkáját együttműködésben folytatta az Automatikai Bizottsággal, továbbá az ugyancsak a szakterülethez tartozó, az

„Automatizálási kutatások, továbbá a kibernetika és alkalmazásainak fejlesztése” *komplex bizottsággal*. A komplex bizottság elkészítette a kutatásokra vonatkozó tervezetet, kitzte az 1965-ben megvalósítandó rész-célkitűzéseket és további koncentrációt hajtott végre a témacsoportokon belül. Munkájának lényeges eredménye volt a kutatóbázisok megerősítése és a megfelelő számológépkapacitás biztosítása, továbbá a jövőbeni kutatások programjának kidolgozása.

A kiemelt feladat kutatásai az Automatikai Kutató Intézetben, a Számítástechnikai Központban és a Matematikai Kutató Intézet Szegeden működő „Matematikai logika és alkalmazásai” osztályán folynak az évi költségvetési keret terhére.

c) Nemzetközi tudományos szervezetek

A Szakcsoport területén az Akadémia tagja a következő nemzetközi tudományos szervezeteknek:

Az Automatikus Irányítás Nemzetközi Egyesülete (IFAC), belépés ideje: 1957;

Energia Világkonferencia, belépés ideje: 1947;

Nagy Villamos Hálózatok Nemzetközi Konferenciája (CIGRÉ), belépés ideje: 1954.

d) A kutatószervek működése

Az *Automatizálási Kutató Intézet* székházának építkezése befejezés előtt áll és az átköltözés rövidesen megtörténhetik.* A Magyar Tudományos Akadémia és az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottság között 1963-ban létrejött megállapodás szerint az intézet a felfejlesztés időszakára az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottsághoz került azzal, hogy a tudományos és személyzeti irányítást továbbra is az Akadémia látja el. Az intézet felfejlődése szempontjából ez a megállapodás előnyösen érezteti hatását.

Az intézet kutatómunkája, amely teljes egészében az „Automatika kutatások, továbbá a kibernetika és alkalmazásának fejlesztése” című, a közgyűlés kiemelt kutatás területén folyik, a következő főbb témakörök köré csoportosult: az automatizálás elmélete, az optimális irányítás, a szilárdtest-áramkörökből felépülő logikai alapáramkör-készlet, a számlálóstechnika alapelvei, a villamos és pneumatikus automatika elemek, a villamos hajtások és az automatizálás gazdasági hatékonyságának vizsgálata. 1965. évi tématerveiben 13 téma szerepelt, amelyekkel összesen 82 tudományos dolgozó foglalkozott. A kutatómunka nyomán — amely az átköltözés után újabb lendületet vesz — 1967-re jelentősebb eredmények várhatók. elsősorban az alakfelismerés, a számológépes üzemi irányítás és a digitális-interpolátoros szerzőgépezés-vezérlés terén.

Az intézet tudományos tanácsának teendőit az Automatikai Bizottság látja el. A Bizottság, mint arra illetékes tudományos fórum, a tapasztalatok szerint eredményesen tölti be a tudományos tanács feladatát. Tudományos dolgozói sikeresen szerepeltek 15 előadással hazai, illetve külföldi konferenciákon és 75 tudományos dolgozatot publikáltak magyar, illetve idegen nyelven. Az intézet 12 találmányi bejelentésről ad számot, amelyek közül

BERNÁT ISTVÁN „Áramköri elrendezés négyrétegű diódákkal többirányú számláló felépítésére” tárgyú szabadalmát az Egyesült Villamosgépgyár a gyártás bevezetésére átvette.

A *Kalorikus Gépészeti Munkaközösség* kidolgozott egy újszerű ipari keverőkondenzátort és meghatározta a dieselmotorokban az előkamra kifűvésének hatását a helyi hőterhelésre: ezeken túlmenően SITKEI GYÖRGY, a munkaközösség tudományos főmunkatársa MÉSZÁROS ISTVÁNNAL közösen „A mezőgazdasági gépek vizsgálata” címen könyvet írt, amely az Akadémiai Kiadónál jelent meg. A munkaközösség belföldön 5, külföldön pedig 3 dolgozatot publikált.

A *Villamosművek tanszék* az elkészült számológép üzembehelyezésével foglalkozott és ennek kapcsán „test” feladatokat oldott meg. A tanszék belföldön 2, külföldön pedig 1 dolgozatot publikált.

2. Gépészeti és Kohászati Tudományok

a) A Szakcsoport munkája

A Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoportja 8 ülést tartott. Foglalkozott a szakterületen megjelent tudományos könyvek vizsgálatával. Megtárgyalta a Szakcsoporthoz tartozó kutatószervek nemzetközi tevékenységét. Részleteiben megvitatta továbbá a Mechanikai Kutató Intézet tudományos profiljával és szervezetével kapcsolatos kérdéseket.

b) A bizottságok működése

A *Gépészeti Bizottság* 3 ülést tartott. Kiemelkedő munkája volt a műszaki mechanikai tudományág hazai és nemzetközi helyzetének felmérése és az erre vonatkozó vizsgálatoknak a részletekre is kiterjedő tanulmányban való feldolgozása. Értékelte a II. Korszerű Méretezési Konferencia tudományos eredményeit és javaslatot készített a konferencia jövőbeni irányára. Megvitatta a nagy sebességre tervezett vasúti személykocsik forgóvázához szükséges légrugózás problémáit és hasznos szempontokat adott az ipar számára.

* Az átköltözés időközben 1966. május 15-én megtörtént (a szerkesztőség).

A *Kohászati Bizottság*, 2 ülést tartott, amelyeken a kohászati akadémiai kutatóbázis munkájával foglalkozott és részletesen értékelt a vaskohászat területén elért kutatási eredményeket.

A felsoroltakon kívül a tudományterülethez tartozik az Országos Távlati Kutatási Terv 17. főfeladatát irányító *koordináló bizottság* is, amely a Gépészeti Bizottsággal és a Kohászati Bizottsággal együttműködésben folytatta munkáját.

c) Nemzetközi tudományos szervezetek

A Szakcsoport területén az Akadémia tagja a következő nemzetközi tudományos szervezeteknek:

Nemzetközi Elméleti és Alkalmazott Mechanikai Unió (IUTAM), belépés ideje: 1958;
College international pour l'étude scientifique des techniques de production mécanique (CIRP).

d) A kutatószervek működése

Az *Aramlástechnikai Munkaközösség* előrehaladt a kavitációs erózió-kutatás és a szivattyúáramlástér meghatározása területén. Megemlítendő, hogy PRESSZLER LÁSZLÓ és VAJNA ZOLTÁN tudományos főmunkatársaknak, valamint KURUTZ IMRE tudományos munkatársnak a munkaközösség vezetőjével, GRUBER JÓZSEF egyetemi tanárral közösen „Ventillátorok” címen a Műszaki Könyvkiadónál könyve jelent meg. A munkaközösség belföldön 17, külföldön pedig 11 dolgozatot publikált.

A *Gépszerkezettani Munkaközösség* a törési munka meghatározása terén eredményeket ért el dinamikus szakítókéssérettel és megállapította az öregedés befolyását az acélok törési munkájára. A Munkaközösség belföldön 3, külföldön pedig 1 tanulmányt publikált.

A *Kohászati Munkaközösség* fontos eredményeket ért el különböző képlékenyalakítások alakváltozási mechanizmusa, az alakváltozás időbeli lefolyása és az újrakristályosodás közötti összefüggések kutatása, az austenitképződés mechanizmusa, a nyersvas és az acél kéntelenítése, a hazai mangánércsek feldolgozása és az alumíniumkohászat területén. A Munkaközösség 11 tanulmányt publikált.

A *Nehézgépészeti Munkaközösség* főleg a hegesztett lemezszerkezeti tartókkal foglalkozott és előrehaladás mutatkozik a tartók alakváltozásának vizsgálata terén.

3. Híradástechnikai Tudományok

a) A Szakcsoport munkája

A Híradástechnikai Tudományok Szakcsoportja 4 ülést tartott. Megvizsgálta a kondenzátorok területén folyó kutatás hazai helyzetét, a telefonközpontok kérdését, a műszaki alap kutatások állását a Szakcsoport területén. Javaslatot tett híradástechnikai akadémiai kutató munkaközösség létesítésére. Állást foglalt a félvezető eszközök hatásfokát lényegesen javító galliumarzenid-előállítás tárgyában.

b) A Bizottság működése

A *Híradástechnikai Bizottság* 4 ülést tartott. Megvitatta a hazai híradástechnikai kutatás helyzetét és a kutatási eredmények bevezetésének lehetőségeit. A lefolytatott vita eredménye alapján pedig felhívta a gazdasági ágazatok figyelmét arra, hogy a kutatás és fejlesztés súlypontját a jövőben a félvezető-technika, a vákuumtechnika, a mikrohullámú technika és az átviteltechnika területére kell helyezni.

A Híradástechnikai Bizottságon kívül e tudományterülethez tartozik az Országos Távlati Kutatási Terv 3. főfeladatát irányító *koordináló bizottság* is, amely a III. Osztállyal és az annak keretében tevékenykedő Szilárdtestfizikai Komplex Bizottsággal együttműködve végzi munkáját.

c) Nemzetközi tudományos szervezetek

A Szakcsoport területén az Akadémia tagja a következő nemzetközi tudományos szervezeteknek:

Nemzetközi Vákuumtechnikai Unió (IUVSTA), belépés ideje: 1959;
Nemzetközi Világítástechnikai Bizottság (CIE), belépés ideje: 1960;
Rádiómérnöki Intézet, belépés ideje: 1963;
Nemzetközi Tudományos Rádió Egyesület (URSI), belépés ideje: 1966.

d) *A kutatószervek működése*

A *Műszaki Fizikai Kutató Intézet* új, Fóti-úti székházának építése és felszerelése 1965. nyarán befejeződött. A székház 1966. április 1-i felavatással az elhelyezési széttagoltság megszűnt és minden technikai feltétel megvan ahhoz, hogy a kutatók terveiket teljes mértékben megvalósíthassák, munkájukat a jól felszerelt laboratóriumokban eredményesen végezhessék.

Az intézet 4 témakör területén folytat kutatásokat. Ezek a félvezető-anyagok és a fényforrások fizikája, a kísérleti fémfizika, továbbá az elektronfizika. 1965. évi tématervében 12 téma szerepelt, amelyekkel összesen 49 tudományos dolgozó foglalkozott.

A kutatómunka nyomán számos új megállapítás és eredmény született, amelyeket az ipar is hasznosít. Ilyen például az a megállapítás, hogy az elektrolumineszcencia fényintenzitása nem a villamos télerősséggel, hanem az átfolyó árammal van összefüggésben; vagy a galliumos wolframdrótok terén elért előrehaladás, amely lehetővé tette milliós darabszámú kísérleti lámpagyártás megindítását; vagy pedig az oxidkatódok elektronikus mérésrel történő minősítése terén végzett sikeres kísérletek.

Az intézetben folyó kutatómunka az anyagi keretekre vonatkoztatva 70%-ban a „szilárdtestfizikai kutatások” közgyűlés által kiemelt feladat területére esik. Ezért az Osztály javaslatára a tudományos tanács teendőinek ellátását a Szilárdtestfizikai Komplex Bizottság vette át.

Megemlítendő, hogy az intézet a közelmúltban az osztályszerű tagozódásról a PERT rendszerhez hasonló témafelelősi rendszerre tért át. Az új rendszernek számos előnye, mint például a témacsoportok szerint tagozódó kutatás jobb áttekinthetősége, a témafelelősökre gyakorolt ösztönző hatása mellett hátrányai is vannak, amelyek elsősorban az osztálytagozódásnak és az osztályvezetés összefogó tevékenységének a feloldódásából adódnak. A bevezetés óta eltelt aránylag rövid idő alatt szerzett tapasztalatok azonban még nem elegendők ahhoz, hogy állást lehessen foglalni az új rendszer tekintetében.

Az intézet fejlődését tükrözi a tudományos dolgozók által tartott 30 nemzetközi és 22 hazai konferencián elhangzott 52 előadás; továbbá 20 hazai, illetve 49 idegen nyelvű, összesen 69 publikáció külföldi visszhangja; a külföldi kutatóintézetekkel szocialista és kapitalista viszonylatban egyaránt bővülő kapcsolat, továbbá a szabadalmaztatásra bejelentett 16 találmány, amelyek közül

MILLNER TIVADAR, NEUGEBAUER JENŐ és KERÉNYI LÁSZLÓ „Nagykristály és wolfram izzótest és eljárás annak előállítására” tárgyú szabadalma alapján az Egyesült Izzólámpa és Villamossági Rt-nál a milliós darabszámú gyártás már megindult; továbbá elfogadást nyert

NÉMETH TIBORNÉ „Eljárás a félvezető egykristályszeletek vékonyítására” tárgyú szabadalma, amelynek milliós darabszámú gyártáson való alkalmazása az Egyesült Izzólámpa és Villamossági Rt-nál folyamatban van.

A *Finommechanika-Optika tanszék* kidolgozta a 200 frekvenciás nagyfeszültségű szikragérszétőt és egy új időfelbontó optikai berendezést. A tanszék belföldön, illetve külföldön 2–2 tanulmányt publikált.

A *Vezetékes Híradástechnikai Tanszék* elkészített egy 10 vonalas kísérleti elektronikus telefonközpontot, továbbá eredményesen foglalkozott az áramkörök tolerancia-számításával, a hírháló tervezésével és a számítógépek hálózatelméleti alkalmazásával. A tanszék belföldön 7, külföldön pedig 3 tanulmányt publikált.

A *Vezetéknélküli Híradástechnikai Tanszék* tökéletesítette a kidolgozás alatt álló színes televízió-rendszerét, akusztikai vonalon pedig továbbfejlesztette az ultrahang-kádat és az eddigieknél jobb átviteli jellemzőkkel rendelkező tábvészélő-hallgató mintapéldányokat készített. A tanszék belföldön 6, külföldön pedig 13 tanulmányt publikált.

4. *Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok*a) *A Szakcsoport munkája*

A Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoportja 6 ülést tartott. Foglalkozott a műszaki mechanikai tudományok világszínvonaláról készített jelentéssel, meg tárgyalta a Mechanikai Kutató Intézet feladatkörének kialakításával kapcsolatos tartalmi és szervezeti kérdéseket, valamint javaslatokat tett komplex bizottságok létrehozására a hidrológia és a kibernetika területén.

b) *A bizottságok működése*

Az *Építéstudományi Bizottság* 4 ülést tartott. Tevékenységének jelentős eredménye az építési mechanika tudományágainak felmérése és hazai-nemzetközi helyzetképek lefektetése, valamint további három tudományág helyzetképek előkészítése. Ezen túlmenően a

bizottság javaslatot tett a KGST keretében folyó kutatásokban való részvételre, valamint a talajcsere technológiájára vonatkozó műszaki előírás kidolgozására. Rögzítette az ipari kutatóintézetek felülvizsgálatának elvi módszereit. Részt vett a Nemzetközi Héjszerkezeti Szimpózium megszervezésében.

Az *Építészettörténeti és Elméleti Bizottság* 6 ülést tartott. Folytatta a marxista szemléletű egyetemes és magyar építészettörténet tudományos alapjainak lerakását. A műemlékvédelem tervszerű elveinek kialakítását, iránymutató munkájával támogatta. Elősegítette vitás kérdések tisztázását és országos műemlékvédelmi kérdések megoldását.

A *Településtudományi Bizottság* 3 ülést tartott. Megvitatta a gazdaságosság érvényesítését és értékelési lehetőségeit a településtudomány gyakorlatában. Összefoglalóan értékelt a településtudomány területén 1957. óta végzett kutatások eredményeit.

A *Vízgazdálkodási, Vízépítési és Hidrológiai Bizottság* 5 ülést tartott. Megvitatta a tiszavölgyi vízkészletgazdálkodási ankét és az akadémiai szivárgási ankét tematikáját. Megtárgyalta a Magyar Hidrológiai Társaság beszámolóját. Megvizsgálta a *Vízgazdálkodási Tudományos Kutató Intézet* tevékenységét és a hazai vízügyi oktatás helyzetét. Értékelte a mederfolyamatok és a hordalékmozgás hazai kutatásának helyzetét. Közreműködött a Nemzetközi Hidrológiai Decennium hazai programjának végrehajtásában.

A *Közlekedéstudományi Bizottság* 1 ülést tartott. A tudományterület kutatómunkájának irányítását végezte.

c) Nemzetközi tudományos szervezetek

A Szakcsoport területén az Akadémia tagja a következő nemzetközi tudományos szervezeteknek:

- Nemzetközi Híd- és Magasépítési Egyesület (IVBH), belépés ideje: 1929;
- Nemzetközi Hidrológiai Szövetség, belépés ideje: 1930;
- Nemzetközi Öntözési és Belvízrendezési Szövetség (ICIH), belépés ideje: 1956;
- Nemzetközi Talajmechanikai és Alapozási Társaság, belépés ideje: 1957.

d) Kutatószervek működése

Az *Építéstudományi Munkaközösség* fontos összefüggéseket állapított meg a beton szilárdsági és alakváltozási jellemzőivel kapcsolatban, továbbá tanulmányt készített a függőtők kötélrendszerének kialakítására. Eredményes kutatások folytak talajvízszivárgási, talajfizikai, földnyomási és a talajcserevel kapcsolatos alapozás-szilárdságtani területen is. A Munkaközösség belföldön 98, külföldön pedig 45 tanulmányt publikált.

A *Közlekedéstudományi Munkaközösség* sikeres vizsgálatokat végzett a közlekedés irányítását célzó gazdasági döntések matematikai megalapozására és a közlekedés szükséges, népgazdasági arányainak megállapítására. A Munkaközösség belföldön 20 dolgozatot publikált.

5. Egyéb tudományterületek

A *Műszaki Tudománytörténeti Bizottság* 3 ülést tartott. Megvizsgálta a műszaki tudománytörténeti publikációk kérdését és előkészítette azok rendszeres megbírálását, előterjesztést tett továbbá a nagyecenki Széchényi Múzeum ügyében.

Foglalkozni kell a Bizottság hovatartozásának a kérdésével is, mert ez a probléma az utóbbi időben gyakran felvetődött. A jelenlegi helyzet ugyanis az, hogy a Bizottság 12 tagja közül 5 fő nem a műszaki tudományok tudományterületein, ezen belül pedig 3 fő a X. osztály szakterületein tevékenykedik. Ezért célszerűnek tartjuk megfontolni, hogy a Bizottság az újjá választást követően, tehát nem a mostani, hanem a következő, 1967. évi közgyűléstől kezdve vagy mint a VI. és a X. osztály közös bizottsága működjék, vagy pedig megfontolandó, hogy a Bizottság megszűntetésével a műszaki tudománytörténetre vonatkozó kérdéseket valamennyi bizottság külön-külön vegye át.

III. Az Osztály rendezvényei és nemzetközi kapcsolatai az 1965. évi közgyűlés óta

I. Rendezvények

a) Székfoglalók és tudományos előadások

Székfoglaló előadást tartott:

GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikus „A fémek tulajdonságainak jellemzése a fajlagos alakváltozás munkájával”;

HELLER LÁSZLÓ akadémikus „Új erőműrendszer 1000 MW nagyságrendű egységtelejlesztményekre”;

CSÁKI FRIGYES levelező tag „Egy- és többváltozós szabályozási rendszerek statisztikus szintézisének módszerei” című tárgyban.

Mindhárom székfoglaló előadás nagyszámú hallgatóság jelenlétében került megtartásra. Az előadásokat a hallgatóság nagy érdeklődéssel kísérte.

Tudományos előadást tartott:

H. FORD, a Londoni Imperial College professzora „Plastics in Mechanical Engineering”;

A. JANTE professzor, a Berlini Német Tudományos Akadémia tagja „Einige Entwicklungsprobleme der Verbrennungsmotoren mit Hilfe idealer Luft-Kreisprozesse dargestellt”;

NÁRAY ZSOLT, a fizikai tudományok kandidátusa „Magfizikai mérések automatizálása”;

RÉVHELYI ELEMÉR, a műszaki tudományok kandidátusa „Magyarország építésze a felvilágosodás korában” című tárgykörrel.

A tudományos előadásoknak általában jelentős számú hallgatósága volt és az előadásokat hozzászólások is követték, mégis a felolvasó ülések eddigi rendszerén úgy látjuk, célszerű változtatni. Erre azért van szükség, mivel, annak ellenére, hogy az előadások színvonalasak voltak, egy-egy előadás sem az ottani hallgatóság körében, sem a szakterületen általában nem keltett említésre méltó visszhangot. Úgy tűnik, hogy gyakran mind az előadók, mind a hallgatók az előadásnak elsősorban protokolláris jelentőséget tulajdonítanak.

Annak érdekében, hogy a rendezvények hatékonysága növekedjék, az előadások jellegetől függően az Osztály

vitaüléseket rendez olyan problémák felvetésével, amelyeknél közismerten különbözőnek a nézetek;

szűkebb témakörben tartandó előadásokat kibővített bizottsági ülések keretében rendez meg;

szélesebbkörű érdeklődésre számot tartó előadások esetében az egyes iparvállalatok érdeklődő szakembereit is meghívja;

valamennyi előadási formánál korreferenseket kér fel.

b) Tudományos tanácskozások

Az április 16-án és 17-én tartott *Diesel-motor Konferencián* kb. 180 hazai szakember vett részt. A konferencia célja volt, hogy a hazai diesel-szakemberek számot adjanak munkájukról és ezáltal megismerjék egymás eredményeit és problémáit.

A CIE Scope Committee (a *Nemzetközi Világítástechnikai Bizottság* irányító szerve) május 19-e és 21-e között tartott ülésén a külföldi résztvevők száma 14, a magyar résztvevők száma pedig 1 fő volt. Az ülésen megvizsgálták a soronkövetkező washingtoni kongresszus tudományos célkitűzéseit, a szervezet tudományos irányítási és több nemzetközi tudományos világszervezettel fennálló kapcsolatainak problémáit. Ez volt az első alkalom, hogy a CIE Scope Committee szocialista országban ülésezett.

A szeptember 27-én tartott *Nemzetközi Hidrológiai Tudományos Tanácskozáson* 9 külföldi és 6 magyar szakember vett részt. A tanácskozás megnyitotta a tíz évre terjedő szorosabb tudományos együttműködést a Duna vízgyűjtőjéhez tartozó országok között, és megerősítette a magyar hidrológia vezető szerepét a Duna vízgyűjtőjében.

Az október 5-e és 10-e között tartott *II. Korszerű Méretezési Konferencián* összesen 79 külföldi és 202 magyar szakember vett részt. Az 1961. évi I. Korszerű Méretezési Konferencia folytatásaként rendezett tanácskozás témaköre széles volt, így egyaránt érdeklődést keltett az anyagvizsgálattal foglalkozók, a kohászok, sőt a mérnöki szerkezeteket konstruáló és építő

mérnökök, valamint a gépszerkesztő és gépészmérnökök körében is. A konferencia vendégei elismerőleg nyilatkoztak a konferencia szervezéséről és tudományos értékéről, valamint az e területen folyó hazai kutatómunkáról.

Az október 25-e és 26-a között tartott *Műemlékhelyreállítási Anketon* a hazai résztvevők száma kb. 160 volt. Az anket megvitatta a Velencei Charta-t és ennek során számos hazai elméleti és gyakorlati kérdéssel foglalkozott, ezeken túlmenően széles körű érdeklődést keltett a műemlékvédelem ügye iránt és így annak jelentős szolgálatot tett.

Összefoglalóan megállapíthatjuk, hogy az 1965. évi közgyűlés óta rendezett 3 nemzetközi jellegű és 2 hazai tudományos tanácskozásunk mind rendezési, mind szakmai szempontból sikeres volt. Az előadások témája nagyszámú érdeklődőt vonzott, az előadások és hozzászólások színvonala pedig nem maradt el a külföldi nemzetközi rendezvények színvonalától.

Az Osztály köszönetet mond mindazoknak a tudósoknak és szakembereknek, akik odaadó munkájukkal részt vettek vagy segítettek a tanácskozások előkészítését és lebonyolítását, illetve tudományos közreműködésükkel közvetlenül is hozzájárultak a tanácskozás sikeréhez.

2. Utazások

a) Kiutazások

A külföldi utazás a nemzetközi kapcsolatoknak élő és hatékony formája. Jelentősen hozzájárul a kutatók szakmai, tudományos fejlődéséhez, látókörük bővítéséhez, magasabb szinten levőknek pedig lehetőséget nyújt a hazai tudományos eredményeik bemutatására.

Osztályunkhoz tartozó akadémikusok, levelező tagok és akadémiai állományú kutatók 1965-ben 133 alkalommal utaztak külföldre (I. táblázat). A 133 kiutazásból 55 kiutazást a

I. táblázat

Akadémiai állományú dolgozók, valamint akadémikusok és levelező tagok külföldi utazása 1965-ben tudományterületek szerint

Tudományterület	Akadémiai tagok		Doktorok		Kandidátusok		Fokozat nélküliek		Összesen
	Szocialista	Tőkés	Szocialista	Tőkés	Szocialista	Tőkés	Szocialista	Tőkés	
Automatikai és Energetikai Tudományok	3	1	2	1	2	3	22	9	43
Gépészeti és Kohászati Tudományok	3	2	—	1	3	—	4	4	17
Híradástechnikai Tudományok	5	2	—	—	14	5	29	5	60
Mérnöki, Építészeti és Közlekedés Tudományok	1	1	1	—	2	1	7	—	13
Összesen	12	6	3	2	21	9	62	18	133

Magyar Tudományos Akadémia fedezett, 55 utazás más szerv keretéből történt (II. táblázat). 2 fő részesült 1 éves kanadai ösztöndíjban, 1 fő a Ford-alapítvány ösztöndíjában és 1 fő hosszú devizafedezetes tanulmányúton vett részt a Szovjetunióban.

Az akadémiai egyezményes keretek, amelyek hosszú évek óta fennállnak és fejlődtek, a felmerülő jogos igények kielégítésére általában elegendők. Az Osztály számára évek óta legnagyobb problémát a rövid devizás kiküldetések szűk kerete jelenti, amely évenként maximum 10–10 személynek a kiküldetését teszi lehetővé szocialista, illetve tőkés viszonylatban egyaránt. Ha figyelembe vesszük, hogy az Osztály a kutatási bázisának kiépítésében fennálló sok éves lemaradást most pótolja és intézményeink csak most fejlődnek fel, akkor belátható, hogy az elnökség által a közelmúltban jóváhagyott csekély kiküldetési keretszázalék követ-

keztében rövidesen megoldhatatlan helyzet jöhet létre. Ugyanis jelenleg az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottsághoz tartozó Automatizálási Kutató Intézet munkatársainak devizás kiutazásait az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottság fedezi, és csupán az egyezményes keretben történő utak azok, amelyek az Osztályt terhelik. Az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottság az Automatizálási Kutató Intézet munkatársai részére 1965-ben 24 külföldi kiküldetést finanszírozott. A felfejlesztett intézetnek az Osztályhoz történő visszakerülése után ez a helyzet megszűnik.

Az Osztályhoz tartozó akadémiai állományú kutatók közül más szervek kiküldetésében 55 személy részesült. Ebből az Automatizálási Kutató Intézet munkatársai részére 24 kiutazást az Országos Műszaki Fejlesztési Bizottság, a Műszaki Fizikai Kutató Intézet munkatársai részére 17 kiutazást az Eötvös Loránd Fizikai Társulat finanszírozott.

Az ipari főhatóságok egyetlen egy alkalommal sem részesítettek akadémiai állományú dolgozót külföldi kiküldetésben.

II. táblázat

Akadémiai állományú kutatók külföldi utazásai más szervek keretében (1965)

Tudományterület	A kiküldő szerv*
Automatikai és Energetikai Tudományok	24 OMF 3 CHEMOKOMPLEX 1 TFT 1 KGST 1 NIKEX 1 MTESZ
Gépészeti és Kohászati Tudományok	2 TECHNOIMPEX
Híradástechnikai Tudományok	17 Eötvös Loránd Fizikai Társulat 2 KGST 1 TFT 1 TESCO
Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok	1 Magyar Szabványügyi Hivatal
Összesen	55 kiutazás

* A rövidítések értelmezése. OMF: Országos Műszaki Fejlesztési Bizottság; CHEMOKOMPLEX: Vegyipari Gép- és Berendezés Export, Import Vállalat; TFT: Tudományos és Felsőoktatási Tanács; KGST: Kölcsönös Gazdasági Segítség Tanácsa; NIKEX: Nehézipari Külkereskedelmi Vállalat; MTESZ: Műszaki és Természettudományi Egyesületek Szövetsége; TECHNOIMPEX: Magyar Gépipari Külkereskedelmi Vállalat; TESCO: Magyar Külkereskedelmi Vállalat.

Az Osztály által támogatott kiutazások 14%-át nem akadémiai állományúak kapták (III. táblázat). Ezeknek mintegy fele a Művelődésügyi Minisztérium állományában dolgozik. Akadémiai kiküldetésben Osztályunk azokat az akadémiai munkaközösségbe tartozó tanszéki oktatókat részesítette, akik az akadémiai kutatási témában különösen eredményesen működnek közre, vagy valamely bizottságunk vezető tagjaként hosszú időn át eredményes munkát végeztek és jelentős szakmai érdek fűződik ahhoz, hogy továbbfejlődésüket segítsük.

Egyéb főhatóságok területéről elsősorban azok részesültek kiküldetésben, akiknek az Akadémia égisze alatt működő valamely nemzetközi tudományos egyesület tagjaként kellett tudományos tanácskozáson részt venni.

b) Beutazások

Osztályunk 1965-ben 36 külföldi vendéget fogadott. 32 fő egyezményes keretben szocialista országokból érkezett hazánkba 2–3 hetes tanulmányútra. Ezenkívül 4 külföldi vezető tudóst a Magyar Tudományos Akadémia költségén 1–1 hétre vendégül láttunk (IV. táblázat).

III. táblázat

Az osztály keretéből fedezett külföldi utazások 1965-ben (tanulmányutak, konferenciák)

Tudományterület	Akadémiai állományúak	Nem akadémiai állományúak*
Automatikai és Energetikai Tudományok	9	—
Gépészeti és Kohászati Tudományok	11	2 MM 1 KGM
Híradástechnikai Tudományok	27	1 MM 1 KGM
Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok	8	1 MM 1 OVF 1 FM
Összesen	55	8
Támogatólevélet kapott	3	1
Meghívásra utazott	20	—

* A rövidítések értelmezése. MM: Művelődésügyi Minisztérium; KGM: Kohó- és Gépipari Minisztérium; FM: Földművelésügyi Minisztérium; OVF: Országos Vízügyi Főigazgatóság

IV. táblázat

Külföldi szakemberek fogadása (1965)

Tudományterület	Egyezményes keretben	Meghívásra
Automatikai és Energetikai Tudományok	4	—
Gépészeti és Kohászati Tudományok	3	2
Híradástechnikai Tudományok	18	1
Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok	5	1
Egyéb	2	—
Összesen	32	4

3. Közös kutatási témák alakulása

Az Osztálynak 1965-ben a szocialista országok akadémiaival 27 közös kutatási témája volt. Ezeknek kisebb része ténylegesen érdemi kapcsolat, amikor is közösen kidolgozott terv alapján kölcsönösen elküldik egymáshoz a kutatókat meghatározott kísérlet sorozatok végrehajtására, és ezekről közös publikációban vagy közös előadásban számolnak be.

1965-ben a közös kutatási témák országonkénti megoszlása a következőképpen alakult:

Bulgária	4 téma
Csehszlovákia	5 „
Jugoszlávia	1 „
Lengyelország	8 „
Német Demokratikus Köztársaság	2 „
Románia	3 „
Szovjetunió	4 „
Összesen:	27 téma

Tudományterületenként a témák a következők szerint oszlottak meg:

Automatikai és Energetikai Tudományok	3 téma
Gépészeti és Kohászati Tudományok	7 „
Híradástechnikai Tudományok	12 „
Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok	5 „
Összesen:	27 téma

IV. Az Osztály könyv- és folyóiratkiadási tevékenysége a múlt közgyűlés óta

1. Könyvkiadás

Az Osztály saját könyvkiadási ívkerete 1965-ben 360 ív volt. Ezenkívül az Akadémiai Kiadó is megjelentet könyveket a műszaki tudományok területéről saját kezdeményezésére idegen nyelven, melyek már más hazai kiadónál magyar nyelven megjelentek. E könyvekről a kiadó előzetesen kikéri az Osztály véleményét is.

1965-ben az Osztály gondozásában összesen 15 könyv jelent meg, amelyekből 8 könyv az osztálykeret, 7 pedig a kiadói keret terhére került kiadásra.

A megjelent 15 könyvből 7 monográfia, 7 kézikönyv és 1 kötet konferenciai anyag.

Az osztálykeret terhére megjelent 8 könyvből 3 kézikönyv, 4 monográfia és 1 konferenciai anyag.

1965. évi könyvkiadásunk tudományterületenként a következők szerint alakult:

a) Az Osztály könyvkiadási kerete terhére megjelent könyvek:

AUTOMATIKAI ÉS ENERGETIKAI TUDOMÁNYOK

EISLER JÁNOS: Bevezetés a nagyfeszültségű technikába	48 ív
KELMAN—JAVOR: Elektronoptika	39,5 ív

GÉPÉSZETI ÉS KOHÁSZATI TUDOMÁNYOK

SZELESS LÁSZLÓ: Vaskohászati Enciklopédia XV. kötet; vaskohászati gyárak tervezése	55 ív
MÉSZÁROS I.—SITKEI GY.: A mezőgazdasági gépek vizsgálata	52 ív
SZŐKE B.—URAY V.: Vaskohászati Enciklopédia VII/2 kötet; elektroacélgyártás	46 ív
Proceedings of the Second Conference on Dimensioning and Strength Calculations	46 ív

HÍRADÁSÁTECHNIKAI TUDOMÁNYOK

Könyv 1965-ben nem jelent meg

MÉRNÖKI, ÉPÍTÉSZETI ÉS KÖZLEKEDÉSI TUDOMÁNYOK

KORÁNYI IMRE: Stabilitási kérdések a mérnöki gyakorlatban	48 ív
---	-------

EGYÉB TUDOMÁNYTERÜLETEKRŐL

ANDAI PÁL: A technika fejlődése az őskortól az atomkor küszöbéig 52,9 ív

Összesen: 387,4 ív

b) Kiadói keret terhére megjelent könyvek

AUTOMATIKAI ÉS ENERGETIKAI TUDOMÁNYOK

FODOR GY.: Laplace Transforms in Engineering	58,4 ív
--	---------

GÉPÉSZETI ÉS KOHÁSZATI TUDOMÁNYOK

Könyv 1965-ben nem jelent meg

HÍRADÁSÁTECHNIKAI TUDOMÁNYOK

HALÁSZ—SZENTIRMAY: Principikon Radiotechnika con figuras móriles 11,6 ív

MÉRNÖKI, ÉPÍTÉSZETI ÉS KÖZLEKEDÉSI TUDOMÁNYOK

MOSONYI E.: Water Power Development II. kötet, 2. kiadás	84 ív
SEBESTYÉN Gy.: Large Panel Buildings	38,1 ív
KOLLÁR L.: Tabellen für Momente und Stützkrafte von Durchlaufträgern	5,0 ív
SZMODITS K.: Statik der Schalenkonstruktionen	28,5 ív
MOSONYI E.: Wasserkraftwerke, Band I.	88,0 ív

Összesen: 313,6 ív

Az Osztály kerete terhére megjelent 8 könyvből 7 magyar nyelvű, amelyek közül hatnak a témája mind tudományos, mind népgazdasági szempontból fontos. Egy könyv műszaki tudománytörténeti munka, egy kötet pedig a II. Korszerű Méretezési Konferencia előadásait tartalmazza. A könyvekkel kapcsolatos vélemények az idő rövidsége miatt még nem ismertek.

Az idegen nyelven megjelent könyvek már előzőleg magyar nyelven megjelentek, és azok lefordítása és megjelentetése a magyar tudomány és könyvkiadás iránti érdeklődést és elismerést jelenti.

A megjelent könyvek az Osztályhoz tartozó tudományágak minden területét felölelik. A Híradástechnikai Tudományok Szakcsoport területéről kézírathiany miatt csupán egy könyv jelent meg annak ellenére, hogy a szakkörökben ilyen könyvek iránt az igény nagy. Az eddigénél jobban kell törekedni arra, hogy az Osztályhoz tartozó szakterületek tudományos könyvvel való ellátottsága a felmerülő igényekkel arányban legyen, és a négy szakcsoport között a könyvek arányosan oszoljanak meg. Ezért az Osztály a hosszú évekre előirányzott új sorozatkötetek megjelentetését nem tartja célszerűnek.

2. Folyóiratkiadás

1965-ben az *Acta Technica*, illetve az *Osztályközlemények* részére összesen 132 tanulmány érkezett be.

a) *Acta Technica*

A beszámolás időszakában az *Acta Technica* következő kötetei jelentek meg:

50 (1-4)	28 tanulmánnyal	30 ív terjedelemben
51 (1-2)	15 „	„
51 (3-4)	12 „	30 „ „
52 (1-2)	15 „	„
52 (3-4)	21 „	30 „ „

Tehát összesen 3 kötet (6 füzet) 91 tanulmánnyal, 90 ív terjedelemben. A tanulmányokban a könyvismertetések nem foglaltatnak benne.

A megjelent tanulmányok tudományterületenkénti megoszlása a következő volt:

Automatikai és Energetikai Tudományok	12 tanulmány
Gépészeti és Kohászati Tudományok	16 „
Híradástechnikai Tudományok	6 „
Méternöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok	17 „
Egyéb	40 „
Összesen:	91 tanulmány

Nyelvileg a tanulmányok így oszlottak meg:

Angol	42 tanulmány
francia	2 „
német	44 „
oros	3 „
Összesen:	91 tanulmány

A megjelent tanulmányok szerzőinek tudományos fokozat szerinti megoszlása így alakult:

Akadémikus	10 szerző
levelező tag	11 „
műszaki tudományok doktora	8 „
műszaki tudományok kandidátusa	12 „
külföldi	32 „
fokozat nélküli	18 „
Összesen:	91 szerző

b) *Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei*

A beszámolás időszakában az *Osztályközlemények* következő kötetei jelentek meg:

34. kötet (4. szám)	9 tanulmánnyal	9 ív	terjedelemben
35. kötet	30 „	30 „	„
36. kötet	26 „	30 „	„

Tehát összesen 2,5 kötet 65 tanulmánnyal, 69 ív terjedelemben.

A *Műszaki Tudományok Osztálya Közleményeinek* megjelent füzetei tartalmazzák az 1965. évi Naggyűlés anyagát, akadémiai székfoglalókat, valamint azokat a tanulmányokat, amelyek magyar nyelvű közlése kívánatos, és közzétételüket más magyar szakfolyóirat magas színvonaluk miatt nem vállalta. Ezenkívül az *Osztályközlemények* tartalmazzák az Akadémiai Kiadónál megjelent és más kiadóktól (külföldről is) beérkezett könyvek ismertetését.

c) *Építés- és Közlekedéstudományi Közlemények*

A beszámolás időszakában a *Közlemények* 9. évfolyamának következő füzetei jelentek meg:

1. (településtudományi) szám 12 tanulmánnyal, 15 ív terjedelemben; 2. (építéstudományi) szám 9 tanulmánnyal, 6 ív terjedelemben; 3–4. (hidrológiai és vízgazdálkodási) szám 9 tanulmánnyal, 14,5 ív terjedelemben. Megjelent tehát összesen 4 füzet 30 tanulmánnyal, 35,5 ív terjedelemben.

d) *Összesítés*

A *Műszaki Tudományok Osztályának* folyóiratkiadási tevékenységéről az V. táblázat ad áttekintést.

V. táblázat

Kiadvány	Kötet	Füzet	Tanulmány	Ív
Acta Technica	3	6	91	90
Osztályközlemények	2,5	5	65	69
Építés- és Közlekedéstudományi Közlemények	2	4	30	35,5
Összesen	7,5	15	186	194,5

Értékelve az *Osztály* folyóiratkiadási tevékenységét, meg kell említenünk, hogy ez évben jelent meg az *Acta Technica* 50. kötete, amely mint jubileumi kötet került kiadásra. E kötetben felkérésre neves külföldi szerzők, magyar akadémikusok és levelező tagok, továbbá a műszaki tudományok több doktorának tanulmánya jelent meg.

A szakterületenkénti értékelést tekintve, megállapítható, hogy az egyes szakterületek között a tanulmányokkal való ellátottságnál egyedül a híradástechnikai tudományok területén mutatkozik lemaradás. Egyébként a műszaki tudományok valamennyi ága képviselve van az *Acta Technica* hasábjain, tehát megfelelően tükrözi a folyóirat célkitűzéseit.

1966. január 1-től a 16/1965. számú elnökségi határozatnak megfelelően az *Acta Technica*-nál rátértünk a szakosítás megvalósítására. A füzetek szakok szerinti megoszlása a következő:

általános mérnöki;
energetikai, automatikai és híradástechnikai; továbbá
gépészeti és kohászati

füzet.

A megjelent cikkek nagyobb része tudományos szempontból kiemelkedő munkának számít, minthogy új tudományos kutatási eredményeket tartalmaz.

Az *Acta Technica* (kettős füzetének) átfutási ideje átlagban 5 hónap volt. Ezt az átfutási időt a szerkesztőség csökkenteni kívánja.

V. Az Osztály további feladatai

Mint a beszámolóból is kitűnik, az Osztály tevékenysége a múlt közgyűlés óta eltelt időszakban néhány kérdés körül csoportosult. Ezeknek a feladatoknak a végrehajtása nem egy évre szól, hanem több évre meghatározza az Osztály főbb teendőit, amelyek a következők:

A Műszaki Tudományok Osztályához tartozó jelentősebb tudományágak hazai és nemzetközi helyzetképeinek elkészítése;

a tudományos kutatómunka koncentrálása érdekében mind a kutatóintézeteknél, mind a munkaközösségeknél további témakonzentrálások végrehajtása;

az Akadémia és az ipari főhatóságok közötti együttműködés szorosabbá tétele;

az Osztályhoz tartozó kutatóhelyek hatékonyabb irányítása;

az Osztály kutatási bázisának további erősítése.

A felsorolt kérdések előrevitelében már eddig is jelentősen munkálkodtunk, az Osztályhoz tartozó akadémikusaink és bizottsági tagjaink közül számosan lelkiismeretes és nagy munkával járultak hozzá ahhoz, hogy ezekben a kérdésekben előbbre léphettünk. A feladatok és célkitűzések végrehajtása döntően a szakcsoportokon, illetve az akadémiai bizottságokon múlik. Sajnos, munkánkban ma még túlságosan sok a formális elem, és a feladatok érdemi megoldása helyett gyakran megelégszünk nem kellően átgondolt megoldásokkal is. Nyomatékosan kérjük a bizottságok vezetőit és tagjait, hogy munkájukat az előttünk álló nagy feladatnak megfelelő felelősséggel végezzék. Vonjanak be a bizottságok munkájába minél több dolgozni kívánó minősített szakembert. A bizottságaink igitkezzenek az eddiginél nagyobb részt vállalni az előbb ismertetett kérdések végrehajtásában.

Tovább kell folytatnunk a három tudományterületen már elkészített *hazai és nemzetközi helyzetkép* javítását, mélyítését azért, hogy az Osztály tudomány-célkitűzései, tervei teljes mértékben megalapozottak legyenek. Az elkövetkező évben újabb tudományterületeken kell kijelölni hazai és nemzetközi helyzetképek készítését. Eddig is a törekvésünk az volt és ezután is ez marad, hogy egy-egy bizottság területén nem szükséges valamennyi, az Osztály szempontjából kiemelkedő fontosságú kérdéssel foglalkozni, hanem csak azokkal, amelyek egy-egy tudományterületen, illetve bizottságban a szakcsoport megítélése szerint az adott feladatok elvégzéséhez a szükséges előfeltételek megvannak. De a munkatervbe felvett feladatokat gondosan hajtsák is végre. Hazai és nemzetközi helyzetkép készítését főképp azokon a területeken tartjuk indokoltnak, amelyeknek Akadémián belüli fejlesztése az elkövetkezendő években elsősorban indokolt.

Az Akadémia az elkövetkező időszakban a *3 éves kutatás-tervezési rendszerre* kíván áttérni, amely lehetőséget ad arra, hogy a bizottságainknak kutatást ellenőrző, irányító munkája elemzőbb, alaposabb legyen. A kutatómunka koncentrálására irányuló elképzeléseket az eddiginél hatékonyabban kell érvényesítenünk.

Az a célunk, hogy az Akadémia és ezen belül az Osztály minél jobban tegyen eleget az Akadémia alapszabályaiban foglaltaknak. Ezért nagy fontosságot tulajdonítunk az *ipari főhatóságokkal való szoros tudományos kapcsolat* megteremtésének is. Ezen a területen a már eddig is jelentős kezdeti lépéseket tettünk. Kijelölést nyertek azok az ipari kutatóintézetekben művelt kutatási témák, amelyek akadémiai irányítás alá kerülnének. Az a célunk, hogy a közeljövőben megszervezzük néhány nagy fontosságú műszaki alapkutatási téma országos összefogását, és megteremtjük az akadémiai kutatóhelyeken, az ipari kutatóintézetekben, valamint az egyetemi tanszékeken folyó műszaki alap kutatások közös irányítását. Az irányításnak az Osztály által kidolgozott és az Osztály gyakorlatában néhány évvel ezelőtt bevezetett, ma is alkalmazott módszerét, amely szerint a témák, illetve témacsoportok felülvizsgálatát 2–3 fős bizottságok a témafelelősök bevonásával vizsgálják meg, jónak tartjuk. Ennek megváltoztatása nem szükséges, de a továbbfejlesztésnek a módjait keresni fogjuk.

~ Javítani kell a *Műszaki és Természettudományi Egyesületek Szövetségének* a Műszaki Tudományok Osztálya profiljába tartozó tudományos egyesületekkel való kapcsolatát. Ezeknek az egyesületeknek az Osztály részéről tudományos segítséget kell nyújtanunk. A szakcsoportoknak rendszeresen foglalkozniok kell ezen egyesületek munkájával, koordinálniuk kell ezen egyesületek és a Műszaki Tudományok Osztálya tudományos rendezvényeinek programját. Céltudatosan kell kihasználnunk azokat a lehetőségeket, amelyeket a MTESZ egyesületek a legújabb tudományos műszaki eredmények propagálásával, terjesztésével nyújthatnak. Úgy látjuk, hogy e kapcsolatnak szorosabbá tétele mind a MTESZ, mind az Akadémia szempontjából hasznos.

Tovább kell munkálkodnunk az *akadémiai kutatási bázis erősítésén*, az MTA Elnöksége által jóváhagyott Mechanikai Kutató Intézet előkészítésén, valamint a meglévő munkaközösségeink szakmai profiljának további egységesítésén. A *Mechanikai Kutató Intézet* létesítésével kapcsolatosan az Akadémia a Tudományos és Felsőoktatási Tanács felé a szükséges lépéseket megtette.

Végezetül a *tudományos kérdések fejlesztésének kérdéséről* néhány szót. Az Akadémia elsősorban az akadémiai intézetekben dolgozó kutatók fejlődéséért felelős, de ugyancsak nagy fontosságú számunkra az Osztályhoz tartozó területeken dolgozó tudományosan minősített szakemberek fejlődése is. A természettudományi és a műszaki alapkutatásokban a fejlődés nagyon gyors, és ezért nem közömbös számunkra, hogy az Osztály két nagy intézetében dolgozó tudományos kutatók szakmai tudományos fejlődése lépést tart-e a nemzetközi szinttel. Nemcsak a mi kutatóink többsége fiatal, de maga a két kutatóintézetünk is, a Műszaki Fizikai Kutató Intézet és az Automatizálási Kutató Intézet is rendkívül rövid múltra tekinthet vissza. A Műszaki Fizikai Kutató Intézet és az Automatizálási Kutató Intézet székházának felépítése teljesen befejeződött és az átadás az előbbi intézetnél 1966. április 1-én, az utóbbi intézetnél pedig 1966. május 15-én megtörtént. Ez azt jelenti, hogy kutatóink ezáltal megkapták a kutatáshoz szükséges tárgyi feltételeket és korszerű berendezéssel, jól felszerelt laboratóriumokban dolgoznak, illetve dolgozhatnak. A továbbiakban az eredmények elsősorban a kutatók személyi kvalitásaitól függenek.

Még 1966-ban mindkét kutatóintézetünkben ki kell dolgozni kutatóink részére a követelményszinteket. Így minden egyes kutató világosan láthatja, hogy az intézet előtt álló feladatok végrehajtásához milyen szakmai tudományos felkészültséggel kell rendelkeznie. Továbbra is nagy súlyt kell helyezni kutatóink nyelvtudásának fejlesztésére, amelyet — reméljük — a Művelődésügyi Minisztérium közelmúltban megjelent rendelete elő fog segíteni. Ismeretes, hogy e rendelkezés szerint a második állami nyelvvizsgától kezdődően a kutatói munkakörben dolgozók számára nyelvpótlékot lehet folyósítani.

A közelmúltban rendszeresítettük az Osztályon a szakterületileg hozzánk tartozó minősített szakmai és tudományos fejlődését, illetve körülményeit bemutató nyilvántartást. Tájékozódni kívánunk, hogy minősítettjeink hogy és milyen körülmények között dolgoznak, a szakmai tudományos kérdésekkel milyen mértékben foglalkoznak és a lehetőségeinkhez képest a felvetődött problémák megoldásához igyekszünk segítséget adni. Az elgondolásunk az, hogy három éves időközönként ezeket a nyilvántartási adatokat ismételtlen bekérjük.

KORREFERÁTUMOK

BENEDIKT OTTÓ akadémikus

AZ AUTOMATIKAI ÉS ENERGETIKAI TUDOMÁNYOK SZAKCSOPORT VEZETŐJE

Az Energetikai és Automatizálási Szakcsoport az elmúlt időszakban rendszeresen ülésezett és igyekezett azokkal a legfontosabb kérdésekkel foglalkozni, amelyek területén nagyobb elvi jelentőségűek és nem végezhetőek el a Szakcsoporthoz tartozó egyes bizottságokon belül. Ezek között a következők voltak kiemelkedőbbek:

Az első a *villamosenergia közvetlen termelésének új eljárásai* kutatási terület megvitatása volt, amellyel két ízben is foglalkoztunk. E téma tárgyában igen nehéz tudományos döntést kellett hoznunk, mert a kutatási terület rendkívül perspektív, fontos és népgazdasági szempontból távlatilag kiemelkedő. De figyelembe véve a szóban forgó kutatási területre fordított és átütő eredményekre még nem vezetett nemzetközi erőfeszítéseket, roppant kérdéses, hogy milyen erővel érdemes és lehetséges Magyarországon ezt finanszírozni. Azt hiszem, alapos vitával megfelelő döntést sikerült hozni, a kutatást olyan irányban megalapozva, hogy a nemzetközi fejlődést figyelemmel fogjuk kísérni, és a magyar kutatógárda által már korábban megkezdett munkákat az ország lehetőségeihez képest támogatni fogjuk, de nem bocsátkozunk az ország erőforrásait messze túlhaladó kalandokba.

A másik fontos kérdés a *tudományos munka koncentrálásának helyzete* a Szakcsoport területéhez tartozó, eléggé különböző jellegű és akadémiai kutatóbázisok szempontjából különbözőképpen ellátott területein. Ennek a javaslatnak a kidolgozása is nagy körültekintést és az érdekelt bizottságokkal való ismételt konzultációt igényelt, hogy a szükségletek és az anyagi lehetőségek közötti ellentmondásokat legalább részben fel tudjuk oldani. Az elkészült javaslat csak első közelítésnek tekinthető. Erre a kérdésre következőkben még vissza kell térnünk, és az eddigi tapasztalatok alapján további erőfeszítéseket kell tennünk a koncentráció érdekében.

Meg kell ugyan állapítani, hogy az energetikai tudományterületen még nem sikerült a témabőséget kellőképpen leszorítani. A tapasztalatok, amelyeket az automatizálási szakterületen már elért, egészségesnek tűnő koncentrációban szerezünk, azt mutatják, hogy a gyakorlati munka eredményei azt eredményezik, hogy a munka közben a kevésbé fontos témák kiesnek, ami a koncentrá-

lódási folyamatot meggyorsítja. Ez a természetes folyamat azonban nem csökkentheti a mi állandó, nem erőszakos, de ösztönző igyekezetünket. Meggyőződésünk, hogy azok az akadémiai erőfeszítések, amelyeket a kutatási munkák, eredmények hatékonyságának ellenőrzésére most elkezdünk, erőteljesen fognak ebben az irányban hatni, mert a szétaprózott témáktól nem várható elegendő tudományos eredmény.

A Szakcsoport foglalkozott az *Akadémia és ipari kutatóintézetek közötti együttműködéssel*. A Szakcsoport ebben a javaslatában elsősorban az Akadémia és az ipari kutatóintézetek együttműködésére vonatkozó ügyrendi kérdéseket dolgozott fel, amelyben szervezeti keretet igyekezett adni. A tudományszervezési és tudományirányítási szempontból célszerűnek mutatkozik, hogy a kutatóintézetekben folyó alapkutatási témákban az Akadémia és az ipari kutatóintézetek együttműködjenek. A javaslat tárgyalása során a Szakcsoport státuskérdésekkel, az Akadémia és ipari kutatóintézetek alapkutatási témáival, a célhitelek útján való támogatással, a Műszerügyi Szolgálat igénybevételi lehetőségeivel, az alapkutatások irányításának szervezeti kérdéseivel és a Szakcsoportnak, ill. a tudományos bizottságoknak az ellenőrzésben való részvételi kérdéseivel foglalkozott.

Szeretnők kiemelni a Szakcsoport néhány elvi vonatkozású kezdeményezését, így az *akadémiai tagok és levelező tagok választására* és az *Állami-díj adományozására* vonatkozó javaslatot, amelyet az osztályvezetőség elé terjesztett. A Szakcsoport e javaslatban fontosnak tartotta, hogy a Műszaki Tudományok Osztályának apparátusa folyamatosan gyűjtse az Osztályhoz tartozó akadémiai tagok és kandidátusok tudományos publikációit és szólítsa fel az illetőket, hogy ipari megvalósított munkáikról, esetleg ipari szervező tevékenységükről évenként egyszer írásban, kérdőív formájában számoljanak be. Ilyen módon remélhető lenne, hogy az érdekeltek teljes és reális összeállításban közöljék tudományos és ipari tevékenységüket. Ezeket az adatokat hasznos módon lehetne felhasználni mind az akadémiai levelező tagok választásakor, mind pedig az akadémiai díjak odaítélésekor.

A Szakcsoport két ízben is foglalkozott a *tudományos minősítések* kérdésével, a Tudományos Minősítő Bizottság szakbizottságainak munkájával, és reméljük, hogy sikerült néhány hasznos javaslattal hozzájárulnunk a Tudományos Minősítő Bizottság munkájához.

A Szakcsoport rendszeresen foglalkozott központi akadémiai feladataink ellátásával, az Elnökség részére készítendő tudományterületi helyzetfelméréssel, személyi javaslatokkal, amelyek a Szakcsoport hatáskörébe tartoznak.

Előkészítés alatt áll a tudományos irányító és ellenőrző tevékenység hatékonyságának fejlesztésére vonatkozó javaslataink kidolgozása. Azt hiszem, hogy ez lényeges feladat, mert egyrészt, mint a Szakcsoport vezetője, másrészt pedig, mint ennek az intézménynek a felelős igazgatója, elsőrendű jelentőségűnek tartom, hogy az Akadémia szervei mélyreható módon adjanak

elvi támogatást kutatóintézetünknek. Ezzel kapcsolatban bejelentem, hogy a őszi időszakban a Szakcsoport külön fog foglalkozni az Automatizálási Kutató Intézet munkájával, majd ennek mintájára igyekezni fogunk a szakterülethez tartozó két nagy ipari kutatóintézet munkáját is érdemben áttekinteni.

Eddigi munkánk legfontosabb tapasztalata a következőkben foglalható össze: A Szakcsoport első éves munkája a kezdeti nehézségek ellenére is teljesen igazolta az osztálytitkár ama helyes elgondolását, hogy az Osztály tagjainak fokozott aktivizálása és az osztályvezetőség munkájának megsegítése érdekében szakmailag homogénebb részekre bontotta az Osztály plenáris munkáját. Ezáltal a kérdéseket érdemi módon, mélyebben, demokratikusabban és a résztvevők nagyobb aktivitásával tudtuk megoldani.

GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikus

A GÉPÉSZETI ÉS KOHÁSZATI TUDOMÁNYOK SZAKCSOPORT VEZETŐJE

A Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoportja 1964. december havában tartotta alakuló ülését. A Szakcsoportot eredetileg az osztálytagok közül BORBÉLY SAMU, GELEJI SÁNDOR, GILLEMOT LÁSZLÓ, OSZTROVSZKY GYÖRGY, RÁZSÓ IMRE és VERŐ JÓZSEF alkotta. A Szakcsoport első ülésén a tudományok doktorainak köréből három újabb tagot választott GRUBER JÓZSEF, HORVÁTH ZOLTÁN és PROHÁSZKA JÁNOS személyében. Ebben az összetételében a Szakcsoport egy, a gépészeti és kohászati tudományterületet eléggé szélesen átfogó és nem nagy létszámú testületet alkotott, amely úgy látszott, hogy képes a rábízott tudományszervezési és tudománypolitikai feladatokat megoldani.

RÁZSÓ IMRE akadémikusnak a Szakcsoport megalakulása előtti elhalálása, valamint OSZTROVSZKY GYÖRGYNEK a Gazdaság- és Jogtudományi Osztály megalakulása során a Szakcsoportból való kiválása sajnálatos módon gyengítette meg a Szakcsoportot.

Jelenlegi összetételében a Szakcsoport jobban megfelel a kohászati tudományok követelményeinek, míg eléggé gyenge a Szakcsoporton belül az egyébként is eléggé szerteágazó gépészeti tudományok képviselője. Személyemben és PROHÁSZKA JÁNOS személyében a gépészet és kohászat határterületét képező anyagszerkezet, anyagvizsgálat és technológiai tudományok gépész oldalról is képviselve vannak, azonban kifejezetten gépszerkesztő jellegű tagja a Szakcsoportnak jelen pillanatban nincs. Szervezetileg tehát erősen megfontolandó az, hogy a gépészet másik nagy területén, az energiaelőállítással foglalkozó gépészek ma az Automatizálási és Energetikai Tudományok Szakcsoportjában fejtik ki a működésüket.

A Szakcsoport rövid két éves működése során a folyó ügyek intézésén és sok kisebb-nagyobb itt meg nem említendő feladat megoldásán kívül alap-

vetően három nagy tudománypolitikai kérdésben működött közre a maga szakterületén belül. Ezek rendre a következők:

A gépészet és a kohászat egyes ágainak közös alaptudománya a szélesebb értelemben vett műszaki mechanika. Már a Szakcsoport megszervezése előtt a Műszaki Tudományok Osztálya tervbe vette egy önálló *Műszaki Mechanikai Intézet* létesítését. Az eredeti elhatározás további variációinak kidolgozásában a Szakcsoport tevékenyen részt vett, és így máig az az álláspont alakult ki, hogy a Műszaki Mechanikai Intézet a Budapesti Műszaki Egyetem területén helyezendő el, miáltal többé-kevésbé szoros kapcsolatba kerülhet azokkal a tanszékekkel, amelyek az intézet meghatározott profiljához közel állnak, illetve amelyeknek a kialakítandó intézeti profillal azonos a profiljuk. Ezért a Szakcsoport javaslatot dolgozott ki a Gépszerkezettani Munkaközösség profiljának átalakítására, amelyet az osztályvezetőség jóvá is hagyott. Ennek értelmében a Gépszerkezettani Munkaközösség új tagjaiként kerülnek be a Villamoskari Műszaki Mechanika Tanszék és a Villamosipari Anyagtechnológia Tanszék. A Munkaközösség keretében marad a Gépészkar Műszaki Mechanika Tanszék, a Mechanikai Technológiai Tanszék és a Gépelemek Tanszéke. Ilyen módon — legalábbis a Budapesti Műszaki Egyetem területén — ebből az öt tanszékből álló munkaközösségnek már bizonyos mértékben megegyező a profilja a leendő akadémiai intézet profiljának egy részével.

Megoldandó feladat még a megalakulásának most már konkrét stádiumába lépő akadémiai intézet szervezeti szabályzatának kidolgozása, illetve az intézet és a vele kooperáló vagy esetleg annak részeit képező tanszékek közötti jogviszonynak a rendezése. Ezeknek a kérdéseknek a rendezésére a lehetőségek jelenleg rendkívül kedvezők, mert a Magyar Tudományos Akadémia elnöksége és a Művelődésügyi Minisztérium között kialakult igen jó kapcsolatok első jelentős megjelenési formája az Akadémia elnökének és a művelődésügyi miniszternek együttes utasítása a tudományos kutatás tervezésének új rendjéről.

A Szakcsoport a *tudományos kutatás tervezésére vonatkozó új rendelet* előkészítő munkálataiban is tevékenyen részt vett olyan mértékig, ameddig ez a feladat a Szakcsoport hatáskörébe tartozott. Az említett új rendelet jelentős lépést jelent tudományos kutatás tervezésében és egyúttal igen biztató a jövőre nézve is abból a szempontból, hogy az egyetemek és az Akadémia együttműködése szorosabbá válik, ami feltétlenül szükséges, és rendezettebbé is, ami szintén igen fontos. Ebből a rendkívül biztató kezdetből kiindulva könnyen lehet megtalálni az oktatásügyi szempontból a Művelődésügyi Minisztérium főhatósága alá tartozó tanszékek és a leendő akadémiai kutatóintézet közötti szoros együttműködés szervezeti formáit.

A harmadik nagyobb feladat, amelyben a Szakcsoport közreműködött, a *tudományos kutatómunkák koncentrálásának* előkészítése volt, amely szoros összefüggésben áll a tudományos tervezés új módszereiről kiadott rendelettel.

A Szakcsoport több ülésen vitatta és végül meghatározta a gépészeti és kohászati tudományok területén követendő főirányt. Ebben a munkájában a Gépészeti Bizottság tanulmánya a műszaki mechanika tudományterületének jelenlegi állásáról, jelentős segítséget nyújtott.

A felsorolt három nagyobb feladat mellett a Szakcsoport foglalkozott a tudományterületére eső könyvkiadási tervvel, a minősítések kérdésével és számos más tudománypolitikai kérdéssel. Külön megemlíthető a Szakcsoport beszámolójában a II. Korszerű Méretezési Konferencia rendezése 1965-ben, amely jelentős nemzetközi sikernek is tekinthető mind a résztvevők számát, mind az előadások színvonalát illetően. Külön kiemelendő, hogy a Konferencia előadásai közül igen sokat fiatal magyar kutatók tartottak, ami az 1961. évi első konferenciával összehasonlítva, lényeges előrehaladást jelent.

A Szakcsoport eddigi rövid, két éves munkájáról szóló jelen beszámoló azonban feltétlenül kiegészítendő olyan feladatok megemlítésével, amelyekkel a Szakcsoportnak a közeljövőben intenzíven kell foglalkoznia. Ezek a feladatok rendre a következők:

a) A *tudományos kutatás koncentrálása* terén elért eredményeket csak kezdeti lépésnek lehet tekinteni és további jól átgondolt lépéseket kell tenni ebben az irányban.

b) Az új rendeletek módot adnak a *tudományos kutatási eredmények* gondosabb és mélyrehatóbb felülvizsgálatára. A legközelebbi és egyik leg sürgetőbb feladat ennek a megszervezése.

c) A jelenleginél nagyobb gondot kell fordítani a *fiatal tudományos kutatók* nevelésére és az új tehetségek kiválasztására.

d) A Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoportjával egyetértésben ki kellene dolgozni, és az osztályvezetőség elé vinni az új *Műszaki Mechanikai Intézet* szervezetével kapcsolatos, még nyitott kérdéseket.

e) A szakterületen fennálló *nemzetközi kapcsolatainkat* újlag meg kellene vizsgálni és azokat a jelenleginél rendszeresebbé kellene tenni.

f) A jelenleginél még szorosabb kooperációt kellene kiépíteni az *ipari intézetek és az akadémiai intézmények között* mind a kutatási kapacitás, mind pedig a műszerpark jobb kihasználása szempontjából. Ebbe a feladatkörbe tartozik a tanszékeken folyó kutatómunkák helyes értelmű és nem csupán formális koordinálása is.

SZÉCHY KÁROLY levelező tag

A MÉRNÖKI, ÉPÍTÉSZETI ÉS KÖZLEKEDÉSI TUDOMÁNYOK SZAKCSOPORT VEZETŐJE

A Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoportja 1964-ben alakult és első ülését — feladatkörének tisztázása után — 1964. november 24-én tartotta. Az osztálytitkári beszámolóban vázolt tervékenységen kívül — amely főként a Műszaki Mechanikai Intézet profiljának és szer-

vezeti kérdéseinek, valamint e tudományok világszínvonalának és egyes komplex bizottságok létrehozásának kérdéseit érintette — foglalkozott az osztályvezetőség által ráruházott hatáskörben a hozzátartozó *tudományos bizottságok* (Építéstudományi Bizottság, Építészettörténeti és Elméleti Bizottság, Településtudományi Bizottság, Vízgazdálkodási, Vízépítési és Hidrológiai Bizottság, Közlekedéstudományi Bizottság) munkájával, illetve tevékenységével és egyes adminisztratív jellegű előterjesztéseket tett kitüntetésekkel, valamint jutalmazásokkal kapcsolatosan.

Ezen túlmenően érdemleges javaslatot tett a *tudományos munka kritériumainak* megállapítására az építészet területén. A javaslatot legutóbb az Akadémia elnöksége is elfogadta. Ennek értelmében tudományos munkának, disszertációnak is elfogadható valamely megvalósított építmény terve, ha az a tudomány haladását, előbbrevitelét szolgáló újszerű megoldásokat, elemeket tartalmaz. Ebben az esetben a disszertációt megfelelően összeállított dokumentáció, műszaki leírás pótolhatja.

A Szakcsoport több alkalommal foglalkozott kritikailag is a *Tudományos Minősítő Bizottság* munkájával és előterjesztésben mutatott rá a legutóbbi szabályozás hiányosságaira, továbbá azok kijavításának lehetőségeire.

Hangot adott a Szakcsoport annak is, hogy az Akadémián belül *javítani kell a műszaki tudományok helyzetét és a műszaki tudományokon belül a Szakcsoport által képviselt tudományágak helyzetét is*, amely elsősorban az akadémikusok, levelező tagok számában és a külföldi kiküldetések arányában jelenleg igen hátrányos képet mutat.

A Szakcsoportoz tartozó tudományos bizottságok közül elsősorban az *Építéstudományi Bizottság* munkásságát lehet kiemelni. Ez a bizottság amellett, hogy részletesen kidolgozta a mérnöki mechanika tudományának nemzetközi helyzetképét és további három téma (könnyű szerkezetek alkalmazásának tartószerkezeti vonatkozásai, könnyű szerkezetek alkalmazásának épület-szerkezeti és fizikai vonatkozásai, kibernetikai módszerek alkalmazása az építésben és közlekedésben) nemzetközi helyzetképének összeállítását irányozta még 1966-ra elő; szakértő bizottságaiban egy sor elméleti és gyakorlati szempontból egyaránt fontos kérdéssel foglalkozott. Ezek között megemlítendő a szekrényes tartók méretezése, a szekrénytartós hidak erőjátéka, a tartószerkezetek biztonságának valószínűségszámítási alapon értelmezett kérdése, az épületakusztikai vizsgálatok, a gépalapok rezonanciai számításával kapcsolatos szabályzat és a vasalás módosítási kérdései.

Hogy a Bizottság az ipar támogatása terén már eddig is milyen értékes munkát végzett, azt az Építésügyi Minisztérium kutatóintézeteinek konferenciáján lehetett lemérni azzal, hogy az ott élvonalba állított ipari kutatások kérdését már egy-két évvel megelőzően ez a Bizottság indította meg részben ankétokon, részben pedig ülésein tartott viták formájában. Ilyenek a könnyű acél- és fémszerkezetek kérdése, a paneles lakóházak alapozási kérdései, a rész-

leges feszített betonszerkezetek és az előregyártott betonszerkezetek kérdése stb.

Ugyancsak igen eredményes munkát végzett a *Vízgazdálkodási, Vízépítési és Hidrológiai Bizottság*, amely a nemzetközi hidrológiai decennium keretében a vízgyűjtő területek tárgyában tartott külföldi részről is elismert, élénk bel- és külföldi részvétellel nemzetközi szimpóziumot tartott, és általában tevékenyen működött közre a decennium Magyarországra eső feladatainak eredményes megoldásában. Tudományos és gyakorlati helyzetképet készített a hazai öntözések színvonaláról a nemzetközi szinthez viszonyítva. Javaslatokat dolgozott ki az öntözés távlati kérdéseiről, a gyógy- és hévvizekről stb. Külön ki kell emelni, hogy a Bizottságnak nagy érdemei vannak abban, hogy Magyarország megbízást kapott az ENSZ-től, a fejlődő országok szakmérnökei részére tartandó hidrológiai tanfolyam lebonyolítására, amely egyben a magyar vízépítési tudományok nemzetközi elismerését is jelenti.

Az *Építészettörténelmi és Elméleti Bizottság* figyelme az építészettörténelmi irodalom és kutatások mellett a műemlékvédelmi kérdések irányában fejlődött, elsősorban a velencei nemzetközi műemlékvédelmi konferencia hatása alatt. Konkrét formában megkereste a Közlekedés- és Postaügyi Minisztert a nagyeceni Széchenyi-kastély helyreállítása és közlekedésügyi múzeumként való felhasználása érdekében. Az építészettörténet és településtudomány közös vonatkozásai és a két bizottság szorosabb együttműködése céljából közös ülésen vitatta meg a teendőket.

A *Településtudományi Bizottság* az építészettörténettel való együttműködés kereteinek megbeszélésén kívül elsősorban az Építés- és Közlekedéstudományi Közlemények településtudományi jubileumi számának összeállításával foglalkozott, amely 1965-ben meg is jelent és méltóan reprezentálja az egész tudományterületet. A Bizottság legutóbb felvette a Magyar Urbanisztikai Társasággal a kapcsolatot a tudományág eredményesebb művelése érdekében.

A tudományterület egyik leglényegesebb kérdésében, a regionális tervezés területén nem eléggé hatékony az előrehaladás, elsősorban azért, mert az elnökség alá rendelt Területi Kutató (Regionális) Bizottság munkájában nem mutatkozott előrehaladás és munkásságának aktivitása az elnökség közgyűlési beszámolójának megállapítása szerint is akadályozva volt. Ez a Bizottság megalakulása óta teljes ülést nem is tartott.

A *Közlekedéstudományi Bizottság* üléseiben az elmúlt évekhez képest visszaesés mutatkozik, viszont közlekedésünk fejlesztésére jelentős hatással voltak PAUL ARMANDnak, a Nemzetközi Vasúti Szövetség (U. I. C.) főtitkárnak, a francia államvasutak volt vezérigazgatójának és a francia Akadémia tagjának; továbbá SCHANDL vezérigazgatónak, valamint DR. KÖPNIC vezérigazgatóhelyettesnek, az osztrák szövetségi vasutak vezetőjének, illetőleg forgalmi vezetőjének a Bizottság által szervezett akadémiai előadásai és az ezt követő megbeszélések.

Külön ki kell emelni az *Építéstudományi Munkaközösség* eredményes kutatómunkáját, amelynek tudományos értékét jellemzi, hogy a Munkaközösség tagjainak belföldön 98, külföldön pedig 45 tudományos publikációja jelent meg. Ezzel szemben 1965-ben a Magyar Tudományos Akadémiától mindössze 3 millió forint kutatási célhitel támogatásban részesült, ami pl. egybevetve csak az Építésügyi Minisztérium kutatóintézeteinek munkájára fordított évi 130—140 millió forinttal, elenyészően csekély összeg.

Összefoglalva, a Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoportjának működése elsősorban abban jelentkezett, hogy az egyes szakterületek munkája összehangoltabbá, kiegyensúlyozottabbá vált, amit legjobban igazol az a körülmény, hogy az egyes bizottságok között, egyes koncentrált témák eredményesebb kutatására közös komplex tudományos bizottságok alakultak. A rokon tudományterületeknek a Magyar Tudományos Akadémián és a Műszaki Tudományok Osztályán belüli helyzetével és tudományos célkitűzéseivel kapcsolatban is egységesebb szemlélet alakult ki. Ezek megvalósítására azonban még kevés történt, és a jövő feladatát elsősorban ezeknek hatékonyabb megvalósításában látjuk. Kész örömmel bővítjük együttműködésünket mind a Műszaki Mechanikai Intézet kialakítása, mind egyéb rokonterületeken is a Gépészeti és Kohászati Szakcsoporttal, továbbá tudományos bizottságaink munkásságába való intenzívebb bekapcsolódás céljából egyes súlyponti témákat ki akarunk emelni és azok érdemi tárgyalásában a Szakcsoport tagjai is részt kívánnak venni.

WINTER ERNŐ akadémikus

A HÍRADÁSTECHNIKAI TUDOMÁNYOK SZAKCSOPORT TAGJA

A híradástechnika területén a szakcsoportnak megfelelő testület elvileg már régóta működött mint akadémiai intézőbizottság. Így ennek szakcsoporttá való átszervezése lényegében BÁRÁNY NÁNDOR lev. tag bekapcsolását jelentette a munkába. Döntő különbségként könyvelhetjük el a szakcsoportnál azt, hogy elvileg joga van egyes kérdésekben osztályvezetőségi szinten tárgyalni, illetőleg kész előterjesztést tenni az osztályvezetőség számára. Ez utóbbi tény feltétlen magasabb szint az akadémiai intézőbizottsággal szemben, de a gyakorlatban ez eddig még nem bontakozhatott ki megfelelő módon.

A Szakcsoport 1965-ben a következő kérdésekkel foglalkozott:

Megindította a Szakcsoport munkáját, megvitatta annak kibővítésére vonatkozó javaslatokat. Elvileg állást foglalt, illetőleg javaslatot tett a híradástechnika területén 1965. évben leendő akadémikus jelölésekre.

Ezt megelőzően foglalkozott az elnökségnek azzal az elgondolásával, hogy az Akadémia tudományos bázisát ipari és tanszéki kutatóhelyekkel bővít-

jük, akadémiai témák, illetőleg akadémiai kutatócsoportok létrehozása útján. Ezzel kapcsolatban felmérte a tudományterületre eső ipari kutatóbázisokban rendelkezésre álló lehetőségeket. Elvileg állást foglalt amellett, hogy az akadémiai témák legjobban a tanszékeken művelhetők, és helyes lenne akadémiai kutatócsoportokat létrehozni a tanszékeken, az elektronikus központok, az akusztikai kérdések, valamint a félvezető és elektronikus eszközök témakörében.

Állást foglalt a Szakcsoport a *Híradástechnikai Bizottság* és a szakbizottságok újjászervezésével kapcsolatban. A Híradástechnikai Bizottság létszámát 20-ra csökkentette és négy szakbizottságra, két nemzeti bizottságra, valamint albizottságra tett javaslatot.

Foglalkozott a Szakcsoport a *Szilárdtestfizikai Komplex Bizottság* és a Híradástechnikai Tudományok Szakcsoport együttműködésével. WINTER ERNŐ akadémikus javaslatára a Szakcsoport úgy döntött, hogy miután a Szilárdtestfizikai Bizottság kezében összpontosul a kutatás és az irányítás, minden ezzel kapcsolatos feladatot, amely a Híradástechnikai Szakcsoporthoz érkezik, a Szilárdtestfizikai Komplex Bizottságnak ad át központosítás végett. Természetesen ez nem azt jelenti, hogy a Híradástechnikai Szakcsoport, illetőleg Bizottság nem vállal részt a rá kiosztott feladatok végrehajtásában. Az ezzel kapcsolatos vitában a Szakcsoport leszögezte, hogy a *Műszaki Fizikai Kutató Intézet* a Műszaki Tudományok Osztályának intézete, és a Szakcsoportnak ilyen értelemben kell vele foglalkoznia. A Szakcsoport tudomásul vette az intézeti akadémikusok beszámolója alapján azt, hogy a Műszaki Fizikai Kutató Intézetben új szervezet van kialakulóban, amelyben az osztályok lényegileg megszűnnek, és az irányítás egyedül az igazgató, illetve a köréje szervezett tanács kezébe fut össze, aki a létrehozott témafelelősökön keresztül irányítja az intézet munkáját. Ezzel kapcsolatban aggályok merültek fel, hogy a szélesebb kutatási feladatokat nem fogja alátámasztani megfelelő anyagi és diszponálási jogkör.

Foglalkozott a Szakcsoport a Híradástechnikai Bizottság előterjesztése alapján az 1964. évi *tanszéki kutatómunka* megfelelően előkészített értékelésével. A Szakcsoport tudományterületéhez tartozó Elektroncső és Félvezető Tanszék, Vezetéknélküli Híradástechnikai Tanszék, Vezetékes Híradástechnikai Tanszék, valamint Optika és Spektroszkópiai Tanszék akadémiai munkájában BARTA ISTVÁN, KOZMA LÁSZLÓ és BÁRÁNY NÁNDOR lev. tagok vannak érdekelve mint vezetők. A Szakcsoport előterjesztésében megállapította, hogy a kutatások eredménye arányban áll a ráfordításokkal, és a további lehetőségekkel. Ennek alapján javasolta a kutatások, illetve a céltámogatás folytatását.

A Szakcsoport a Kohó- és Gépipari Minisztérium levele alapján *téma-bizottságot szervezett* WINTER ERNŐ akadémikus vezetésével a félvezető katódos kondenzátorok gyártásának és helyzetének akadémiai felülvizsgálására.

Az Akadémia elnökének átiratára a Szakcsoport foglalkozott az átszervezett *Tudományos Minősítő Bizottság* eddigi működésével. A Szakcsoport magáévá tette WINTER ERNŐ akadémikusnak ezzel kapcsolatban tett írásos értékelését, amelyben konkrét javaslatokat ad a munka megjavítására, a felmerült hiányosságok kiküszöbölésére, és megállapítja a szervezetben végbe ment egyes pozitív változásokat is. Az előterjesztés az osztályvezetőségi tárgyalás után tovább ment a Tudományos Minősítő Bizottsághoz is.

Foglalkozott a Szakcsoport az Akadémia elnöke által létesített *nívó-díjra* való javaslattétellel. A Szakcsoport a három számbajöhető mű közül SIMONYI KÁROLY: „Villamosságtan” című, az Akadémiai Kiadó gondozásában megjelent könyvét javasolta nívódíjra, amit az elnökség később jóvá is hagyott.

A Szakcsoport első félévi munkája után az eddigi tapasztalatok felhasználásával elkészítette *munkaprogramját*, amelynek első pontja az volt, hogy havonta ülést kell tartani.

Tárgyalta a Szakcsoport az 1965. évi *közgyűlés határozataival* kapcsolatos teendőket — többek között — a kiemelt témákat, és az akadémiai kutatóbázis kiszélesítését. Ez utóbbinál a lehetőségeknek megfelelően a Távközlési Kutató Intézetben az információelmélet köréből akadémiai téma indul. Az Egyesült Izzólampa és Villamossági Rt-nél pedig wolframkutatás, ívleégés és fénycsőkatód vizsgálat. A Műszaki Fizikai Kutató Intézet és a Híradástechnikai Kutató Intézet között a fénycsőkatódok területén látszik reálisnak az együttműködés. A Távközlési Kutató Intézet és a Műszaki Fizikai Kutató Intézet elektronfizikai osztálya között vákuumtechnikai vonalon volna lehetséges a kooperáció. A tanszékeknél a színes televízió kidolgozása terén, az optika-spektroszkópia terén a Fémipari Kutató Intézettel és a Magyar Optikai Művekkel látszik reálisnak az együttműködés.

BOGNÁR GÉZA akadémikus javaslata alapján a Szakcsoport foglalkozni kívánt a Műszaki Fizikai Kutató Intézet munkájával, szervezetével, felépítésével, munkájának helyszíni tanulmányozásával. E kérdéseket a kutatókkal való közvetlen beszélgetés útján óhajtotta megvitatni és az intézet eddigi munkáját értékelni, de e program végrehajtását SZIGETI GYÖRGY akadémikus közbejött betegsége megakadályozta.

A Szakcsoportnak foglalkoznia kellett KOZMA LÁSZLÓ lev. tag megbetegedésével is, minthogy ennek következtében a Híradástechnikai Bizottság munkatervét meg kellett változtatni.

A Szakcsoport ismételten tárgyalta az akadémiai *kiemelt témák* kérdését, hogy az osztályvezetőség erre vonatkozó kívánságának megfelelően egy témát jelöljön ki, amely kizárólag akadémiai bázison művelhető. A Szakcsoport megvizsgálta a kérdést, és WINTER ERNŐ előterjesztésére a felületi jelenségekkel kapcsolatos kutatást javasolta a Műszaki Fizikai Kutató Intézet részére akadémiai kiemelt témaként azzal, hogy itt a kutatást nem tisztán germánium alapon kell folytatni.

A Szakcsoport magáévá tette BOGNÁR GÉZA ama javaslatát, amely szerint a híradástechnika területén hozzunk létre kutató *munkaközösséget*. Erre vonatkozóan az előkészítő munka megindult.

A Szakcsoport meghallgatta MILLNER TIVADAR akadémikus beszámolóját a *Szilárdtestfizikai Komplex Bizottságnak* a Vasipari Kutató Intézetben tartott üléséről, ahol a Műszaki Tudományok Osztálya megbízásából javaslatot tett akadémiai témák együttes művelésére. A beszámoló a Szakcsoport alapján a galliumarzenid-kérdés fontosságát emelte ki a mikrohullámú fejlesztés szempontjából. Ennek nyomán tervtanulmány készül a témáról a Műszaki Fizikai Kutató Intézetben, amelyet később a Szakcsoport meg fog vitatni.

A Szakcsoport megvitatta azokat a témákat is, amelyeket különböző ipari intézetek javasoltak az Akadémiával való együttműködés céljából. Végül a Szakcsoportnak a Szilárdtestfizikai Komplex Bizottságban közreműködő tagjai részt vettek a Műszaki Fizikai Kutató Intézet 1965. évi munkájának értékelésében, amelyet egy későbbi időpontban a Szakcsoport előtt is ismertetni fognak.

HOZZÁSZÓLÁSOK

LÉVAI ANDRÁS levelező tag

Hozzászólásom az osztálytitkári beszámoló ama pontjához kapcsolódik, amelyet a Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoportja részéről GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikus is felvetett. Ez a kérdés pedig a szervezeti kereteket érinti.

BOGNÁR GÉZA akadémikus a beszámolójában említette, és ezzel teljes mértékben egyetértek, hogy a szakcsoportok létrehozására vonatkozó, két évvel ezelőtt létrehozott intézkedés helyes volt. A szakcsoportok vezetői is ilyen értelemben foglaltak állást. A szakcsoportokban bizonyos szervezeti, tudománypolitikai és tudományos kérdéseknek a megvizsgálása segítségére volt az Osztálynak, az osztályvezetőségnek és ezen keresztül az elnökségnek is.

Felmerül azonban az a kérdés — és itt kapcsolódnék GILLEMOT LÁSZLÓ professzor referátumához, hogy vajon a szakcsoportoknak a jelenlegi felépítése ténylegesen az optimális-e. Engedjék meg, hogy itt egy kis párhuzamot vonjak a szakcsoportok összetétele, felépítésmódja, munkaterülete és a szakcsoportok tudományterületéhez tartozó egyetemi munkaközösségi formák szervezete között.

Nálunk négy szakcsoport működik. Az *Automatizálási és Energetikai Tudományok Szakcsoportján* belül az Automatizálási Bizottság, az Erősáramú Villamos Bizottság és a Hőenergetikai Bizottság dolgozik. Az ezek által felügyelt és irányított szervek közé tartozik a Budapesti Műszaki Egyetemen egy munkaközösség — a Kalorikus Gépészeti Munkaközösség — amelyben a legkülönbözőbb gépszerkezeti tanszékek is közreműködnek, továbbá egy céltárgyatott tanszék: a Villamosművek tanszéke. Tehát az oktatás területét nézve ez a szakcsoport a Budapesti Műszaki Egyetem gépészeti és villamos karának egyes tanszékeit felügyeli, irányítja.

A *Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoportjához* két bizottság tartozik: a Gépészeti Bizottság és a Kohászati Bizottság. GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikusnak a korreferátumából hallottuk, hogy a két bizottság közül a kohászati az, amelyik a homogénebb és erősebb. Ennek a munkáját nem emelte ki az osztálytitkár, mert nyilván a működésével szemben vannak még kifogá-

sok, a Gépészeti Bizottság viszont, amely rendkívül heterogén és igen gyengén kötött munkaerővel (akadémikusokkal és bizottsági tagokkal), jól dolgozik.

Ehhez a két bizottsághoz és a két bizottságot összefogó szakcsoporthoz tartozik a Budapesti Műszaki Egyetemen az Áramlástechnikai Munkaközösség és a Gépszerkezettani Munkaközösség. Az első tisztán gépészeti, a második részben gépészeti, részben — egy-két alaptárgy tekintetében — villamoskari. Ide tartozik továbbá a Kohászati és a Nehézgépészeti Munkaközösség is, amelyek a miskolci Nehézipari Műszaki Egyetemen működnek. Lényegében tehát a Budapesti Műszaki Egyetem gépészeti kara és a miskolci Nehézipari Műszaki Egyetemnek a kohászati, valamint gépészeti kara az, amelyet ez a szakcsoport összefog.

Igen homogén felépítésében — legalábbis úgy tűnik — a *Híradástechnikai Tudományok Szakcsoportja*, amelynek egy bizottsága van, ugyanezen a néven: Híradástechnikai Bizottság, amelyhez három, a Budapesti Műszaki Egyetem villamoskarián dolgozó tanszék tartozik. Ahogy hallottuk, kiemelték, a jól dolgozó bizottságok sorában.

Ugyancsak teljesen homogén képet mutat — legalábbis áttekintve a helyzetet — a *Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoportja*, amelyhez négy bizottság tartozik. Ezek az Építőipari és Közlekedési Műszaki Egyetemnek a teljes profilját képviselik az Akadémia síkján.

Az a benyomásom, hogy GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikusnak teljesen igaza van, amikor rámutat arra, hogy a gépészet terén szükség van valamilyen átrendezésre. Ezt nemcsak az indokolja, hogy az akadémiai és az egyetemi szervezési mód között semmiféle parallelitást nem látunk, sőt ellenkezőleg: inkább bizonyos keresztbeszervezésnek a nyomai látszanak, hanem az is, hogy a gépészet, a magyar gépgyártás egyre nagyobb súllyal és fontossággal szerepel, hiszen ma már az ipari exportunknak jóval több mint a felét a gép- és ipar szolgáltatja. Ezért helyeselhető az a megállapítás, hogy a gépek tudományos művelése és a gépszerkezetek fejlesztésének tudományos művelése nincs az Akadémián szervezetileg helyesen összefogva.

Nekem is az a véleményem, hogy nincs. Hiszen a saját területünkön a Hőenergetikai Bizottság — ahogy már említettem — olyan egyetemi munkaközösséggel dolgozik, amely egyetemi munkaközösségnek csak igen kis része energetikai, és nagyobb része gépészeti, ha ugyan egyáltalán végezhető ilyen szétválasztás.

Van az energetikának több olyan része, amelyek tényleg függetlenek a gépészettől, mint például az országos energiagazdálkodás, a távlati tervezés, a nagy kooperációk kidolgozása. Ezek tényleg olyan témák, amelyek nem kifejezetten gépészeti. Azonban a ma ténylegesen hozzánk tartozó, a munkaközösségen belül művelt témák alapvetően gépészeti témák, és az az érzésem, hogy ezeket helyesebb lenne ténylegesen a megerősített Gépészeti Bizottsághoz kapcsolni.

Ezt a gondolatot természetesen csak felvetem, anélkül, hogy ma végleges előterjesztést tennék. Azonban az a javaslatom, hogy az osztályvezetőség ezt a kérdést vizsgálja meg és az illetékesek bevonásával tárgyalja le. Érzésem szerint helyesebb szervezeti mód lenne, ha az akadémiai szakcsoportok szorosabban idomulnának az osztályok területén működő és évtizedek óta bevált formákhoz.

Ezt a konkrét javaslatot megfontolás céljából terjeszttem az osztályvezetőség elé, eleve is érezve, hogy itt bizonyos nehézséggel fogunk szembe találni éppen az energetika vonatkozásában. Nem az energetikai gépek vonalán, amelyeknek megvan a maguk helye, hanem a szó szorosabb értelmében vett energetika területén, amely az országos nagy hálózatot, kooperációt tartalmazza. Ez utóbbi elképzelhető a gépészetnél is, ahova talán a legközelebb esik; elképzelhető az Erősáramú Villamos Bizottságnál, de elképzelhető külön bizottság formájában is, ahogy más bizottságok is működnek. A lényeges az, hogy ez csak egészen szűk és nagyon meghatározott területen működő bizottság lehet, és nem párosítható a gépészettel, mint ahogy ma a Hőenergetikai Bizottság esetében történik.

Ez az egyik kérdés, amelyet konkrét javaslatként, illetve megfontolásra előterjesztenék.

A másik kérdés a *tudományos kutatások eredményeinek hasznosítása*.

Igen helyes volt az a megállapítás, hogy itt az Akadémiának nagyon komolyan kell fokoznia az ellenőrzési tevékenységét, mert ez sok területen tisztán formális. Ilyen szempontból az osztálytitkári beszámoló is az egész témát mindössze egy szóval említi meg, hogy sok minden, egyebek között az eredmények hasznosítása is figyelembe veendő. Szerintem ez alapkérdés. Nem a publikációk vagy a kiutazások számát, hanem azt kell jobban előtérbe helyeznünk, hogy mit csináltunk, tehát az eredmények hasznosítását és ennek ellenőrzését. Ennek helyes módját — úgy érzem — egyes területeken már meg is oldották, hiszen éppen SZÉCHY KÁROLY levelező tag beszámolójából igen nagy érdeklődéssel hallottuk, hogy vannak konkrét témák, amelyek akár akadémiai, akár Akadémián kívüli kezdeményezésből ma már ipari témává és a megvalósulás stádiumába léptek. Nem minden területről mondható ez el, és azt hiszem, hogy nagyon komolyan kell fokoznunk e téren a tevékenységünket.

A harmadik kérdés — és ezt éppen csak a teljesség kedvéért említem meg — hogy némileg zavart az osztálytitkári beszámolóban elhangzott az a mondat, hogy *a szakcsoportok és a szakbizottságok munkájáért a felelős a vezetőség*, amely az elnökből, az alelnökből és a titkárból áll. Ez azért zavart engem, mert magam is egy szakcsoportnak és bizottságnak az alelnöke vagyok.

Meg kell mondanom, hogy még egyetlen egyszer sem konzultáltak egyetlen kérdésben sem, akár szakcsoportban, akár egyebütt, ahol valamilyen döntést kellett hozni. Ez nem személyes sérelem, hiszen akik ismernek, azok tudják jól, hogy nem szenvedek munkahiányban, de úgy vélem, hogy ebben a kérdésben a munkamódszereket is módosítani kellene, mert legalábbis ezen a két

területen, ahol jómagam működöm — nem egészen tartom szerencsésnek azt, hogy elég fontos kérdésekben egyszemélyi döntések alapján történik valami vagy nem történik semmi.

HORNUNG ANDOR, a műszaki tudományok doktora

Az elhangzott felszólalásokból sajnálattal kell megállapítanom, hogy egyetlen szóval sem történt említés a technológiai tudományokkal kapcsolatos témákról. Úgy érzem, hogy a Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztálya részéről a technológiai tudományok felkarolásának és előmozdításának a hiánya népgazdaságunk szempontjából igen komoly hátrányt jelent.

Az állami iparban dolgozó összes mérnököknek a 46%-a gépészmérnök és ezeknek gyakorlatilag a fele — 23% — foglalkozik, vagy legalábbis ennyinek kellene a gyártástechnológiával foglalkoznia, és ezeknek nálunk egyáltalán nincs képviselőjük. Ha ezzel szemben megnézzük azt, hogy külföldön a technológiát a tudományos intézmények hogyan fejlesztik, hogyan ápolják, akkor meg kell említenem, hogy a Szovjetunióban a Minisztertanács mellett működik a Legfelsőbb Technológiai Tanács, amelynek tagjai a Szovjetunió Tudományos Akadémiájának a leghíresebb technológus-akadémikusai, akik az országos kérdésekben a Minisztertanácsnak a rendelkezésére állnak. Meg kell említenem például azt is, hogy Angliának van technológiai minisztere és, hogy WILSON miniszterelnököt a Szovjetunióba éppen a technológiai miniszter kísérte el.

Egy igen érdekes beszámolót olvastam a *Machinery Production* című folyóirat 1966. április 20-i számában az angol szerszámgépipari kutató-egyesülés igazgatójának a tollából. Szerinte az egész gépiparnak igen fontos problémája a ráhagyásoknak, vagyis a leforgácsolásnak a minimumra való csökkentése. Ha a gépgyártásban a leforgácsolt anyagmennyiséget 1958-ban 100%-nak vesszük, úgy ez a lap szerint 1962-ben 60%-ra, 1966-ban pedig már 25%-ra esett vissza és 1975-ben előreláthatólag le fog csökkenni 1%-ra.

Úgy hiszem, hogy csupán ez a jelenség is mutatja, milyen fontos a népgazdaság szempontjából ez a probléma. Nálunk ugyanis — sajnos — az a helyzet, hogy anyagszegénységünk ellenére a leforgácsolt anyagmennyiségben rekordot érünk el, amennyiben megítélésem szerint 1966-ban az angol viszonyokhoz képest 160—180 százaléknál tartunk.

Ezzel kapcsolatosan még egy dolgot kívánok felemlíteni. Gépiparunkban az egy órára eső termelés értéke, tehát az anyag, a bér és a rezsi összege, körülbelül két-három dollár között váltakozik. Ha ezt összehasonlítjuk a fejlett ipari országok adataival, akkor azt látjuk, hogy ott körülbelül ugyanennyi bért fizetnek ki egy órára. Ez gyakorlatilag azt jelenti, hogy ha meg akarjuk közelíteni a fejlett ipari államokban az egy órára eső termelés értékét, akkor körülbelül három-négyszeresére kell emelnünk ezt az egy órára eső termelési értéket.

Márpedig ez — nézetem szerint — csak a technológiának igen gondos ápolásával és fejlesztésével érhető el. Kénytelen vagyok tehát még egyszer megisméltetni a tavalyi közgyűlési felszólalásomban mondottakat és erre appellálva, felkérni a Műszaki Tudományok Osztályát, hogy a technológiai kérdéseket jobban, jelentősebben vonja be a programjába.

SZIGETI GYÖRGY akadémikus

Mind az osztálytitkári, mind a Híradástechnikai Szakcsoport beszámolójában szó esett a Műszaki Fizikai Kutató Intézetéről és ennek az intézetnek a célkitűzéseiről; pontosabban arról, hogy az intézet épülete most elkészült, az intézetbe beköltöztek a dolgozók és az Osztály várakozással tekint az elé, hogy az eddigi nagy beruházások milyen hatásfokkal fognak gyümölcsözni, milyen eredményeket fog az intézet elérni. Ez idő szerint természetesen még csak azt lehet, vagy azt szabad mondani: reméljük, hogy a beruházás nem lesz hiábavaló.

Ennek az intézetnek a céljáról kell néhány szót szólnom, azért, mert ezzel kapcsolatban egyrészt az intézeten, másrészt az akadémiai bizottságokon belül bizonyos vita volt a tekintetben, hogy ez az intézet mennyiben fizikai, illetve mennyiben műszaki intézet; más szóval, hogyan lehet ezt a két célkitűzést összehangolni úgy, hogy az intézet egyrészt alapkutatásokat végezzen a fizika terén, másrészt — mint a Műszaki Tudományok Osztálya által létesített és mind nevében, mind célkitűzéseiben műszaki intézet — valóban műszaki jellegű kutatásokat végezzen.

Az *első*, amit talán le kell szögeznünk az, hogy az intézet elnevezése: „Műszaki Fizikai Kutató Intézet” talán túlzott reményeket kelt egyesekben olyan értelemben, hogy a műszaki fizikának vagy a fizikának minden műszaki vonatkozású részével kapcsolatos tevékenységet fog kifejteni.

Itt — azt hiszem — nyugodtan megállapíthatjuk, hogy már az intézet alapításakor, az intézet számára kitűzött feladatkör is a műszaki fizikának csupán egy nagyon szűk szektorát foglalja magában, mégpedig az anyag-szerkezetekkel kapcsolatos kutatásokat, amelyek végeredményben a hazai vákuumtechnikai és híradástechnikai ipar fejlesztését szolgálják. Tehát ezzel már eleve erősen korlátoztuk az intézetnek a működési területét.

A *második* része a kérdésnek az, hogy mi legyen az alapkutatás, és mi legyen az, ami műszaki alkalmazásokat involvál. Azt hiszem, hogy az intézetnek, mint fizikai kutatóintézetnek az összes ténykedésére az a jellemző, hogy az anyag szerkezetének a tulajdonságait vizsgálja akkor, midőn valamely igen tiszta anyaghoz igen kis mennyiségű szennyezőanyagot adagolunk.

Ezek a vizsgálatok azonban nemcsak a fizika, hanem a kémia, a vákuum-technika területére és sok más egyéb területre is kiterjednek.

A kutatások követik a fő célkitűzést, amelynek az a jellemzője, hogy az érdekelt iparág termékeinek megbízhatóságát és stabilitását kívánja vizsgálat tárgyává tenni, illetve elősegíteni. Tehát azt kell elérni kutatásainkkal — és ez a műszaki célkitűzés — hogy a felületek és a hibahelyek vizsgálatával, valamint sok egyéb területen végzett kutatásokkal azok a termékek, amelyeket a vákuumtechnikai és a híradástechnikai ipar előállít, megbízhatók és stabilak legyenek.

Ebből a szempontból elsősorban kiemelendőnek tartom a félvezető anyagokkal kapcsolatos kutatásokat azért, mert ez a legújabb és a legjobban, legmeredekebben fejlődő ága az iparnak, nemcsak hazánkban, hanem nyugodtan mondhatjuk, hogy világszerte. Ezen a területen végezzük tehát elsősorban kutatásainkat. Ennek érdekében szükségünk van arra, hogy a szóban forgó anyagok stabilitásánál azoknak a felületét, illetve a felületi struktúráját vizsgáljuk igen behatóan. Az extrém eset az, amikor egészen vékony rétegek tulajdonságait vizsgáljuk, ahol már lényegileg csak a felületről van szó, és az anyag nem is áll másból, mint felületből, illetőleg a vastagsága olyan csekély, hogy a felületi jelenségek az egész anyagra kiterjednek.

Vizsgálni kell azt, hogy ez a felület mivel érintkezik és elsősorban azt az esetet kell kutatni, amikor a felület gyakorlatilag semmivel sem érintkezik, ami tehát az ultravákuumtechnika témakörébe tartozik. Vizsgálni kell továbbá azt, hogy hogyan lehet előállítani olyan körülményeket, olyan környezetet a vizsgált anyagok számára, ahol lehetőleg semmi más szennyezés sem éri kívülről a felületet, mint az, amelyet mi arra szándékosan adagolunk.

Nagyjából ezek jellemzik a mi munkamódszereinket és azt is, hogy milyen kapcsolatban kívánunk az iparral lenni.

Ezen túlmenően természetesen foglalkozunk olyan jelenségekkel is, amelyeknek kutatása éppen ezen a területen új eredményekkel kecsegtetnek, és amelyeknél a fejlődés szintén igen intenzívnek mutatkozik. Itt a *lumineszcencia* jelenségeinek kutatására gondolok.

Ez a kutatás beleilleszkedik abba az elsőként említett jellemzőbe, hogy igen kis mennyiségű szennyezések hatásáról van szó valamely előzetesen rendkívüli módon megtisztított anyagon. Itt azonban már nemcsak a felületnek van szerepe, hanem magának a kristálynak a belsejében levő szennyeződések által előidézett jelnyomoknak is. A második jellemző terület tehát a lumineszcencia területe, vagy más szóval a hibahelyek vizsgálata.

De ugyanilyen lényeges a hibahelyek vizsgálata a félvezető anyagok, a fémek és félvezető eszközök kutatásánál is. Rendkívül fontos, úgyszólván alapvető, a wolfram fémmel kapcsolatos kutatás is. A wolfram a vákuumtechnika eszközeinek hagyományos nyersanyaga, amely nem hanyagolható el, ha arra gondolunk, hogy a most gyártott eszközök túlnyomó része wolfram-izzószálas lámpa, vagy wolfram-fonals elektroncső. Az elektroncső rácáinak szintén legfontosabb alapanyaga a wolfram. Tehát ennek az anyagnak a stabilitását,

a megmunkálhatóságát célozzák az intézet egy további kutatási területén végzett vizsgálatok. A vizsgálatok egy lényeges csoportja a szilárd testeknek vákuummal, illetve gázokkal való érintkezésekor jelentkező részecske-, elektron- és ion-emissziós hatásokra terjed ki.

Ez tehát a kutatások mögött rejlő fizikai tartalom, amely egyben azt is jelenti, hogy milyen kapcsolatban vagyunk a termelőiparral és magával a termeléssel.

Ha még azt is hozzátesszük, hogy az a termelési volumen, amelyet ez a kutatás érint, évente milliárdos nagyságrendű, úgy ezzel azt is demonstráltuk, hogy ha egészen csekély, mindössze egy-két százalékos, vagy még ennél kisebb eredményt érünk is el, az már milliós nagyságrendű megtakarításokat jelent a népgazdaság számára.

A minőség javítása szempontjából ugyancsak milliárd forintérték körüli termékvolument befolyásol a kutatások eredményes vagy eredménytelen volta.

Néhány szót kívánok még szólni az osztálytitkári beszámolóban szerepelt arról a kitételről, amelyről WINTER ERNŐ akadémikus is említést tett, hogy az intézet a szervezetét bizonyos mértékig a PERT rendszer szerint kívánja átszervezni. Úgy vélem, hogy nem lenne helyes még ezt a PERT rendszerrel azonosítani, mert a PERT rendszert a kutatásoknál sok esetben, sok területen — főleg, ha alapkutatásokról van szó — még nem lehet megvalósítani, hiszen ahhoz, hogy valamely kutatás vagy termelési folyamat a PERT rendszer szerint legyen előirányozható, az összes feltételeket előzetesen ismernünk és biztosítanunk kell.

Ezért kérem, hogy azt a kitéfelt, amely szerint PERT rendszerű szervezés készül, kellő mérséklettel vegyük tudomásul, mert mint láttuk, az intézet esetében ez még igen távol áll attól, amit általában PERT rendszernek szoktak nevezni.

KOVÁCS KÁROLY PÁL levelező tag

Két témát kívánok röviden érinteni. Mind az elnökség határozati javaslatában, mind az osztálytitkári beszámolóban említés történik arról, hogy a Magyar Tudományos Akadémia osztályainak általában, és ezen belül a Műszaki Tudományok Osztályának hogyan kellene hatékonyabban bekapcsolódnia az ipari kutatásokba, főleg pedig az ipari kutatóintézetekben folyó alapkutatásokba. Ezzel kapcsolatban röviden olyan körülményre kívánok rámutatni, amire sem az Akadémia főtítkárának, sem az osztálytitkárnak a beszámolója nem tért ki, nyilvánvalóan azért, mert lényegileg szervezési probléma. Ez pedig az, hogy eddig az ilyen bekapcsolódást csak igen bonyolult úton lehetett megszervezni. Így például az általam vezetett Villamos Energiaipari Kutató Intézetben az Akadémia csak úgy gyakorolhatott befolyást, illetve adhatott személyi és pénzübeli

támogatást az MHD kutatásra, ha valamely egyetemi tanszéket iktatott közbe. Helyes lenne, ha a jövőben el lehetne kerülni ezt a kerülő utat, és közvetlenül az ipari tárcákon keresztül lehetne összeköttetést kapni az Akadémiával.

Meg szeretném továbbá említeni, hogy az osztályvezetőség beszámolójában a következő, igen veszélyesnek tűnő megállapítás van: „Ebből az MTA Automatizálási Kutató Intézet munkatársai részére 24 kiutazást az OMF, a Műszaki Fizikai Kutató Intézet munkatársai részére 17 kiutazást a Fizikai Társulat finanszírozott. A felfejlesztett intézetnek az Osztályhoz történő visszaküldése után ez a helyzet megszűnik.”

Ez a kitétel a külföldi utazásokra, éspedig különlegesen az Automatizálási Kutató Intézettel kapcsolatos utazásokra vonatkozik. A magam részéről a kiutazást — főleg ezen az új szakterületen — rendkívül fontosnak, szükségesnek és elengedhetetlennek tartom, ha tényleg követni akarjuk a fejlődést. Javasolom, hogy az Akadémia minden befolyását vesse latba a tekintetben, hogy az utazások száma, legalább ott, ahol valamely másik szervezet tette ezt lehetővé, ne csökkenjen akkor, amikor ez az intézet teljes egészében az Akadémia kebelébe kerül vissza.

VERŐ JÓZSEF akadémikus

A nyilvános közgyűlésen elhangzott elnökségi beszámolóban arra a megállapítására, vagy talán inkább javaslatára kívánok visszatérni, amely kilátásba helyezte egy egységes országos bizottsági hálózat létrehozását. Jelenleg ugyanis az a helyzet, hogy ugyanazt a témát nagyjában ugyanazokból a szakemberekből álló, különböző szintű bizottságok vitatják meg.

Ez a szakemberek jórészének túlterheléséhez vezet. Ezért a gondolatot a Kohászati Bizottság szempontjából rendkívül nagy örömmel kell üdvözölnöm, és üdvözlök — azt hiszem — az összes kohász szakemberek is. A Kohászati Bizottság az osztálytitkári beszámolóban — szükséztlenül ugyan, de — bírálatban részesült, amely szerint feladatának az elmúlt időszakban nem tett eleget. Hogy ez a bírálat mit jelent, azt akkor látjuk világosan, ha szemügyre vesszük egyrészt a Kohászati Bizottság gondozása alá tartozó tudománytermelő tevékenységet és tudománytermelő kapacitást, másrészt azt, hogy ennek a kapacitásnak az irányításával és ellenőrzésével mekkora apparátus foglalkozik.

A kohászati kutatásnak hazánkban lényegileg két bázisa van. Az *egyik*, a miskolci Nehézipari Műszaki Egyetem öt kohászati tanszékéből alakult Kohászati Munkaközösség, amelynek évi költségvetése kereken fél millió forint. A *másik* bázis, a Vasipari és a Fémipari Kutatóintézet, mint ipari kutatóintézet. Utóbbinak a költségvetése együttesen kereken ötven millió forint. A két ipari kutatóintézet a megfelelő ipari tárca hatáskörébe tartozik, amelyek a maguk célkitűzéseinek megfelelően foglalkoztatják ezeket az intézeteket. A Fémipari Kutatóintézetbeli helyzetet ugyan ilyen szempontból nem ismerem

pontosan, de a Kohó- és Gépipari Minisztérium a Vasipari Kutató Intézettől megkívánja azt, hogy a költségvetésének 20%-a erejéig alap kutatásnak minősülő munkákkal foglalkozzék. Ez a vezetésem alatt álló intézetben évi négy-öt millió forintot kitevő alap kutatási lehetőséget jelent.

A kohászati kutató kapacitásnak a munkáját ellenőrző testületek a következők. Mind a Fémipari Kutatóintézetnek, mind a Vasipari Kutatóintézetnek van tudományos tanácsa. Mindkét intézet igazgatója történetesen akadémiai tag és egyben a tanács elnöke is, sőt ezen mindkét tudományos tanácsnak az elnökön kívül van még négy-öt olyan tagja, akik akadémiai rendes vagy levelező tagok. A tudományos tanácsnak az összeállítása az illetékes minisztériumok határozott kívánságára történt úgy, hogy a tudományos szempontok is érvényesüljenek, és azt hiszem, hogy ez az Akadémia elvi tudományos irányító szerepének az érvényesítése szempontjából is megfelelő.

A tudományos tanácson kívül — tudomásom szerint — mind a Nehézipari Minisztériumnak, mind a Kohó- és Gépipari Minisztériumnak van Kohászati Műszaki Tanácsa. A kutatóintézetek vezetői ennek a tanácsnak szintén tagjai. Ez a műszaki tanács hivatott döntésre előkészíteni a megfelelő iparfejlesztési elgondolásokat, amelyekbe beletartozik a kutatás programjának a kidolgozása is. Ez tehát egy második fórum, amelyben a kutatóintézeti vezetőkön és vezető munkatársakon kívül az ipar érdekelt képviselői is jelen vannak. Az intézeti tanácsnak szintén tagjai a jelenlegi szervezetben még osztályoknak nevezhető részlegek vezetői. Az intézeti tudományos tanács és a Kohászati Műszaki Tanács között már messzemenő párhuzamosság van a személyeket illetően.

Az Akadémiai Kohászati Bizottság pontos számvetést nem készítettem, de becslésem szerint — nyolcvan százalékban a Kohászati Munkaközösség, a Vasipari Kutatóintézet és a Fémipari Kutatóintézet munkatársaiból tevődik össze, tehát lényegében ugyanazokból, akik az iparfejlesztési koncepciók kidolgozásában és a kutatási feladatok levezetésében szintén részt vesznek, illetve a megfelelő állami vezetők részére ilyen javaslatokat kidolgoznak. Az Akadémiai Kohászati Bizottság — ugyanazokból a személyekből állván — természetesen sok újat ahhoz képest, amit az egyéb ilyen testületekben produkált, nem tud előterjeszteni vagy létrehozni.

Az a bíráló, amely a Kohászati Bizottságot a múlt évi munka nem megfelelő teljesítéséért érte — tudomásom szerint — két pontra vonatkozik. Az egyik az, hogy a Bizottság előirányozta a miskolci fémkohászati tanszék által a Munkaközösség megalakulása óta végzett munkájának a megtárgyalását. Ennek az előkészítése teljesen megtörtént, a tanszék a jelentést benyújtotta, a felkért opponensek a bírálókat elkészítették, a megtárgyalásra azonban a tanszék vezetőjének, HORVÁTH ZOLTÁN professzornak még jelenleg is tartó betegsége miatt eddig nem kerülhetett sor.

A másik mulasztás, amelyben vétkesnek érzem magam, az ez évi közgyűlés előkészítésével függ össze. Február utolsó napjaiban kaptam egy felszólítást az Osztály hivatalától, hogy március 15-i határidővel készítsem el a Kohászati Bizottság jelentését az elmúlt időszakban végzett munkáról. Azon nyomban válaszoltam, hogy számomra ez a felkérés rendkívül rossz időpontban érkezik, mert az intézetben, de különösképpen az egyetemen a következő két hétben úgy el vagyok foglalva munkával, hogy a jelentést elkészíteni nem tudom. Ezt a jelentéskészítést átháríthattam volna a Bizottság titkárára, de éppen azért, mivel én az időm javarészét kénytelen voltam Miskolcon tölteni, a Bizottság titkára viszont Budapesten dolgozik, a kontaktus nem lett volna elég ahhoz, hogy a titkárt a bizottsági jelentés elkészítésében a szükséges mértékben segítsen, illetve irányítsam. Ez a két mulasztás az, ami terhel.

Zárószóként megegyszer viszatérnék oda, ahonnan kiindultam, nevezetesen hogy a kohászat, illetve a kohászati tudományok fejlődése szempontjából nagyon is szükségesnek tartom azt a gondolatot, hogy egységes, átgondolt bizottsági hálózatot kell létrehozni. Tisztában vagyok azzal, hogy ez nem fog gyorsan menni, hogy ehhez hosszú időre lesz szükség, de másként a kohászat tudományterületén a tudománytermelő tevékenységhez képest túlságosan nagyszámú bizottság működik.

KÉZDI ÁRPÁD, a műszaki tudományok doktora

Elsőként a jelentés pozitívumait kívánom kiemelni, főleg azt, hogy már az ülés előtt rendelkezésünkre állt és így azt áttanulmányozhattuk. Igen pozitívnak ítélem, hogy mindaz, amit a jelentés tartalmaz, valóban le van rögzítve, le van írva és így a jövőben is sokszor hivatkozhatunk majd ezekre az arányokra vagy aránytalanságokra, amelyek közül néhányat már SZÉCHY KÁROLY professzor is megemlített.

A második megjegyzésem a szervezeti kérdésekre vonatkozik. Már a főtitkári beszámolóban is hallottuk, hogy az Akadémia és a Műszaki Tudományok Osztálya a szervezeti kérdéseknek nagy jelentőséget tulajdonít. Ezért felhasználtam az osztályülés alkalmát arra, hogy a jelenlegi szervezeti kérdéseket megvizsgáljam, annál is inkább, mert ezek 1964. óta működnek így.

Magam is bizonyos vagyok abban, hogy a szervezeti keretektől sok függ, mégis hangsúlyoznom kell, hogy nem szabad ezen a téren túlzásba esni. A döntő mindenkor az egyénnek, a vezetőnek a szerepe és a kvalitása. A szervezetnek megvannak azok a veszélyei, hogy bizonyos idő múltán automatizmusná fejlődik. Bizonyos formális eredmények mindig felsorolhatók, illetve megadhatók, de igazi eredmények csak akkor adódnak, ha a szervezeten belül megfelelő személyiségek tevékenykednek. Nagyon jó példája ennek az, ami egyébként az osztályvezetőségi jelentésben is szerepel, hogy a nyolc bizottság közül — amelyek azonos szervezetekhez tartoznak — négy kitűnően működött

és teljesítette feladatát, négy pedig nem. A szervezet akkor jó, ha rugalmas, és hogy ha közben eredményeket vagy eredménytelenségeket látva, átalakítható.

A harmadik megjegyzésem a mélyépítéssel kapcsolatos kutatási kérdésekre vonatkozik. A mélyépítés terén — de más téren is — két irányban lehet a kutatást továbbvinni. Az első irány az alapkutatás területére esik, amelynek elsőrendűen az Akadémiához kell tartoznia. Ezért már régóta várjuk és reméljük, hogy valóra válik a Műszaki Mechanikai Intézet. Ez majd lehetővé teszi az alapkutatásoknak ezen a téren való fejlesztését, kibontakoztatását, amelyek ma még elég mostoha formában folynak és mostoha keretek között dolgoznak.

A másik irány, amelyik felé a kutatás kibővíthető, az a meglevő és már bizonyos kutatási eredmények alapján előállított műtárgyaknak, létesítményeknek és szerkezeteknek a megfigyelése, valamint nyilvántartása. Ezek az adatok a további kutatások alapjai lehetnek, ha azokat megfelelő formában feldolgozzuk. Ez az a terület, ahol az Akadémia az iparral való kapcsolatát a legelőbben és legelevenebben kifejlesztheti és kidolgozhatja. Nézetem szerint ezt az irányt a következőkben jobban előtérbe kellene helyezni.

A negyedik megjegyzésem arra a javaslatra vonatkozik, amelyet egy ízben már előterjesztettem a Műszaki Tudományok Osztályának és amely a műszaki mechanika, valamint az építési mechanika fejlesztése érdekében egy folyóirat alapítására vonatkozik. Ez a jelenlegi folyóiratok mellett az említett tudományterületeknek az irányítását és publikálási fórumát szolgálná. A javaslat megismétlése most annál is inkább időszerű, mert a létesítendő Műszaki Mechanikai Intézet lenne e folyóiratnak a kutatóintézeti bázisa.

Végül az utolsó megjegyzés a nemzetközi egyesületekkel kapcsolatos. Úgy érzem, hogy jelenleg, amikor az egyes osztályok szervezete új alapokra helyeződött, egységesebben és szervezettebben lehetne megoldani a nemzetközi egyesületekben való tagságot, valamint az ezekben való közreműködést. A gyakorlatban egy-egy ilyen nemzetközi szervezet tagságát az érdekelt szakcsoportokhoz lehetne kapcsolni, és helyes volna, ha ez látná el a kérdés gondozását.

ERDEY-GRÚZ TIBOR akadémikus, az MTA főtitkára

Engedelmet kérek, hogy mint nem-osztálytag, az osztályülésen felszólalok, de néhány olyan gondolatom van, amely talán nem érdektelen. Úgy vélem, hogy a Műszaki Tudományok Osztályának fejlesztése tekintetében igen jelentékeny lépés volt a szakcsoportok létrehozása és ez nagyon nagy mértékben elő fogja segíteni a továbbiakban a fejlődést. Ezért engedjék meg, hogy két problémát, illetve inkább gondolatot vessek fel.

Az előző hozzászólásokban, de más osztályokon is, felmerült az, hogy az ipari kutatóintézetekben jelentékeny mértékű — mint itt hallottuk — előirásosan húsz százalékos alapkutatás folyik. Más vonalon, így például a Nehéz-

ipari Minisztérium részéről is történtek felmérések, amelyekből kiderült, hogy igen jelentős százalékban a kapacitást erre fordították. Az ipari kutatóintézetekben lényegesen nagyobb százalékban folyik alap kutatás, mint az akadémiai intézetekben, és felmerülhet az a kérdés, hogyan illesztessék ez össze, jó-e ez vagy rossz.

Mindenesetre az nagyon jó, hogy az ipari intézetekben alap kutatás folyik, és azt gondolom, hogy az ipari intézetekben folyó alap kutatás nagyon jól összehangolható az akadémiai intézetekben folyó alap kutatásokkal. Mert hiszen most — ha szabad nagyon egyszerűsíteni, szinte vulgarizálni a kérdést — az ipari intézetekben az alap kutatási témák nagyjából kétféleképpen keletkeznek.

Az egyik esetben úgy, hogy ki van tűzve valamely fejlesztési kutatás vagy alkalmazott kutatás bizonyos kitűzött probléma megoldásához, és kiderül, hogy még az alaptudományi problémák sincsenek megoldva, tehát szükségesek olyan alap kutatások, amelyek valamely kitűzött cél érdekében folynak.

A másik tipikus keletkezésmód az, hogy a kitűzött alkalmazott vagy fejlesztési kutatás „melléktermékeként” merülnek fel gondolatok, amelyeket azután ipari kutatóintézetben alap kutatási témaként feldolgoznak.

Mindkét fajta kutatás fontos és nagyon hasznos. Ha azonban most ezeket, az így kialakult alap kutatási tematikákat a tudomány fejlődésének belső törvényei oldaláról nézzük — hangsúlyozom, hogy csak erről az oldalról nézve — úgy ez bizonyos mértékig eklektikus, mert hiszen nem az alaptudomány belső fejlődéséből adódó tematika ez.

Azt gondolom, hogy az akadémiai alap kutató intézeteknek elsősorban arra kell törekedniük, hogy egy másik metszetben, tehát a tudományok fejlődése belső törvényeiből adódó tematikákat vizsgáljanak, persze nem a gyakorlattól elszakadva, hanem lehetőleg olyan területen, amely a termelés szempontjából is fontos. A fő szempontnak azonban elsősorban annak kell lenni, hogy az ipari kutatóintézetekben folyó alap kutatási témák során megmaradt hasadékok vagy hézagok a tudomány belső fejlődési törvényéből adódó szempontból is betöltsenek. Így remélhető, hogy ez a két hálózat együttműködve, a területnek olyan befedését eredményezi, amely lehetséges és kívánatos.

Hangsúlyozom, hogy ez nagyon sematikus beállítás, mégis nagyon fontos a tekintetben, hogy miként csatlakozzék egymáshoz az ipari kutatóintézetekben és az akadémiai intézetekben folyó alap kutatási munka.

Egyébként rendkívül egészséges és nagyon jó a Műszaki Tudományok Osztályának az a kezdeményezése, hogy az ipari kutatóintézetekben folyó alap kutatásokban együtt kíván működni ezekkel az intézetekkel, és azt gondolom, hogy az ipari minisztériumok részéről tanúsított megértés meg fogja hozni eredményekben gyümölcsét.

Végezetül legyen szabad egy olyan gondolatot felvetnem, ami a konkrét együttműködésre ad talán lehetőséget. Sok jel mutat arra, hogy népgazda-

ságunkban a vegyipar fejlődésének, illetve fejlesztésének a jelen pillanatban egyik szűk keresztmetszete a vegyipari gépészet. Legalábbis vegyész körökben van olyan, eléggé határozott vélemény, hogy a vegyipari gépészet Magyarországon nem áll olyan szinten, aminő a vegyipar kellő ütemű fejlődéséhez szükséges lenne.

Tudom, hogy ez zömében nem kutatási kérdés, de azért talán a Gépészerkezettani Munkaközösség megvizsgálhatná azt, hogy vajon a vegyipari gépészetnek ezen a lemaradásán való segítség céljából nem lenne-e jó kutatásokat végezni és nem lehetne-e e kutatásokkal is hozzájárulni, hogy az egyébként rendelkezésre álló erőforrások segítségével a vegyipari gépészet nagyobb ütemben fejlődhessen és több segítséget tudjon adni a vegyipar fejlesztéséhez.

FONÓ ALBERT levelező tag

Nagy érdeklődéssel hallottam egyrészt GILLEMOT LÁSZLÓ akadémikusnak, másrészt LÉVAI ANDRÁS levelező tagnak azt a megjegyzését, hogy az energetikai gépészetnek tulajdonképpen nincs megfelelő gazdája. Erről a kérdéstről — véleményem szerint — beszélni kell, és ez a legegyszerűbben oly módon történhet meg, hogy a két érdekelt szakcsoport összeül, együtt megtárgyalja ezt a kérdést, és konkrét javaslatokat hoz.

Rá kívánok mutatni arra, hogy az energetikai problémákkal kapcsolatos határkérdések ügyében az Energia Világkonferencia legutóbb, egy évvel ezelőtt, kiküldött egy különleges bizottságot. A bizottságnak a munkája abból a szempontból, hogy bizonyos energetikai területeken a szomszédos területekkel való kooperáció miként oldható meg, rendkívül fontos. A bizottság által elért eredmények vagy részeredmények itt is felhasználhatók és természetesen rendelkezésre is fognak állni.

Amit ERDEY-GRÚZ TIBOR főtitkár a vegyipari gépészetéről mondott, erre is az vonatkozik: a kémikusok bevonása egy ilyen közös megbeszélésbe rendkívül hasznos lenne.

BOGNÁR GÉZA akadémikus, osztálytitkár

LÉVAI ANDRÁS levelező tag felszólalásában felvetette, hogy vajon optimális-e a szakcsoportokon belüli testületek megválasztása. Az bizonyos, hogy nem optimális, azonban rendkívül nehéz a gyakorlatban a felépítésnél a különböző szempontokat az optimális szempontoktól elválasztani. Elvileg helyes lenne az Akadémián belül az egyes csoportoknak az alaptudományok szerinti szervezése, azonban a Műszaki Egyetem szervezete, ebből a szempontból az ipari minisztériumok szervezetét követi. A varsói akadémiai megegyezés kere-

tében folytatott együttműködéseinknél is megfelelőnek találtuk az ilyen formában való csoportosítást. Természetesen nem javasolnám azt, hogy elzárkózzunk ennek az eredetileg kialakult csoportosításnak minden további finomításától, azonban a csoportosítás gyökeres megváltoztatása nem javasolható.

Ezzel kapcsolatban — úgy vélem — KÉZDI ÁRPÁD professzor segített, amikor megállapította, hogy fontosak a szervezeti keretek és törekedjünk is a legjobbak megvalósítására, de mégis a legfontosabb a szervezeti kereteken belül működő kutatómunka.

Fel fogom kérni a Gépészeti és Kohászati, valamint az Automatikai és Energetikai Szakcsoportunkat, hogy vizsgálják meg részint a gépészeti profillal, részint a DR. HORNING ANDOR által felemlített, immár egy évvel ezelőtt is elhangzott, és akkor is általunk helyeselt felvetésnek megfelelően, a különböző gépészeti szakterületek összefogásának kérdését és a népgazdasági szempontból rendkívül fontos technológiai kérdésekkel való foglalkozást. Bár azt hiszem, nem teljesen zárkóztunk el eddig sem a technológiai kérdések elől, hiszen a technológiai kérdések kutatása GELEJI SÁNDOR akadémikus vezetése alatt ma is eredményesen folyik. Mindenesetre ezt a kérdést vizsgálat tárgyává fogjuk tenni.

A kutatási eredmények hasznosítására vonatkozólag elhangzott megjegyzést helyesnek találok. Valóban, ez a téma súlyának nem megfelelően volt a beszámolóban megemlítve, és ha még hozzátesszük azt, amit APRÓ ANTAL miniszterelnökhelyettes a közgyűlési felszólalásában erre vonatkozólag mondott, úgy gondolom, hogy a megjegyzés teljesen indokolt volt.

És most engedtessek meg, hogy egyszerre foglalkozzam a négy bizottság elmarasztalását illetően elhangzottakkal. Úgy gondolom, hogy oka is volt az elmarasztalásnak, mint munkamódszert azonban helyesebbnek tartanám, hogy a plénum előtti elmarasztalást megelőzően felvennők a kapcsolatot az illetékes bizottságokkal és megnéznők a tényleges okokat, illetve kísérletet tennénk a munka megjavítására. Ilyen értelemben tehát a bizottságok munkájának elmarasztalásához a mi központi tevékenységünk elmarasztalását is némiképpen hozzákapcsolhatnám.

Nagyon lényeges az, amit SZIGETI GYÖRGY akadémikus mondott azzal kapcsolatban, hogy a nagy beruházással és költséggel megépült Műszaki Fizikai Kutató Intézet a népgazdasági szempontból legalábbis általunk legmegfelelőbbnek tartott leszűkített profilon és azzal a konkrét célkitűzéssel tevékenykedik, hogy az érdekelt iparág termelésének a stabilitását biztosítsa. Ez ma alapvető kérdés nemcsak a híradástechnikában, hanem minden egyéb területen is.

KOVÁCS KÁROLY PÁL felhívta a figyelmet arra, hogy az ipari kutatóintézetekben elhelyezendő akadémiai témákkal kapcsolatosan szervezeti, pénzügyi nehézségek vannak. Ezeknek a felszámolása részben folyamatban van.

Az Automatizálási Kutató Intézet saját kiutazásainak a kerete nagyságrendben megközelíti az Osztály összes kiutazási keretét, és ezért kellett erre nyomatékosan is felhívni a figyelmet. Ezt a problémát is meg kell majd oldanunk.

VERŐ JÓZSEF akadémikus hozzászólásával kapcsolatban ERDEY-GRÚZ TIBOR főtitkár a közgyűlésen bejelentette, hogy az országos bizottsági rendszer problémáival nem tudunk megbirkózni. Nyilvánvaló azonban, hogy fontos és megoldandó kérdéstről van szó.

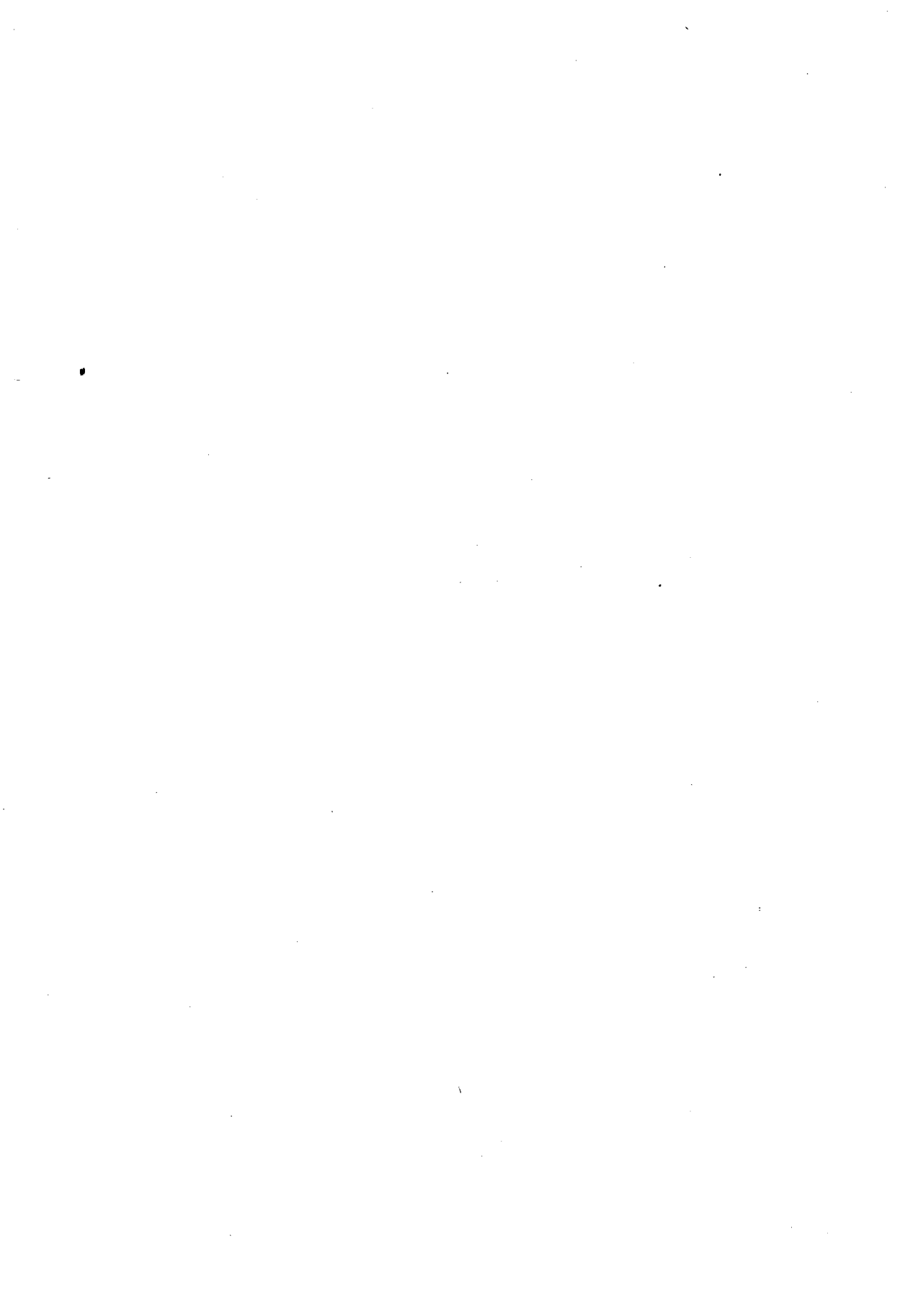
Az országos tudományszervezésnek a kérdése nincs megoldva, annak ellenére, hogy az előző pártkongresszus erre már felhívta a figyelmünket. Kétségtelen, az hogy a koordinációs munka nem megfelelő, ugyanazok az emberek, sőt értékes kutatók vannak megterhelve különböző, egymást átfedő munkát végző bizottságokban. Ezt a kérdést is feltétlenül rendezni kell, mégpedig nem a bizottsági problémán, hanem az országos kutatás-irányítás egységes koncepcióján keresztül.

A megindítandó folyóirattal kapcsolatban tisztázni fogjuk, hogy az Acta Technica szakosításával nem oldhatók-e meg azok a problémák, amelyeket KÉZDI ÁRPÁD professzor felvetett.

A nemzetközi egyesületekben való tagságunkat szervezettebbé kell tennünk, és e célra több anyagi fedezetet kell biztosítanunk, hiszen a nemzetközi egyesületekben való tagságunkat csak megfelelő kapcsolatokon keresztül tudjuk realizálni.

Köszönöm azt, amit ERDEY-GRÚZ TIBOR főtitkár elmondott az Osztály által felvetett két alapvető intézkedésről, a szakcsoportok rendszeréről és az ipari intézetekben folyó alapkutatásokra gyakorlandó módszertani befolyásról, egyetértve a Műszaki Tudományok Osztálya célkitűzéseivel. Úgy vélem ez annak a jele, hogy e célkitűzések megvalósítását valóban elő is fogja segíteni.

Amit a vegyipari gépészettel kapcsolatosan említett, azt egyéb gépészeti problémákkal együtt fogjuk megvizsgálni, és ugyanez vonatkozik FONÓ ALBERT levelező tag felszólalásában foglaltakra is, aki javasolta, hogy az érdekeltek együttes ülés keretében beszéljék meg a problémákat.



RADIÁLHORNYS TURBOGENERÁTOR BANDÁZSSAPKA-RENDSZERÉNEK SZILÁRDSÁGI SZÁMÍTÁSA

HUSZÁR ISTVÁN

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA

és

SZEKERES ANDRÁS

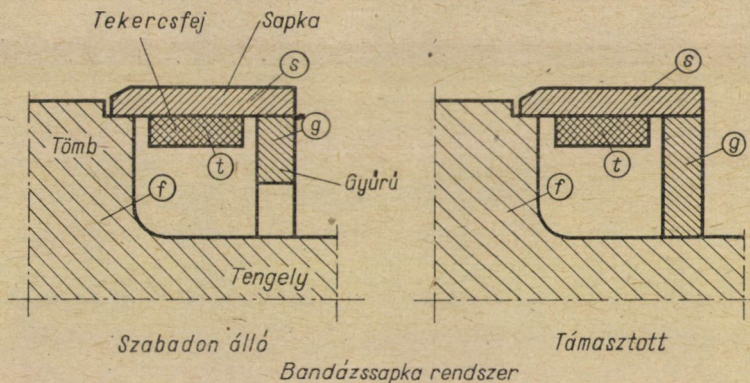
GANZ VILLAMOSÁGI MŰVEK

[Beérkezett 1965. szeptember 17-én]

A bandázssapka a turbogenerátor egyik mechanikailag legjobban igénybevett eleme. Szilárdsági ellenőrzésére számítási módszert dolgoztunk ki. Előbb a bandázssapka rendszer erőjátékát tisztáztuk a szerelés, forgás, melegedés és forgás-melegedés üzemállapotoknak megfelelően, majd az egyes alkatrészek mértékadó feszültségeit állapítottuk meg.

I. Bevezetés

Radiálhornyos turbógenerátorok tekercsfejének lefogására elterjedt módszer a bandázssapka alkalmazása. A villamosipar többféle megoldást használ, amelyek mind két alapesetre vezethetők vissza (1. ábra). A szabadon álló

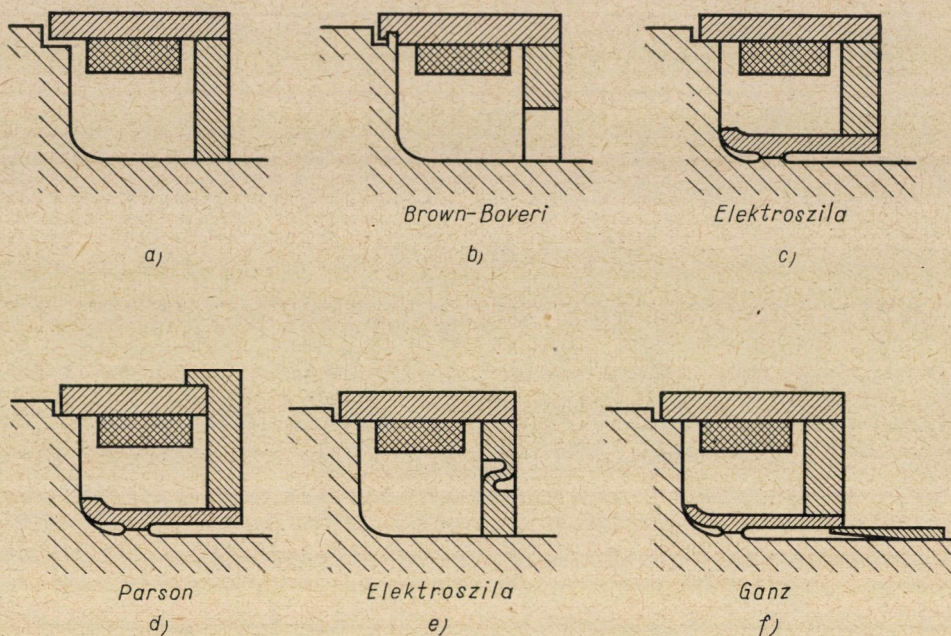


1. ábra

fendszer hátránya, hogy az axiális erőket a sapka és a tömb közötti illesztőfelületen fellépő súrlódásnak kell felvenni. A támasztott rendszernél viszont a rorgás során a tömb és a tengely relatív elfordulása miatt a gyűrűn váltakozó erőhatás adódik át a sapkára. E hátrányok kiküszöbölésére a szabadon álló és a támasztott rendszernek is több, továbbfejlesztett megoldása alakult ki (2. ábra) [1].

II. A sapkarendszer számítása

A szilárdsági számítást a 2f. ábra szerinti kialakításra építjük fel, miután az 1. és 2. ábrán bemutatott összes többi felfogható úgy, mint ennek különleges esete.



2. ábra

A sapkarendszert a 3. ábra szerint sematizáljuk. A sapkát (s) és a csöve-
(c) hajlításra is dolgozó rugalmas, állandó vastagságú hengeres héjnak tekintjük, vastagságuk alatt a közepes vastagságot értve. A rugót (r) az alkotóirányú felhasítások miatt (7. ábra) befogott tartókból állónak tekintjük. A gyűrűt (g) és a tömb (f) megfelelő részeit átfúrt tárcsának vesszük. A tekeresfejek (t) centrifugális erejét körszimmetrikusnak és a sapka belső felülete mentén egyenletesen megoszónak tekintjük.

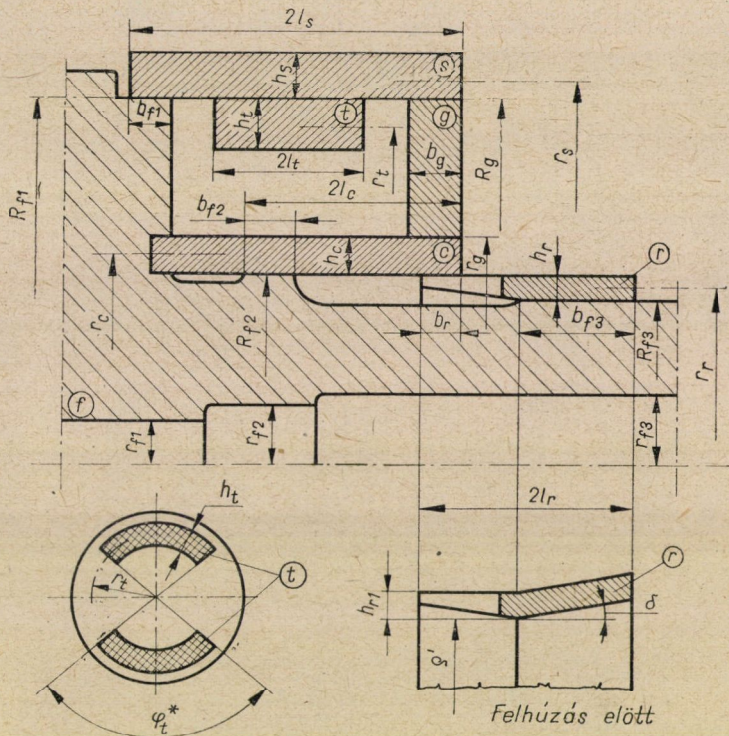
Külön-külön vizsgáljuk a szerelési (o), forgási (ω), melegedési (ϑ) és üzemi ($\omega\vartheta$) állapotot.

Mivel a bandázssapka-rendszer statikailag határozatlan szerkezet, az erőjáték tisztázásához deformációs összefüggéseket is fel kell használni. Ennek megfelelően először az elmozdulásokkal foglalkozunk, az erőjáték kiszámítása után pedig a kritikus helyeken fellépő feszültségeket határozzuk meg.

1. Elmozdulások

Szerelés (o). A 4. ábrán az egyes alkatrészek láthatók összeszerelés előtt. Ekkor a sapka és a tengely között s_{10} , a sapka és a gyűrű között s_{20} , a gyűrű és a cső között s_{30} , a cső és a rugó között s_{40} , továbbá a cső és a tengely között s_{50} túlfedés van, amelyeket a 4. ábrán felnagyítva kirajzoltunk. Összeszerelés

során egyrészt az egyes alkatrészek deformációi, másrészt az érintkezési helyeken ébredő erők ezekkel a túlfedésekkel kapcsolatosak. Az ábra alapján felírhatjuk a következő deformációs összefüggéseket:



3. ábra

$$s_{10} = w_{10} - u_{10},$$

$$s_{20} = w_{20} - u_{20},$$

$$s_{30} = -w_{30} + u_{30},$$

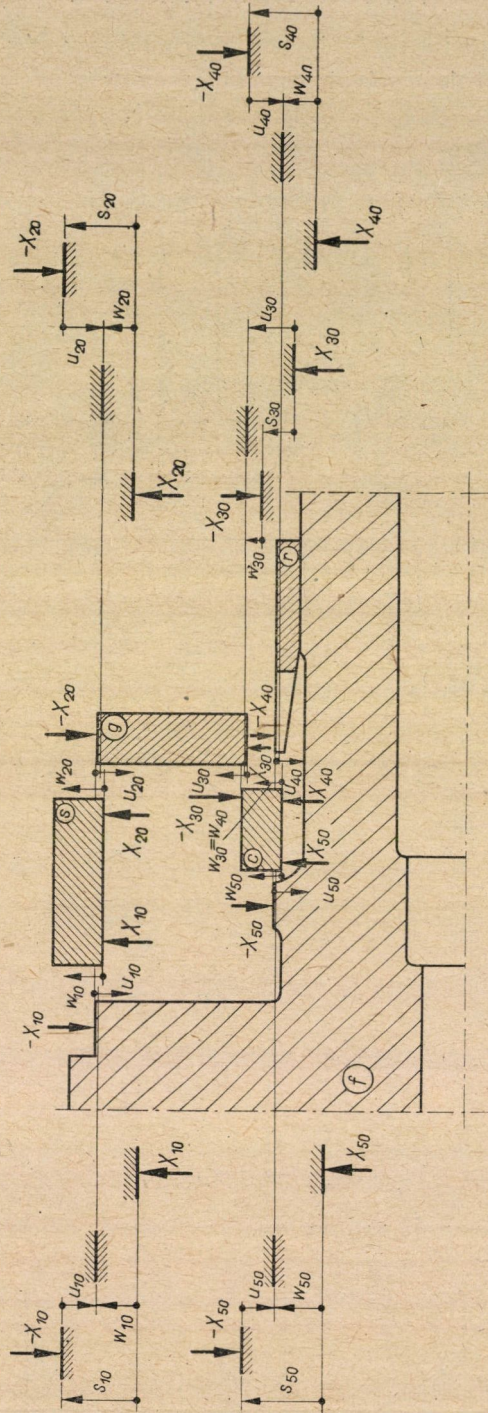
$$s_{40} = w_{40} - u_{40},$$

$$s_{50} = w_{50} - u_{50}.$$

(1')

Foglaljuk össze az elmozdulásokat az

$$s_0 = \begin{bmatrix} s_{10} \\ s_{20} \\ s_{30} \\ s_{40} \\ s_{50} \end{bmatrix}, \quad w_0 = \begin{bmatrix} w_{10} \\ w_{20} \\ -w_{30} \\ w_{40} \\ w_{50} \end{bmatrix}, \quad u_0 = \begin{bmatrix} u_{10} \\ u_{20} \\ -u_{30} \\ u_{40} \\ u_{50} \end{bmatrix}$$

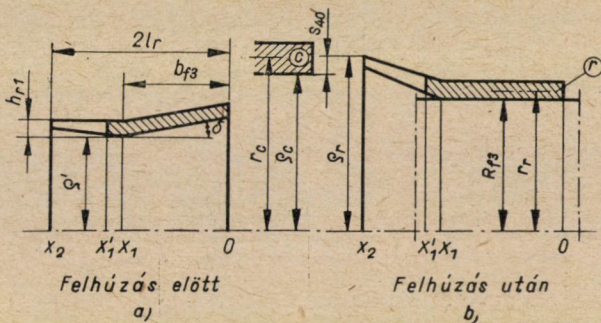


4. ábra

vektorba. Ekkor az (1') összefüggés a következő egyszerű formában írható:

$$s_0 = w_0 - u_0 \tag{1}$$

Az s_0 vektor komponensei közül s_{10} , s_{20} , s_{30} és s_{50} értéke a géprajzokról közvetlenül leolvasható; s_{40} viszont a tengelyre felhúzott rugóra vonatkozik, így meghatározást a gyártási adatokból külön el kell végezni.



5. ábra

A rugót felmelegítve húzzák fel a tengelyre (5. ábra). Kihülés közben az Ox_1 kúpos szakasz x_1 pontja körül az x_2 rugóvég kibillen és a szerelés előtti $\varrho' + h_{r1}$ sugárról ϱ_r sugárra kerül. Feltéve, hogy a tengely R_{f3} sugarú részének deformációja elhanyagolható a rugóéhoz képest:

$$\varrho_r = R_{f3} + \kappa(2 \cdot l_r - b_{f3}) \tan \delta + h_{r1}.$$

A κ tényezővel vesszük figyelembe, hogy a rugó x_1x_2 szakasza nem tud szabadon deformálódni az Ox_1 szakasszal való kapcsolata miatt. (κ értékét a gyártási és a felhúzás utáni geometriai méretekből egyszerűen lehet számítani.) A keregett túlfedés

$$s_{40} = \varrho_r - \varrho_c,$$

ahol ϱ_c a cső gyártási mérete a rugóval való érintkezés helyén.

Forgás (ω). Az egyes alkatrészek a centrifugális erő hatására elmozdulnak. Ezt az alakváltozást két lépésben lehet előállítani. Képzeljük el először az egyes alkatrészeket egymástól függetlenül forgó állapotban deformálódva (a megfelelő deformációk, amelyek szabadon való forgáskor keletkeznének, felül ω indexszel vannak jelölve), majd ilyen állapotban hajtsuk végre az összeszerelést. Az elmozdulásokra érvényes lesz most a 6. ábra szerint az

$$s_\omega = w_\omega - u_\omega \tag{2}$$

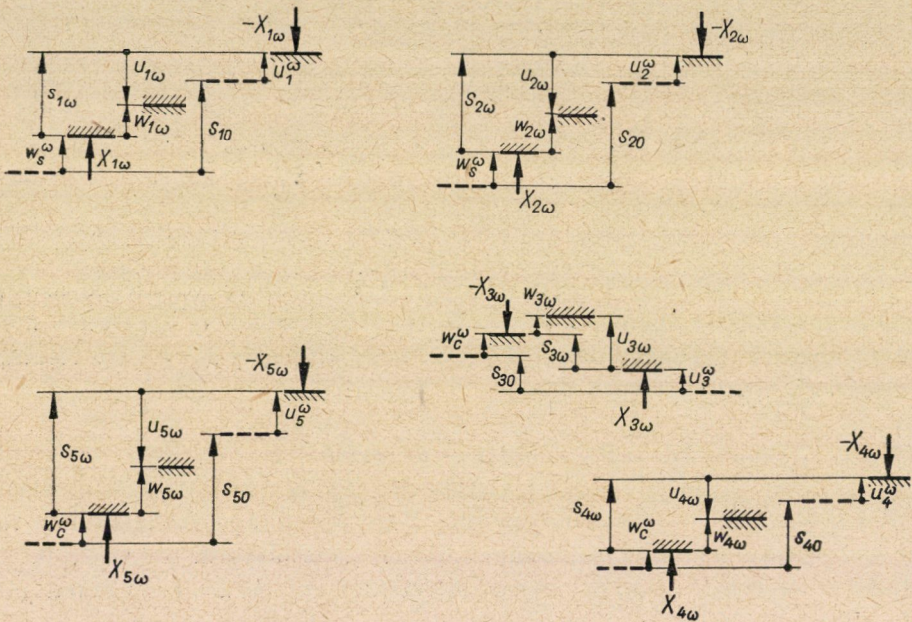
összefüggés, ahol

$$\mathbf{s}_\omega = \begin{bmatrix} s_{1\omega} \\ s_{2\omega} \\ s_{3\omega} \\ s_{4\omega} \\ s_{5\omega} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}_\omega = \begin{bmatrix} w_{1\omega} \\ w_{2\omega} \\ -w_{3\omega} \\ w_{4\omega} \\ w_{5\omega} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u}_\omega = \begin{bmatrix} u_{1\omega} \\ u_{2\omega} \\ -u_{3\omega} \\ u_{4\omega} \\ u_{5\omega} \end{bmatrix}.$$

\mathbf{s}_ω azonban a 6. ábra szerint meghatározható; \mathbf{s}_0 , valamint a szabad forgáshoz tartozó deformációkat összefoglaló \mathbf{w}^ω és \mathbf{u}^ω vektor segítségével az

$$\mathbf{s}_\omega = \mathbf{s}_0 - \mathbf{w}^\omega + \mathbf{u}^\omega \quad (3)$$

összefüggés alapján.



6. ábra

A

$$\mathbf{w}^\omega = \begin{bmatrix} w_s^\omega \\ w_s^\omega \\ -w_c^\omega \\ w_c^\omega \\ w_c^\omega \end{bmatrix} \quad \text{és} \quad \mathbf{u}^\omega = \begin{bmatrix} u_1^\omega \\ u_2^\omega \\ -u_3^\omega \\ u_4^\omega \\ u_5^\omega \end{bmatrix}$$

vektorok komponenseit a következő módon számítjuk:

A szabad forgásnak megfelelő deformáció a sapkánál két részből tevődik össze. Egyik a saját centrifugális erőből, a másik a tekeresfejek centrifugális

erejéből adódik. A tekercsfejekre ható centrifugális erő a 3. ábra jelöléseivel

$$C_t = 2 \frac{\gamma_t}{g} (2l_t r_t \varphi_t h_t) r_t \omega^2.$$

Ezt a sapka palástfelülete mentén egyenletesen eloszló terhelésnek véve, a radiális megoszló erőrendszer

$$p_t = \frac{C_t}{2l_s 2r_s \pi} = \frac{\gamma_t \varphi_t l_t r_t^2}{g \pi l_s r_s} h_t \omega^2 = p_{t0} \omega^2.$$

Tehát a deformáció, vékony csőként felfogva [2],

$$w_s^{\omega} = \frac{\gamma_s}{g} \frac{r_s^3}{E_s} \omega^2 + \frac{p_{t0} r_s^2}{E_s h_s} \omega^2.$$

A cső deformációja, szintén vékony csőként felfogva, a 3. ábra jelöléseivel

$$w_c^{\omega} = \frac{\gamma_c}{g} \frac{r_c^3}{E_c} \omega^2.$$

Az u_1^{ω} , u_2^{ω} , u_3^{ω} és u_5^{ω} deformációkat úgy számítjuk, hogy a forgórész megfelelő részeit, valamint a gyűrűt átfúrt tárcsaként kezeljük [2]. Jelentse γ , E és ν a szóban forgó anyag faj súlyát, rugalmassági tényezőjét és Poisson-tényezőjét, g a nehézségi gyorsulást. A 3. ábra jelöléseivel a tengely 1-es helyén

$$u_1^{\omega} = \frac{\gamma_f}{g} \frac{R_{f1}^3}{E_f} \omega^2 \frac{1}{4} [1 - \nu_f + k_{f1}^2 (3 + \nu_f)],$$

ahol

$$k_{f1} = \frac{r_{f1}}{R_{f1}}.$$

A gyűrű külső pontjainak elmozdulása

$$u_2^{\omega} = \frac{\gamma_g}{g} \frac{R_g^3}{E_g} \omega^2 \frac{1}{4} [1 - \nu_g + k_g^2 (3 + \nu_g)],$$

ahol

$$k_g = \frac{r_g}{R_g}.$$

A gyűrű belső pontjaira pedig

$$u_3^{\omega} = \frac{\gamma_g}{g} \frac{r_g R_g^2}{E_g} \omega^2 \frac{1}{4} [3 + \nu_g + k_g^2 (1 - \nu_g)].$$

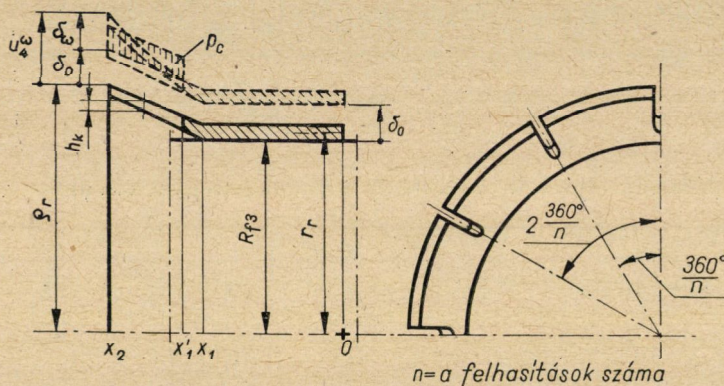
A tengely 2-vel jelölt helyén

$$u_5^\omega = \frac{\gamma_f}{g} \frac{R_{f2}^3}{E_f} \omega^2 \frac{1}{4} [1 - \nu_f + k_{f2}^2 (3 + \nu_f)],$$

ahol

$$k_{f2} = \frac{r_{f2}}{R_{f2}}.$$

A rugó x_2 végének elmozdulása két részből tevődik össze (7. ábra). Egyrészt a tengelyen ülő Ox_1 rész elmozdul az R_{f3} sugarú tengelyszakasz ki-



7. ábra

tágulása miatt δ_0 értékkel (feltételezzük, hogy a rugó és a tengely forgás közben sem válik el), másrészt az x_1x_2 szakasz a saját centrifugális erő, mint megoszló terhelés hatására kihajlik δ_ω értékkel. δ_0 -t az előbbieik alapján

$$\delta_0 = \frac{\gamma_f}{g} \frac{R_{f3}^3}{E_f} \omega^2 \frac{1}{4} [1 - \nu_f + k_{f3}^2 (3 + \nu_f)]$$

összefüggéssel számítjuk, ha a tengely megfelelő szakaszát megint átfúrt tárcsának vesszük. Itt

$$k_{f3} = \frac{r_{f3}}{R_{f3}}.$$

Az x_1x_2 szakaszra ható centrifugális erőnek megfelelő sugárirányban működő, x tengellyel párhuzamos vonal mentén megoszló terhelés a 7. ábra alapján

$$P_c = \frac{1}{n} \frac{\gamma_r}{g} (2\pi r_r h_k) r_r \omega^2,$$

ahol n az alkotóirányú felhasítások száma és γ_r a rugó anyagának a faj súlya. Ennek felhasználásával a kihajlás [2]

$$\delta_\omega = \frac{\overline{p_c x_1' x_2'}^4}{8 I_k E_r}$$

ahol I_k a felhasításnak megfelelő konzolrésznek az $x_1'x_2'$ szakaszon számított átlagos másodrendű nyomatéka. Ezek alapján tehát a rugó vég elmozdulása szabad forgás esetén

$$u_4^\omega = \delta_0 + \delta_\omega = \frac{\gamma_f}{g} \frac{R_{f3}^3}{E_f} \omega^2 \frac{1}{4} [1 - \nu_f + k_{f3}^2 (3 + \nu_f)] + \frac{\overline{p_c x_1' x_2'}^4}{8 I_k E_r}$$

Melegedés (ϑ). Az egyes alkatrészek a túlmelegedés hatására kitágulnak. A forgási állapotnál elmondottak mintájára itt is két lépéssel állíthatjuk elő a deformációt a 6. ábra szerint, az ω index helyére ϑ indexet téve. (A szabadon levő alkatrészek melegedésének megfelelő deformációk felül ϑ^* indexszel vannak jelölve.) Az elmozdulásokra az

$$s_\vartheta = w_\vartheta - u_\vartheta \tag{4}$$

összefüggés érvényes, ahol

$$s_\vartheta = \begin{bmatrix} s_{1\vartheta} \\ s_{2\vartheta} \\ s_{3\vartheta} \\ s_{4\vartheta} \\ s_{5\vartheta} \end{bmatrix}, \quad w_\vartheta = \begin{bmatrix} w_{1\vartheta} \\ w_{2\vartheta} \\ -w_{3\vartheta} \\ w_{4\vartheta} \\ w_{5\vartheta} \end{bmatrix}, \quad u_\vartheta = \begin{bmatrix} u_{1\vartheta} \\ u_{2\vartheta} \\ -u_{3\vartheta} \\ u_{4\vartheta} \\ u_{5\vartheta} \end{bmatrix}.$$

s_ϑ meghatározható s_0 és a szabad melegedésnek megfelelő deformációkat összefoglaló w_ϑ és u_ϑ vektorok segítségével a 6. ábra alapján a következő összefüggés szerint:

$$s_\vartheta = s_0 - w^\vartheta + u^\vartheta. \tag{5}$$

A

$$w^\vartheta = \begin{bmatrix} w_s^\vartheta \\ w_s^\vartheta \\ -w_c^\vartheta \\ w_c^\vartheta \\ w_c^\vartheta \end{bmatrix} \quad \text{és} \quad u^\vartheta = \begin{bmatrix} u_1^\vartheta \\ u_2^\vartheta \\ -u_3^\vartheta \\ u_4^\vartheta \\ u_5^\vartheta \end{bmatrix}$$

vektorok komponenseinek kiszámításánál feltételezzük, hogy az egyes alkatrészek szerelési állapothoz képesti ϑ túlmelegedése egyenletes. Az α hőtágulási együtthatóval, valamint a 3. ábra jelöléseivel a sapkánál

$$w_s^\vartheta = r_s \alpha_s \vartheta_s ;$$

a csőnél

$$w_c^\vartheta = r_c \alpha_c \vartheta_c ;$$

a tengely 1-gyel jelölt helyén

$$u_1^\vartheta = R_{f1} \alpha_f \vartheta_f ;$$

a gyűrűnél kívül

$$u_2^\vartheta = R_g \alpha_g \vartheta_g ;$$

a gyűrűnél belül

$$u_3^\vartheta = r_g \alpha_g \vartheta_g ;$$

és a tengely 2-vel jelölt helyén

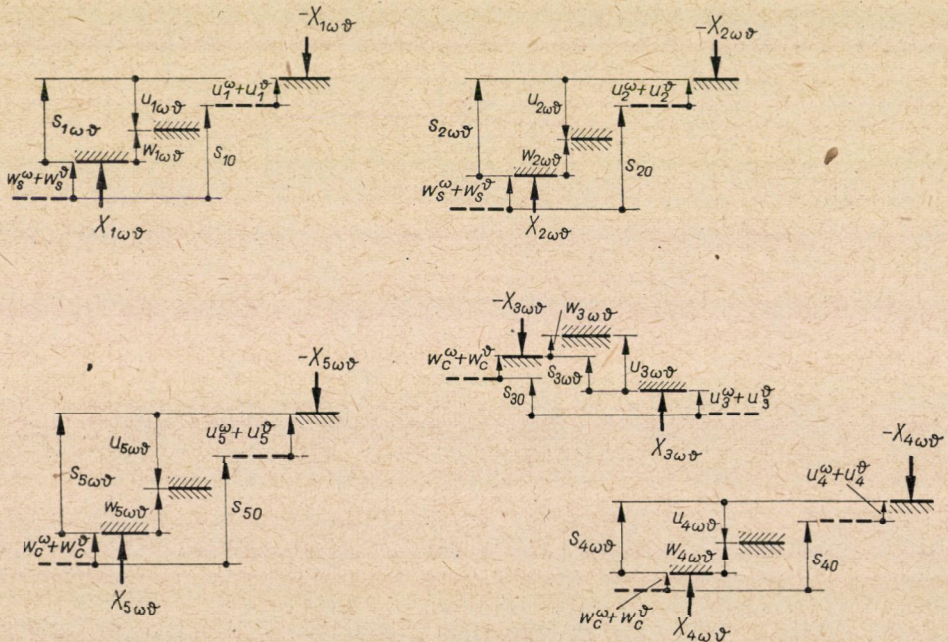
$$u_5^\vartheta = R_{f2} \alpha_f \vartheta_f .$$

A rugó szabad melegedés hatására történő elmozdulása egyenlő az R_{f3} sugarú tengelyszakasz elmozdulásával (feltételezve, hogy elválás ebben az üzemiállapotban sem keletkezik), azaz

$$u_4^\vartheta = R_{f3} \alpha_f \vartheta_f .$$

Üzem ($\omega\vartheta$). Az üzemi, tehát egyidejű forgási és melegedési állapotnak megfelelő összefüggéseket az előbbieket alapján közvetlenül felírhatjuk (8. ábra). Egrészét

$$s_{\omega\vartheta} = w_{\omega\vartheta} - u_{\omega\vartheta} , \tag{6}$$



8. ábra

ahol

$$\mathbf{s}_{\omega\vartheta} = \begin{bmatrix} s_{1\omega\vartheta} \\ s_{2\omega\vartheta} \\ s_{3\omega\vartheta} \\ s_{4\omega\vartheta} \\ s_{5\omega\vartheta} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{w}_{\omega\vartheta} = \begin{bmatrix} w_{1\omega\vartheta} \\ w_{2\omega\vartheta} \\ -w_{3\omega\vartheta} \\ w_{4\omega\vartheta} \\ w_{5\omega\vartheta} \end{bmatrix}, \quad \mathbf{u}_{\omega\vartheta} = \begin{bmatrix} u_{1\omega\vartheta} \\ u_{2\omega\vartheta} \\ -u_{3\omega\vartheta} \\ u_{4\omega\vartheta} \\ u_{5\omega\vartheta} \end{bmatrix}.$$

Másrészt

$$\mathbf{s}_{\omega\vartheta} = \mathbf{s}_0 - \mathbf{w}^\omega + \mathbf{u}^\omega - \mathbf{w}^\vartheta + \mathbf{u}^\vartheta. \quad (7)$$

2. Erőjátékok

A kis felfekvési szélességek miatt az illesztőfelületeken fellépő erők axiális irányú megoszlásától eltekinthetünk, csak az erdőjükkal számolunk, melyeket a kerületen megoszlóknak fogunk fel.

Szerelés (o). w_0 és u_0 deformációkat a 4. ábra alapján határozhatjuk meg az X_{10}, \dots, X_{50} erőkkal. A sapka w_{10} és w_{20} deformációit az X_{10} és X_{20} erő szabja meg:

$$\begin{aligned} w_{10} &= \beta_{11} X_{10} + \beta_{12} X_{20}, \\ w_{20} &= \beta_{21} X_{10} + \beta_{22} X_{20}. \end{aligned}$$

A cső w_{30}, w_{40} és w_{50} elmozdulásai pedig $-X_{30}, X_{40}$ és X_{50} erőkkal

$$\begin{aligned} w_{30} &= -\beta_{33} X_{30} + \beta_{34} X_{40} + \beta_{35} X_{50} = w_{40}, \\ w_{50} &= -\beta_{53} X_{30} + \beta_{54} X_{40} + \beta_{55} X_{50}. \end{aligned}$$

A forgórész I-gyel jelölt helyének u_{10} deformációja $-X_{10}$ erővel számolva

$$u_{10} = -\alpha_1 X_{10}.$$

A gyűrű u_{20} és u_{30} elmozdulása kívül és belül $-X_{20}$ és X_{30} erő hatására

$$\begin{aligned} u_{20} &= -\alpha_2 X_{20} + \alpha_{23} X_{30}, \\ u_{30} &= -\alpha_{32} X_{20} + \alpha_3 X_{30}. \end{aligned}$$

A rugó deformációja a terhelő $-X_{40}$ erővel

$$u_{40} = -\alpha_4 X_{40}.$$

A forgórész 2-vel jelölt helyén a $-X_{50}$ erő kapcsán

$$u_{50} = -\alpha_5 X_{50}.$$

összefüggés érvényes. Az α_{i0} és β_{ij} értékek az egységnyi X_{i0} erőrendszerhez tartozó elmozdulások, azaz rugóállandók. Meghatározásukat a Rugóállandók című szakasz tartalmazza.

Foglaljuk össze a rugóállandókat a

$$\mathbf{B} = \begin{bmatrix} \beta_{11} & \beta_{12} & 0 & 0 & 0 \\ \beta_{21} & \beta_{22} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \beta_{33} & -\beta_{34} & -\beta_{35} \\ 0 & 0 & -\beta_{43} & \beta_{44} & \beta_{45} \\ 0 & 0 & -\beta_{53} & \beta_{54} & \beta_{55} \end{bmatrix}$$

és az

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} -\alpha_1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\alpha_2 & \alpha_{23} & 0 & 0 \\ 0 & \alpha_{32} & -\alpha_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & -\alpha_4 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\alpha_5 \end{bmatrix}$$

mátrixokba, az erőket pedig az

$$\mathbf{X}_0 = \begin{bmatrix} X_{10} \\ X_{20} \\ X_{30} \\ X_{40} \\ X_{50} \end{bmatrix}$$

vektorba. Ekkor a felírt összefüggések (w_0 és u előbbi kifejezéseivel) a következő egyszerű formában írhatók:

$$w_0 = \mathbf{B} \mathbf{X}_0 \quad (8)$$

és

$$u_0 = \mathbf{A} \mathbf{X}_0. \quad (9)$$

A (8) és (9) összefüggést az (1) egyenletbe helyettesítve, az

$$s_0 = (\mathbf{B} - \mathbf{A}) \mathbf{X}_0 \quad (10)$$

egyenletet kapjuk, amelyből X_0 meghatározható. Ennek komponensei az egyes illesztőfelületeken szereléskor fellépő erők.

Forgás (ω). A 6. ábra és az előbbieket alapján, valamint az erőknek az

$$\mathbf{X}_\omega = \begin{bmatrix} X_{1\omega} \\ X_{2\omega} \\ X_{3\omega} \\ X_{4\omega} \\ X_{5\omega} \end{bmatrix}$$

vektorban való összefoglalásával felírhatjuk a

$$\mathbf{w}_\omega = \mathbf{B} \mathbf{X}_\omega \quad (11)$$

és

$$\mathbf{u}_\omega = \mathbf{A} \mathbf{X}_\omega \quad (12)$$

összefüggéseket. Majd a (11) és a (12) összefüggést a (2) egyenletbe helyettesítve, megkapjuk a forgás közben az illesztőfelületeken ébredő erők számítására alkalmas összefüggést:

$$\mathbf{s}_\omega = (\mathbf{B} - \mathbf{A}) \mathbf{X}_\omega \quad (13)$$

Melegedés (ϑ). Definiálva a melegedésnél fellépő erőket összefoglaló

$$\mathbf{X}_\vartheta = \begin{bmatrix} X_{1\vartheta} \\ X_{2\vartheta} \\ X_{3\vartheta} \\ X_{4\vartheta} \\ X_{5\vartheta} \end{bmatrix}$$

vektort, a 6. ábra alapján az előbbiekkal teljesen azonosan felírhatjuk az elmozdulások és erők kapcsolatát:

$$\mathbf{w}_\vartheta = \mathbf{B} \mathbf{X}_\vartheta, \quad (14)$$

$$\mathbf{u}_\vartheta = \mathbf{A} \mathbf{X}_\vartheta. \quad (15)$$

Majd a (4) összefüggés felhasználásával

$$\mathbf{s}_\vartheta = (\mathbf{B} - \mathbf{A}) \mathbf{X}_\vartheta. \quad (16)$$

Üzem ($\omega\vartheta$). Az előbb mondottak alapján (8. ábra).

$$\mathbf{w}_{\omega\vartheta} = \mathbf{B} \mathbf{X}_{\omega\vartheta} \quad (17)$$

és

$$\mathbf{u}_{\omega\vartheta} = \mathbf{A} \mathbf{X}_{\omega\vartheta}, \quad (18)$$

valamint a (6) összefüggéssel

$$\mathbf{s}_{\omega\vartheta} = (\mathbf{B} - \mathbf{A}) \mathbf{X}_{\omega\vartheta}. \quad (19)$$

A (19) egyenlet segítségével tehát meghatározhatók az üzem közben az illesztőfelületeken fellépő erők, vagyis az

$$\mathbf{X}_{\omega\vartheta} = \begin{bmatrix} X_{1\omega\vartheta} \\ X_{2\omega\vartheta} \\ X_{3\omega\vartheta} \\ X_{4\omega\vartheta} \\ X_{5\omega\vartheta} \end{bmatrix}$$

vektor komponensei.

3. Rugóállandók

A sapka és a cső rugóállandóit a héjelmélet alapján számítjuk [3], mégpedig az éleken működő radiális, vonalmentén megoszló terhelésnek megfelelően, a szimmetria és a felcserélhetőségi tétel felhasználásával. A sapkára

$$\beta_{11} = \beta_{22} = B_s(\sinh \mu_s \cosh \mu_s - \sin \mu_s \cos \mu_s),$$

$$\beta_{12} = \beta_{21} = B_s(\sinh \mu_s \cos \mu_s - \cosh \mu_s \sin \mu_s).$$

Itt

$$B_s = \frac{2}{E_s} \sqrt{\frac{r_s^3}{h_s^3}} \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}}{\sinh^2 \mu_s - \sin^2 \mu_s}$$

és

$$\mu_s = \frac{2l_s}{\sqrt{h_s r_s}} \sqrt[4]{3(1-\nu_s^2)}.$$

E_s és ν_s a sapka anyagának rugalmassági és Poisson tényezője; r_s , l_s és h_s a 3. ábrán bekottázott méretek. A csőre

$$\beta_{33} = \beta_{44} = \beta_{55} = B_c(\sinh \mu_c \cosh \mu_c - \sin \mu_c \cos \mu_c),$$

$$\beta_{53} = \beta_{54} = \beta_{35} = B_c(\sinh \mu_c \cos \mu_c - \cosh \mu_c \sin \mu_c).$$

Itt

$$B_c = \frac{2}{E_c} \sqrt{\frac{r_c^3}{h_c^3}} \frac{\sqrt[4]{3(1-\nu_c^2)}}{\sinh^2 \mu_c - \sin^2 \mu_c}$$

és

$$\mu_c = \frac{2l_c}{\sqrt{h_c r_c}} \sqrt[4]{3(1-\nu_c^2)}.$$

E_c és ν_c a cső anyagának rugalmassági és Poisson tényezője, a méretek pedig a 3. ábrán láthatók.

A forgórészt és a gyűrűt vastagfalú csőnek tekintve számítjuk a rugóállandókat [2]. A forgórész 1-gyel jelölt helyén a 3. ábra és az előzőleg bevezetett jelölések alapján

$$\alpha_1 = \frac{R_{f1}}{E_f b_{f1}} \left(\frac{1 + k_{f1}^2}{1 - k_{f1}^2} - \nu_f \right).$$

A gyűrű külső átmérőjére

$$\alpha_2 = \frac{R_g}{E_g b_g} \left(\frac{1 + k_g^2}{1 - k_g^2} - \nu_g \right),$$

illetve

$$\alpha_{23} = \frac{R_g}{E_g b_g} \frac{2k_g^2}{1 - k_g^2}.$$

I. táblázat

A sapkán fellépő feszültségek

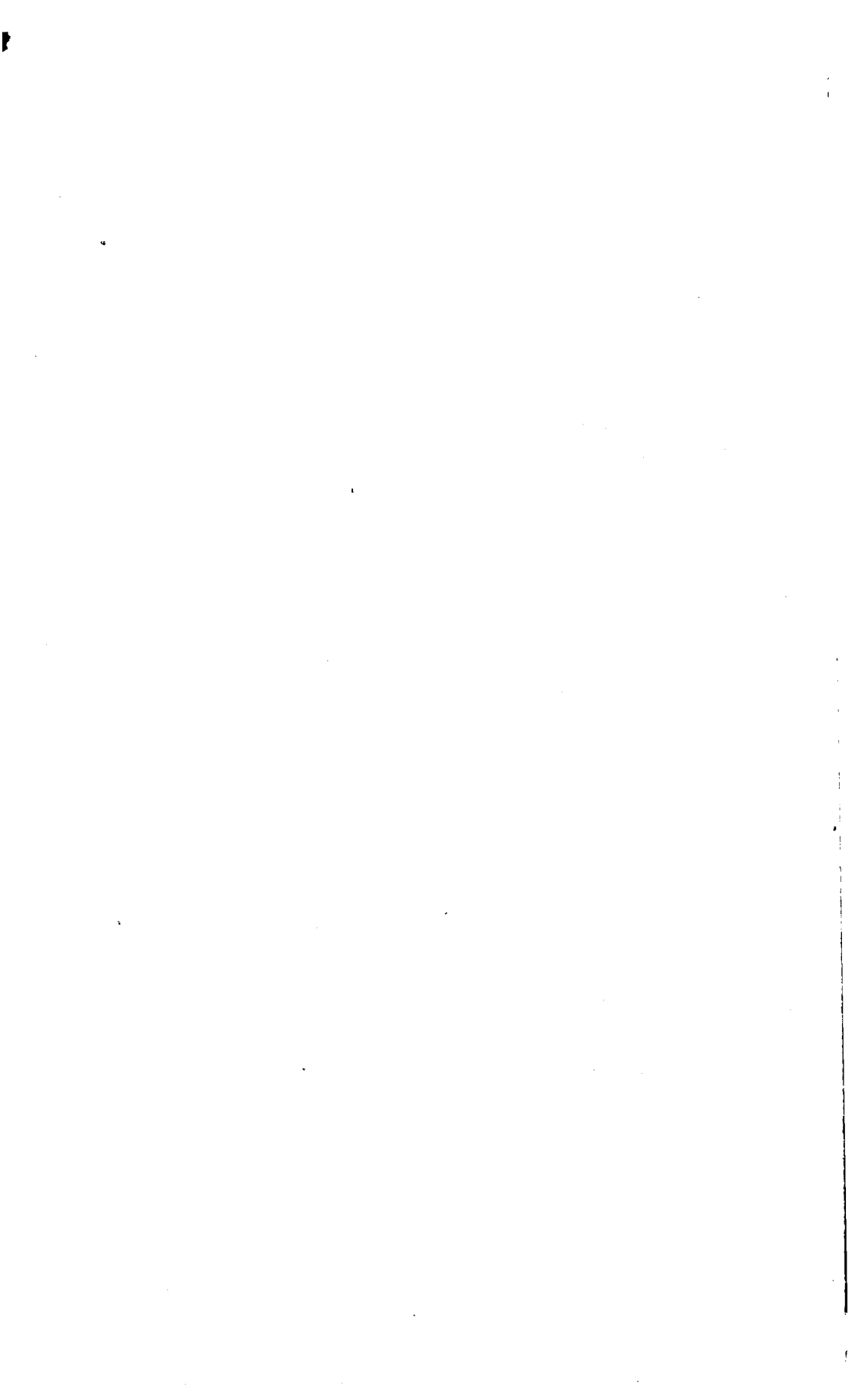
Középen	Axiális (hajlító) feszültség	$\sigma_a = \frac{6}{h_s^2} \frac{2 l_s}{\mu_s} \frac{\sinh \frac{\mu_s}{2} \sin \frac{\mu_s}{2}}{\sinh \mu_s + \sin \mu_s} (X_1 + X_2)$
	Tangenciális (forgásból eredő) feszültség	$\sigma_t = \frac{\gamma_s}{g} r_s \omega^2$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2 + \sigma_t \sigma_a }$
A tömboldalon	Tangenciális (hajlító) feszültség	$\sigma_t = \frac{E_s}{r_s} (w_1 + w_1^w) = \frac{E_s}{r_s} (\beta_{11} X_1 + \beta_{12} X_2 + w_1^w)$
	Radiális (forgásból eredő) feszültség	$\sigma_r = - \frac{1}{b_{f1}} X_1$
	Redukált feszültség	$\sigma_t = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$
A gyűrűoldalon	Tangenciális (hajlító) feszültség	$\sigma_t = \frac{E_s}{r_s} (w_2 + w_2^w) = \frac{E_s}{r_s} (\beta_{21} X_1 + \beta_{22} X_2 + w_2^w)$
	Radiális feszültség	$\sigma_r = - \frac{1}{b_g} X_2$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$



II. táblázat

A csövön fellépő feszültségek

Középen	Axiális (hajlító) feszültség	$\sigma_a = \frac{6}{h_c^2} \frac{2l_c}{\mu_c} \frac{\sinh \frac{\mu_c}{2} \sin \frac{\mu_c}{2}}{\sinh \mu_c + \sin \mu_c} (-X_3 + X_4 + X_5)$
	Tangenciális (forgásból eredő) feszültség	$\sigma_t = \frac{\gamma_c}{g} r_c \omega^2$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2 + \sigma_t \sigma_a }$
A gyűrűoldalon kívül	Tangenciális feszültség	$\sigma = \frac{E_c}{r_c} (w_3 + w_3^w) = \frac{E_c}{r_c} (-\beta_{33} X_3 + \beta_{34} X_4 + \beta_{35} X_5 + w_3^w)$
	Radiális feszültség	$\sigma = -\frac{1}{b_g} X_3$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$
A gyűrűoldalon belül	Tangenciális feszültség	$\sigma_t = \frac{E_c}{r_c} (w_4 + w_4^w) = \frac{E_c}{r_c} (-\beta_{43} X_3 + \beta_{44} X_4 + \beta_{45} X_5 + w_4^w)$
	Radiális feszültség	$\sigma_r = -\frac{1}{b_r} X_4$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$
A tömb oldalon	Tangenciális feszültség	$\sigma_t = \frac{E_c}{r_c} (w_5 + w_5^w) = \frac{E_c}{r_c} (-\beta_{53} X_3 + \beta_{54} X_4 + \beta_{55} X_5 + w_5^w)$
	Radiális feszültség	$\sigma_r = -\frac{1}{b_{f2}} X_5$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2 - \sigma_t \sigma_r}$



III. táblázat

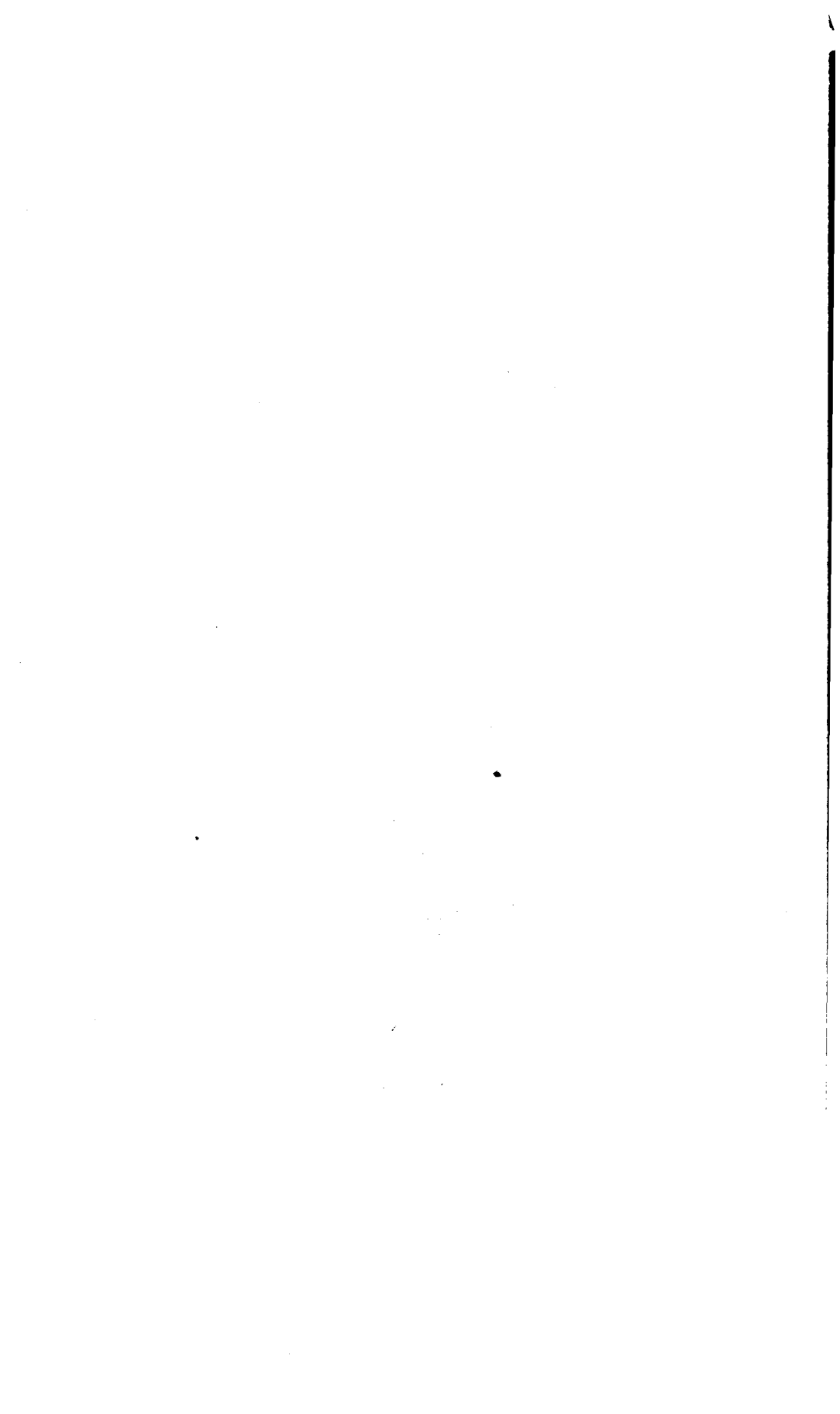
A központosító gyűrűn fellépő feszültségek

Bélül	Tangenciális feszültség	$\sigma_t = \frac{2}{b_g} \frac{k_g^2}{1-k_g^2} X_3 - \frac{1}{b_g} \frac{1+k_g^2}{k-k_g^2} X_2 + \frac{\gamma_g}{g} R_g^2 \frac{\omega^2}{4} [(3+\nu_g)k_g^2 + (1-\nu_g)]$
	Radiális feszültség	$\sigma_r = -\frac{1}{b_g} X_2$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2} - \sigma_t \sigma_r$
Kívül	Tangenciális feszültség	$\sigma_t = \frac{1}{b_g} \frac{1+k_g^2}{1-k_g^2} X_3 - \frac{2}{b_g} \frac{1}{1-k_g^2} X_2 + \frac{\gamma_g}{g} R_g^2 \frac{\omega^2}{4} [3+\nu_g + k_g^2(1-\nu_g)]$
	Radiális feszültség	$\sigma_r = -\frac{1}{b_g} X_3$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_r^2} - \sigma_t \sigma_r$

IV. táblázat

A rugó feszültségeik

Az X'_1 helyen	Tangenciális feszültség	$\sigma_t = \frac{E_r}{R_{f3}} \left[R_{f3} - \varrho' + \frac{\gamma_f}{g} R_{f3}^3 \omega^2 \frac{1}{4} \frac{1-\nu_f + k_{f3}^2(3+\nu_f)}{E_f} \right]$
	Axiális (hajlító) feszültség	$\sigma_a = \frac{p_c x'_1 x_2 e'_k}{2 I_{k'}} - \frac{2 \pi r_r \overline{x'_1 x_2 e'_k}}{I'_k} X_4$
	Redukált feszültség	$\sigma = \sqrt{\sigma_t^2 + \sigma_a^2} - \sigma_t \sigma_a$



A gyűrű *belső* átmérőjére

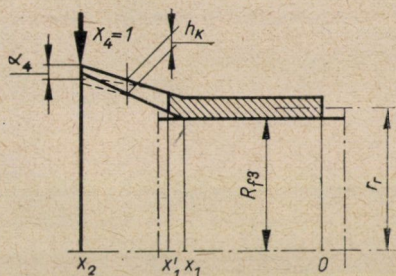
$$a_{32} = \frac{r_g}{E_g b_g} \frac{2}{1 - k_g^2},$$

illetve

$$a_3 = \frac{r_g}{E_g b_g} \left(\frac{1 + k_g^2}{1 - k_g^2} + \nu_g \right).$$

A forgórész R_{f2} sugarú részére

$$a_5 = \frac{R_{f2}}{E_f b_{f2}} \left(\frac{1 + k_{f2}^2}{1 - k_{f2}^2} - \nu_f \right).$$



9. ábra

A rugó α_4 rugóállandóját, befogott tartónak véve, határozhatjuk meg a 7. és 9. ábra alapján [2].

$$\alpha_4 = \frac{2\pi r_r \frac{1}{x'_1 x_2}}{3 I_k E_r}.$$

Összefoglalva tehát a különféle állapotokban fellépő erőket az

$$s = (B - A) X \quad (20)$$

összefüggésből számíthatjuk. Itt s jelenti az egyes állapothoz tartozó és a gyártási adatokból, valamint a (3), (5), (7) kifejezésekkel meghatározható fedéseket; B és A a 302. oldalon értelmezett mátrixok; X pedig a kérdéses állapothoz tartozó erőket foglalja össze.

4. Feszültségek

Az erők ismeretében az egyes alkatrészekben ébredő feszültségeket az idevonatkozó irodalom alapján egyszerűen számíthatjuk, ezért a részleteket mellőzzük. A sapkát és a csövet héjnak tekintjük, a tengelyt és a gyűrűt forgó

vastagfalú csőként kezeljük [3], [2]. Bemutatjuk a veszélyes helyeken fellépő feszültségek számítására szolgáló összefüggéseket, de az egyes üzemállapotokat jelentő indexeket az egyszerűség kedvéért elhagyjuk. A redukált feszültségeket Huber—Mises—Hencky elmélete alapján számítjuk (I, II, III. és IV. táblázat).

III. A számítás programja*

Az előzőkből látható, hogy a számítás végrehajtása bonyolult. Mivel pedig az esetek többségében csak többszöri próbálkozással nyerjük az optimális megoldást, ugyanakkor figyelembe kell venni a gyártási tűréseket is, a számítás jelentékeny időt vesz igénybe. Ezért érdemes a számítást számológépre vinni. Ennek megfelelően elkészült a program, éspedig a *National Elliott 803* elektronikus digitális számológépre.

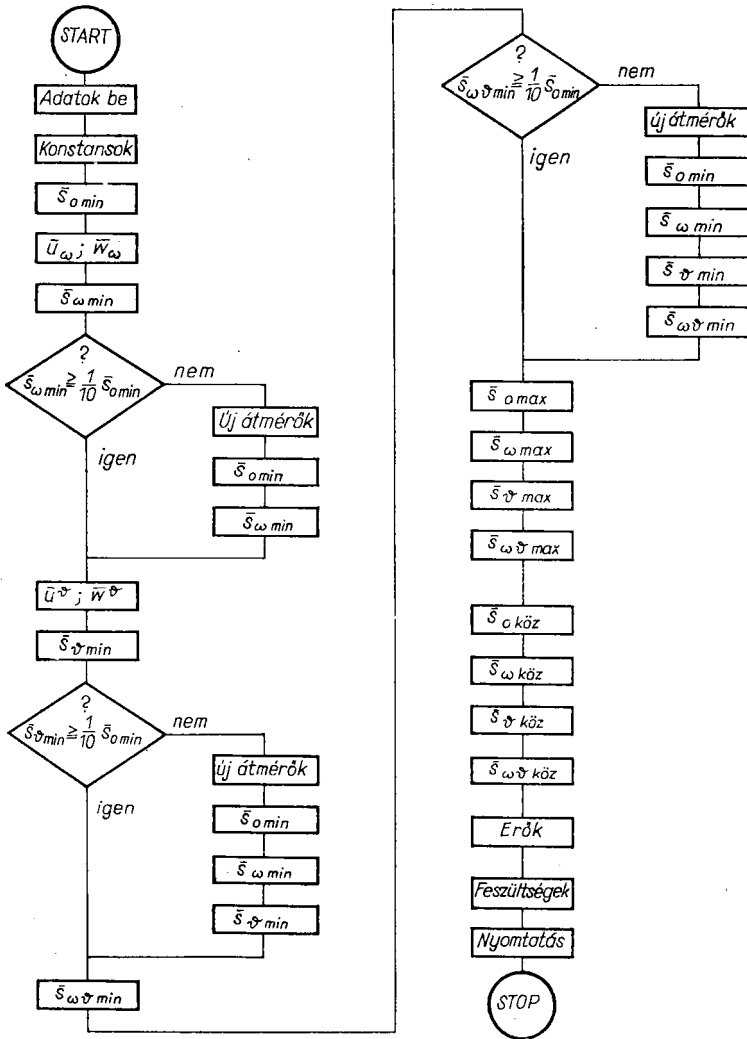
A program makro felépítése a 10. ábrán látható. A gép az adatszagról bevitt geometriai méretek, anyagállandók és egyéb állandók felhasználásával először kiszámítja az üzemállapottól nem függő konstansok értékét. Ezután meghatározza az s_0 vektor komponenseinek (szerelési túlfedéseknek) minimális értékét, figyelembe véve a gyártási tűréseket. A w^0 és u^0 vektor komponenseinek (szabadon forgó alkatrészek deformációinak) kiszámítása után kerül sor az s_0 vektor komponenseinek (forgási túlfedéseknek) minimumára. Ha ezek közül valamelyik nem teszi ki a szerelési túlfedések legalább 10%-át, akkor a megfelelő (kiindulásul felvett) átmérő megváltoztatására és ezzel együtt a szerelési és forgási túlfedés újbóli meghatározására kerül sor. Ezután kiszámítja a w^0 és u^0 vektorok komponenseit, azaz a szabadon melegedő alkatrészek deformációit és ezekkel a minimális melegedési túlfedéseket (s^0). Ha az üzemi (forgás melegedési együttes) túlfedések ($s_{\omega\theta}$) minimumai kisebbek, mint a szerelési 10%-a, akkor a megfelelő átmérők megváltoztatására és ezekkel a minimális túlfedések újbóli számítására kerül sor. Ezután kiszámítja a maximális és közepes túlfedéseket. Majd az ezekhez tartozó erőket (X) és feszültségeket határozza meg mind a négy üzemállapotban. Végül kinyomtatja a megváltoztatott átmérőket, a túlfedéseket és feszültségeket.

IV. Zárószó

Az előzőekben a 2f. ábra szerinti rendszerre mutattuk be a számítási módszert. Ennél a kivitelnél az öt illeszkedési helynek megfelelően az elmozdulásokat, erőket és feszültségeket 5 dimenziós vektorokba foglaltuk. A 2. ábra többi megoldására a módszer úgy alkalmazható, hogy a kivitelnek megfelelően

* Itt mondunk köszönetet DETTRICH ÁRPÁD programozó-matematikusnak a program ellenőrzéséért és a kipróbálásnál nyújtott segítségéért.

az 5 dimenziós vektorok 1, 2 vagy 3 komponensét 0-nak vesszük. A mátrixok elemeinek meghatározásakor hasonlóan értelemszerű változtatást eszközölünk.



10. ábra

A leírt számítási módszer behatóbb képet ad a bandázssapka-rendszer szilárdsági viszonyairól, mint a korábban alkalmazott módszerek [1, 4–8]. Mint minden közelítő számításhoz, úgy itt is célszerű egyrészt ellenőrző szilárdsági méréseket végezni, másrészt a szokásosnál kiterjedtebb anyagvizsgálatot, annál is inkább, mivel a bandázssapka szilárdsági szempontból a turbogenerátor egyik legkényesebb eleme.

A sapkát állandó vastagságú hengeres héjnak tekintettük. Azonban a végeken a keresztmetszetei mások, mint középen. Továbbá a tekercsfejek centrifugális erejének megoszlását az egész sapka felületére egyenletesnek vettük és elhanyagoltuk a tömb és tengelyvég relatív elfordulása miatt ébredő aszimmetrikus igénybevételt. A csövet és a gyűrűt a szellőző hornyok és furatok miatt csak durván közelíthetjük állandó vastagságú hengeres héjjal, illetve középen átfúrt, állandó vastagságú tárcsával. A rugó — mely keményedő jelleggel a tömb és tengely relatív elfordulása miatt keletkező többlet terhelés csökkentésére szolgál — feladatának megfelelő sajátos kialakítása miatt számítással csak közelítéssel követhető. Az illeszkedő felületeknél szokásos átmeneteknél feszültségcsúcsok lépnek fel, amelyeket számítással csupán nehezen határozhatunk meg. A gyártási sajátfeszültségeket pedig csak méréssel lehet megállapítani.

IRODALOM

1

1. HUSZÁR ISTVÁN: Bandázssapka-rendszer szilárdsági számítása. *Ganz Villamosági Közlemények* (1965), 2.
2. MUTNYÁNSZKI ÁDÁM: Szilárdságtan. Tankönyvkiadó, Budapest 1957.
3. BIEZENO—GRAMMEL: Technische Dynamik, I. Springer, Berlin 1953.
4. Villamosgépek, V. Szerkezettan (Szerkesztette: LISKA JÓZSEF). Tankönyvkiadó, Budapest 1954.
5. SCHWERIN, E.: Zur Festigkeitsberechnung massiver Wicklungskappen elektrischer Maschinen. *ETZ* (1931).
6. КРАСОВСКИЙ, Б. Н.: Вопросы прочности электрических машин. Изд. Академии Наук СССР, Москва 1951.
7. KELLENBERG, W.: Zur Festigkeitsberechnung der Rotorkappen von Turbogeneratoren. *Brown Boveri Mitteilungen* 45 (1958).
8. HÜTTE IV. A., Elektrotechnik; Teil A. 28. Auflage, Berlin 1957.

A KAVITÁCIÓS ERÓZIÓ INTENZITÁSA ÉS LÉPTÉKHATÁSA

VARGA JÓZSEF
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA

és

SEBESTYÉN GYULA
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA
BUDAPESTI MŰSZAKI EGYETEM

[Beérkezett 1965. december 3-án]

Szerzők a zárt körfolyamú hidrodinamikus csatornában végzett kísérleteik néhány fontosabb eredményét ismertetik. Az eredményeket az inkubációs szakasz végén mérhető súlyvesztés alapján egy, a kavitációs erózió intenzitását jellemző energetikai paraméterben foglalják össze. A paraméter az időegység alatt erodált kritikus anyagmennyiségnek és a kavitációt okozó test áramlási ellenállási teljesítményének viszonya. Szerzők a kritikus anyagmennyiségre vonatkozóan is érvényesnek találták az általuk korábban igazolt $\tau v^5 = \text{konst.}$ összefüggést, amely a roncsolás ezt követő szakaszában is érvényes. Anyagszilárdsági tulajdonságokra vonatkozó megfontolások miatt az inkubációs periódus végét jellemző kritikus anyagmennyiséget veszik figyelembe. A szerzők végül bemutatják, hogy ez az energetikai paraméter geometriailag hasonló mérőterek esetében a geometriai léptékszám meghatározására is alkalmas.

I. Bevezetés

A kavitációs erózióval kapcsolatosan végzett kiterjedt vizsgálatokat különböző berendezésekben — főleg magnetostrikiós, forgótárcsás és áramlási csatornáknál — végeztek elsősorban abból a célból, hogy különböző anyagoknak a kavitációval szembeni relatív ellenállását klasszifikálják. Csak kevés kísérlet történt arra vonatkozóan, hogy a különböző berendezéseken kapott eredményeket egymással összefüggésbe hozzák és még kevesebb arra vonatkozóan, hogy az eredmények és a hidraulikai viszonyok közötti kapcsolatot is megteremtse.

Nyilvánvaló, hogy ez a kérdés szorosan összefügg a kavitációs erózió intenzitásának kérdésével, amit mindeztideig nem sikerült elfogadható módon tisztázni, sőt még definiálni sem [1]. A kavitációs erózió intenzitásának meghatározásában a legnagyobb nehézséget az okozza, hogy a kísérletek folyamán az idő függvényében felvett súlyvesztés (vagy térfogatvesztés) görbéknél az időegységre eső súly-, ill. térfogatvesztés nem állandó, hanem az idő függvényében változik. Ezenfelül azt sem szabad figyelmen kívül hagyni, hogy az erózió előrehaladásakor maga a vizsgált anyag is megváltoztatja fizikai állapotát, ami természetesen az anyagjellemzők változását is maga után vonja.

Az előbbieken körvonalazott problémákat végig gondolva, úgy tűnik, hogy a kérdést csak energetikai megfontolásokkal lehet megközelíteni. Ebben

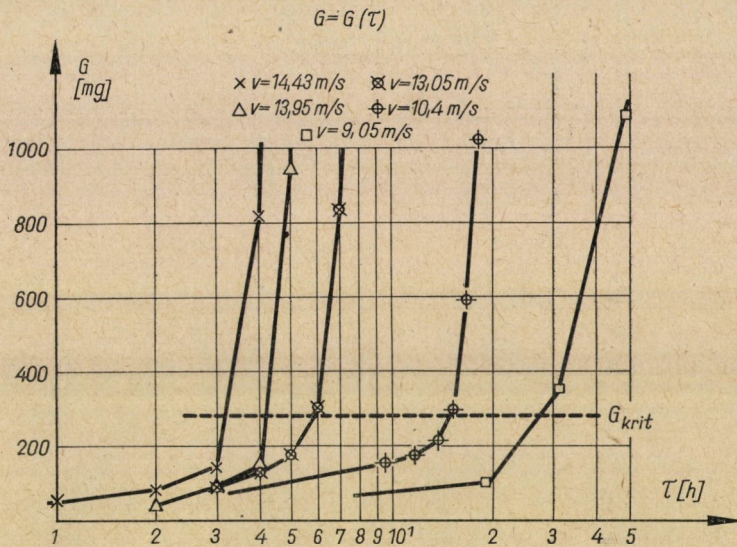
az irányban, ha kis számban is, már történtek próbálkozások. Így pl. GOVINDA RAO [2] olyan dimenzió nélküli paramétert javasolt, amelyben az erodált anyag eltávolításához szükséges energiát az összeroppanó buborékok energiájához viszonyítja. THIRUVENGADAM [3] bemutatta, hogy előbbi koncepció — mely az anyagok arányossági határát használta mint mechanikai jellemzőt — azonos tisztaságú, de különböző mechanikai szilárdságú alumínium anyagoknál ugyan helyesnek bizonyult, de különböző egyéb fémeknél nem, és ezért a koncepció módosítására tett javaslatot. Az általa javasolt kavitációs sérülési számba (cavitation damage number) az anyagok törési munkáját (strain-energy) vette fel az arányossági határ helyett, azonban a maximális buborék sugarat tartalmazó és vitatható nevező változatlan maradt. Ezt megelőzőleg VARGA, CSERNAVSZKIJ és SHALNEV [4] rámutattak arra, hogy a SHALNEV által már korábban javasolt energetikai paraméter [5] tulajdonképpen a kontrakciós munka (specifikus törési munka, azaz az az energia, amit az anyag térfogategysége felemészt a teljes törésig) [6] reciprok értéke, és ezért az energetikai paraméter alkalmas összehasonlító bázist képez. A fémek térfogategységre vonatkoztatott törési munkája ui. nem függ a törést előidéző erők fajtájától és gyakorlatilag független attól, hogy a töréshez szükséges munkát hány egymás után következő igénybevétel meríti ki, és ez minden anyagra nézve állandó értékű. Olyan fémeknél tehát, amelyek kémiai korrózióra kavitáció hatására nem hajlamosak, az energetikai paraméter lehetővé teszi, hogy kölcsönös viszonyt határozzunk meg a kavitációs eróziós hatások és a törési munkák között.

Előbbi gondolatmenet alkalmasnak látszik arra, hogy olyan, a kavitációs erózió intenzitására jellemző energetikai paramétert állítsunk fel, amely a kísérleti időtől független, az anyagtulajdonságoknak a kísérleti idő alatti változását gyakorlatilag kiküszöböli és az áramlási viszonyokkal összefüggésben áll.

II. Az inkubációs periódusban erodált kritikus anyagmennyiség

Szerzők korábbi kísérletei, amelyeket zárt körfolyamú hidrodinamikusan csatornába beépített mérőtérben körhengermodellekkel végeztek [7], arra az eredményre vezettek, hogy az inkubációs periódus végét jelző ún. *kritikus anyagmennyiség értéke független az áramlási sebességtől* (1. ábra) és csak a geometriai méretektől függ, mint modellátmérő, a mérőtér méretei, a kavitációs zóna hossza (ami a kavitációs számot is egyértelműen meghatározza [8, 9]). Ezt ólom, majd alumínium próbatestekkel végzett kísérletek igazolták. Ugyanezt igazolták szerzőknek ama kísérletei is, amelyeket a sebesség hatványkitevőjének tisztázása érdekében folytattak, és azt találták, hogy a kritikus erodált

anyagmennyiségre és a kritikus anyagmennyiséget meghaladó állandó erodált anyagmennyiségekre a $\tau v^5 = \text{konst.}$ összefüggés érvényes, ahol τ a kísérleti idő, v az áramlási sebesség [10]. Azt is bemutatták, hogy a hatványkitevő értéke a kritikus erodált anyagmennyiség elérése előtti inkubációs periódusban 5-nél kisebb és változó értékű, továbbá, hogy a hatványkitevő csak az inkubációs periódus végén a kritikus erodált anyagmennyiség elérésekor éri el a konstans 5 értéket. Előbbi körülmény lehetővé teszi az inkubációs szakasz

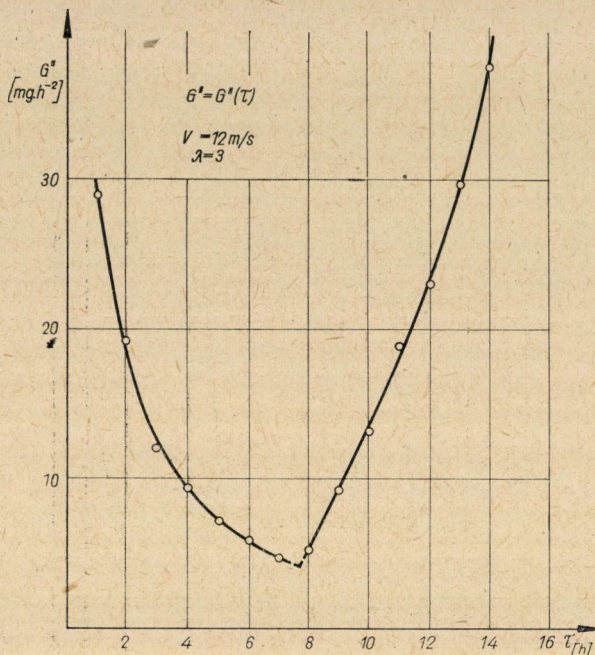


1. ábra. Az eróziós súlyvesztés (G) a vizsgálati időtartam (τ) függvényében különböző áramlási sebességeknél

végének megállapítását, de még pontosabban határozható ez meg a G/τ^2 görbék felrajzolásával (2. ábra). A szóban forgó kísérletek azt is bizonyították, hogy az időegység alatti súlyvesztés az inkubációs periódusban állandó értékű, tehát nem időfüggő.

Előbbi eredmények arra utalnak, hogy a kavitációs erózió tanulmányozásakor az inkubációs periódus különös figyelmet érdemel. Egyrészt azért, mert joggal feltételezhető, hogy az inkubációs periódusban az anyag fizikai állapota még alapvetően nem változik meg, hiszen az inkubációs szakaszban az anyag felületén csak kis egyedi kráterek keletkeznek minimális súlyvesztés mellett. Ezért az inkubációs szakasz tekinthető a tiszta, halmozódásmentes (szekundér jelenségektől mentes) valódi kavitációs roncsolási szakasznak. Másrészt azért, mert az előálló, időegységre vonatkoztatott súly-, ill. térfogat-

veszteség az időtől független. Ez a két körülmény arra utal, hogy az inkubációs periódust vizsgálva olyan energetikai paraméter állítható fel, amely a bevezetőben említett követelményeket kielégíti és emellett még a geometriai léptékhatásra vonatkozó következtetésekre is alkalmas.



2. ábra. A $G'' = G/\tau^2$ érték változása a kísérlet időtartamának τ függvényében

III. Az energetikai paraméter és a kavitációs erózió intenzitása

Eróziós vizsgálataink geometriailag hasonló mérőterekben folytak. A mérések során a kavitációs zóna hosszúsága a hengerátmérő háromszorosával volt egyenlő, azaz $l_z = 3d$, tehát a kavitációs zóna relatív (dimenzió nélküli) hosszúsága $\lambda = l_z/d = 3$ állandó értékű volt. A kavitációs zóna hosszúsága és a kavitációs szám között, mint ismeretes, egyértelmű kapcsolat áll fenn [8, 9]. A mérési eredmények többek között annak a megállapítására is vezettek, hogy a különböző méretű, de geometriailag hasonló mérőterekben azonos feltételek mellett végzett kavitációs eróziós kísérleteknél a roncsolt felületek egymáshoz hasonlóak. Célszerűnek látszott tehát az erodált felületeket a vizsgált próbatest valamely jellemző felületéhez viszonyítva, geometriai mértékszámot alkotni. Vonatkoztatási felületként szerzők olyan téglalapot jelöl-

tek ki, amelynek egyik mérete a henger átmérője, a másik pedig a kavitációs zóna hossza. A kísérletek alapján megállapítható volt, hogy az erodált felület mindig arányos ezzel a vonatkoztatási felülettel és az arányszám a geometriai-
lag hasonló mérőtereknél állandó. Ugyanilyen következtetésre jutott GOVINDA RAO [2] is körhengermodellel végzett kísérletei során, ahol azt találta, hogy az erodált felület mindig a kavitációs zóna területével egyenlő. A vonatkoztatási felületet A -val, az egységnyi átmérőjű hengerhez tartozó vonatkoztatási felületet pedig A_0 -val jelölve, az energetikai paraméter

$$e = \frac{\Delta V}{Fv} \cdot \frac{A_0}{A} [\text{mm}^3/\text{kpm}],$$

alakban írható fel, ahol

$\Delta V = G_{\text{krit.}}/\gamma\tau_{\text{krit.}}$, az időegység alatti erodált térfogat, amelyben $G_{\text{krit.}}$, az inkubációs idő végén jelentkező súlyvesztés (ez adott kavitációs zónahossznál a mérőterre jellemző állandó, az áramlási sebességtől független érték); τ_{krit} pedig a kísérleti időtartam (a kritikus súlymennyiség eléréséig);

$F = \Delta C_x v^2 \rho d/2$ az áramlásba helyezett test egységnyi hosszának az ellenállása, ahol ΔC_x a kavitációnélküli és kavitációs áramlásbeli ellenállástényezők különbsége.

Az erózió intenzitására az előbbiekből következő

$$i = \frac{\Delta V}{A} [\text{mm/s}]$$

átlagos mélységi előrehaladási sebesség jellemző. Ha ezt az egységnyi hengerhez tartozó A_0 vonatkoztatási felülettel hozzuk kapcsolatba, akkor a $\Delta V = \Delta V A_0/A$ időegység alatti relatív eróziós térfogatot kapjuk, amelyet az ellenállás teljesítményével (Fv) osztva, ismét az energetikai paraméterhez jutunk.

A javasolt energetikai paraméter nevezőjében az áramlásba merített test egységnyi hosszra vonatkoztatott ellenállásának teljesítménye szerepel. Ennek arányosnak kell lennie a teljesítménnyel, amit az anyag roncsolása abszorbeál, azaz

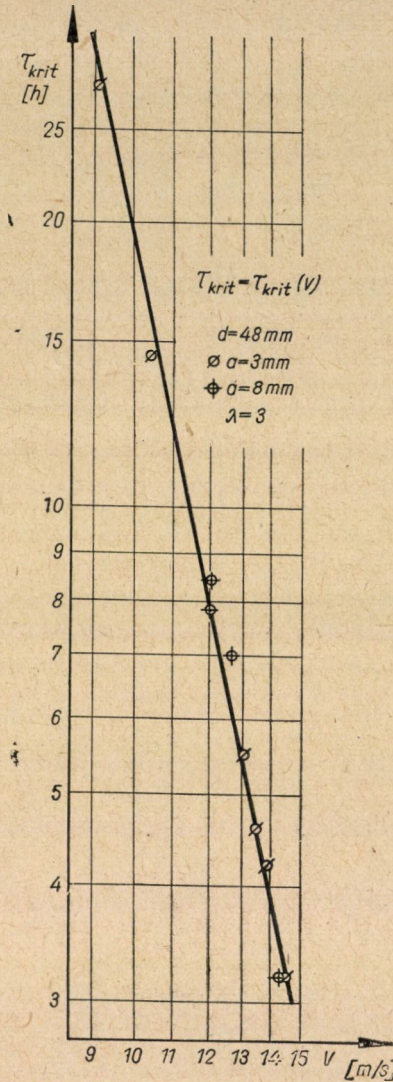
$$P_a = \Delta V E_c,$$

ahol ΔV az időegység alatti térfogatvesztés az inkubációs periódusban, E_c pedig a kontrakciós munka (contraction work). Magnetostrikciós és forgótárcsás berendezésekben ezzel a teljesítménnyel való számolás látszik célszerűnek, azonban áramlási csatornában végzett kísérleteknél az ellenállás teljesítménye a hidraulikai kapcsolatot teremti meg. Mivel a helyesen végzett kísérleteknél ρ , γ , d állandók, továbbá ΔC_x a kritikus Reynolds-szám felett ugyancsak állandónak tekinthető, az energetikai paraméter

$$e = C_1 \frac{\Delta V}{v^3}$$

alakban írható fel, ahol $C_1 = \text{konst.}$ Mivel a kritikus anyagmenyiségre a $\tau v^5 = \text{konst.}$ összefüggés érvényes (3. ábra), az energetikai paraméterre az

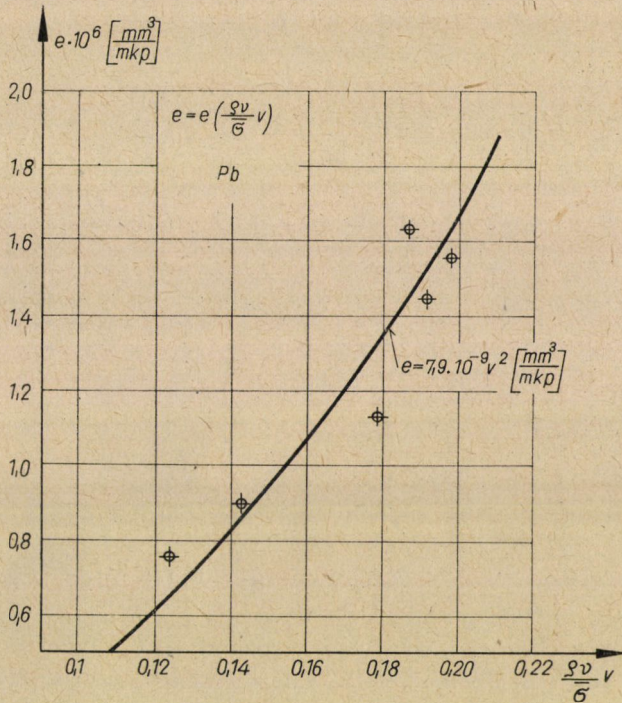
$$e = C v^2$$



3. ábra. Az eróziós roncsolás kritikus ideje (τ_{krit}) az áramlási sebesség (v) függvényében (logaritmikus léptékben); a a próbatest vastagsága

képlet adódik, amit a kísérleti eredmények jól igazolnak. Utóbbi összefüggés egyúttal lehetőséget teremt az áramlási sebesség befolyásának figyelembevételére is. Az energetikai paramétert a Reynolds-szám függvényében is ábrá-

zolhatjuk, azonban célszerűbbnek látszik azt a Weber-szám és a Reynolds-szám hányadosának $(\rho v/\bar{\sigma})v$ függvényében ábrázolni (ahol $\bar{\sigma}$ a felületi feszültséget jelenti,) mert ez a szám a folyadék fizikai tulajdonságaira vonatkozó valamennyi értéket magában foglalja (4. ábra).



4. ábra. Az energetikai paraméter (e) a Weber-szám és a Reynolds-szám hányadosának $(\rho v/\bar{\sigma})v$ függvényében

IV. A geometriai léptékszám

A léptékhatásra vonatkozóan az alábbi gondolatmenet alapján következtethetünk. Abban az esetben, amikor két geometriailag hasonló (1 és 2) mérőtérnél (ahol a modellek jellemző mérete d_1 és d_2) az energetikai paraméterek egyenlők, akkor az előbbieken alapján a következő összefüggés írható fel:

$$e = C \frac{\Delta V_1 A_0}{\Delta C_{x1} d_1 v_1^3 A_1} = C \frac{\Delta V_2 A_0}{\Delta C_{x2} d_2 v_2^3 A_2};$$

állandó kavitációs zónahossznál, pl. $\lambda = 3$ esetében

$$A_1 = 3d_1^2; \quad A_2 = 3d_2^2.$$

Azonos áramlási sebességeknél, azaz a $v_1 = v_2$ esetben, továbbá minthogy a körhengerrel kavitációs áramlásban végzett ellenállásméréseink szerint $\Delta C_{x1} = \Delta C_{x2}$, ezért végeredményben felírható, hogy

$$\frac{\Delta V_1}{d_1^3} = \frac{\Delta V_2}{d_2^3},$$

azaz

$$\Delta V_1 = \Delta V_2 \left(\frac{d_1}{d_2} \right)^3 = \Delta V_2 L^3$$

ahol L a geometriai léptékszámot jelenti. Ezt a léptékhatást az elvégzett kísérletek is igazolták.

Így pl. ólomlemezekkel végzett kísérletek során a kritikus erodált anyagmennyiség értéke 48×200 mm szelvényű mérőtérnél $d = 48$ mm átmérőjű körhengerrel $G_{\text{krit}} = 420$ mg volt. 24×100 mm szelvényű mérőtérnél (SHALNEV mérései szerint) $d = 24$ mm-es körhengerrel $G_{\text{krit}} = 50$ mg-nek adódott. A léptékszám tehát

$$L^3 = \frac{G_{\text{krit. } 48 \times 200}}{G_{\text{krit. } 24 \times 100}} = 8,4.$$

Ebből $L = 2,03$, tehát az elméleti megfontolással jól egyezik.

Meg kell jegyezni, hogy ez a léptékhatás többféle úton is igazolást nyert: ezekről a későbbiekben fogunk beszámolni.

Annak révén, hogy az előbbiekben ismertetett módon az áramlási sebesség befolyását is figyelembe vettük, tulajdonképpen a vizsgált anyag mechanikai igénybevételének körülményeire is tekintettel voltunk. Az anyagok feszültségi igénybevételének meghatározásához ui. két paraméter szükséges, az igénybevétel frekvenciája és amplitúdója. Korábbi dolgozatunkban [11] kimutattuk, hogy a körhengerről leváló örvények frekvenciája az áramlási sebességgel arányos, tehát a sebesség az anyag igénybevételének a frekvenciáját is tartalmazza. Az igénybevétel amplitúdója viszont a nyomástól függ, ami a kavitációs számban ugyancsak adott.

IRODALOM

1. KNAPP, R. T.: Present Status of Cavitation Research. *Mech. Engineering* 76 (1954), Sept.
2. GOVINDA RAO, N. S.—THIRUVENGADAM, A.: Prediction of Cavitation Damage. *Journ. Hydr. Div. Proceed. of the ASCE* 87 (1961), No. Hy. 5.
3. THIRUVENGADAM, A.: A Unified Theory of Cavitation Damage. *Trans. of ASME. Journ. of Basic Eng.* (1963), Sept.
4. Варга, И. И., —Чернянский, Б. А.—Щальнев, К.К.: О методе исследования масштаба эрозии. *ЖПМТФ* (1963), № 3.
5. Щальнев, К. К.: Энергетический параметр и масштабный эффект кавитационной эрозии. *Изв. А.Н. СССР ОИИ* (1961), № 5.

6. GILLEMOT, L.—SINAY, G.: Die Brucharbeit als Werkstoffkenngrösse. *Acta Techn. Hung* **22** (1958), 1—2.
7. VARGA, J.—SEBESTYÉN, GY.: Investigation of Cavitation Erosion in the Incubation Stage (at press).
8. SILBERMAN, E.—SONG, C. S.: Instability of Ventilated Cavities. *Journ. of Ship Res.* (1961), Jun.
9. VARGA, J.—SEBESTYÉN, GY.: Experimental Investigations of Some Properties of Cavitating Flow. *Periodica Polytechnica M* **9** (1965), 243—254.
10. VARGA, J.—SEBESTYÉN, GY.: Observations on Cavitation Velocity-Damage Exponent in a Flowing System. *Periodica Polytechnica M* **8** (1964), No. 3.
11. VARGA, J.—SEBESTYÉN, GY.: Determination of the Frequencies of Eddies Shedding from the Circular Cylinder. *Acta Techn. Hung.* **53** (1966), 91—108.

„HASONLÓ” MOTOROK TORZIÓSLENGÉS-ADATAINAK SZÁMÍTÁSA

BALOGH ARTHUR
A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK KANDIDÁTUSA

[Beérkezett 1966. január 7-én]

A számítások gyors elvégzése céljából a gyakorlati eseteknek megfelelően a hasonló jellegű motoroknál megállapítottuk a karakterisztikus egyenlet állandó részlegét, ami csak akkor változhatik, ha a motor valamelyik mozgó része változik, vagy pl. a hengerek számát változtatják. Ilyenképpen a független tömegek figyelembevételével a számítás gyorsan elvégezhető és megállapítható, hogy kivételre alkalmas esetről van-e szó, néhány jellegzetes példán mutattuk be a számítás menetét azzal, hogy ez az eljárás bármely más esetre is alkalmazható.

I. Bevezetés

Az elméleti vizsgálatok csak akkor bizonyulhatnak értékeseknek, ha gyakorlati alkalmazásuknál felmerülő számítások egyszerűsíthetők és gyorsan juthatunk a várt eredményhez. Számptalan olyan problémát ismerünk, amelyek több megoldását közölték és azok nagy többségükben feledésbe merültek, mert gyakorlati szerepük és értékük jelentékteleneknek bizonyult. Mindamelllett az egyes problémákhoz további megoldásokat ismertetnek, mégpedig helyesen, mert olyanok is kerülhetnek elő, amelyek a gyakorlati számítás számára értékesek lehetnek.

Ha a torzióslengéssel összefüggő problémák megoldásain végigtekintünk — ezekről már vaskos kötetek jelentek meg — akkor azt találjuk, hogy, azok zömét a gyakorlat nem szentesítette, tehát feledésbe merültek.

Mi is a torzióslengés esetében a probléma?

Adott esetben fontos a számítások gyors és áttekinthető elvégzése, mert a gyakorlatban elméleti tanulmányokra csak igen kevés idő juthat. Fontos ilyen számításoknál még az is, hogy alkalmazkodjunk a gyártás programjához. A mai gyártást a tömeggyártás jellemzi és így pl. a motoroknál ismert néhány típus, amelynek adatai torzióslengés szempontjából egyszer és mindenkorra ismertek. A feladat most már abban áll, hogy a kivitelezés során jelentkező változásokat csak oly mértékben vegyük figyelembe, hogy a kész anyagot minden további nélkül adottnak vehessük és csak a változásokkal kelljen foglalkozni.

Hasonló motorokon olyan adott típusokat értünk, amelyeken — szükség és kívánság szerint — a hozzácsatolt berendezések változnak.

Ha a kitűzött feladatunkat tovább kívánjuk részletezni, akkor a következőket állapíthatjuk meg:

A motorok tömeggyártása során általában 4 és 6 hengerű motorokat gyártanak soros vagy V alakú henger elrendezéssel. A kívánt egyenlőtlenégi foknak megfelelően megállapítják a lendkerék tehetetlenségi nyomatékát, tehát a méretét. A rendszernek van tengelykapcsolója, amihez kapcsolják pl. a villamosberendezést, vagy a hajó hajtásához szükséges csavart stb.

A csatlakozó berendezésnek többféle változata lehetséges. Így pl. a lendkereket a motorrendszer egyik oldalára, a hajtott részleget pedig a másik oldalára helyezik, de lehetséges mindezeket a motor egyik oldalán is elhelyezni.

A mondottakból következik, hogy a rendszernek két részlege van, mégpedig egy állandó, tehát változatlan, valamint egy, a kívánságnak megfelelő változó részlege. Ha tehát egyszer és mindenkorra megállapítottuk a rendszer karakterisztikus egyenletét, amely az állandó részlegnek felel meg, akkor a változó részleg figyelembevételével a karakterisztikus egyenlet végleges alakját fel lehet írni, ami kétségtelenül a számítás lényeges egyszerűsítését jelenti.

Nem kívánunk e feladattal teljes általánosságban foglalkozni, hanem csupán arra szorítkozunk, hogy néhány gyakorlati példán a számítás menetét bemutassuk.

Számításainkhoz felhasználjuk a szerző „*A torzióslengés karakterisztikus egyenletének diagramja*” c. dolgozatát, amely az *MTA Műszaki Tudományok Osztályának Közleményeiben* jelent meg, 1965-ben.*

E dolgozat kiegészítéséről, ill. annak további gyakorlati alkalmazásáról van szó.

Az említett dolgozatban ismertetett eljárás különösen alkalmas a kitűzött feladat megoldására, mert a merevségi tényezők a hozzájuk kapcsolt tömegek tehetetlenségi nyomatékával külön egységként szerepelnek a karakterisztikus egyenletben, tehát megválasztásuk kezünkben van. Hasonló eset áll a motorikus részlegre is, mert itt ugyancsak a merevségi tényező — a tömegekre jellemző tehetetlenségi nyomaték viszonyyszáma — mint önálló adat szerepel az egyenletben és ennek szerepe, állandó és ugyanazon típusról lévén szó, különösen kedvező a számításra nézve.

A bemutatott példák mintául szolgálnak hasonló számítások elvégzéséhez és ha egyéb — itt nem említett esetről lenne szó — akkor e dolgozatban bemutatott eljárással járhatunk el minden nehézség nélkül.

Felmerülhet az a kérdés, hogy miért használjuk a *hasonló* Diesel-motor elnevezést, amikor a gyakorlatban a *típus* szó az elfogadott és járatos.

Előfordulhat ugyan, hogy csak a motor szerepel mint állandó anyag a számításnál, azonban igen gyakori az az eset, amikor a motor a lendkerékkel együtt szerepel, tehát ezért vezettük be a hasonló motor elrendezést. Sőt to-

* Ld. *MTA VI. Osztály Közleményei* 35 (1965), 293.

vább is mehettünk, mert a motor tengelyén a lendkereken kívül fogaskereket is szerelhetnek, amely lehet oly típusú is, hogy tehetetlenségi nyomatékot nem lehet és nem szabad figyelmen kívül hagyni.

Ismételten hangsúlyozzuk, hogy számításainkban a motor minden a torziósléngés során szerepet játszó és állandónak tekinthető alkatrészét figyelembe vesszük és ezeket a karakterisztikus egyenlet állandó részlegének fogjuk tekinteni.

Az idézett dolgozatban ismertetett módszerrel egy eddig ismeretlen feladattal is lehet foglalkozni. Adottak voltak az eddigi számításokban az u értékekre jellemző tömegek tehetetlenségi nyomatékai, valamint a megfelelő merevségi tényezők és ezen adatok felhasználásával számítottuk ki a kritikus lengésszámokat.

De jelentkezhetik a fordított feladat is. Ti. felvesszük a kritikus lengésszámot, ill. az ennek megfelelő körfrekvenciát, és keressük a motorhoz tartozó, ennek megfelelő független tömeghez rendelt u értéket. E feladat megoldásakor — minthogy rendszerint adott motortípusokról van szó — a karakterisztikus egyenlet ama részlegét, amely a motorra vonatkozik, állandónak vesszük és csak a független tömeget jellemző adatok meghatározásával foglalkozunk. Ezt a lehetőséget példán fogjuk bemutatni.

A motor üzemi fordulata legyen 520/perc. Ennek felhasználásával az I. táblázatot állítottuk fel, amelynek első sora a magasabbrendű fordulatszámokat mutatja be.

Ha tehát az alapfordulatszám 6040, akkor az üzemi fordulatszám 12-ed rendű és így az üzemre nézve már nem veszélyes. E számnak $w = 630$ és $w^2 = 3,4 \cdot 10^5$ felel meg. Így ismeretes a körfrekvencia, és ehhez kell most az u értéket kiszámítani. Az eredménytől függ, lehet-e a gyakorlat számára elfogadható eredményt elérni.

I. táblázat

12080	6040	4020	3020	2420	2013	1725	1510	1350	
0,5	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	4,5	
1208	1100	1006	940	862	755	660	604	550	520
5	5,5	6	6,5	7	8	9	10	11	12

II. Jelölések

- G a nyírási rugalmassági tényező [kg/cm^2];
 I_p a tengely poláris tehetetlenségi nyomatéka [cm^4];
 l a tömegek közötti távolság [cm];

$c = G \cdot I_p / l$ a merevségi tényező [kgcm];

$u_{ik} = c_l / I_k$ [1/sec²];

I_k a tömegek tehetetlenségi nyomatéka [kgmsec²];

$l/n, m/k$ olyan rendszer, amelyben a tömegek száma n , a motortól független tömegek száma az egyik oldalon l , a másik oldalon pedig k ; a hengerek száma tehát $m-l-k$.

Megjegyzés: Az u kifejezése független a választott mértékegységtől.

III. Gyakorlati példák

1. példa

6 tömegű rendszerrel foglalkozunk, amelynek egyik oldalán a független tömegek száma 2. Tehát végeredményben a motor hengereinek száma 4.

A független tömegek közül az egyik a motor állandó felszereléséhez tartozik, amely lehet lendkerék, a másik független tömeg pedig változhatik kívánság szerint, tehát változónak vesszük:

$$u_{11} = \frac{c_1}{I_1} \quad \text{és} \quad u_{12} = \frac{c_1}{I_2},$$

ahol végeredményben a c_1 és az I_1 a változó.

A felvett 2/6 m/o rendszerre érvényes karakterisztikus egyenletet megtaláljuk az idézett dolgozatban (229. old.), amelyet (1) alatt írtunk fel. Az itt szereplő jelöléseket (2) alatt találjuk. Az egyenletet átírtuk olyképpen, mint az a (3) alatt található, u_{11} és u_{12} szerint csoportosítva. Adottak tehát u , u_{22} és u_{23} . A következőkben külön vesszük azokat a tagokat, amelyek u_{11} -et, ill. u_{12} -t tartalmazzák és végül azokat a tagokat, amelyek ezek közül egyiket sem tartalmazzák. Így kapjuk a (4) alatti kifejezéseket:

$$\begin{aligned} w^{10} - (u_{11} + u_{12}) w^8 - (u_{22} + u_{23} + 6u) w^6 + [u_{11}(u_{22} + u_{23} + 6u) + \\ + u_{12}(u_{23} + 6u)] w^4 + (6u_{22} + 5u_{23} + 10u) u w^2 - \\ - [u_{11}(6u_{22} + 5u_{23} + 10u) u + u_{12}(5u_{23} + 10u) u] w^0 - \\ - (10u_{22} + 6u_{23} + 4u) u^2 w^4 + [u_{11}(10u_{22} + 6u_{23} + 4u) u^2 + \\ + u_{12}(6u_{23} + 4u)] u^2 w^2 + (4u_{22} + u_{23}) u^3 w^2 - u_{11}(4u_{22} + u_{23}) u^3 - \\ - u_{12} u_{23} u^3 = 0; \end{aligned} \quad (1)$$

$$u_{22} + u_{23} + 6u = k_{223},$$

$$u_{23} + 6u = k_{23},$$

$$(6u_{22} + 5u_{23} + 10u) u = U_6, \quad (5u_{23} + 10u) u = U_5,$$

$$(10u_{22} + 6u_{23} + 4u) u^2 = U_{10}, \quad (6u_{23} + 4u) u^2 = \bar{U}_6; \quad (2)$$

$$(4u_{22} + u_{23}) u^3 = U_4,$$

$$\begin{aligned}
 w^{10} - (u_{11} + u_{12}) w^8 - k_{223} w^6 + u_{11} k_{223} w^6 + u_{12} k_{223} w^6 + U_6 w^6 - \\
 - (u_{11} U_6 + u_{12} U_5) w^4 - U_{10} w^4 + (u_{11} U_{10} + u_{12} \bar{U}_6) w^2 + U_4 w^2 - \\
 - u_{11} U_4 - u_{12} u_{23} u^3 = 0;
 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned}
 w^{10} - k_{223} w^8 + U_6 w^6 - U_{10} w^4 + U_4 w^2 = w^2 F_1(w^2), \\
 - u_{11} (w^8 - k_{223} w^6 + U_6 w^4 - U_{10} w^2 + U_4) = -u_{11} F_1(w^2), \\
 - u_{12} (w^8 - k_{223} w^6 + U_5 w^4 - \bar{U}_6 w^2 + u_{23} u^3) = -u_{12} F_2(w^2);
 \end{aligned} \quad (4)$$

a végeredmény pedig:

$$(w^2 - u_{11}) F_1(w^2) - u_{12} F_2(w^2) = 0, \quad (5)$$

ahol F_1 és F_2 állandó értékek, mert csak u -t és u_{22} , ill. u_{23} értékeit tartalmazzák. Tehát F_1 és F_2 kifejezései ily hasonló jellegű rendszereknél állandók. A következőkben erre számpéldát mutatunk be.

Számpélda. Legyen

$$u_{22} = 0,1 \cdot 10^6; \quad u_{23} = 10^6 \text{ és } u = 4 \cdot 10^6.$$

Ezen adatokkal számítsuk ki F_1 és F_2 értékeit:

$$F_1(w^2) = w^8 - 25,1 \cdot 10^6 w^6 + 182,4 \cdot 10^{12} w^4 - 318 \cdot 10^{18} w^2 + 89,6 \cdot 10^{24},$$

$$F_2(w^2) = w^8 - 25 \cdot 10^6 w^6 + 180 \cdot 10^{12} w^4 - 352 \cdot 10^{18} w^2 + 64 \cdot 10^{24}.$$

A következő jelölést vezetjük be:

$$w^2 = a \cdot 10^6.$$

Ezzel az F_1 és F_2 kifejezései a következőképpen alakulnak:

$$F_1\text{-re } a^2(a^2 + 182,4) + 89,6 \text{ és } -a(25,1a^2 + 368);$$

$$F_2\text{-re } a^2(a^2 + 184) + 64 \text{ és } -a(25a^2 + 352).$$

Különböző a értékekhez tartozó F_1 -et és F_2 -t a II. táblázat tartalmazza.

II. táblázat

a	F_1	F_2
0	+ 89,6	+ 64
0,1	+ 54,62	+ 30,6
0,2	+ 23,09	- 0,6
0,317	- 9,45	- 28
0,5	- 52	- 70
0,707	- 88	- 103
1	- 120	- 132

Az (5) alatti egyenlet most a következő alakú:

$$(a - u_{11}) F_1(a) - u_{12} F_2(a) = 0. \quad (6)$$

Felhasználva a II. táblázat adatait adott u_{11} és u_{12} -nek megfelelően elvégezzük a számítást.

A II. táblázatban néhány a , ill. w^2 értékekhez kiszámítottuk az F_1 és F_2 kifejezéseket, amelyek a hasonló motor állandói. Közben a értékekhez is kiszámíthatjuk e kifejezéseket, de mind az F_1 , mind az F_2 -t a függvényeként fel is rajzolhatjuk, amikor is a tetszőleges közben-ső adatot lemérhetjük.

Egy esetre, mégpedig $u_{11} = 0,05 \cdot 10^6$ és $u_{12} = 0,1 \cdot 10^6$ kiszámítjuk a (6) alatti kifeje-zést. Minthogy minden u érték szorozója 10^6 a (6) kifejezésbe 10^6 melletti értéket helyettesítjük be. Az itt következő számításból látható, hogy az F_1 és F_2 ismeretében a számítást igen gyorsan lehet elvégezni.

Mindenekelőtt lássuk az F_1 és F_2 felállításához szükséges számításokat:

$$\begin{aligned} k_{23} &= 1 + 6.4 = 25.10^6, & k_{223} &= 0,1 + 25 = 25,1 \cdot 10^6, \\ U_6 &= (6u_{11} + 5u_{23} + 10u) u = (0,6 + 5 + 40) 4 = 182,4 \cdot 10^{12}, \\ U_5 &= (5u_{23} + 10u) u = 180 \cdot 10^{12}, \\ U_{10} &= (10u_{22} + 6u_{23} + 4u_2) u^2 = (1 + 6 + 16) 16 = 368 \cdot 10^{18}, \\ \bar{U}_6 &= (6u_{23} + 4u) u^2 = 352 \cdot 10^{18}, \\ U_4 &= (4u_{22} + u_{23}) u^3 = (0,4 + 1) 64 = 89,6 \cdot 10^{24}, \\ u_{23} u^3 &= 64 \cdot 10^{24}. \end{aligned}$$

Legyen

$$u_{11} = 0,05 \cdot 10^6 \text{ és } u_{12} = 0,1 \cdot 10^6.$$

Ugyanazokat az a értékeket használjuk, amelyek a II. táblázatban találhatók. Tehát

$a = 0$:

$$- 0,05 \cdot 89,6 - 0,1 \cdot 64 = - 10,88 ;$$

$a = 0,1$:

$$(0,1 - 0,05) 54,62 - 0,1 \cdot 30,6 = - 0,33 ;$$

$a = 0,2$:

$$(0,2 - 0,05) 23 + 0,01 \cdot 0,6 = + 3,456 ;$$

$a = 0,317$:

$$- (0,317 - 0,05) 9,45 + 0,1 \cdot 28 = + 0,28 ;$$

$a = 0,5$:

$$- (0,5 - 0,05) 52 + 143 \cdot 0,1 = - 9,1 ;$$

$a = 0,707$:

$$- (0,707 - 0,05) 88 + 0,1 \cdot 114,8 = 41,33 ;$$

$a = 1$:

$$- (1 - 0,5) 120 + 0,1 \cdot 94,8 = - 104,5 .$$

A kritikus lengésszám a fentiek szerint:

$$\begin{aligned} a_2 &= 0,1, & a_2 &= 0,317, \\ w^2 &= 100\,000, & w^2 &= 317\,000, \\ v &= 316, & v &= 563, \\ n &= 3020/\text{perc}; & n &= 5370/\text{perc}. \end{aligned}$$

2. példa

Oly négyhengeres elrendezéssel fogunk foglalkozni, amelynél a motor mindkét oldalán van egy-egy független tömeg, tehát jelölésünk szerint:

$$1/6 \text{ m/l.}$$

Ezek közül az egyik állandó és pedig mint lendkerék szerepel, a másik a változó, amely lehet generátor, lehet hajócsavar stb.

Az ennek megfelelő karakterisztikus egyenletet nem találjuk az idézett dolgozatban, azért az ott lefektetett elvek alapján fogjuk a karakterisztikus egyenletet erre az esetre felírni. Felhasználjuk természetesen az idézett dolgozatban található diagramot.

Mindenekelőtt az u értékeket csoportosítjuk:

a) u_{11}, u_{12} megfelel az állandó lendkeréknek, amelyet az egyenlőtlenégi fok szempontjából állapítanak meg;

b) $u = u_{22} = u_{23} = u_{33} = u_{34} = u_{44} = u_{45}$ azok az értékek, amelyek a motornak felelnek meg. Ezek száma 6 és ennek szerepe van az egyenlet felállításában;

c) u_{55}, u_{56} Ezek azok a változó értékek, amelyek a motor másik oldalán levő független tömegnek felel meg.

Az idézett dolgozathoz a következő számokat olvassuk ki:

$$1/6_{f_1} m/1 : 10,6,4,1 .$$

Ezek felhasználásával és az egyenlő u értékek számának felhasználásával

$$U_6 = (6u_{11} + 5u_{12} + 10u) u ,$$

$$U_{10} = (10u_{11} + 6u_{12} + 4u) u^2 ,$$

$$U_4 = (4u_{11} + u_{12}) u^3 .$$

E kifejezéseket ismervén, a következő összefüggést írjuk fel:

$$f_1(w^2) = w^{10} - (u_{11} + u_{12} + 6u)w^8 + U_6 w^6 - U_{10} w^4 + U_4 w^2 .$$

Az idézett dolgozathoz még a következőket olvashatjuk ki:

$$1/6_{f_2} m/1 : 6, 3, 1 ,$$

Ezek felhasználásával

$$U_5 = (5u_{11} + 4u_{12} + 6u) u ,$$

$$U_6 = (6u_{11} + 3u_{12} + u) u^2 .$$

Most már felírhatjuk a következő kifejezést:

$$f_2(w^2) = w^8 - (u_{11} + u_{12} + 5u) w^6 + U_5 w^4 - U_6 w^2 + u_{11} u^3 .$$

A végeredmény:

$$f_1(w^2) - u_{55}f_2(w^2) - u_{56}f_3(w^2) = 0,$$

ahol

$$f_1 = w^2 \cdot f_3.$$

Végeredményben az f_1 és f_2 kifejezések állandók és csak a választott w^2 értékétől függenek. Ha tehát különböző w^2 -hez az f_1 -et és f_2 -t kiszámítottuk, akkor csak a választott u_{55} és u_{56} figyelembevételével kell a számítást befejezni. A számítás menetét számpéldán fogjuk bemutatni.

Számpélda. Legyen:

$$u_{11} = 0,1 \cdot 10^6, u_{12} = 3 \cdot 10^6 \text{ és } u = 4 \cdot 10^6;$$

$$u_{11} + u_{12} + 6u = 26,1 \cdot 10^6, \quad u_{11} + u_{12} + 5u = 22,1 \cdot 10^6,$$

$$(6u_{11} + 5u_{12} + 10u)u = 202,4 \cdot 10^{12}, \quad (5u_{11} + 4u_{12} + 6u)u = 120 \cdot 10^{12},$$

$$(10u_{11} + 6u_{12} + 4u)u^2 = 464 \cdot 10^{18}, \quad (6u_{11} + 3u_{12} + u)u^2 = 170 \cdot 10^{18},$$

$$(4u_{11} + u_{12})u^3 = 153,6 \cdot 10^{24}, \quad u_{11}u^3 = 6,4 \cdot 10^{24};$$

$$f_1(w^2) = w^{10} - 26,1 \cdot 10^6 w^8 + 202,4 \cdot 10^{12} w^6 - 464 \cdot 10^{18} w^4 + 153,6 \cdot 10^{24} w^2,$$

$$f_2(w^2) = w^8 - 22,1 \cdot 10^6 w^6 + 130 \cdot 10^{12} w^4 - 170 \cdot 10^{18} w^2 + 6,4 \cdot 10^{24};$$

ha $w^2 = a \cdot 10^6$, úgy $f_1(a) = a^5 - 26,1 a^4 + 202,4 a^3 - 464 a^2 + 153,6 a$,

$$f_2(a) = a^4 - 22,1 a^3 + 130 a^2 - 170 a + 6,4,$$

és

$$f_1 - u_{55}f_2 - u_{56}f_3 = 0,$$

$$f_1 = af_3.$$

Az itt közölt számításnál felvettük a hasonló motor adatait és kiszámítottuk az előzően megadott U kifejezéseket. Az ekként kapott eredményeket behelyettesítettük az f_1 , ill. f_2 kifejezéseibe. A 10 magasabb hatványainak kiküszöbölése céljából bevezettük az a értéket és ennek behelyettesítése után kaptuk a végeredményt.

A III. táblázatban különböző a értékekhez kiszámítottuk az f_1 és f_2 kifejezéseit. Közben-
ső értékekre is elvégezhetjük szükség szerint a számítást, vagy pedig e két kifejezést mint az a függvényét felrajzoljuk és a közbenső értékeket lemérhetjük.

A III. táblázatot követően az a) és b) esetekre felvettük az u_{55} , ill. u_{56} értékeit és ugyanazon a értékekre, amelyekre az f_1 -et, ill. f_2 -t kiszámítottuk, kaptuk meg azokat az adatokat, amelyek felhasználásával az önlengésszámokat, ill. a kritikus lengésszámokat — szükség szerint az interpoláció segítségével — megállapíthatjuk.

Ismét azt találtuk, hogy hasonló motorok esetében az f_1 és f_2 ismeretével, amelyet egyszersmindenkorra kiszámítottunk, a végső számítást igen gyorsan el lehet végezni, mert ami állandó, arra nézve nem érdemes a számítást mindig megismételni.

III. táblázat

a	f_1	f_2
0	0	+ 6,4
0,1	+ 10,92	- 9,5
0,2	+ 13,73	- 22,57
0,317	- 91,2	- 35,18
0,5	- 15,5	- 48,8
0,707	- 58,22	- 56,3
1	- 133	- 54,7

$$f_1 - u_{55}f_2 - u_{56}f_3 = 0, \quad f_1 = af_3;$$

$$f_1(a - u_{56}) - u_{55}f_2 = 0.$$

$$a) u_{55} = 0,1 \cdot 10^6 \text{ és } u_{56} = 0,1 \cdot 10^6.$$

$$a = 0:$$

$$-0,1 \cdot 6,4 = -0,64;$$

$$a = 0,1:$$

$$10,92(0,1 - 0,1) + 9,5 \cdot 0,1 = 0,95;$$

$$a = 0,2:$$

$$13,73(0,2 - 0,1) + 0,1 \cdot 2,57 = +3,59;$$

$$a = 0,317:$$

$$-91,2(0,317 - 0,1) + 0,1 \cdot 35,18 = -16,44;$$

$$a = 0,5:$$

$$-15,5(0,5 - 0,1) + 0,1 \cdot 48,8 = -1,32;$$

$$a = 0,707:$$

$$-58,2(0,707 - 0,1) + 0,1 \cdot 56,3 = -30,49;$$

$$a = 1:$$

$$-133(1 - 0,1) + 0,1 \cdot 54,7 = -114,23.$$

$$b) u_{55} = 0,3 \cdot 10^6 \text{ és } u_{56} = 0,2 \cdot 10^6.$$

$$a = 0, : - 1,92;$$

$$0,1: + 0,76;$$

$$0,2: + 6,77;$$

$$0,317: + 0,06;$$

$$0,5: + 9,99;$$

$$0,707: - 22,61;$$

$$1: - 90.;$$

3. példa

E példában csak a motorhoz tartozó részleg állandó és az összes független tömeg változtatható. Tárgyaljuk a következő rendszert:

$$2/7 m/1.$$

Tehát oly négy hengeres motorral foglalkozunk, amelynél a motor egyik oldalán a független tömegek száma 2, a másik oldalán 1, de mind a három változtatható.

E célból a karakterisztikus egyenletben külön kell csoportosítani azokat a tagokat, amelyek a független tömegekre és külön azokat, amelyek a motorra vonatkoznak. E célból a karakterisztikus egyenletet teljesen részletesen kell felírni. Magát a karakterisztikus egyenletet megtalálhatjuk az idézett dolgozat

ban (308. oldal), ahol a végeredményt a bevezetett jelölésekkel egyszerűsítettük, amit célunk érdekében mellőzni kell.

Írjuk fel részletesen a szóban forgó esetre a karakterisztikus egyenletet és ennek érdekében vezessük be a következő jelöléseket:

$$h_1(w^2) = h_1 = w^6 - 6uw^4 + 10u^2w^2 - 4u^3,$$

$$h_2(w^2) = h_2 = w^6 - 5uw^4 + 6u^2w^2 - u^3,$$

$$h_3(w^2) = h_3 = w^4 - 4uw^2 + 3u^2.$$

E kifejezésekben csak az u szerepel, tehát az az adat, amely szorosan a motor hengeréhez tartozik és így e kifejezések adott típuson állandóak.

Az itt tárgyalt esetben az u értékek következő csoportját állapíthatjuk meg:

a) $u_{11}, u_{12}, u_{22}, u_{23}$ vonatkozik a motor egyik oldalán elhelyezett 2 független tömegre.

b) $u = u_{33} = u_{34} = u_{44} = u_{45} = u_{55} = u_{56}$ a motorral kapcsolt tömegekre vonatkozik és az egyenlő u értékek száma 6. E számnak szerepe van a karakterisztikus egyenlet felállításánál. Az ezzel kapcsolatos h függvények az adott típusra nézve állandók.

c) u_{66}, u_{67} vonatkozik a motor másik oldalán elhelyezett független tömegre.

A számításnál az f_1 és f_2 kifejezéseket akként csoportosítottuk, hogy külön szerepelnek azok a részlegek, amelyek állandónak tekinthetők és ezeket a különböző h kifejezések fejezik ki. Az eredményeket aláhúzással emeltük ki és mint látható, a h kifejezéseken kívül szerepelnek az $u_{11}, u_{12}, u_{22}, u_{23}, u_{66}, u_{67}$ értékek, amelyek a független tömegek jellemzői. Tehát a három független tömeg közül bármelyik, vagy mindkettő, esetleg a 3 együtt is változhatik. Azzal, hogy az állandó jellegű h kifejezések szerepelnek, a számítás lényegesen meggyorsul.

Az átalakítás számítási munkája rendkívül egyszerű és bármely esetben gyorsan elvégezhető. Ily módon azonnal megkapjuk azokat a kifejezéseket, amelyekbe csak a változó független tömegeknek megfelelő értékeket kell behelyettesíteni, miáltal a számítás gyorsan elvégezhető. Igen egyszerűen érvényesül ez a módszer akkor, ha különböző független tömeggel próbaszámításokat kell végezni.

$$\begin{aligned}
 f_1(w^2) &= w^{12} - (u_{11} + u_{12} + u_{22} + u_{23} + 6u)w^{10} + [u_{11}(u_{22} + u_{23} + 6u) + \\
 &+ u_{12}(u_{23} + 6u) + (6u_{22} + 5u_{23} + 10u)u]w^8 - [u_{11}(6u_{22} + 5u_{23} + 10u)u + \\
 &+ u_{12}(5u_{23} + 10u)u + (10u_{22} - 6u_{23} + 4u)u^2]w^6 + \\
 &+ [u_{11}(10u_{22} + 6u_{23} + 4u)u^2 + \\
 &+ u_{12}(6u_{23} + 4u)u^2 + (4u_{22} + u_{23})u^3]w^4 - \\
 &- [u_{11}(4u_{22} + u_{23})u^3 + u_{12}u_{23}u^3]w^2 = \\
 &= w^2 h_1 [(w^4 - w^2(u_{11} + u_{12} + u_{22}) + u_{11}u_{22}) + h^8(-w^2 + u_{11} + \\
 &+ u_{12})u_{23}
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 f_2(w^2) &= w^{10} - (u_{11} + u_{12} + u_{22} + u_{23} + 5u)w^8 + [u_{11}(u_{22} + u_{23} + 5u) + \\
 &+ u_{12}(u_{23} + 5u) + (5u_{22} + 4u_{23} + 6u)u]w^6 - \\
 &- [u_{11}(5u_{22} + 4u_{23} + 6u)u + u_{12}(4u_{23} + 6u)u + \\
 &+ (6u_{22} + 3u_{23} + u)u^2]w^4 + [u_{11}(6u_{22} + 3u_{23} + u)u^2 + \\
 &+ u_{12}(3u_{23} + u)u^2 + u_{22}u^2]w^2 - u_{12}u_{23}u^3 = \\
 &= [w^4 - w^2(u_{11} + u_{12} + u_{22}) + u_{11}u_{23}]h_2 - (w^2 + u_{11} + u_{12})w^2u_{23}h_3
 \end{aligned}$$

és a végeredmény:

$$\begin{aligned}
 &[h_1(w^2 - u_{67}) - u_{66}h_2][w^4 - w^2(u_{11} + u_{12} + u_{22}) + u_{12}u_{22}] + \\
 &+ (-w^2 + u_{11} + u_{12})u_{23}w^2[h_2 - (1 - u_{67}) - u_{66}h_3] = 0.
 \end{aligned}$$

4. példa

4 hengeres motor üzemi fordulatszáma 800 percenként és a független tömegek száma, amelyet az egyenlőtlenégi fok szempontjából állapítanak meg, 1. Az $I_1 = 1000 \text{ kgcmsec}^2$. A motor hengereire nézve

$$I_2 = I_3 = I_4 = I_5 = 100 \text{ kg cm sec.}^2$$

Jelöléseink szerint ez megfelel az

$$1/5 \text{ m/0}$$

esetnek. Az ennek megfelelő algebrai egyenlet a következő:

$$\begin{aligned}
 &w^8 - (u_{11} + u_{12} + 6u)w^6 + (6u_{11} + 5u_{12} + 10u)uw^4 - \\
 &- (10u_{11} + 6u_{12} + 4u)u^2w^2 + (4u_{11} + u_{12})u^3 = 0,
 \end{aligned}$$

amely megtalálható az idézett dolgozatban is (297. oldal).

Feladatunk az üzemi fordulatszám lengéstechnikai szempontból való vizsgálata. E célból az egyenletet u_{11} és u_{12} szerint rendezzük:

$$w^8 - 6uw^6 + 10u^2w^4 - 4u^3w^2 - u_{12}(w^6 - 5uw^2 + 6u^2w^2 - u^3) - u_{11}(w^6 - 6uw^4 + 10u^2w^2 - 4u^3) = 0.$$

A motor adatai természetesen változatlanok. Az erre jellemző érték:

$$u = 4 \cdot 10^6.$$

A számítás egyszerűsítéséhez vezessük be a következő jelölést:

$$w^2 = a \cdot 10^6.$$

Behelyettesítve

$$a \cdot 10^6 (a^3 - 24a^2 + 160a - 256) - u_{11} (a^3 - 24a^2 + 160a - 256) - u_{12} (a^3 - 20a^2 + 96a - 64) = 0.$$

Ha

$$g_1(a^2) = a^3 - 24a^2 + 160a - 256$$

és

$$g_2(a) = a^3 - 20a^2 + 96a - 64,$$

akkor az egyenlet alakja:

$$g_1(a)[a \cdot 10^6 - u_{11}] - u_{12}g_2(a) = 0.$$

Különböző a értékekhez kiszámítjuk a g_1 és g_2 kifejezéseit és az eredményt a IV. táblázatba foglaljuk.

IV. táblázat

a	g_1	g_2
0	-256	-64
0,1	-248	-54,6
0,2	-225	-46,8
0,317	-208,7	-36
0,5	-176	-21
0,707	-155	-6,4
0,8	-143	+ 0,5
1	-119	+ 13
2	-24	+ 56

További számításainkhoz válasszuk ki a IV. táblázatból a következő adatokat:

$$a = 1, \quad g_1(a) = -119 \text{ és } g_2(a) = 13.$$

Behelyettesítve ezen adatokat az egyenletbe:

$$-119(10^6 - u_{11}) - u_{12} 13 = 0.$$

Ebből

$$10^6 = u_{11} - 0,109 u_{12} = c_1 \left(\frac{1}{1000} - \frac{0,109}{100} \right),$$

és rendezve:

$$10^6 = c_1 \frac{1}{10^2} (0,1 - 0,109),$$

E szerint c_1 negatív szám, ami nyilvánvalóan lehetetlen.
Válasszuk a IV. táblázatból a következő adatokat:

$$a = 0,707, \quad g_1(a) = -155 \text{ és } g_2(a) = -6,4.$$

Behelyettesítve az egyenletbe:

$$155(0,707 \cdot 10^6 - u_{11}) + 6,4 u_{22} = 0.$$

Innen

$$0,707 \cdot 10^6 = \frac{c_1}{10^2} (0,1 + 0,041)$$

és rendezve:

$$\frac{0,707}{0,141} 10^8 = c_1 = 5 \cdot 10^8.$$

Ezek szerint:

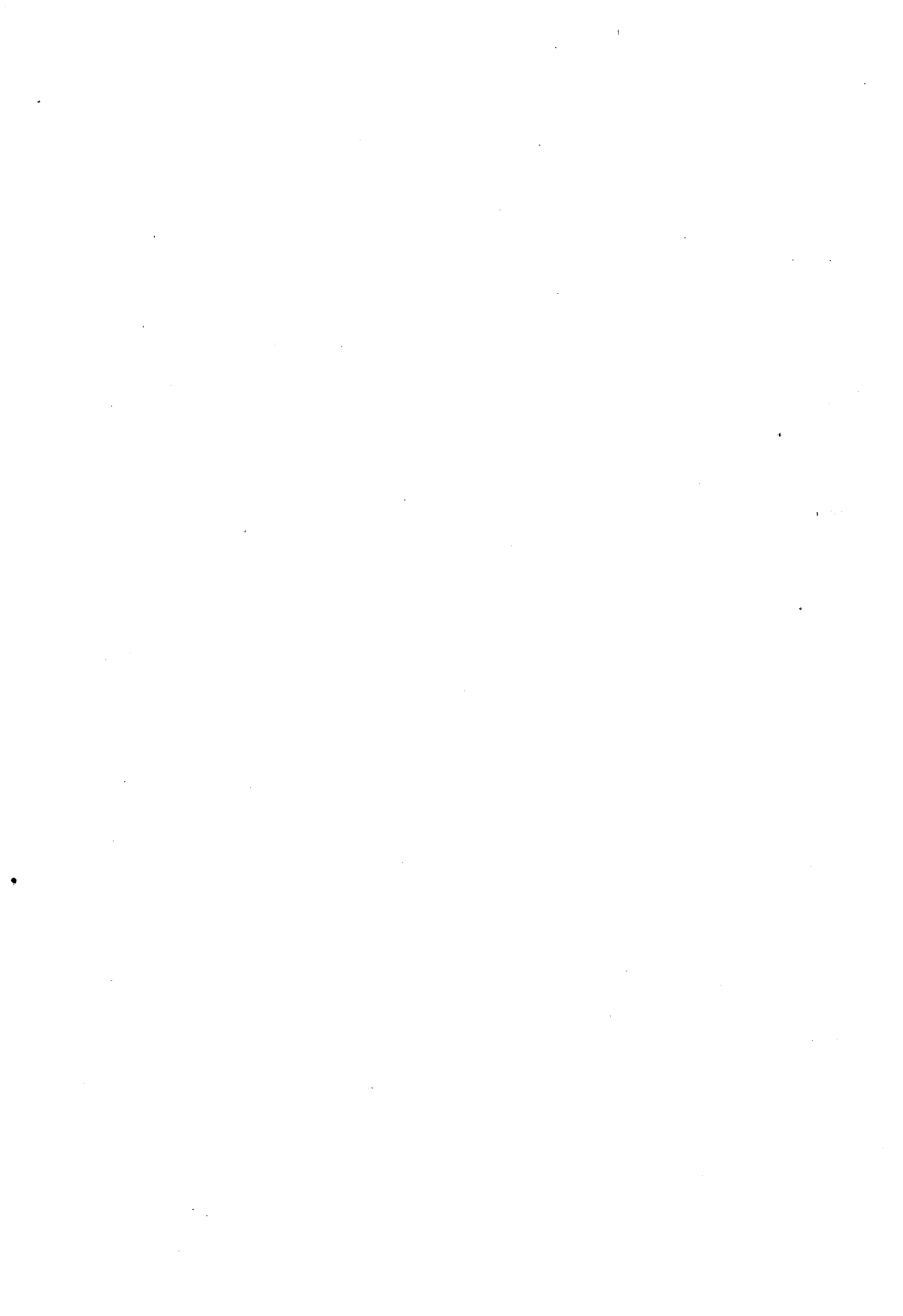
$$u_{11} = \frac{5 \cdot 10^8}{1000} = 0,5 \cdot 10^6,$$

$$u_{12} = \frac{12 \cdot 10^8}{100} = 12 \cdot 10^6.$$

$$u = 4 \cdot 10^6,$$

Míthogy a karakterisztikus egyenlet 0, azért ezen adatokkal $a = 0,707$ a kritikus önlengésnek felel meg. Ebből kiszámítjuk a kritikus fordulatszámot, amely $w^2 = 707\,000$ és $w = 841$. Innen $n = 8100$ /perc. Míthogy pedig az üzemi fordulatszám 800 /perc, tehát az üzemi fordulatszám tízedrendű, ami már nem jelent veszélyt.

Az imént bemutatott példánál felvettük a körfrekvenciát és a független tömeg értékét számítottuk ki. E módszerrel még számos példát lehet megoldani, amelyeket azonban e helyen nem sorolunk fel. De felhívjuk a figyelmet arra, hogy a motorhoz tartozó tömegek tehetetlenségi nyomatékának változtatásával is el lehet kerülni a kritikus lengéseket. Tehát végeredményben e módszer felhasználásával változtathatjuk a független tömegeket, változtathatjuk a motor tömegeit vagy esetleg mind a kettőt aszerint, amint azt a kívánt eredmény elérése szükségessé teszi. Azáltal, hogy a számításokban minden tömeg és a hozzátartozó merevségi tényező mint önálló egyed szerepel, módunkban áll helyes felvételek útján azt az eredményt kihozni, amely kívánatos, fontos és szükséges.



A TÁPFEJ HŐVESZTESÉGÉNEK CSÖKKENTÉSE

CSABALIK GYULA

NEHÉZIPARI MŰSZAKI EGYETEM, MISKOLC

[Beérkezett 1966. január 20-án]

A tápfej hőveszteség-csökkentésének egyik módja a tápfej alakjának és méreteinek módosítása, változatlan tápfejtérfogat mellett. Mivel a tápfej oldalirányú hővesztesége a legnagyobb, ezért a tápfej térfogategységére eső tápfejsapka-béléstérfogat, valamint tápfejsapka belső palástfelület csökkentésére kell törekedni. Ez a tápfej kúposságának csökkentésével biztosítható. A változatlan tápfejtérfogat mellett így kiadódó nagyobb felső nyitott felület a tápfej nagyobb felületének fűtését teszi lehetővé egyszerű módszerekkel. A hőveszteség-csökkentéssel egyidejűleg biztosítható nagyobb mérvű fűtés lehetősége igen kedvező tápfejalakot és tápfejtérfogatot eredményez.

A kisméretű acéltuskó tápfejének vizsgálata során nyert eredmények [1] minden kétséget kizáróan dokumentálják, hogy a legnagyobb hőveszteségtétel a tűzállóanyag által magábfoglalt, ill. a tűzállóanyagon át elvezetett hőmennyiség. Ez a hőmennyiség számos tényezőnek a függvénye. Ezek a tényezők két fő csoportra oszthatók. Az elsőbe tartoznak a kokilla geometriai méretei, H/D aránya, az acél öntési módja, az öntési hőmérséklet, az öntési sebesség, az öntött acél minősége, tehát azok a tényezők, melyek az acéltuskótörzs kristályosodási időtartamát határozzák meg, és így közvetett módon befolyásolják a tápfej által elvesztett hő mennyiségét. A másik csoportba a tápfejsapka-béléstégla hőkapacitása és hővezetőképessége, valamint a tápfejsapka geometriai alakja és méretei sorolhatók, amely tényezők a tűzállóanyag által magábfoglalt és elvezetett hőmennyiségek nagyságát közvetlenül befolyásolják. Az első csoportba tartozó tényezők részletesebb vizsgálata túlságosan messzire vezetne, s túllépi ezen tanulmány kereteit, amellet, hogy szerepük csak másodlagos.

Közvetlen hatásuk a második csoportba tartozó tényezőknek van. Ezek közül a felhasznált tűzállótégla hőkapacitásának és hővezetőképességének kívánatos csökkentése — megfelelő tűzállóság biztosítása mellett — tűzállóanyagipari kutatást igényel, így az adott lehetőségek figyelembevételével a béléstégla alakját és méretviszonyait kell megvizsgálni a fent említett hőveszteségtétel csökkentése érdekében.

A tűzállóanyag által időegység alatt elvezetett, illetőleg felvett hőmennyiség (figyelmen kívül hagyva a tápfej hőveszteségét befolyásoló közvetett tényezőket, valamint változatlanak tételezve fel a béléstégla hőkapacitását, hővezetőképességét és falvastagságát) annál kisebb, minél kisebb a táp-

fej térfogategységére eső, a tápfej folyékony fémével érintkező tűzállóanyag felülete, valamint a tápfejsapka tűzállótégla belésének térfogata. A feladat tehát olyan tápfejsapkák kialakítása, melyek a fenti követelményeket maximálisan elégítik ki. A tápfej térfogategységére eső tápfejsapka-téglabélés belső felületének, valamint a téglabélés térfogatának csökkentése a tápfej alakjának, illetőleg méretviszonyainak a módosításával lehetséges. Evégett meg kellett vizsgálni, hogy milyen összefüggés áll fenn a tápfej nagysága, alakja, méretviszonyai, valamint az említett tényezők között.

Az I. táblázat a tuskótörzs és a tápfej érintkezési síkjában mért tuskó-átmérő és a tápfej kúposágára jellemző $50(D_1 - D_2)/H_1$ érték függvényében mutatja a tápfej térfogategységére eső tűzállótégla-bélés belső palástfelületének, valamint a tűzállótégla térfogatának változását. A táblázat adatai kör-szelvényű tápfejekre vonatkoznak. A II. táblázat ugyanezen összefüggéseket tárja fel nézetszelvényű tápfejekre.

A táblázatokban alkalmazott betűjelek értelme a következő:

D_1 a tuskó átmérője, a törzs és a tápfej érintkezés síkjában, dm;

D_2 a tápfej felső átmérője, dm;

D_3 a tuskótörzs alsó átmérője, dm;

H a tuskótörzs magassága, dm;

H_1 a tápfej magassága, dm;

K_1 a tápfej térfogata, dm^3 ;

K_2 a tuskótörzs térfogata, dm^3 ;

$K_1 + K_2$ a tuskó teljes térfogata, dm^3 ;

$50(D_1 - D_2)/H_1$ a tápfej kúposágának jellemzője;

P a tápfejsapkabélés belső palástfelülete (a tápfej palástfelülete), dm^2 ;

F a tápfej nyitott felülete, dm^2 ;

L a tápfejtégla térfogata, dm^3 ;

$X = P/K_1$ a tápfej térfogategységére eső tápfejsapkabélés belső palástfelület, dm^2/dm^3 ;

$Y = L/K_1$ a tápfej térfogategységére eső tápfejsapka-béléstérfogat, dm^3/dm^3 ;

a_1, a_2, a_3 a négyzetszelvényű tuskó megfelelő oldalélei, dm.

A táblázatban levő X és Y értékek kiszámítása, ill. a kapott eredmények értékelhetősége szükségessé tette a tuskó bizonyos arányainak felvételét. Ezek a következők:

$H/D = 2,5$, ahol a D a tuskótörzs közepes átmérője, dm;

$$D = \frac{D_1 + D_3}{2};$$

$$\frac{50(D_1 - D_3)}{H} = 5,5;$$

$$\frac{K_1 \cdot 100}{K_1 + K_2} = 14;$$

a tűzálló téglafalvastagsága 50 mm;

I. táblázat

Sorszám	D_1	D_2	H	K_1	K_2	$K_1 + K_2$	$\frac{50(D_1 - D_2)}{H_1}$	D_2	H_1	P	F	$P + F$	L	X	Y
1.	3	2,27	6,59	5,90	36,25	42,15	5	2,91	0,86	7,99	6,65	14,64	4,67	1,354	0,791
							10	2,82	0,89	8,14	6,24	14,38	4,75	1,380	0,805
							15	2,73	0,92	8,34	5,85	14,19	4,84	1,413	0,821
							20	2,62	0,95	8,55	5,39	13,94	4,94	1,449	0,837
2.	4	3,03	8,79	13,99	85,92	99,90	5	3,89	1,15	14,21	11,88	26,09	7,99	1,016	0,572
							10	3,76	1,18	14,48	11,10	25,58	8,13	1,035	0,581
							15	3,63	1,22	14,82	10,35	25,17	8,29	1,059	0,593
							20	3,49	1,27	15,20	9,56	24,76	8,45	1,087	0,604
3.	5	3,79	10,99	27,32	167,81	195,13	5	4,86	1,43	22,20	18,54	40,74	12,21	0,813	0,447
							10	4,70	1,48	22,62	17,34	39,96	12,41	0,828	0,454
							15	4,54	1,53	23,15	16,18	39,33	12,65	0,848	0,463
							20	4,37	1,58	23,76	14,99	38,75	12,89	0,870	0,472
4.	6	4,55	13,19	47,21	289,97	337,18	5	5,83	1,72	31,97	26,68	58,65	17,31	0,677	0,367
							10	5,65	1,77	32,57	25,07	57,64	17,60	0,690	0,373
							15	5,45	1,83	33,34	23,31	56,65	17,93	0,706	0,380
							20	5,24	1,90	34,21	21,56	55,77	18,26	0,725	0,387
5.	7	5,31	15,38	74,96	460,47	535,43	5	6,80	2,00	43,51	36,30	79,81	23,30	0,581	0,311
							10	6,59	2,07	44,34	34,09	78,43	23,68	0,592	0,316
							15	6,36	2,14	45,38	31,75	77,13	24,12	0,605	0,322
							20	6,11	2,22	46,56	29,30	75,86	24,57	0,621	0,328
6.	8	6,07	17,58	111,89	687,35	799,23	5	7,77	2,29	56,83	47,39	104,22	30,18	0,508	0,270
							10	7,53	2,36	57,91	44,51	102,42	30,67	0,518	0,274
							15	7,27	2,44	59,27	41,49	100,76	31,23	0,530	0,279
							20	6,99	2,53	60,82	38,36	99,18	31,81	0,547	0,284
7.	9	6,82	19,78	159,32	978,66	1137,98	5	8,74	2,58	71,93	59,57	131,90	37,94	0,452	0,238
							10	8,47	2,66	73,24	56,32	129,56	38,55	0,460	0,242
							15	8,18	2,75	75,02	52,52	127,54	39,25	0,471	0,246
							20	7,86	2,85	76,97	48,50	125,47	39,98	0,483	0,251

II. táblázat

Sorszám	a_1	a_2	H	K_1	K_2	$K_1 + K_2$	$\frac{50(a_1 - a_2)}{H_1}$	a_2	H_1	P	F	$P + F$	L	X	Y
1.	3	2,27	6,59	7,51	46,15	53,66	5	2,91	0,86	10,13	8,47	18,60	5,94	1,354	0,790
							10	2,82	0,89	10,36	7,95	18,31	6,04	1,380	0,805
							15	2,73	0,92	10,60	7,45	18,05	6,16	1,412	0,821
							20	2,62	0,95	10,88	6,86	17,74	6,29	1,449	0,837
2.	4	3,03	8,79	17,81	109,39	127,20	5	3,89	1,15	18,08	15,13	33,21	10,18	1,015	0,572
							10	3,76	1,18	18,40	14,14	32,54	10,35	1,035	0,581
							15	3,63	1,22	18,84	13,18	32,02	10,55	1,059	0,593
							20	3,49	1,27	19,32	12,18	31,50	10,76	1,087	0,604
3.	5	3,79	10,99	34,78	213,66	248,44	5	4,86	1,43	28,24	23,62	51,86	15,55	0,812	0,447
							10	4,70	1,48	28,80	22,09	50,89	15,80	0,828	0,454
							15	4,54	1,53	29,44	20,61	50,05	16,10	0,847	0,463
							20	4,37	1,58	30,24	19,10	49,34	16,41	0,869	0,472
4.	6	4,55	13,17	60,10	369,21	429,31	5	5,83	1,72	40,68	33,99	74,67	22,04	0,677	0,367
							10	5,65	1,77	41,44	31,92	73,36	22,41	0,690	0,373
							15	5,45	1,83	42,44	29,70	72,13	22,82	0,706	0,380
							20	5,24	1,90	43,52	27,46	70,98	23,25	0,724	0,387
5.	7	5,31	15,38	95,44	586,28	681,73	5	6,80	2,00	55,36	46,24	101,60	29,67	0,580	0,311
							10	6,59	2,07	56,44	43,43	99,87	30,15	0,591	0,316
							15	6,36	2,14	57,76	40,45	98,21	30,71	0,605	0,322
							20	6,11	2,22	59,28	37,33	96,61	31,28	0,621	0,328
6.	8	6,07	17,58	142,47	875,15	1017,62	5	7,77	2,29	72,32	60,37	132,69	38,42	0,507	0,270
							10	7,53	2,36	73,72	56,70	130,42	39,04	0,517	0,274
							15	7,27	2,44	75,44	52,85	128,79	39,76	0,529	0,279
							20	6,99	2,53	77,40	48,86	126,26	40,50	0,543	0,284
7.	9	6,82	19,78	202,85	1246,07	1448,92	5	8,74	2,58	91,56	76,39	167,95	48,31	0,451	0,238
							10	8,47	2,66	93,24	71,74	164,98	49,08	0,460	0,242
							15	8,18	2,75	95,48	66,91	162,39	49,98	0,470	0,246
							20	7,86	2,85	98,00	61,78	159,78	50,90	0,483	0,251

$H/a = 2,5$, ahol a a négyzetszelvényű tuskótörzs közepes oldaléle, dm :

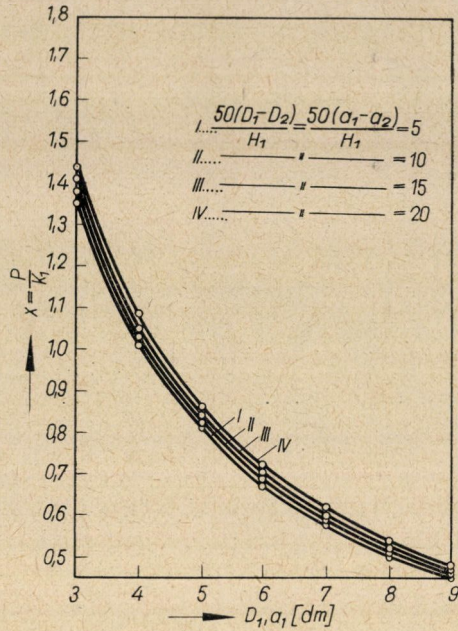
$$a = \frac{a_1 + a_3}{2};$$

$$\frac{50(a_1 - a_3)}{H} = 5,5.$$

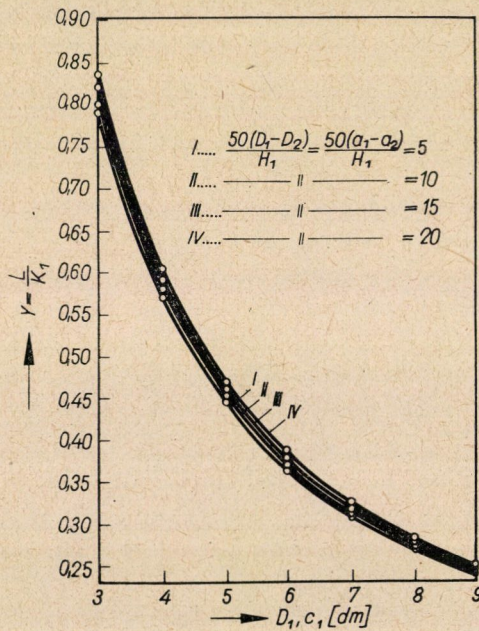
Ezen összefüggések felhasználásával a felvett D_1 , ill. a_1 , valamint a tápfejek kúposágára jellemző $50(D_1 - D_2)/H_1$, ill. $50(a_1 - a_2)/H_1$ értékek függvényében a tuskók további méretei (D_2 , D_3 , a_2 , a_3 , H , H_1), térfogataik (K_1 , K_2) a tápfej tűzállótégla-bélésének belső palástfelülete (P), és a téglabélés térfogata (L) kiszámítható. A K_1 , P és L értékek ismeretében pedig az X és Y értékek megállapíthatók. Az I. és II. táblázatban a felvett D_1 , ill. a_1 értéke $3-9 dm$, a tápfej kúposágára jellemző $50(D_1 - D_2)/H_1$, ill. $50(a_1 - a_2)/H_1$ értéke $5-20$ között változik.

A táblázatok adatait megvizsgálva kitűnik, hogy a D_1 , ill. a_1 értékek növekedésével az X és Y érték csökken. Másrésztől kitűnik az is, hogy az azonos térfogatú tápfejek X , Y értéke a tápfej kúposágára jellemző $50(D_1 - D_2)/H_1$, ill. $50(a_1 - a_2)/H_1$ érték növekedésével nő, vagyis a tápfej kúposágának növelése az X , Y értékek növekedését okozza. Ugyanakkor az is megállapítható, hogy a kúposág változtatása nagyobb hatással van a kisebb átmérőjű, ill. oldalélű tápfejekre, mert míg pl. az 1. sorszámú tápfejek X és Y értékei $X = 1,354-1,449$, $Y = 0,790-0,837$ között; a 7. sorszámúaké $X = 0,451-0,483$, $Y = 0,238-0,250$ között változnak. Vagyis a kis tápfejeknél az X értékének változása $0,095$, az Y -é pedig $0,047$, a nagy tápfejeknél viszont X értékének változása $0,032$, Y -é pedig $0,012$. A két táblázatban X és Y értékeit összehasonlítva végül az is megállapítható, hogy az azonos kúposágú, és az átmérővel azonos oldalélű kör- és négyzetszelvényű tuskók tápfejeire jellemző X és Y értékek azonosak, feltételezve, hogy a tápfejeknek az ösztuskótérfogathoz viszonyított térfogatszázaléka azonos. Mivel a kör-szelvényű tuskó átmérőjével azonos oldalhosszúságú négyzetszelvényű tuskó tápfejének térfogata nagyobb, fentiekből következik, hogy az azonos térfogatú négyzetszelvényű tápfejekre jellemző X és Y értékek nagyobbak, tehát kedvezőtlenebbek.

Az I. és II. táblázat X és Y értékeinek változását a D_1 , ill. az a_1 , valamint tápfej kúposága függvényében az 1. és 2. ábra szemlélteti. Amint ebből is kitűnik, az X és Y érték változására legnagyobb hatással a D_1 , ill. a_1 értékének változása van. Az $50(D_1 - D_2)/H_1$, ill. $50(a_1 - a_2)/H_1$ értékének csökkenésével az X , Y értékek szintén csökkennek. A görbék azonban egymással nem párhuzamosak, hanem a D_1 és az a_1 növekedésének irányában konvergálnak,



1. ábra. A tápfej X értékének változása a D_1 , ill. a_1 függvényében különböző kúposág esetében



2. ábra. A tápfej Y értékének változása a D_1 , ill. a_1 függvényében különböző kúposág esetében

ami azt jelenti, hogy a tuskónagyság növekedésével a tápfej kúposságának az X , Y értékekre való hatása egyre inkább csökken, s igen nagy ($D_1 = a_1 > 10$ dm) tuskónál gyakorlatilag elenyészik.

A 3. és 4. ábra az X , Y értékek változását — ugyancsak az I. és II. táblázat alapján — a tápfej térfogatának függvényében tünteti fel. Ez az ábrázolásmód rámutat a körszelvényű tápfejek kedvező tulajdonságaira és kitűnik, hogy az azonos térfogatú és kúposságú körszelvényű tápfej X , Y értékei minden esetben kisebbek. Rámutat továbbá arra is, hogy $50(D_1 - D_2)/H_1 = 20$ és $50(a_1 - a_2)/H_1 = 5$ érték mellett az azonos térfogatú kör-, ill. négyzetszelvényű tápfejek X és Y értékei közel azonosakká válnak. Összefoglalva megállapítható, hogy azonos tuskóméretviszonyok és tápfejsapka-béleléstéglavastagság mellett a tápfej térfogategységére eső tápfejsapkabélés belső palástfelülete (X), valamint térfogata (Y) csökken,

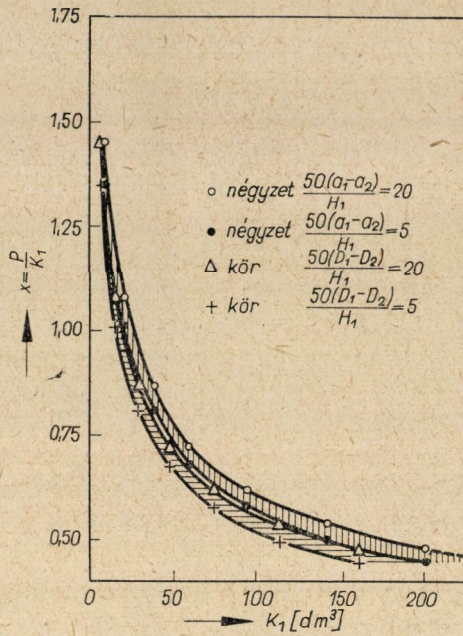
ha nő a tápfej átmérője (nő a tuskónagyság);

ha csökken a tápfejsapka kónicitása; és

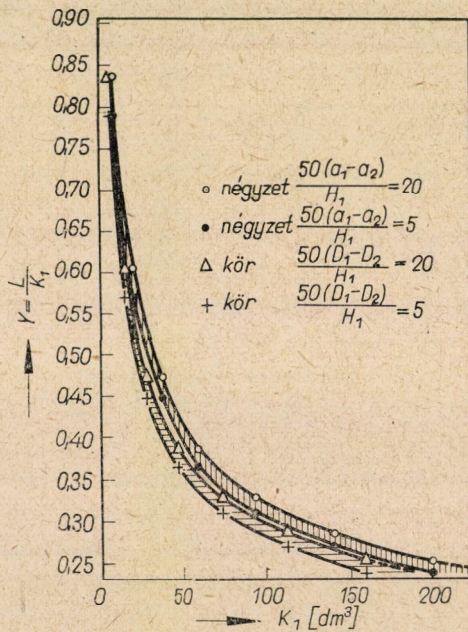
ha négyzetszelvényű tápfejsapka helyett körszelvényű tápfejsapkát alkalmaznak.

A következőkben meg kell vizsgálni, hogy a tápfej oldalirányú hővesztéscsökkentésének lehetőségei milyen gyakorlati megvalósítást tesznek valószínűvé, s eközben előreláthatólag hogyan módosulnak a tápfej egyébirányú hővesztései, valamint a tápfej összes hővesztése. Más szóval, az oldalirányú hővesztéscsökkenéssel egyidejűleg nem növekszik-e meg a hővesztés a többi irányban esetleg olyan mértékben, melynek eredményeképpen a tápfej összes hővesztése nem változik, sőt esetleg nő.

A tápfej átmérőjének növelése, — fenti feltételek mellett — a tuskó teljes térfogatának a növelését jelenti. A tuskósúly növelésével az X és Y értékei igen kedvezővé válnak. Ez azonban korántsem jelenti azt, hogy a tápfej hővesztése is ilyen mértékben csökken. Ennek oka, hogy a tápfej hővesztése függ a tuskótörzs dermedési idejétől is. Minél hosszabb a dermedési idő, annál több hő fog eltávozni a tápfejből a relatíve kisebb tűzállóanyag-felületen át, ill. magába a tűzállóanyagba. Ha a tuskó dermedési ideje az átmérő függvényében oly mértékben nő, aminő mértékben az X , Y érték csökken, akkor hővesztéscsökkenésről nem lehet beszélni. Jóllehet szerzőnek nem állt módjában nagy tuskókon vizsgálni a tápfej hővesztését, s összehasonlító adatot nyerni arra vonatkozóan, hogy mi a különbség a kis és nagy tuskók tápfej-térfogat-egységére eső hővesztésben, de valószínű, hogy a nagy tuskók tápfejeinek a térfogategységére eső oldalirányú hővesztései növekszenek. Ez abból fakad, hogy a tuskó kristályosodási sebessége a tuskóátmérővel négyzetes összefüggésben van, míg az X és Y érték változása az átmérő függvényében megközelítőleg lineáris. A nagyobb tuskó kristályosodásához szükséges idő tehát nagyobb ütemben nő, mint amilyen mértékben az X és Y érték csökken. Valószínűleg hasonló összefüggés áll fenn a dermedési idő növekedése és a



3. ábra. A tápfej X értékének változása a tápfejtérfogat függvényében különböző kúposság esetében



4. ábra. A tápfej Y értékének változása a tápfejtérfogat függvényében különböző kúposság esetében

tápfaj térfogategységére eső egyéb felületek (tuskótörzs-tápfaj érintkezési sík, tápfaj felső nyitott felülete) csökkenése között is.

Az 1. és 2. ábra azt mutatja, hogy a tuskó átmérőjének (a tuskó nagyságának) növelésével az X és Y értéke egyre kevésbé csökken. Másrésztől ismeretes, hogy a tuskó dermedési sebessége nagy keresztmetszetű tuskóknál egyre kisebb lesz, mert egyrészt az átmelegedett kokilla, más részt a már megdermedt tuskórész hőtárolóként viselkedik, s gátolja a hő sugárirányú intenzív elvezetését.

Ezeket a megfontolásokat figyelembevéve, teljes bizonyossággal kijelenthető, hogy bizonyos tuskónagyság felett, a tápfajra jellemző X és Y érték csökkenése ellenére sem csökken a tápfajnak a tuskótörzs kristályosodásának befejezéséig elszendvedett hővesztesége, sőt meghatározott tuskósúlyon túl a tápfaj hővesztesége növekszik. Ez a határérték számos tényező függvénye, s a tápfajsapka jellemzői mellett döntő módon azok a tényezők befolyásolják, amelyek az acéltuskó kristályosodására vannak hatással. Így minél nagyobb a kokilla falvastagsága, kúpossága, minél kisebb a kokilla anyagának, valamint a kokillába öntött acél hővezetőképessége, a kokilla H/D aránya, annál kisebb tuskósúly mellett következik be az említett határérték.

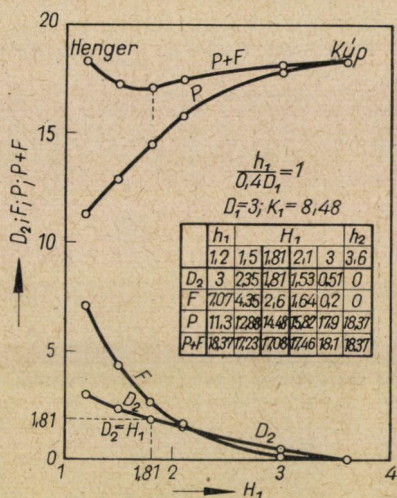
Az eddig leírtak olyan típusú tuskókra vonatkoznak, amelyeknél a tuskótörzs felső alapja és a tápfaj alsó alapja azonos felületű. Ha a tápfaj alsó alapja kisebb, akkor mód nyílik — a tuskótörzs felső alaplappja felületének értékéig való — növelésére, miáltal az X és Y érték jelentősen csökken, anélkül, hogy egyidejűleg megnövekednék a tuskótörzs dermedési ideje. Másrésztől a tápfaj térfogategységére eső tuskótörzs és tápfaj érintkezési felület, valamint a tápfaj felső nyitott felülete megnő.

A tápfaj kúposságának csökkentése — a tuskótörzs méreteinek és a tápfaj térfogatának változtatása nélkül — a gyakorlatban kisebb magasságú, nagyobb felső nyitott felületű tápfajeket eredményez, a tuskótörzs és a tápfaj érintkezési sík felületének változása nélkül. Mivel a tuskótörzs kristályosodási időtartamát a tápfaj ilyen módosítása nem befolyásolja, csupán azt kell megvizsgálni, hogy a tápfajra jellemző X , Y értékek csökkenése következtében beálló oldalirányú hőveszteségcsökkenéssel szemben milyen mérvű hőveszteségnövekedés lép fel a tápfaj nyitott felületén.

Ennek a kérdésnek a tisztázásakor mindenképp meg kell vizsgálni a tápfaj felületének változását a kúposság (ill. állandó a_1 , D_1 és K_1 mellett a H_1 magasság) függvényében. Minthogy a tápfaj alakja — mely általában csonkakúp, vagy csonkagúla — elvileg a hengertől, ill. a hasábtól a kúpig, ill. gúlaig változhatik, a tápfaj felületelemeinek és összfelületének változása is ezen határok között kerül vizsgálatra.

Amint azt az I. és II. táblázat értékei is mutatják, a tápfaj összfelülete ($P + F$) a kúposságra jellemző $50(D_1 - D_2)/H_1$, ill. $50(a_1 - a_2)/H_1$ érték csökkenésével nő.

A korábbi feltevés tehát helyes volt, viszont a tápfej összfelülete a kúposág csökkentésével egyidejűleg csökkenhet, de növekedhet is függetlenül attól, hogy az egyenlő térfogatú és alaplapú henger és kúp felszíne között milyen összefüggés áll fenn, ugyanis a felszín a kúposág (magasság) függvényében nem lineáris, hanem minimumos görbe szerint változik, amit $h_1 \geq 0,4 D_1$ mellett az 5., 6. és 7. ábra szemléltet. Az ábrákból kitűnik, hogy a minimális összfelület $H_1 = D_2$ mellett érhető el minden esetben. Ez azt jelenti, hogy a kúppal majdnem megegyező csonkakúp alakú tápfej kúposágát (magasságát)



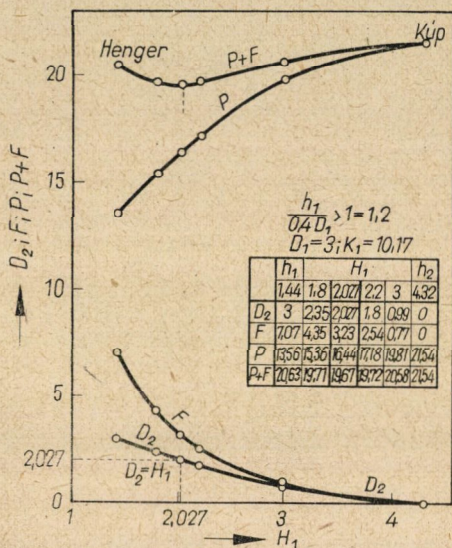
6. ábra. A tápfej felületelemeinek változása a kúposág (magasság) függvényében, ha $h_1/0,4 D_1 = 1$

csökkentve, az összfelület kezdetben csökken, majd a minimális érték elérése után megnövekszik a henger felületének értékéig. A $P + F$ érték csökkenése a maximumtól a minimumig a $h_1 > 0,4 D_1$ esetben a legnagyobb és a $h_1 < 0,4 D_1$ esetben a legkisebb. A henger és a minimális összfelületű csonkakúp felülete közti különbség a $h_1 > 0,4 D_1$ esetben a legnagyobb és a $h_1 < 0,4 D_1$ esetben a legkisebb. Fentiekből következik, hogy a tápfej összfelületének csökkenése csak akkor várható csökkenő kúposág (magasság) mellett, ha a módosítandó tápfejnél $H_1 > D_2$ és a csökkenés annál nagyobb mérvű lesz, minél nagyobb a $h_1/0,4 D_1$ értéke az egységénél.

Végül meg kell jegyezni, hogy a $P + F$ görbe minimuma megszűnik $h_1/0,4 D_1 \geq 2,5$ értéknél, amikor is a henger a legkisebb összfelületűvé válik. Ezt az arányt azonban még a gyakorlatban alkalmazott legrosszabb szerkesztésű tápfejek is csak ritkán közelítik meg. A gyakorlatban tehát a kúposág csökkentésével az esetek jelentős részében a tápfej összfelületének növeke-

dése jár együtt. A tápfej felületének növekedése általában kedvezőtlen jelenség, mert a nagyobb felületen nagyobb hőveszteség léphet fel.

A tápfej hőveszteségváltozásának megközelítően helyes értékelését lehetővé teszik azok a kísérleti eredmények, melyek a tápfej egyes irányokban bekövetkező hőveszteségére derítettek fényt [1]. A kísérleti eredmények szerint a vizsgált tápfej 2,54 dm²-es nyitott felületén az összes hőveszteség 4%-a, míg a 13,32 dm²-es oldalfal irányában 85,6%-a távozott el. A felületegységre eső hőveszteségek értéke, ha a kétirányú hőveszteség értékét 100%-nak vesszük:



7. ábra. A tápfej felületelemeinek változása a kúposág (magasság) függvényében, ha $h_1/0,4 D_1 > 1$

nyitott felületnél

$$\frac{4 \cdot 100}{(85,6 + 4) \cdot 2,54} = 1,75 \text{ \%/dm}^2;$$

oldalfalnál

$$\frac{85,6 \cdot 100}{(85,6 + 4) 13,32} = 7,17 \text{ \%/dm}^2.$$

Ezek az értékek azt mutatják, hogy az oldalfal felületegységén több mint négyszer annyi hőmennyiség távozik, mint a tápfej nyitott felületének felületegységén. Ez viszont azt jelenti, hogy a tápfej hővesztesége minden olyan esetben csökken, amikor a kúposág csökkentése következtében az oldalfal felületének csökkenése nem okozza a tápfej nyitott felületének négyszer akkora növekedését. Megvizsgálva az 5., 6. és 7. ábrát, kitűnik, hogy a kúposág (magasság) csökkentésével a tápfej nyitott felülete (F) nő, ugyanakkor a táp-

fej palástfelülete még növekvő $P + F$ érték mellett is csökken. Ez utóbbi ugyan arra utal, hogy F értékének növekedése nagyobb mérvű, mint P értékének csökkenése a $H_1 = D_2$ -nél kisebb H_1 érték csökkentése mellett. Ugyanakkor az is látható, hogy az F érték növekedése sehol sem éri el a P érték csökkenésének négyszeresét a $h_1/0,4$ $D_1 = 0,7 \div 1,2$ határok között, ahová a jól méretezett tápfejek döntő többsége esik. Az 5., 6. és 7. ábrák szerint kb. $h_1/0,4$ $D_1 = 0,5$ körüli érték mellett éri el az F érték növekedése a P érték csökkenésének négyszeresét.

Összefoglalva az eddigieket, megállapítható, hogy a tápfej kúposágának csökkentése a h_1 és D_1 viszonyától, valamint a $H_1 = D_2$ értékétől függően a tápfej összfelületének csökkentését vagy növekedését eredményezi. Ha a tápfej összfelülete csökken, ezáltal értelemszerűen csökken a hőveszteség, de a hőveszteségcsökkenés a tápfej felületének növekedése mellett is bekövetkezhetik mindaddig, amíg az oldalfelületcsökkenés nem okoz négyszer akkora nyitott felületnövekedést.

A tápfej hőveszteségcsökkenése a kúposág csökkentésével annál nagyobb, minél nagyobb a tápfejre jellemző tört értéke.

$$\frac{4K_1/D_1^2 \pi}{0,4 D_1}$$

A következőkben megvizsgálandó, hogy melyek azok a tényezők, melyek a fenti arányt befolyásolják, és milyen irányban fejtik ki hatásukat. Megállapítható, hogy minél nagyobb a K_1 és minél kisebb a hozzátartozó D_1 , a tört értéke annál nagyobb lesz az egységénél.

K_1 értékének az abszolút értékétől %-ában kifejezett növelése nem kívánatos, azonban abszolút értékének növelése, a térfogatszázalék, sőt a D_1 érték változtatása nélkül is lehetséges, de csak a tuskótörzs méretviszonyainak megváltoztatásával.

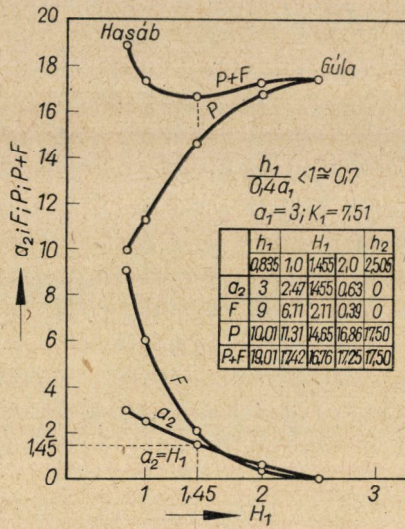
Nevezetesen K_1 abszolút értéke növelhető:

a) A tuskó H/D arányának növelésével változatlan tuskókúposág mellett;

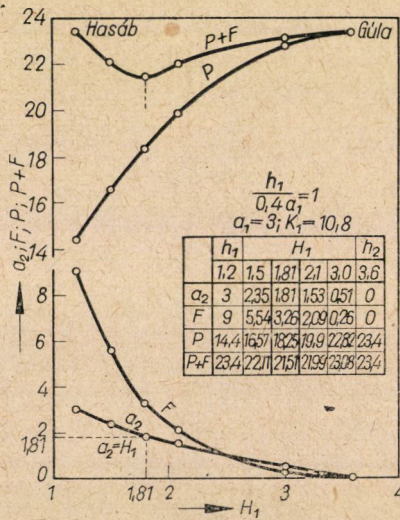
b) a tuskótörzs kúposágának csökkentésével a H/D arány kismérvű csökkenésével egyidejűleg.

Mindezekből következik, hogy mindazon acéltuskóknál, amelyeknél ennek a feltételnek más tényező (kovácsolás, hengerlés, tengelymenti laza szövet létrejötte) határt nem szab, maximális H/D arányra és minimális tuskótörzskúposágra kell törekedni a tápfej hőveszteségcsökkentése érdekében.

A tápfejsapka kúposágával kapcsolatos eddigi megállapítások négyzet-szelvényű tuskók négyzetszelvényű tápfejeire is vonatkoznak, ahol a D értékek helyébe a megfelelő értékei helyettesítendőek. A négyzetszelvényű tápfejek a_2 , F , P , $P + F$ értékeinek változását a H_1 függvényében, a $h_1 \geq 0,4$ a_1 értékek mellett a 8., 9. és 10. ábra mutatja.



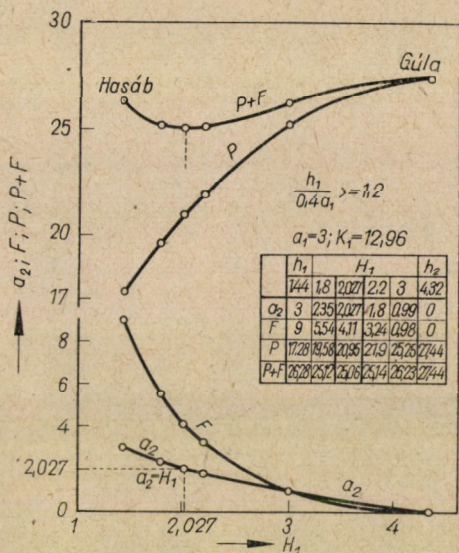
8. ábra. A tápfej felületelemeinek változása a kúposság (magasság) függvényében, ha $h_1/0,4 a_1 < 1$



9. ábra. A tápfej felületelemeinek változása a kúposság (magasság) függvényében, ha $h_1/0,4 a_1 = 1$

Megjegyzendő, hogy azonos térfogatú és keresztmetszetű, valamint azonos kúposágú négyszögszelvényű tápfejek palástfelülete nagyobb, mint a körszelvényűeké, így az egységnyi tápfejtérfogatra jutó palástfelület (X) és tűzállótéglátérfogat (Y) is nagyobb.

Végül megállapítható, hogy a tápfej hőveszteségének csökkentése érdekében a tuskók (kokillák) tervezésénél a következő szempontok betartása kívánatos:



10. ábra. A tápfej felületelemeinek változása a kúposág (magasság) függvényében, ha $h_1/0,4 a_1 > 1$

- a) kis tuskók gyártásának mellőzése;
- b) kis kónicitású tápfejek alkalmazása;
- c) olyan tuskó- és tápfej méretviszonyok kialakítása, amelyeknél a

$$\frac{4K_1/D_1^2 \pi}{0,4 D_1}, \quad \text{ill. a} \quad \frac{4K_1/a_1^2}{0,4 a_1}$$

értéke minél nagyobb, minimális — %-ban kifejezett — K_1 érték mellett;

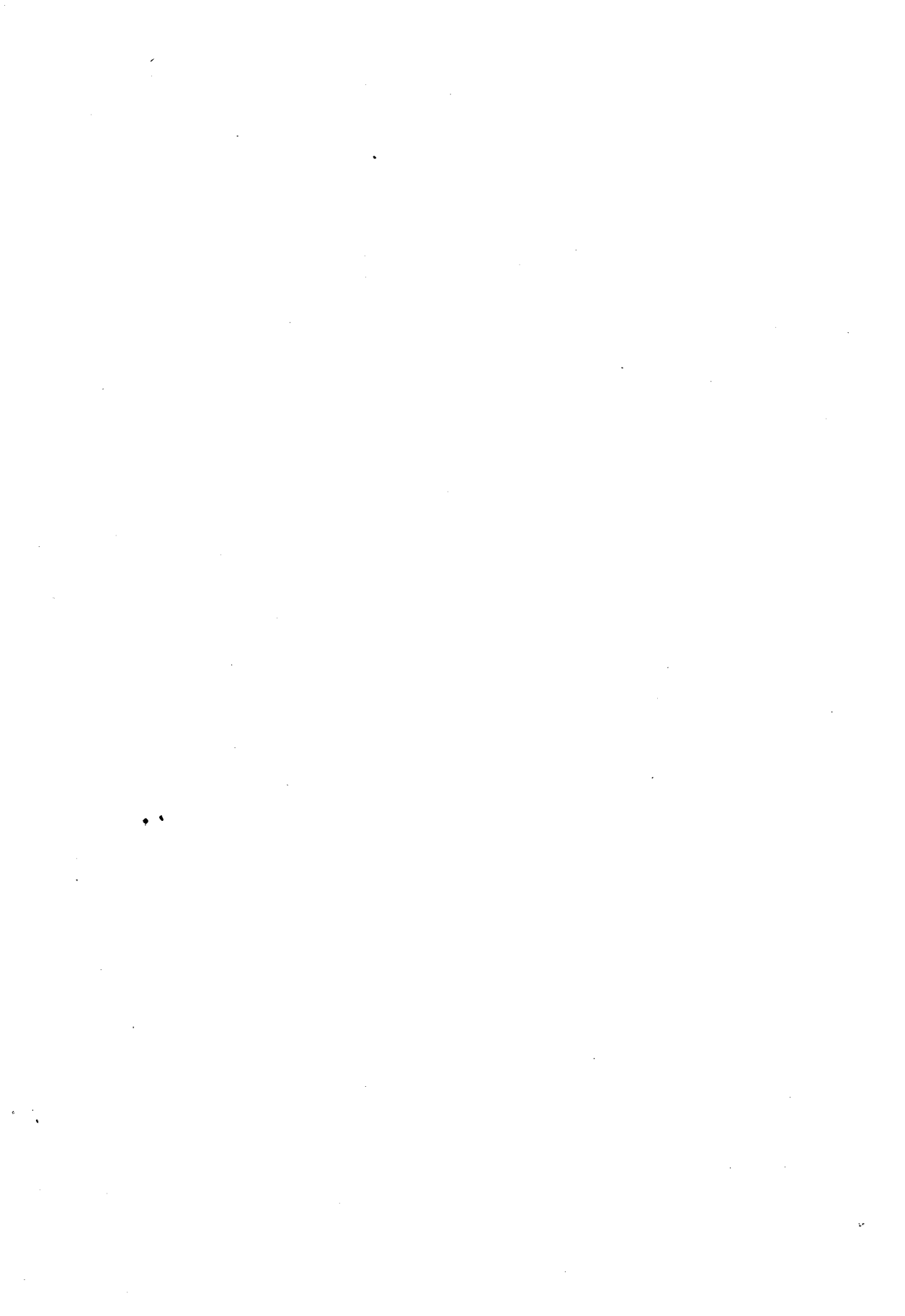
d) a tuskók H/D arányának növelése, ameddig annak a továbbfeldolgozása, ill. a tengelymenti laza szövet megjelenése határt nem szab;

e) a tuskótörzs kúposágának minimális értéken való megállapítása;

f) a négyszögszelvényű tápfejsapkák helyett kör- vagy sokszögszelvényű tápfejsapkák alkalmazása.

IRODALOM

1. CSABALIK GYULA: Az acéltuskó-tápfej termikus vizsgálata. Műszaki doktori értekezés, 1964.



SZINTER VAGY ÉRCBRIKETT?

SCHEDER ANDOR

[Beérkezett 1966. január 25-én]

A szerző a zsugorítvány és brikett előnyeinek és hátrányainak összehasonlítása után részletesen ismerteti a vasércporok brikettálására hazánkban eddig végzett kísérleteket. Rámutat arra, hogy a brikettálás kétségtelen előnyei csak akkor realizálhatók, ha kohászati szempontból teljesen megfelelő kötőanyagot sikerül előállítani. Az erre vonatkozó kísérletek eredményeként előállított cement kötőanyaga tetrakalciumaluminátferrit, s ennek alkotói kohászati szempontból hasznosak. Ismerteti e kötőanyaggal készített brikettek tulajdonságait, a laboratóriumi és fülüzemi kísérletek eredményeit, és arra a következtetésre jut, hogy a nagyüzemi kipróbálásra már érett a helyzet. Külön foglalkozik a mészkönek, valamint a kokszpornak brikettbe adagolásával kapcsolatban észlelt redukció gyorsító jelenségekkel. Végül pár összehasonlító adatot közöl a zsugorító és brikettáló éredarabosító berendezések beruházási és termelési költségeiről.

I. A zsugorító éredarabosítás

A vasérctermelés nagyüzemi módszerei, a rendkívül nagy hatóerejű robbantószerkek használata, valamint a hosszú szállítási utak miatt a vasérccek oly durva behatásoknak vannak kitéve, hogy a jó minőségű darabos érc lassanként már csak az öreg kohászok fiatalkori emlékei közt szerepel. Ehhez járul még az is, hogy a vasművekhez közel fekvő érctelepek kimerülőben vannak, ezért messziről, gyakran 4 ÷ 5000 km távolságból kell az ércet beszerezni, vagy pedig a gyengébb érceket is fel kell használni. Az első esetben a meddő szállítási költsége, a második esetben pedig a meddő kohósítási költsége kényszeríti a bányákat a vasérccek dúsítására, ahol a végtermék minden esetben por, ami közvetlen felhasználásra nem alkalmas, ezért darabosítani kell. A darabosítandó ércek mennyisége ezért ma már meghaladja az egész vasérctermelés 50%-át.

A zsugorító éredarabosítás immár több mint ötven éves tapasztalatai nemcsak a technológiai eljárások kifinomításához vezettek, hanem a zsugorító éredarabosítási eljárás műszaki és gazdasági hátrányait is napfényre hozták. Ezért mindjobban elszaporodnak azok a kísérletek, melyek különböző más eljárások, köztük az ércbrikettezés nagyüzemi bevezetésével járó előnyöket és hátrányokat vizsgálják. Az e téren szerzett értékes tapasztalatok indokoltá teszik, hogy a zsugorító és brikettező éredarabosító eljárásokat összehasonlítsuk.

1. A zsugorító darabosítás előnyei

A zsugorító darabosítás mellett felhozott főbb érvek a következők:

- a) A zsugorítás folyamán a nehezen redukálható magnetitek könnyen redukálható hematittá alakulnak;
- b) a szinter erősen pórusos, fajlagos felülete nagy, s így a redukáló gáz nagyobb felületen fejtheti ki redukáló hatását;
- c) a kéntelenítés jelentős, mert a kén nagy része a zsugorítószalagon kiég, és fűtőértéke hasznosul;
- d) a kohót mentesíti a kötött és szabad víz elpárologtatásának, valamint a karbonátok elbontásának hőszükségletétől, s ennek következtében csökken a fajlagos kokszfogyasztás, a kohó kapacitása növekszik.

2. A zsugorító darabosítás hátrányai

A tapasztalatok azonban kihozták a hátrányokat is, s ezek közül a legfontosabbak a következők:

- a) A jól oxidált szinter könnyen redukálható, de lágy, porlékony, magasabb hőmérsékleten szilárdsága rohamosan csökken, s a nagy porlódás a betét gázáteresztőképességét csökkenti. Ennek igazolásául az I. táblázatban közöljük BAUKLOCH és EGER kísérletsorozataiból 11 ércnek hidegen és 30–50 percig 550 °C-on való izzítás után, meleg állapotban mért törőszilárdsági adatait [1].

I. táblázat

Sorszám	Ércfajta	Törőszilárdság, kg/cm ²		A szilárdság- esés, %
		hidegen	550 °C-on	
1.	Darabosított érc	41,0	7,0	82,95
2.	Darabosított érc	150,0	7,0	95,34
3.	Darabosított érc	270,0	7,0	97,41
4.	Siegeni pátérc nyers	228,0	14,0	95,16
5.	Siegeni pátérc pörkölt	571,0	29,0	94,92
6.	Marokkói rif érc	650,0	15,0	97,70
7.	Gränsbergi magnetit	157,0	50,0	68,15
8.	Mínett	471,0	86,0	81,77
9.	Gelivaarai magnetit	300,0	172,0	42,70
10.	Kiirunavaarai magnetit	643,0	343,0	46,70
11.	Újfoundlandi vörös vasérc	643,0	460,0	28,50

A darabosított érc 7 kg/cm² törőszilárdsága megfelel a kézzel morzsolható állapotnak.

Ez a nagymértékű szilárdságcsökkenés lehetett az egyik oka a *Youngstown Sheet* 1500 t napi teljesítményre épített kohójában tapasztalt nagymértékű teljesítménynövekedésnek, amikor az addig 50% szinterrel és 50% brikettel

járatott kohót 100% brikettre állították át. A napi teljesítmény ugyanis 2767 t-ra emelkedett [2]. Az előző elegendőnél a szinter — morzsalékos volta miatt — valószínűleg kitöltötte a brikettek közeit, s így az elegy gázáteresztőképessége csökkent. A brikett egyenlő darabnagyságának előnyei tehát nem jelentkeztek. Azt, hogy ennek mily nagy a jelentősége, a teljesítménynövekedés kellően bizonyítja, bár az is lehetséges, hogy a brikett vastartalma nagyobb volt a szinterénél. Ez azonban egymagában ily nagy teljesítménynövekedést nem okozhatott.

Ha a kohóbetét gázáteresztőképessége romlik, a fúvósél nyomását kell növelni, ennek pedig szükségszerű következménye a szállópor mennyiségének növekedése. Hazai vasműveink átlagos szállópor mennyisége 150—200 kg/t nyersvas.

b) Kohászatilag az ideális állapot az volna, ha az érc teljesen egyenlő darabnagyság mellett gömbformájú lenne, mert ez adja az optimális gázjáratot, a legkevesebb szállóport és a kohó egyenletes járatát is biztosítja. FOURNAS [3] kísérletei szerint az osztályozatlan érc kokszfogyasztása 1180 kg/t nyersvas volt. Ha az ércet darabnagyság szerint kétfelé osztályozták, és egy-egy adagba csak egy osztályba tartozó érc került, a kokszfogyasztás 1070 kg/t-ra, ha pedig háromfelé osztályozták, nyersvastonnánként 960 kg/t-ra csökkent. De már tíz évvel FOURNAS előtt VISZTAVKIN, KATEJEV és OSZTASKEVICSNÉK — a *Domez* 1930. évi 12. számában közölt kísérletei szerint — a kokszfogyasztás terén kiváló eredményeket értek el, ha a vasércet 3 ÷ 75 mm határok közt három kategóriába osztályozták.

A zsugorított érc azonban törés és osztályozás után durva, érdes felületű, kiálló éllel, csúcsokkal, melyek a kohóban a levonulás során — különösen a magasabb hőmérsékletű zónákban — lemorzsolódnak, letöredeznek, s így jelentős a porképződés. Az így keletkező törmelék — a legkisebb ellenállás irányában való kitérés törvényének megfelelően — a nagyobb darabok közt levő hézagokban helyezkedik el, és a kohó ellenállása a gázárammal szemben növekszik [4]. Az egyenlő darabnagyságra való osztályozás előnyei tehát csak mérsékelten jelentkezhetnek.

Arra, hogy a zsugorított érc lemorzsolódása már a kohó előtt mily nagymértékű lehet, jellemző adatok a cserepoveci zsugorítómű szitaelemzése. Ezek szerint a lehűtött szinterben rostálás előtt a 25 mm szemnagyságot meghaladó rész 61,2% volt. Rostálás után e hányad 55,9%-ra, a nagyolvasztó bunkerei előtt 44,6%-ra és a bunkerben 33,5%-ra csökkent [5]. A *Dunai Vasműben* a zsugorítmány 25%-a nem alkalmas a kohóba adagolásra, és mint visszatérő anyag, ismét a zsugorítószalagra kerül.

c) Önjáró zsugorítmány készítése nehézségekbe ütközik, mert ha eléggé finomra őrljük a mészkövet ahhoz, hogy nagy fajlagos felülete következtében a zsugorítás folyamán a vasérc SiO_2 tartalmával — ebben a formájában nem higroszkopikus — kalciumszilikáttá alakuljon, a zsugorítandó massa

légáteresztőképességének csökkenése miatt a teljesítmény visszaesik. Ha pedig a mészkövet nagyobb darabokban adjuk a zsugorítandó érchez, a mészkő túlnyomórészt CaO formájában ég ki, s egyrészt a mészkő eltérő hőtágulása. másrészt az égetett mész higroszkopikus volta miatt a szinter lehűlés közben repedezik, porlik [6].

d) Finom porok darabosítására a zsugorító darabosító berendezések nem alkalmasak. Ha csak $10 \div 20\%$ finom port kell a zsugorítószalagra rávinni, előpelletező berendezés közbeiktatásával az megoldható, de ez mind a fajlagos beruházási, mind a termelési költségeket növeli. Ha azonban túlnyomórészt finom porok darabosításáról van szó, indokoltabb más megoldást keresni.

e) Ugyancsak súlyos hátránya az a nagy hőenergia pazarlás, ami annak következtében áll elő, hogy az ércet a zsugorításhoz szükséges $1200\text{ }^\circ\text{C}$ körüli hőmérsékletre kell felmelegíteni, majd le kell hűteni, s a kohóban újra fel kell melegíteni. Ez a hőveszteség 40% -os vaskihozataalt feltételezve kb. $1\,700\,000$ kcal/t nyersvas.

f) A zsugorítmánnyal szemben a legsúlyosabb kifogás az, hogy gazdaságtalan.* Fajlagos önköltsége 220 Ft/t körül van.

g) A zsugorítmány frissítőérc céljára sem műszaki, sem gazdasági szempontból nem megfelelő, mert egyrészt a nagy porozitása következtében térfogatsúlya kisebb a martinsalakénál, a salakfürdő felületi feszültsége miatt annak felületén úszik, így frissítőhatása lassú, másrészt a zsugorítás folyamán a részleges redukció következtében az érc oxigéntartalma és ezzel frissítőhatása csökken.

Szovjet adatok szerint [7] a zsugorítmány oxigéntartalma az eredeti frissítőércéhez viszonyítva 9% -kal csökkent s azonos frissítőhatás eléréséhez 13% -kal több zsugorítmány volt szükséges. A *Dunai Vasmű* adatai szerint a zsugorítás folyamán a frissítőérc $21,5\%$ O_2 tartalma 19% -ra csökkent, s ez a 11% csökkenés az előbbi adatok szerint $16,7\%$ -kal több frissítőérc felhasználását jelenti.

h) Végül részletes vizsgálat alá kellett venni azt az általánosan elterjedt nézetet is, hogy a nagy fajlagos felülete miatt a szinter lényegesen könnyebben redukálható, mint a darabos érc. Ez a nézet abból a már erősen kétségbe vont feltevésből alakult ki, hogy a közvetlen redukció hőgazdálkodás, s így gazdasági szempontból is kedvezőtlenebb a közvetett redukciónál. Ez a felfogás

* Ez az önköltség is úgy alakul ki, hogy a zsugorításhoz felhasznált kokszport 850 Ft/t árral számolják el, pedig a *Dunai Vasmű* kokszolóművében gyártott 14% hamutartalmú kohókoksz önköltsége meghaladja az 1700 Ft/t-t, és még az importkoksz irreális önköltsége is 1100 Ft/t körül van. Így, ha a zsugorítmány készítéséhez felhasznált átlagosan 90 kg/t kokszpor árát az importkoksz 1100 Ft/t egységárán számoljuk (amihez jogunk van, mert tudomás szerint a kokszpor túlnyomó részét darabos koksz őrlése útján állítják elő) ez egymagában kb. 10% -kal, ha pedig a hazai gyártási önköltséggel számolunk, kb. 30% -kal növelné a zsugorítmány 220 Ft/t önköltségét.

azonban legalábbis egyoldalú. Így például PAVLOV [8] szerint az indirekt redukció kedvezőbb kokszfogyasztása . . . „csak azokban a nagyolvasztókban mutatkozik ideálisnak, amelyek a hőgazdálkodás szempontjából kedvezően feltételek közt dolgoznak. Számos modern nagyolvasztó ma már egységnyi nyersvasra, vagyis a nagyolvasztóban lejátszódó összes folyamatokra kevesebb tüzelőanyagot fogyaszt, mint a kizárólag közvetett redukcióra kiszámított fogyasztás. Ez az eredmény csak a közvetlen redukció fokozott kiterjesztésével érhető el . . .”

A fajlagos felület és a porozitás jelentőségének túlértékelésével a szerző „A vasércék felületének, porozitásának és darabnagyságának jelentősége a redukció lefolyásánál” [4] című tanulmányában már részletesen foglalkozott.

Itt kell megjegyezni, hogy a Vasipari Kutató Intézet a brikettek és szinterek redukálhatóságára vonatkozóan már 1961-ben végzett összehasonlító kísérleteket. E kísérletek a következők voltak:

Magnetitkoncentrátumból 30 mm átmérőjű és 30 mm magas vízzel kötött briketteket sajtoltak. Ugyanilyen briketteket sajtoltak 7% vízzel és 5, 8, 11 és 14% vörösiszapcementtel kötött hematitból, és végül krivoj-rogi ércből hasonló alakú és méretű próbadarabokat faragtak ki. E darabokat, valamint az Ózdi Kohászati Üzemek zsugorítóművéből származó zsugorítmány darabokat faszén közé helyezve kvarccsőbe zárták, s a csövet csőkemencében 1000 °C-ra hevítve egy órán át e hőfokon tartották, majd a kemencében lehűtötték. A redukálhatóság mértékének alapegységül a magnetitkoncentrátum redukálhatóságát 1-nek véve, az egyes próbadarabok viszonylagos redukciófoka a következő volt:

Magnetitkoncentrátum	1;
darabos krivoj-rogi érc	1,3 ÷ 1,5;
vörösiszapcementtel kötött ércbrikettek	1,3 ÷ 1,5;
ózdí zsugorítmány	0,5 ÷ 1,3.

A darabos érc, vagy a brikettek redukálhatósága tehát számottevően jobb volt, mint az ózdí zsugorítmányé.

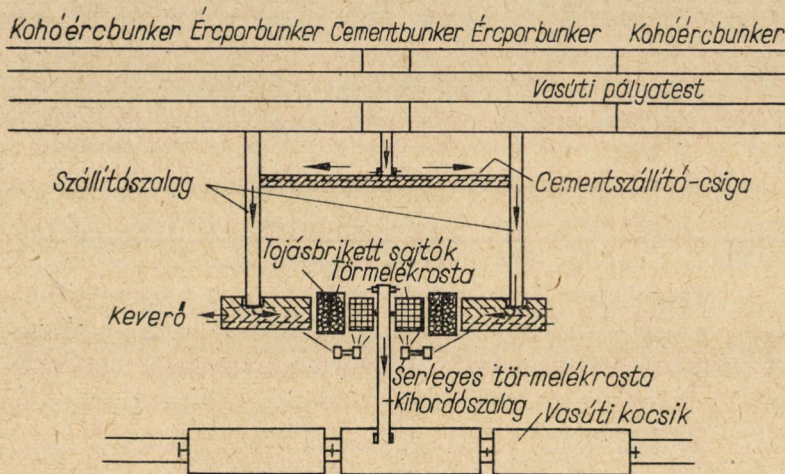
II. Az ércdarabosítás egyéb formái

A zsugorító darabosítás előbb felsorolt hátrányai tették szükségessé, hogy az ércdarabosítás többi formáival, s ezek közt a brikettezés problémáival foglalkozzunk. Ezt indokolta az is, hogy például az Amerikai Egyesült Államokban, az alabamai Woodward Vasműben immár két évtizede működik az 1. ábrán feltüntetett elrendezésű két, egyenként 60 t/óra teljesítőképességű

ércbrikettsajtó [9], amelyek portlandcementtel kötött ércbriketteket készítenek oly módon, hogy a darabosított érc a sajtóról egyenesen a vagonokba folyik. A vagonokat 48 órára félreállítják, mert a portlandcement lassú szilárdulása miatt a brikettek csak két nap múlva érik el a kezelésükhöz szükséges szilárdságot.

Hazánkban az első üzemi méretű vasérc brikettezési kísérletek Miskolcon, a *Diósgyőri Vasmű* ércrakodóján, majd később az *Ózdi Vasműben* 1954–55. években folytak.

A miskolci kísérleteknél szénbrikettsajtón kátránnyal, szulfitszenny-lúggal és bentonittal kötött briketteket gyártottak. A kátrány e célra nyilvánvalóan nem lehetett megfelelő kötőanyag, mert a kohóban meglágyulva a



1. ábra. A Woodward Vasmű ércbrikett üzemének helyszíni rajza

brikettek szétmennek. A kátrány frissítőérc brikettálására sem volt alkalmas, mert a martinkemencébe karbont vitt be, ami a frissítőérc oxigénjének nagy részét lekötötte, s így ugyanazon frissítőhatás eléréséhez ily brikettből kétszerannyi kellett, mint darabos ércből. Ugyancsak nem vált be a szulfitszenny-lúg, vagy bentonit kötésű brikett sem, mert a szulfitszenny-lúg 6–8% kéntartalma, vagy a bentonit 65% SiO_2 tartalma kohászati szempontból káros. Ezért e kísérletek eredményeit nem is publikálták.

Az ózdi kísérleteknél az ottani salaktéglagyár sajtóin készült mintegy 500 t ércbrikett, melynél a kötőanyag salakportlandcement, vagy bauxitcement volt. E kísérletek bebizonyították azt, hogy a cement-kötőanyagú brikettek ellen felhozott az az érv, amely szerint a cement magasabb hőmérsékleten elveszti szilárdságát, illetve kötőképességét és az ily brikettek szétesnek, nem helytálló. A brikettek 900 °C-on 4–5 órán át izzítva sem estek szét, és

még tetemes szilárdságuk volt annak ellenére, hogy ezen a hőmérsékleten a redukció mértéke már meghaladta az 50%-ot [10].

A cementtel kötött brikettek ellen felhozott legnyomósabb érv az volt, hogy a szilikátcementek savas jellegük miatt jelentősen növelik a salakmennyiséget, az e szempontból kevesebb kifogás alá eső bauxitcement pedig drága. A kérdés tehát az volt, lehet-e a vasércporok brikettálásához oly kötőanyagot előállítani, mely gyorsan köt, gyorsan szilárdul, kohászati szempontból káros alkotókat nem, vagy csak jelentéktelen mértékben tartalmaz, és emellett olcsó is. Ezért az *Építőanyagipari Központi Kutató Intézetben* végzett kísérletek során először kovasavtartalom szempontjából vizsgálták át az összes hazai cementklinkereket. E szempontból a hejőcsabai cementklinker bizonyult a legjobbnak, mert könnyen be lehetett állítani gyorsan kötővé, de a szilárdulás továbbra is lassú maradt [11].

A hosszadalmas vizsgálatok során megállapítható volt, hogy az eddig ismert klinkerásványok közül a vaskohászat követelményeit egyedül a brownmillerit (tetrakalciumaluminátferrit, $4\text{CaO} \cdot \text{Al}_2\text{O}_3 \cdot \text{Fe}_2\text{O}_3$) elégíti ki, mert 46,1% CaO és 32,9% Fe_2O_3 tartalma a kohóban közvetlenül értékesül, a 21% Al_2O_3 tartalma pedig a salak cementipari értékét növeli. A tiszta brownmilleritből készített cement 600 kg/cm^2 törőszilárdságúnak bizonyult, tehát egyenértékű a legjobb minőségű portlandcementekkel. Ezért sorozatos kísérleteket végeztünk annak megállapítása végett, hogy mily alapanyagokból lehetne a legkönnyebben és leggazdaságosabban nagy brownmillerit-tartalmú cementet előállítani.

E cementtípus előállítására kitűnő alapanyagoknak látszott a Bayer-féle timföldgyártásnál melléktermékként keletkező vörösiszap, mely átlagosan 20% Al_2O_3 -ot és 40% Fe_2O_3 -ot tartalmaz. Az erre vonatkozó kísérletek eredményesek voltak, s az eredményeket a szerző „*A frissítőérc brikettézése*” [11] és „*Brikettieren von Eisenerzen mit Eisenerzement*” [12], SZÉKELY ISTVÁN pedig „*Cement gyártása vörösiszap felhasználásával*” [13] című tanulmányában ismertette.

Ezek szerint mészke hozzáadásával vörösiszaphból, vagy vasérc és bauxitból lehet oly cementet előállítani, mely 14–17% Fe és 42–46% CaO tartalmával maga is az ankerithez hasonló összetételű, csekély Fe tartalmú bázikus vasérc.

Kísérletképpen a rudabányai ankeritből is végeztünk próbaégetést, és a vörösiszapcementhez hasonló összetételű, jó kötőképességű és kellő szilárdságú cementet kaptunk. Az ankerit azonban rendkívül változó összetétele miatt üzemi méretű cementgyártásra nem alkalmas.

A vörösiszap cementgyártás szempontjából ideális nyersanyag, mert egyrészt már cementfinomságúra meg van őrölve, s így az előőrlés nem jelentéktelen költségének egy része megtakarítható, másrészt a vörösiszap millió tonna tételekben mint gyári hulladék áll rendelkezésre. További előnynek lát-

szik, hogy az ily típusú cement gyártásához a timföldgyáron belül is csak jelentéktelen beruházás szükséges. A timföldgyárak ugyanis rendelkeznek a cementhez adagolandó mészke és esetleges bauxit őrléséhez szükséges őrlő kapacitással, másrészt e cementtípus kiegészítő hőfoka 1250 °C körül van, tehát a timföldgyárakban rendszerint meglévő pörkölő kemencében a cementklinker kiegészíthető, legfeljebb nagyobb égőfejjel és új béléssel kell a pörkölőkemencét ellátni. A szállítás és tárolás leegyszerűsítése végett az látszik leghelyesebbnek, ha a timföldgyár csak klinkert állít elő, s azt szállítja az ércdarabosító műbe. A klinkert a napi szükségletnek megfelelően a felhasználás helyén őrlnék cementté. Így egyrészt a szállításhoz bármilyen vagon is megfelel, a klinker minőségromlás nélkül hónapokig jól tárolható, s az üzem állandóan friss cementtel dolgozhat.

De mindezekről eltekintve a cementiparunkban ma már van e célra felhasználható fölös kapacitás, mert e célra az építőanyagiparban már elavultnak tekinthető 25 m-es forgókemencék is megfelelnek.

Az ércdarabosításra alkalmas kötőanyaggal szemben a vaskohászat további követelménye az volt, hogy annak nem szabad a vasércnél korábban lágyulni, zsugorodni, vagy megolvadni. VÉCSEY [14] és GUTHMANN [15] adatai szerint az egyes vasérc lágyulásának, zsugorodásának és megolvadásának kezdő hőmérsékleteit a II. táblázatban tüntettük fel. Mint látható, e cement viselkedése nagy hőmérsékleten nagyjában egyezik a vasérckével.

II. táblázat

Sorszám	Ércfajta	Lágyulás	Zsugorodás	Olvadás
		kezdő hőfoka, °C		
1.	Kiruna érc	850	1200	1300 fölött
2.	Dill vörösvaskő	1000	1150	1300 „
3.	Wasseralfingen (Dogger)	1000	1070	1100 „
4.	Salzgitter Fortuna	950	1050	1100 „
5.	Baden (Dogger)	850	950	1080 „
6.	Rudabányai limonit	1110	1150	1250 „
7.	Rudabányai pátérc	1100	1180	1300 „
8.	Krivoj-rogi érc	1150	1200	1270 „
—	Ferroaluminát cement	1100	1200	1270

A laboratóriumi eredmények alapján a *Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztálya* 1960. december 15-én, felkérte a *Kohó- és Cépipari Minisztériumot*, hogy a vasércmenttel kötött ércbrikettek használhatóságát üzemi méretekben ellenőriztesse.

Az ellenőrző kísérleteket a *Lenin Kohászati Művek* 1961–1962. években végeztette el. Ehhez az *Építőanyagipari Központi Kutató Intézet* tatabányai kísérleti félüzeme kb. 15 t vörösiszapcementet égetett, s ezzel a diósgyőri

salaktéglagyár téglaprésain briketteket sajtoltak. E kísérletek fontosabb adatait a III. táblázat tartalmazza.

III. táblázat

A brikettált érc szemszerkezete, mm	Százalékos eloszlás, %
0,0— 0,5	33,6
0,5— 2,0	21,9
2,0— 5,0	23,6
5,0—10,0	16,2
10,0—20,0	4,3
20,0 fölött	0,2

A különböző cementmennyiségekkel készített próbadarabok átlagos törőszilárdságát a IV. táblázat tünteti fel.

IV. táblázat

Cement, %	Törőszilárdság, kg/cm ²			
	1 napos	2 napos	7 napos	28 napos
	korban			
8	123,0	68,9	105,9	102,0
10	99,3	74,3	115,9	85,4
12	131,7	151,3	130,1	122,8
14	130,0	121,2	140,9	120,5
16	91,1	108,9	149,5	121,9

A téglasajtó nyomását nem mérték, ami becslés szerint $240 \div 280$ kg/cm² közt lehetett. A 12% cement és 8,5% vízzel készített mintegy 100 t ércbrikettből kivett próbadarabok átlagos törőszilárdsága

1 napos korban 147,3 kg/cm²;

2 napos korban 122,9 kg/cm²; és

3 napos korban 136,2 kg/cm²

volt.

Összehasonlításként megemlítjük, hogy a jó minőségű kohókoksznál megkívánt törőszilárdság 80 kg/cm².

Az ejtőszilárdságot úgy mérték, hogy a 100 tonnás folyamatos gyártás során, meghatározott időközökben 5—5 db-ot kivettek és 2 m magasságból vaslapra ejtették, majd a 10 mm alatti törmeléket külön lemérték. Az eredmények az V. táblázatban láthatók.

V. táblázat

Sajtolás után eltelt idő, óra	10 mm alatti törmelék, %	Eredmény
1	37,0	Nem állta ki
2	27,9	Nem állta ki
3	30,1	Nem állta ki
4	21,2	Kiállta
5	8,7	Kiállta
6	0,9	Kiállta
24	1,7	Kiállta
48	1,3	Kiállta

Az érc összetétele a brikettezés után a VI. táblázat szerint változott.

VI. táblázat

Alkotók	Aglo érc, %	Brikett, %
Fe	56,41	55,20
CaO	—	4,06
SiO ₂	14,98	14,34
Al ₂ O ₃	1,42	5,83

Időállóság tekintetében nem végeztek vizsgálatokat, de a legyártott brikettek egész télen át rendszertelenül, halmazba rakva feküdtek, s ezalatt a hőmérséklet több mint 15-ször esett fagypontra alá, de a briketteken legfeljebb 3÷5 mm-ig terjedő felületi mállás volt tapasztalható. A szabadtéri tárolás után vett próbatetek hirtelen hevítése sem okozott porlást, azok hevítése megömlésig alakváltozás nélkül ment végbe.

A briketteket frissítőéreként használták fel, s az itt nyert tapasztalatok kedvezőnek látszanak. A brikettek ugyanis a fürdőben porlás, pattogás nélkül azonnal lesüllyedtek, és fürdőt intenzív mozgásba hozták.

Ezek után a *Brikett Termelő és Széndúsító Vállalat* bevonásával az *Ózdi Kohászati Üzemek* végeztek szállópornak és szovjet koncentrátumnak szénbrikett sajtón való darabosítására kísérleteket. A szinte púderfinomságú ércpor kötéséhez — a rendkívül nagy fajlagos felülete miatt 20% cementet használtak. Az *Ózdi Kohászati Üzemek* vezetőségét nyilvánvalóan az a kérdés érdekelte, hogy a zsugorításra nem alkalmas finom porok mily feltételek mellett brikettezhetőek.

A laboratóriumi méretű brikettsajtón végzett kísérletek után Inotán, az ottani 10 soros, és szénből 25 t/óra teljesítőképességű, 650 mm átmérőjű hengerekkel bíró ikersajtólón két fajta brikettet gyártottak, melyek összetétele a VII. táblázat szerint alakult.

VII. táblázat

A brikettezés anyagai	I. fajta, %	II. fajta, %
Szovjet koncentrátum	69	48
Aglo érc	—	15
Mészköpor	11	11
Vörösiszapcement	20	20

A gyártáshoz felhasznált cement már ca 6 hónapos volt és csomókban összeállott, a csomókat azonban kézzel szét lehetett morzsolni. Minden valószínűség szerint ez lehetett az oka annak, hogy az *Építőanyagipari Központi Kutató Intézet*ben a cement legyártása után egy hónappal mért kötési és szilárdulási idők nagymértékben meghosszabbodtak, és a cementszükséglet is ily nagy lett.

Meg kell jegyezni, hogy ebben az esetben a cement mennyisége nem esik oly súlyos gazdasági elbírálás alá, mint a betoniparban. A vörösiszapot ugyanis vaskohászatunk vasércként úgyis hasznosítani igyekeznek, mészkövet pedig egyébként is kell a kohóba adagolni. E cement ca 47% CaO tartalma cementtonnánként ugyanannyi mészkő adagolását, sőt kiegészítését helyettesíti, a 14÷17% Fe tartalma pedig nyersvasként hasznosul. A cement kiegészítéséhez a cementipari kemencék jobb termikus hatásfoka miatt kevesebb hőenergia szükséges, mintha a vörösiszapot és mészkövet a zsugorítószalagon égetjük ki. Ily módon a népgazdaság szempontjából elsősorban csak az őrlési költségek jelentkeznek többletkölségként.

A fagyponthoz közeli hőmérsékleten készített brikettekből megfelelő mennyiséget személykocsin Budapestre szállítottak, a szobahőmérsékleten tartás mellett a brikettek szilárdsága a VIII. táblázat szerint alakult.

VIII. táblázat

	I. fajta	II. fajta
Pontnyomás, kg 24 óra után	40	45
„ 48 „ „	90	91
„ 5 nap „	118	117
„ 6 „ „	130	fölött

A pontnyomást mérő gép mérési határa 130 kg volt, s így ennél nagyobb szilárdságok mérésére nem volt alkalmas.

Az Inotán gyártott briketteket a *Vasipari Kutató Intézet* részletes vizsgálatnak vetette alá, és pedig a következő eredménnyel.

A brikettek hideg ejtőszilárdsága, vagyis az a legnagyobb magasság, melyről betonlapra leejtve még nem törtek el 2÷2,5 m volt. Nagyobb magasságból ejtve a brikettek por- és törmelékképződés nélkül 2÷3 darabra törtek.

A meleg ejtőszilárdság meghatározásához a briketteket a forró tokoskemencében, fél órán át a kívánt hőmérsékleten tartották.

800 °C-os vizsgálatnál a brikettek úgy viselkedtek, mint hideg állapotban. Ejtőszilárdságuk 2 m fölött volt. E fölött töréskor csak néhány nagyobb darab keletkezett, por és törmelék nem.

1000 °C-on a brikettek 0,5 m-nél nagyobb magasságról ejtve sok kisebb darabra törtek, de porképződés nem volt, s a brikettben a kezdő lágyulás jelei mutatkoztak.

A redukció hatásának vizsgálatára a briketteket világítógázban 900 °C-on egy óra hosszat redukálták és a gázban hűtötték le. Az ejtőszilárdság 0,5 m volt. Nagyobb magasságból ejtéskor törmelék és por képződött. A brikettekben levő Fe mennyiségnek az I jelű brikettnél 48, a II jelűnél 40%-a redukálódott fémvassá.

A vízállóság vizsgálatához a briketteket 24 óráig víz alatt tartották. A brikettek felületének ca 1 cm vastag rétege nedvesedett át, de az áztatás nem lazította fel a felületet, és az ejtőszilárdsága változatlanul 2 m fölött maradt.

A koptató szilárdságot 65°-os szögben felállított 30 fordulat/perc sebességgel forgó pelletező tányérba adagolt 4 kg briketttel mérték. A 4 perces koptatás után a I jelű brikettnél 5,8%, a II jelűnél 9,7% 1 mm alatti por képződött, de az utóbbinál néhány 10 mm-es darab is volt. Megjegyzendő, hogy a kohókoksza vonatkozó szabványok szerint jónak minősül az oly dob-szilárdságú kohókoksza, mely Simmerbach-Micum dobban 4 percen át, percenként 25 fordulattal forgatva 25%-nál kevesebb 40 mm lyukbőségű rostán áteső törmeléket ad. E vizsgálatok eredményeit a *Vasipari Kutató Intézet* a VI. táblázatban foglalta össze.

VI. táblázat

	I	II
Ejtőszilárdság szobahőfokon, m	2÷2,5	2÷2,5
Ejtőszilárdság 800 °C-on, m	2,0	2,0
Ejtőszilárdság 1000 °C-on, m	0,5	0,5
Vízállóság 24 óra után	Nagyon jó	Nagyon jó
Koptatásnál képződő por, %	5,8	9,7
Nedvességtartalom, %	4,7	6,2
Fajsúly, gm/cm ³	3,55	3,75
Térfogatsúly, g/cm ³	2,65	2,89
Porozitás, %	25,3	23,1

III. Brikettezési lehetőségek a kohósításnál

Mint ahogy a laboratóriumi és félüzemi kísérletek igazolták, hogy a ferroaluminát cementtel kötött brikettek redukálhatóság szempontjából egyenrangúak, sőt egyenlő darabnagyságuk miatt jobbak a darabos ércnél, és nagy-

üzemi gyártásuk lehetséges, szükségesnek látszott megvizsgálni mindazokat a lehetőségeket is, amelyek a brikettezés révén a kohósításnál jelentkezhetnek.

Vizsgálataink először csak arra terjedtek ki, hogy ha a brikettbe kokszport is teszünk, vagyis a redukálószeret bevisszük az érc belsejébe, annak milyenek a kohászati és gazdasági következményei, továbbá, hogy önjáró brikettek készítésének mily előnyei volnának.

A *Vasipari Kutató Intézetben* végzett kísérletek eredményeit a szerző „*Az ércelőkészítés új útjai*” [16], valamint „*A mészró szerepe a kohóban*” [6] című tanulmányaiban ismertette. E kísérletek eredményeinek rövid összefoglalása a következő.

97% tisztaságú vasoxidból és 75,4% kARBONT tartalmazó gázgyári kokszból 25 mm átmérőjű és magasságú hengerkék készültek 0, 5, 10, 15 és 20% kokszpor bekeverésével. Levegőn 15 pernyi előmelegítés után 45 percig voltak a kívánt hőmérsékleten oly módon, hogy a szilitrudas kemencébe helyezett kvarcsőbe tölt izzítócsónakba egy-egy 0, 5, 10, 15 és 20% kokszport tartalmazó darab került. A kvarcsővön mintegy 3 cm/sec sebességgel világítógáz áramlott keresztül. A redukció mértékét a vashoz kötött oxigén mennyiségének csökkenésével számítottuk. A magasabb hőmérsékleteken bekövetkezett redukció mértékét a IX. táblázat foglalja magába.

IX. táblázat

A brikett összetétele, %		A redukció mértéke, %			
Vasoxid	Koksz	900 °C	1000 °C	1100 °C	1200 °C
100	0	67,70	52,50	70,66	73,28
95	5	60,90	50,90	82,60	87,44
90	10	59,50	53,80	92,30	97,50
85	15	62,40	51,90	100,00	100,00
80	20	63,80	67,16	100,00	100,00

A többszörös kontrollvizsgálatok is hasonló eredményekre vezettek, ezért megállapítható volt, hogy — legalábbis laboratóriumi szinten — az ércbrikettbe kevert kokszpor a redukciót oly nagymértékben elősegítette, hogy az még szilárd fázisban, 1100 °C hőmérséklet alatt teljesen befejeződött. Természetesen a kohóbeli állapotok nem egyeznek a laboratóriumban mesterségesen előállított feltételekkel, mert egyrészt a kohógáz redukáló hatása feltétlenül kisebb a világítógázénál, másrészt e folyamatok a kohó 6–10 óras áthaladási ideje alatt nyilvánvalóan eltérő formában játszódnak le, mint az elektrokemence egy óránál rövidebb fűtési időszakra alatt. A redukció meggyorsulása azonban el nem vitatható tény, és ez a hatás a direkt redukció aránya növekedésének volt tulajdonítható.

Egyesek a szerzőnek „*Study of The Direct Reduction*” [17] című tanulmányában, valamint a már előbb említett dolgozataiban közölt direkt reduk-

cióra vonatkozó definícióit tévesnek minősítették. E dolgozatokban ugyanis azt állította, hogy az érc és szén molekuláris finom őrlése esetén a direkt redukciónál elvileg csak CO_2 keletkezhetik. A tapasztalatok szerint jelenlevő CO pedig nem a direkt redukciónál keletkezik, hanem a direkt redukció hőfokán a CO_2 szén jelenlétében CO-dá redukálódik. Az észlelt CO tehát nem a vasérc, hanem a CO_2 redukciójának terméke, s így másodlagos folyamat. A szerző e megállapítását nem fogadták el, és a kísérletek feltűnő eredményeit a direkt redukció e szerintük téves értelmezése következményeinek minősítették [18].

E kérdés eldöntésére VISNYOVSKY LÁSZLÓ derivatograffal hosszú kísérletsorozatot végzett, s a mérések azt igazolták, hogy az FeO-ig menő direkt redukciónál CO_2 , az FeO-nak fémvassá való redukálásánál pedig CO keletkezik [19].

A szerző maga részéről azonban ezeket a vizsgálatokat még nem tartja befejezetteknek, mert a vasoxid és grafitpor fizikai állapotát, szemszerkezetét nem vették figyelembe, illetve erről a tanulmány nem tesz említést. A direkt redukció ugyanis csak a szén és vasoxid érintkezési pontjain következhet be, az érintkezési pontok száma pedig a szemcsenagyság függvénye. Így például egy 100 mm átmérőjű gömb felülete 314 cm^2 . Ha ebből a gömbből 1 mm átmérőjű gömböket készítenénk, változatlan köbtartalom mellett egymillió darab gömböcske keletkeznék, melyek felülete az eredeti 314 cm^2 helyett, annak ezerszeresére, azaz $31,400 \text{ cm}^2$ -ra növekednék. A 100 mm átmérőjű gömbök halmazában az érintkezési pontok száma tehát csak egy milliomodrészre annak, ami az 1 mm átmérőjű gömbök halmazában keletkezik. A direkt redukció mértéke tehát a szemcsenagyságnak is függvénye.

Ezért indokoltnak látszanék a derivatograf-kísérleteket egy oly kísérlet-sorral kiegészíteni, amelynél a vasoxid $10 \div 150$ mikron szemnagyság közt 5 kategoriára rostáltatnék szét, és a karbon egyenletes eloszlása végett nem grafitport, hanem vegytiszta kormot használnának. Ha ennél a kísérletnél a szemnagyság csökkenésével a keletkezett CO mennyisége is csökken, valószínűsíthető az a feltevés, hogy a CO nem a direkt redukciónál keletkezett termék, hanem egyrészt a pórusokban óhatatlanul jelenlevő levegőből keletkezik, másrészt — mint már ezt a szerző tanulmányaiban részletesen kifejtette — a CO_2 a direkt redukció hőmérsékletén szén jelenlétében a Boudouard reakció szerint redukálódik, tehát nem a vasoxid, hanem a CO_2 redukciójaként keletkezik.

De mindezekről eltekintve a kokszporos brikettek redukálásánál elért eredmények elvitathatatlan tények, s azokat az sem befolyásolhatja, ha a direkt redukciónak bármily más értelmezést adunk.

A kokszporos briketteknel tapasztalt jelenségek azonban egy új gondolatot is felvetettek. A brikettbe adagolandó kokszporral szemben ugyanis nincsenek szilárdsági követelmények, tehát e célra bármilyen csekély hamu-

tartalmú gázgyári koksz is megfelel. A kohókoksz-behozatalunk csökkentése érdekében is indokoltnak látszik megvizsgálni azt, hogy a brikett kohósítás szempontjából fontos tulajdonságainak épségbentartása mellett mi az a legnagyobb kokszmennyiség, amennyi a brikettbe olcsó gázgyári kokszból bevihető. A vaskoksszal nyert tapasztalatok szerint ugyanis meg van a valószínűsége annak, hogy a teljes kokszszükségletnek esetleg 40÷50%-a olcsó kokszpor formájában a brikettbe bevihető, s csak a fennmaradó részt kell drága kohókoksz formájában adagolni. Ez a kérdés azonban csak nagyüzemi kísérletekkel tisztázható.

Teljesen külön vizsgálat tárgyává kellett tenni azt, hogy a mészkőnek a brikettbe való bevitele mily jelenségekkel jár. E célból a *Vasipari Kutató Intézetben* HOLLÓ TIBORNÉ a szerző kérésére a következő kísérleteket végezte:

a) Tiszta hematitből;

b) 83,33% hematitből, 16,67% 1 mm átmérő alá őrölt mészkőből; és végül

c) 76,92% hematitből, 15,39% 1 mm átmérő alá őrölt mészkőből és 7,69% 0,5 mm átmérő alá őrölt kokszporból vízzel sajtolva briketteket készítettek.

E briketteket az előbbiekből leírt módon, csökemencében, világítógáz áramban 900, illetve 1000 °C-ra felhevítette, egy órán át e hőfokon tartotta, majd világítógáz áramban lehűtötte. A redukálás mértékét az előbbi kísérletekhez hasonlóan, az O₂ veszteségből számította. A kapott eredmények a X. táblázatban szerepelnek.

X. táblázat

Jel	Kísérlet	A redukció mértéke, %	A C tartalom, %
a.	Tiszta hematit		
	900 °C-on	82,1	0,38
	1000 °C-on	81,9	0,40
b.	Hematit és mészkő		
	900 °C-on	87,4	0,60
	1000 °C-on	96,5	0,69
c.	Hematit, mészkő és koksz		
	900 °C-on	63,5	5,72
	1000 °C-on	98,7	5,00

E kísérlet hebizonyította, hogy a mészkőporoknak az éreporba való keverése a redukciót elősegítette, és igazolta a „Mészkő szerepe a kohóban” című tanulmányban részletesen kifejtett elgondolást, hogy ha a mészkövet kokszporos brikettbe adagoljuk, 900 °C-on felül, a mészkő kiegészésénél keletkező

CO₂ nem káros melléktermék, hanem szén jelenlétében CO-vá redukálva visszavezethető a redukáló körfolyamatba, s így a redukción elősegíti.

Kísérleti lehetőség hiányában sajnos nem volt módunk arra vonatkozóan kísérleteket végezni, hogy az ércbrikettbe bevitt mészkőnek nagyobb-e a kántelenítő hatása mint a darabos mészkőnek. Feltehető ugyanis, hogy a vasércel nagy felületen való közvetlen érintkezés következtében a kántelenítő hatás nagyobb.

IV. A kísérletek eredményei

Az eddig végzett kísérletek eredményeit összefoglalva megállapíthatjuk a következőket:

a) Magából a kohóelegy alkotóiból, azaz vasoxidból és mészkőből alumíniumoxid hozzáadásával lehet a vasércet darabosítására alkalmas és a kohászati követelményeket kielégítő kötőanyagot előállítani;

b) az ércbrikettek redukálhatósága nem rosszabb a darabos ércnél, és jobb az ózdi szinternél;

c) a szokásos méretű hengeres szénbrikettprések üzemi méretű ércbrikettgyártásra is alkalmasak;

d) a ferroaluminát cementtel kötött brikettek hideg és meleg ejtőszilárdsága, koptatószilárdsága, víz- és fagyállósága a kohászati követelményeket kielégítik;

e) mészkőnek a brikettbe való bevitele a redukálhatóságot növeli;

f) kokszipornak a brikettbe adagolása a redukción nagymértékben meggyorsítja;

g) elvileg semmi akadályja sincs annak, hogy a koks egy részét is beleértve, a teljes kohóelegyet összeőrölve, teljesen önjáró brikett formájában adagoljuk a kohóba.

Ezeknek a következtetéseknek alapjául az eddigi laboratóriumi és félüzemi kísérletek eredményei szolgáltak. Végleges bizonyítékokat azonban csak hosszabb ideig tartó nagyüzemi kísérlet eredményei adhatnak. De még egy ily nagyüzemi kísérlet is csak kezdeti stádiumnak tekinthető, mert a cement és brikett gyártása terén az optimális műszaki és gazdasági technológia csak hosszabb üzemi tapasztalatok alapján alakulhat ki.

V. A gazdaságosság kérdése

Bár mindaddig, amíg a ferroaluminát, cementtel kötött brikett kohósításra való alkalmasságáról egy nagyüzemi kísérlet közelebbi tájékoztatást nem nyújt, időelőtti a gazdasági kérdésekkel foglalkozni, mégis szükségesnek látszik legalább nagy vonalakban rámutatni a valószínűnek látszó gazdasági

kihatásokra is, mert elsősorban ezek indokolják a nagyüzemi kísérlet mielőbbi elvégzését.

A brikettezés gazdaságosságának vizsgálatánál könnyű helyzetben vagyunk, mert az országban több szénbrikettező üzem működik, s azok költségadatai ismertek. Az összehasonlításnál azonban figyelembe kell venni, hogy a fajsúlykülönbség miatt egy darab szénbrikett súlya $40 \div 60$ gr, egy ugyanakkora ércbriketté $110 \div 150$ gr, tehát több, mint két és félszerese. Így, ha szénbrikett-sajtón ércbrikettet gyártunk, teljesítménye mintegy két és félszeresére emelkedik, s ennek következtében a vasérc brikettálás fajlagos technológiai önköltsége legfeljebb fele a szénének.

A tatai szénbrikettáló üzem 1964. évi teljes fajlagos önköltsége kötőanyag nélkül 51 Ft/t volt. Így teljesen jogos az a feltevés, hogy az ércbrikettezés technológiai önköltsége kötőanyag nélkül a 30 Ft-ot nem haladja meg.

A ferroaluminát cementből eddig gyártott legnagyobb mennyiség 15 t volt. Nagyüzemi égetés még nem volt, de az eddigi félüzemi égetéseknél nyert tapasztalatok szerint nincs okunk annak feltételezésére, hogy e téren különös nehézségek mutatkoznának, vagy e cement gyártási költsége meghaladná a szokványos építőipari cementekét, annál is inkább, mert a portlandcementeket 1450°C -on kell kiégetni, a ferroaluminát cementet pedig 200°C -kal kisebb hőmérsékleten.

Mint hogy az építőipari cementek ára a leadóállomáson ömlesztve 340—690 Ft/t közt van, joggal feltételezhetjük, hogy a ferroaluminát cement nagyüzemi gyártási költsége nem lesz nagyobb a legdrágább építőipari cement áránál.

A ferroaluminát cement azonban maga is $14 \div 17\%$ Fe és $42 \div 45\%$ CaO tartalmú bázikus vasérc, ezért az *Ózdi Kohászati Üzemek* e cementnek a kohóban értékesülő Fe és CaO tartalmát cement-tonnánként 160 Ft-ra értékelte. Ha ezt a legdrágább 690 Ft/t cementárból levonjuk, a cementnek a darabosítást terhelő költséghányada legfeljebb 530 Ft/t. Ezzel az árral számolva az ércbrikettgyártás maximális technológiai önköltségét a kötőanyag árával együtt a XI. táblázatban tüntettük fel.

XI. táblázat

Cementmennyiség, %	Technológiai	Kötőanyag	Összesen,
	költség, Ft/t		Ft/t
10	30,0	53,0	83,0
15	30,0	79,5	109,5
20	30,0	106,0	136,0

Mint hogy a valószínű cementszükséglet az érc szemszerkezetétől és a présnyomástól függően $8 \div 12\%$ közt lesz, feltehető, hogy a brikettezés teljes

önköltsége jelentősen a szinter mai önköltsége alatt marad, annál is inkább, mert a szükséges beruházási költségek lényegesen kisebbek.

Egy 16 soros, 850 mm hengerátmérőjű brikettsajtó helyszükséglete $3 \times 4,5$ m, teljesítménye szénből 35 t/óra, vasérből 80 t/óra. Fajlagos energiaszükséglete anyagszállítással, keverővel és kihordószalagokkal együtt szénből $7 \div 10$, vasérből $3 \div 5$ kWóra/t. Ára keverővel, szállítóberendezéseivel, villanymotorokkal, alapozással és beépítéssel együtt $5 \div 6$ millió Ft.

A *Bányászati Kutató Intézet* gépészeti osztályának vezetője SZIGETVÁRI JÓZSEF és társai által konstruált új típusú brikettsajtó nyomása fantom fogaskerékpár beépítésével $4 \div 500$ atmoszférára emelhető. E 650 mm hengerátmérőjű gépnek teljesítőképessége percenként 6 fordulatonál szénből 35, vasérből 80 t/óra, percenként 10 fordulatonál szénből 60, vasérből 130–140 t/óra. Prototípusának gyártása rövidesen befejeződik. Gyártási költsége egyedi gyártásnál ca 1 millió Ft-ra tehető.

Egy 80 t/óra teljesítőképességű Dwight-Lloyd rendszerű zsugorítószalag építési költsége mellékberendezéseivel együtt ca 25 millió Ft, fajlagos koksfogyasztása $65 \div 70$ kg/t, fajlagos gázfogyasztása 150,000 kcal/t, fajlagos villamosenergiafogyasztása 32 kWóra/t.

Egy négy darab, egyenként 80 t/óra teljesítőképességű zsugorítószalag elhelyezésére szolgáló épület építési költsége 77 millió, a zsugorítószalagokkal és egyéb gépészeti berendezéseivel együtt kb. 240 millió Ft. Ezzel szemben 6 db előbb említett típusú, $80 \div 130$ t/óra teljesítményű brikettsajtó, a hozzájuk tartozó szállító és keverő berendezésekkel, bunkerekkel és épülettel együtt $50 \div 60$ millió Ft beruházási költséget jelent.

Ezek az adatok csak megerősítik azt az egyébként is közismert tényt, hogy a brikettezés mind beruházás, mind termelési költségek szempontjából gazdaságosabb a zsugorító darabosításnál.

A teljesen egyenlő darabnagyság, a teljesen önjáró brikett, a szállópor elmaradása, valamint a kokszpornak a brikettgyártásnál való felhasználása révén feltételezhető megtakarítások gazdasági jelentőségével csak a különböző összetételű brikettekkel végzendő nagyüzemi kísérletek kiértékelése során érdemes foglalkozni.

IRODALOM

1. Бауклох, В. — Егер, Ф.: *Сталь 11* (1939).
2. Rationalisierungs-Investitionen werden verstärkt. *Continentaler Eisenhandel* (1962), November.
3. FOURNAN, C.: *Blast Furnance* (1941); 635–640, 668–669.
4. SCHEDEL A.: A vasérc felületének, porozításának és darabnagyságának jelentősége a redukció lefolyásánál. *Kohászati Lapok* (1961), 9.
5. JAKAB, V.: Szovjet ércelőkészítése mutatószámok, Budapest 1961; 108.
6. SCHEDEL A.: A mészko szerepe a kohóban. *MTA VI. Osztály Közleményei* 32 (1963), 187–198.
7. ВЕЧЕР, Н.А. — ЛЕБЕДЕВ, А.А. — КОРНЕЕВ, Н.Д.: Опыт применения агломерата в маргеновских печах. *Сталь 12* (1956), 1080–1083.
8. PAVLOV M. A.: A nyersvas kohászata, Budapest 1951; 89.

9. ZIKA—BAUMGARTEN: Erzbergbau und Erzaufbereitung in USA, Wien 1953.
10. SCHEDEL, A.: Reve és torokgáziszap hasznosítása. *Kohászati Lapok* (1956), 3.
11. SCHEDEL, A.: A frissítőérc brikettezése. *Kohászati Lapok* (1960), 1.
12. SCHEDEL, A.: Brikettieren von Eisenerz mit Eisenerzement. *Stahl und Eisen* 1 (1963), 47—49.
13. SZÉKELY, I.: Cement gyártása vörösiszap felhasználásával. *Építőanyag* 1 (1960).
14. TARJÁN G.—VÉCSEY B.: A vasércék és a nagyolvasztó elegyének előkészítése, Budapest 1956.
15. GUTHMANN, K.: Hochofenentlastung durch warmetechnische Möllervorbereitung. *Stahl und Eisen* (1938), 857—865.
16. SCHEDEL A.: Az ércelőkészítés új útjai. *MTA VI. Osztály Közleményei* 32(1963), 239—249.
17. SCHEDEL A.: Study of the Direct Reduction. *Acta Techn. Hung.* 49 (1964), 132—147.
18. HORVÁTH J.—HALÁSZ J.: Megjegyzések Schedel Andor „Az ércelőkészítés új útjai” és „A mészke szerepe a kohóban” c. tanulmányaihoz. *Kohászati Lapok* (1965), 4.
19. VISNYOVSKY L.: Redukciós folyamatok mechanizmusának vizsgálata termikus elemzéssel. *Kohászati Lapok* (1965), 6—7.



KÖRHENGERFELÜLETEK ESZTERGÁLYOZÁSÁNÁL FELLÉPŐ KÖRALAK-HIBÁRÓL

LIPKA ISTVÁN

SZERSZÁMGÉPIPARI MŰVEK FEJLESZTŐ INTÉZETE, HALÁSZTELEK

Dr. H. BERTHOLD professzor a Budapesten tartott, 1964. évi *V. Szerszámgép Kongresszuson* elmondott előadásában megemlítette azt a kísérleti eredményt, amely szerint egy vagy több hordfelületű siklócsapágyak esetében az esztergált körhengerfelület köralak-hibája általában csökken, ha az eszterga főorsó sikló csapágyának Sommerfeld-féle száma csökken. A tanulmányban a szerző megmutatja, hogy ez a kísérleti eredmény arra az esetre, amikor a főorsó-csapágy közönséges sikló csapágy, tisztán elméleti úton: analitikusan is levezethető. A levezetés a siklócsapágyban forgó csap középpontjának pályagörbét meghatározó differenciálegyenletekből indul ki és összefüggést állapít meg a pályagörbeváltozás és a csapágyat jellemző Sommerfeld-féle szám változása között.

Az esztergán megmunkált körhenger-alakú munkadarab keresztmetszete a pontos kör alaktól bizonyos mértékben eltér, azaz a keresztmetszetben ún. körhiba jelentkezik. A pontos kör alaktól való eltérésnek egyik okozója a főorsó tengelyvonalának a főorsó forgásakor fellépő térbeli helyzetingadozása, amely a munkadarab sugárméretében változást okoz. Az orsó keresztmetszetének középpontja, a tengelyközéppont az orsó forgásakor görbét ír le, amelyet a tengelyközép pályagörbéjének neveznek. A pályagörbe egyes pontjainak távolsága a szerszám csúcsától szolgáltatja a munkadarab keresztmetszetének r_1, r_2, r_3, \dots sugárméreteit (1. ábra).

A legnagyobb és a legkisebb sugárméret különbsége:

$$r_{\max} - r_{\min}$$

a körhibával egyenlő (1. részletesebben [1, 2]). Abban az esetben, amikor a tengelycsap középpontjának a mozgását (helyzetingadozását) meghatározó feltételek úgy változnak meg, hogy a középpont által leírt új pályagörbe az eredeti pályagörbének a belsejébe esik, akkor az új helyzetben fellépő körhiba kisebb lesz, mint az eredeti helyzetben (2. ábra). Az eredeti helyzetben a körhiba: $r_{\max} - r_{\min}$, az új helyzetben pedig: $\varrho_{\max} - \varrho_{\min}$. Mivel a 2. ábra szerint

$$r_{\max} > \varrho_{\max}$$

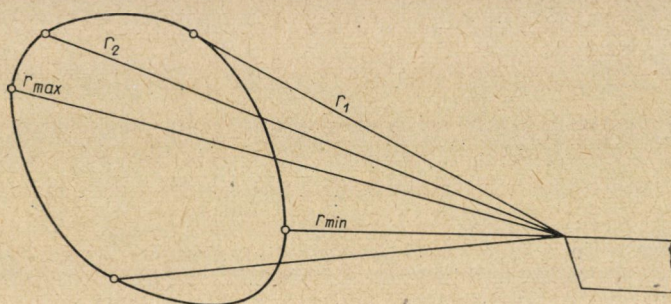
és

$$r_{\min} < \varrho_{\min}$$

azért az első egyenlőtlenségből a másodikat levonva

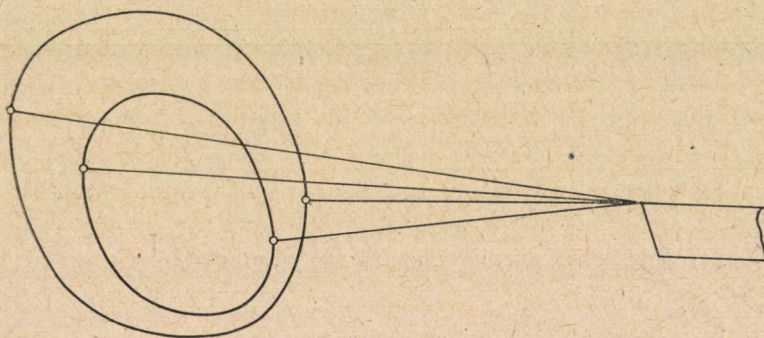
$$r_{\max} - r_{\min} > Q_{\max} - Q_{\min},$$

vagyis az új helyzetben a körhiba kisebb, mint az eredetiben.



1. ábra

Prof. Dr. H. BERTHOLD az *V. Szerszámgép Kongresszuson* tartott előadásában [1, 2] megemlítette azt a kísérleti eredményt, amely szerint egy-vagy több hordfelületű siklócsapágyak esetében az esztergált felület köralak-



2. ábra

hibája általában csökken, ha az eszterga főorsó csapágyának Sommerfeld-féle száma csökken.

A Sommerfeld-féle szám definíciója a következő:

$$S_0 = \left(\frac{c}{r} \right)^2 \frac{P}{\mu N},$$

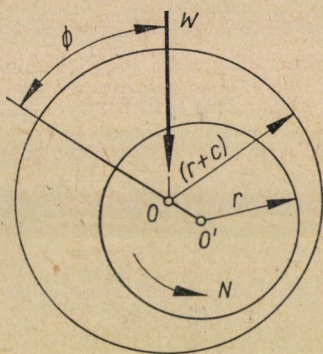
ahol c a radiális irányú csapágyhézag, r a csapágyban futó tengelycsap sugara; μ az abszolút viszkozitás; N a tengelycsap fordulatszáma másodpercenként és

P a csapágyfelület vetületének (a diametrális sík) egységnyi területére eső terhelés.

Ebben a tanulmányban megmutatjuk, hogy az a kísérleti eredmény, amely szerint az esztergályozásnál fellépő körhiba csökken, ha a főorsó csapágyhoz tartozó Sommerfeld-féle szám csökken, a forgó csap középpontjának pályagörbét meghatározó differenciálegyenletek alapján, tisztán analitikus úton levezethető.

Tekintsünk egy W terhelésű siklócsapágyat, ahol O a csapágy középpontja és O' a változó helyzetű tengelycsap középpontja (3. ábra). Az ábrán r a csapágyban futó csap sugara; c a radiális csapágyhézag; $2(r + c)$ a csapágy-átmérő. A csap O' középpontjának a helyzetét az

$$OO' = e$$



3. ábra

excentricitás és a Φ helyzetszög határozza meg. Tehát a csapközéppont által leírt pályagörbe pontjainak a (Φ, e) értékpárok felelnek meg. A pályagörbe analitikus vizsgálatánál célszerű az ún. relatív pályagörbét tekinteni, amelynek pontjait a Φ helyzetszög és az

$$n = \frac{e}{c}$$

rádiuszvektor, az ún. relatív excentricitás határozza meg. A relatív pályagörbe pontjainak n rádiuszvektoraira nyilván fennáll, hogy:

$$n < 1.$$

A Φ és n között fennálló függvénykapcsolat a csapközéppont által leírt relatív pályagörbe egyenletét szolgáltatja.

Tegyük fel, hogy egy egyszerű hengeres siklócsapágyban a csap állandó szögsebességgel forog (N fordulatszám állandó), továbbá, hogy a csapágy állandó

nagyságú és irányú terhelésnek van alávetve. Az ilyen csapágyra a zárt pályagörbét leíró csapközéppontnak a mindenkori helyét a siklócsapágyak elmélete szerint a következő differenciálegyenlet-pár határozza meg:

$$P \cos \Phi = 6\pi\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{1}{(1-n^2)^{\frac{3}{2}}} \frac{dn}{dt} \quad (1)$$

és

$$P \sin \Phi = 6\pi\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{n}{(2+n^2)(1-n^2)^{\frac{1}{2}}} \left(\omega_1 - 2 \frac{d\Phi}{dt}\right) \quad (2)$$

([3], 226. old.), ahol ω_1 a forgó csap szögsebessége, a többi betű jelentése pedig ugyanaz, mint az előzőekben. Az (1) és (2) egyenlet segítségével meghatározható a csapközéppont Φ és n koordinátái közötti összefüggés, vagyis a csapközéppont relatív pályagörbéjének az egyenlete. Vezessük be a következő rövidítő jelölést:

$$\kappa = 6\pi\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2.$$

Ekkor az (1) egyenletből

$$\frac{dn}{dt} = \frac{(1-n^2)^{\frac{3}{2}}}{\kappa} P \cos \Phi, \quad (1')$$

a (2) egyenletből pedig

$$2 \frac{d\Phi}{dt} = \omega_1 - \frac{(2+n^2)(1-n^2)^{\frac{1}{2}} P \sin \Phi}{\kappa n}. \quad (2')$$

Mivel

$$\frac{d\Phi}{dn} = \frac{d\Phi}{dt} : \frac{dn}{dt}, \quad \left(\frac{dn}{dt} \neq 0\right);$$

azért az (1') és (2')-ből:

$$2 \frac{d\Phi}{dn} = \left(\omega_1 - \frac{(2+n^2)(1-n^2)^{\frac{1}{2}} P \sin \Phi}{\kappa n} \right) \frac{\kappa}{(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P \cos \Phi}.$$

Az utóbbi egyenlet a következő alakban is felírható:

$$\frac{d\Phi}{dn} \cos \Phi = \frac{\omega_1 \kappa}{2(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P} - \frac{(2+n^2) \sin \Phi}{2n(1-n^2)}.$$

Mivel ennek az egyenletnek bal oldalára fennáll, hogy:

$$\frac{d\Phi}{dn} \cos \Phi = \frac{d \sin \Phi}{dn},$$

azért

$$\frac{d \sin \Phi}{dn} = \frac{\omega_1 \kappa}{2(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P} - \frac{(2+n^2) \sin \Phi}{2n(1-n^2)}$$

Ha ide bevezetjük az:

$$y = \sin \Phi$$

jelölést, ahol y az n függvénye, akkor az

$$\frac{dy}{dn} + \frac{(2+n^2)y}{2n(1-n^2)} = \frac{\kappa \omega_1}{2(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P}$$

lineáris elsőrendű differenciálegyenletet nyerjük, amelynek megoldása:

$$y = e^{-\int \frac{2+n^2}{2n(1-n^2)} dn} \left\{ \int \frac{\kappa \omega_1}{2(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P} e^{\int \frac{2+n^2}{2n(1-n^2)} dn} dn + C \right\}.$$

Mint hogy a kitevőben fellépő integrál

$$\int \frac{2+n^2}{2n(1-n^2)} dn = \ln \frac{n}{(1-n^2)^{\frac{1}{2}}},$$

azért

$$\begin{aligned} \int \frac{\kappa \omega_1}{2(1-n^2)^{\frac{3}{2}} P} \cdot e^{\int \frac{2+n^2}{2n(1-n^2)} dn} dn &= \frac{\kappa \omega_1}{2P} \int \frac{n}{(1-n^2)^{\frac{3}{2}}} dn = \\ &= \frac{\kappa \omega_1}{2P} \frac{2}{5} \frac{1}{(1-n^2)^{\frac{5}{2}}} = \frac{\kappa \omega_1}{5P} \frac{1}{(1-n^2)^{\frac{5}{2}}}. \end{aligned}$$

Ezek szerint az előbbi differenciálegyenlet megoldása:

$$y = \frac{(1-n^2)^{-\frac{1}{2}}}{n} \left\{ \frac{\kappa \omega_1}{5P} \frac{1}{(1-n^2)^{\frac{5}{2}}} + C \right\},$$

ahová beírva $\kappa = 6\pi\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2$ és $y = \sin \varphi$ jelentését:

$$\sin \varphi = 6\pi\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2 \frac{\omega_1}{5Pn(1-n^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{C(1-n^2)^{\frac{3}{2}}}{n}.$$

Az így nyert egyenlet fejezi ki a csapközpont Φ és n koordinátái közötti összefüggést, ahol a C integrálási állandó értéke a csap kiinduló helyzetétől

függ. A forgócsap szögsebességének

$$\omega_1 = 2\pi N$$

kifejezését, továbbá a Sommerfeld-szám

$$S_0 = \left(\frac{c}{r}\right)^2 \frac{P}{\mu N}$$

képletéből adódó

$$\mu \left(\frac{r}{c}\right)^2 = \frac{P}{S_0 N}$$

értéket a nyert egyenletbe írva, az végül a következő alakú lesz:

$$\sin \Phi = \frac{12\pi^2}{5S_0 n(1-n^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{C(1-n^2)^{\frac{3}{2}}}{n}. \quad (3)$$

Ez a csapközéppont által leírt zárt görbék kétparaméteres seregének az egyenlete, ahol S_0 és C a két paraméter.

S_0 a Sommerfeld-féle szám, a C integrálási állandó pedig a csapközéppont kiinduló helyzetét határozza meg. Ha S_0 és C értéke adott, akkor a (3) alatti egy meghatározott zárt görbének (relatív pályagörbének) a polárkoordinátás egyenlete, mivel (3)-ból az egyes Φ helyzetszög értékekhez tartozó n rádiuszvektorok meghatározhatók. A Φ és n közötti összefüggésnek a vizsgálata céljából, tekintsük először a $C = 0$ -nak megfelelő pályagörbéket. Ezeknek a pályagörbének az egyenlete (3) szerint a következő alakú:

$$\sin \Phi = \frac{12\pi^2}{5S_0 n(1-n^2)^{\frac{1}{2}}}. \quad (4)$$

Ha ebbe az egyenletbe rövidség kedvéért bevezetjük az

$$a = \frac{12\pi^2}{5S_0} \quad (5)$$

jelölést, akkor n -re a következő negyedfokú egyenletet nyerjük:

$$\sin^2 \Phi n^4 - \sin^2 \Phi n^2 + a^2 = 0, \quad (6)$$

ahonnan az n rádiuszvektorra (relatív excentricitásra) a következő két érték adódik:

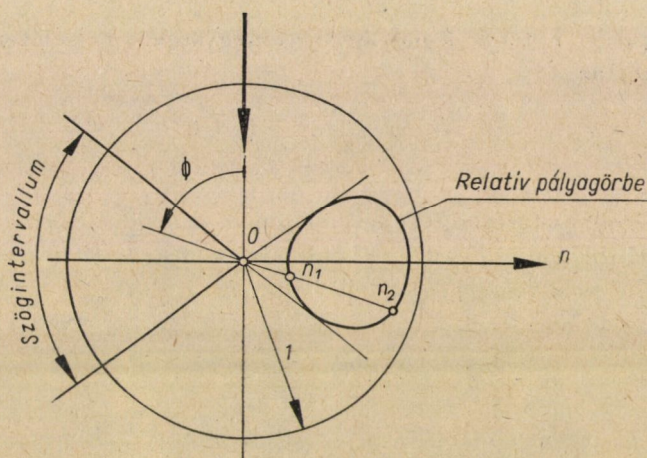
$$n = \sqrt{\frac{\sin \Phi \pm \sqrt{\sin^2 \Phi - 4a^2}}{2\sin \Phi}}. \quad (6')$$

A Φ helyzetszög-értékhez tartozó, a (6')-ből kiszámított két rádiuszvektor, n_1 és n_2 értéke akkor pozitív, ha:

$$\sin^2 \Phi - 4a^2 > 0,$$

vagyis, ha a (6) alatti egyenlet diszkriminánsa pozitív. Ebben az esetben:

$$\sin \Phi > 2a,$$



4. ábra

ami azonban csak akkor áll fenn, ha a Φ szög a következő szögintervallumba esik:

$$\pi - \arcsin 2a > \Phi > \arcsin 2a \quad (7)$$

(4. ábra).

Mivel azonban $\sin \Phi \leq 1$, azért a $\sin \Phi > 2a$ egyenlőtlenség csak abban az esetben teljesülhet, ha

$$2a < 1,$$

vagy a -nak (5) alatti jelentését figyelembe véve, ha az S_0 Sommerfeld-számra fennáll, hogy:

$$S_0 > \frac{24 \pi^2}{5} \approx 47,374.$$

Ezek szerint tehát arra az eredményre jutottunk, hogy az

$$S_0 > \frac{24\pi^2}{5}; \quad C = 0$$

paraméter-párokhoz tartozó, (4)-nek megfelelő relatív pályagörbék olyanok, hogy minden a (7) alatti intervallumba eső Φ helyzetszöghöz két: n_1 és n_2 pozitív rádiuszvektor tartozik, és így a relatív pályagörbe az egységkör belsejében úgy helyezkedik el, hogy az O kezdőpont a görbe külsejébe esik (4. ábra). Ugyanis a (6') egyenlethől következik, hogy

$$n = \sqrt{\frac{\sin \Phi \pm \sqrt{\sin^2 \Phi - 4a^2}}{2\sin \Phi}} < \sqrt{\frac{\sin \Phi + \sin \Phi}{2\sin \Phi}} = 1,$$

azaz $n_1 < 1$; $n_2 < 1$, tehát a pályagörbe az egységkör belsejében fekszik. Tekintsük ezeket az

$$S_0 > \frac{24\pi^2}{5}; \quad C = 0$$

paraméter-párokhoz tartozó, (4)-nek megfelelő pályagörbék, amikor is a (6) egyenlet diszkriminánsa pozitív. Ebben az esetben, ha a (6) alatti egyenlet baloldalán álló polinomot $f(n)$ -nel jelöljük, azaz

$$f(n) = \sin^2 \Phi n^4 - \sin^2 \Phi n^2 + a^2,$$

akkor az $f(n)$ függvény menetét az 5a. ábra mutatja, ahonnan látható, hogy $f(n)$ a $(0, n_1)$ intervallumban pozitív, az (n_1, n_2) intervallumban negatív és az $(n_2, 1)$ intervallumban megint pozitív értékeket vesz fel. A tekintetbe vett pályagörbéknek az összességéből vegyünk két pályagörbét, amelyek olyan

$$S_0 > \frac{24\pi^2}{5}; \quad C = 0,$$

illetve

$$S'_0 > \frac{24\pi^2}{5}; \quad C = 0$$

paraméter-párokhoz tartoznak, amelyekre fennáll, hogy

$$S_0 > S'_0,$$

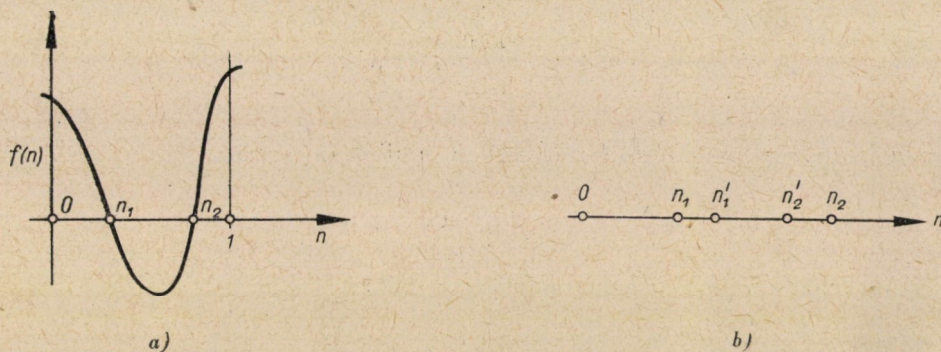
Ha most egy Φ helyzetszög-értéket tekintünk, amely a (7) intervallumba esik, akkor az $(S_0, C = 0)$ paraméterpárnak megfelelő görbének két rádiuszvektora: n_1 és n_2 tartozik Φ -hez a (6') szerint. Az $(S'_0, C = 0)$ paraméterpárnak megfelelő görbének pedig az n'_1 és n'_2 rádiuszvektorokkal meghatározott két pontja fog a Φ helyzetszöghöz tartozni, ahol n'_1 és n'_2 a (6')-ből adódik,

ha abban az a helyébe

$$a' = \frac{12\pi^2}{5S'_0}$$

értéket írunk. Megmutatjuk, hogy az előbbi négy rádiuszvektorra fennáll a következő elrendezés

$$n_1 < n'_1 < n'_2 < n_2$$



5. ábra

(5b. ábra). Írjunk be a (6) alatti bal oldalába, vagyis az $f(n)$ polinomba $n = n'_1$ értéket, akkor

$$f(n'_1) = \sin^2 \varphi n_1'^4 - \sin^2 \varphi n_1'^2 + a^2. \quad (6'')$$

Mivel n'_1 kielégíti a (6) alatti egyenletet, ha abban a helyett a' áll, azért (6)-ból

$$\sin^2 \varphi n_1'^4 - \sin^2 \varphi n_1'^2 = -a'^2.$$

Ezt az értéket a (6'') alatti kifejezésbe helyettesítve

$$f(n'_1) = -a'^2 + a^2;$$

de (5) alapján $a' > a$, mivel $S'_0 < S_0$ és így

$$f(n'_1) < 0.$$

Tehát az $f(n)$ függvény az $n = n'_1$ helyen negatív, ami az 5a. ábra szerint azt jelenti, hogy n'_1 az (n_1, n_2) intervallumba esik. Ugyanígy következik, hogy n'_2 is az (n_1, n_2) intervallumba esik (5b. ábra). Mivel az előbbi megfontolás a (7) szögintervallumba eső bármely Φ helyzetszögre érvényes, végül is azt nyerjük, hogy az S'_0 és $C = 0$ paraméterpárnak megfelelő pályagörbe az $(S_0, C = 0)$ paraméterpárnak megfelelő pályagörbe belsejében fekszik, amennyiben $S'_0 <$

$< S_0$. Ez a 2. ábrához tartozó meg gondolás értelmében éppen azt mondja, hogy ha a Sommerfeld-szám csökken, akkor a körhiba is csökken.

Ezzel a körhiba csökkenésére vonatkozó állításunkat olyan pályagörbékre bizonyítottuk be, amelyek az

$$S_0 > \frac{24\pi^2}{5}; C = 0$$

paraméterpároknak felelnek meg. Az

$$S_0 = \frac{24\pi^2}{5}; C = 0$$

paraméterpárnak megfelelő határesetben, amikor (5) szerint:

$$2a = 1,$$

a (7) intervallum ponttá zsugorodik össze, mivel

$$\arcsin 2a = \arcsin 1 = \frac{\pi}{2}.$$

Ekkor a Φ helyzetszög értéke csakis

$$\Phi = \frac{\pi}{2}$$

lehet, amelyhez — mivel most $\sin^2 \Phi - 4a^2 = 0$ — a (6') szerint az

$$n = \sqrt{\frac{1}{2}} = 0,707\dots$$

rádiuszvektor tartozik. Tehát az

$$S_0 = \frac{24\pi^2}{5}; C = 0$$

paraméterpárnak megfelelő pályagörbe az $n = 0,707$ koordinátájú ponttá zsugorodik össze, és ez a határeset megfelel az egyensúlyi helyzetnek.

Ezek után vegyük szemügyre az olyan (S_0, C) paraméterpároknak megfelelő pályagörbét, amelyekre fennáll, hogy:

$$\frac{12\pi^2}{5S_0} + C > 0,$$

vagy ami az (5) alatti figyelembevételével ugyanaz, azokat a pályagörbét, amelyekre

$$a + C > 0. \quad (8)$$

Írjuk fel a pályagörbék (3) alatti egyenletét 0-ra redukált alakban:

$$\frac{a}{n(1-n^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{C(1-n^2)^{\frac{3}{4}}}{n} - \sin \Phi = 0, \quad (3')$$

ahol a bal oldalon álló függvényt jelölje

$$f(n) = \frac{a}{n(1-n^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{C(1-n^2)^{\frac{3}{4}}}{n} - \sin \Phi. \quad (3'')$$

Vizsgáljuk az $f(n)$ függvény menetét a (0,1) számközben és ebből a célból számítsuk ki az $f(n)$ deriváltját:

$$f'(n) = - \frac{a(1-2n^2) + C \left(1 + \frac{1}{2}n^2\right) (1-n^2)^{\frac{5}{4}}}{n^2 (1-n^2)^{\frac{3}{2}}}. \quad (3''')$$

Az $f'(n)$ derivált függvényről kimutatjuk, hogy az a (0,1) számközben csak egyszer tűnik el. Nyilvánvaló, hogy $f'(n)$ ott tűnik el, ahol (3''') számlálója nulla, vagyis az

$$a(1-2n^2) + C \left(1 + \frac{1}{2}n^2\right) (1-n^2)^{\frac{5}{4}} = 0$$

egyenlet gyökhelyein. Ha ennek az egyenletnek bal oldala röviden

$$\varphi(n) = a(1-2n^2) + C \left(1 + \frac{1}{2}n^2\right) (1-n^2)^{\frac{5}{4}},$$

akkor — mivel a $\varphi(n)$ függvény deriváltja

$$\varphi'(n) = - \{4an + C(1,5 + 2,25n^2)n(1-n^2)^{\frac{5}{4}}\}$$

a (0,1) intervallumban mindenütt negatív — azért $\varphi(n)$ a 0-tól 1-ig monoton csökken. Ennélfogva, tekintettel arra, hogy feltétel szerint

$$\varphi(0) = a + C > 0;$$

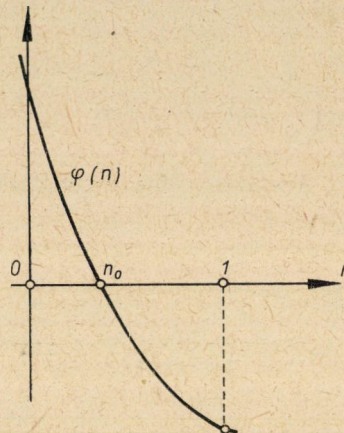
$$\varphi(1) = -a < 0,$$

a $\varphi(n)$ függvény menetét a $(0,1)$ intervallumban a 6. ábra mutatja. Eszerint a $\varphi(n)$ függvény, azaz $f'(n)$ számlálója a $(0,1)$ intervallumban pontosan egyszer tűnik el. Tehát maga az $f'(n)$ függvény is pontosan egyszer tűnik el a $(0,1)$ intervallumban, annak valamelyik n_0 -helyén. Jelentsen ε kis pozitív számot, akkor $f'(n)$ (3''') alatti kifejezéséből adódik, hogy

$$f'(\varepsilon) \approx -(a + C) < 0$$

és az $n = 1 - \varepsilon$ helyen

$$f'(1 - \varepsilon) \approx a > 0;$$



6. ábra

amelyekből következik, hogy $f'(n)$ a $(0, n_0)$ intervallumban negatív, az $(n_0, 1)$ intervallumban pozitív. Ebből meg az következik, hogy az $f(n)$ függvény 0-tól n_0 -ig csökken és n_0 -tól 1-ig növekszik. Mivel pedig (3'') alattiból

$$f(0) = f(1) = +\infty,$$

azért $f(n)$ függvény menete olyan, hogy legfeljebb kétszer szeli át az n -tengelyt. De az előzőekben tárgyalt abban az esetben, amikor a paraméterek megfeleltek az

$$S_0 > \frac{24\pi^2}{5} \quad \text{és} \quad C = 0$$

feltételeknek, vagy ami ugyanaz, az

$$a < \frac{1}{2} \quad \text{és} \quad C = 0$$

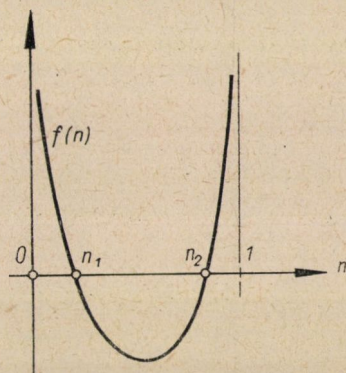
feltételnek, az $f(n)$ -nek a menete olyan volt, hogy valóban kétszer szelte át az n -tengelyt (5a. ábra), ezért megfelelő a és C -re, amikor még a (8) alatti $(a + C)$

> 0 feltétel is teljesül, az $f(n)$ görbe kétszer fogja átszelni az n -tengelyt (7. ábra). Ebben az esetben a (3') egyenletnek (3'') szerint, két pozitív gyöke van: n_1 és n_2 . Ha most az S_0 Sommerfeld-szám értékét csökkentjük, vagyis S_0 helyett az

$$S'_0 < S_0$$

értéket vesszük, akkor az S'_0 -nek megfelelő a' -re (5) értelmében fennáll, hogy

$$a' > a.$$



7. ábra

Írjunk (3')-ben a helyett a' -t és jelöljük a (3') pozitív gyökeit n'_1 és n'_2 -vel, akkor (3')-ből $n = n'_1$ -re adódik a következő kifejezés:

$$\frac{C(1 - n_1'^2)^{\frac{3}{2}}}{n_1'} - \sin \Phi = - \frac{a'}{n_1'(1 - n_1'^2)^{\frac{1}{2}}}. \quad (9)$$

Ezután a (3'')-ben $n = n'_1$ értéket írva:

$$f(n'_1) = \frac{a}{n_1'(1 - n_1'^2)^{\frac{1}{2}}} + \frac{C(1 - n_1'^2)^{\frac{3}{2}}}{n_1'} - \sin \Phi,$$

ahová a jobb oldalon álló második és harmadik tag helyett a (9) alatti kifejezést bevezetve nyerjük, hogy

$$f(n'_1) = \frac{a}{n_1'(1 - n_1'^2)^{\frac{1}{2}}} - \frac{a'}{n_1'(1 - n_1'^2)^{\frac{1}{2}}} = \frac{a - a'}{n_1'(1 - n_1'^2)^{\frac{1}{2}}} < 0.$$

Ez a 7. ábra alapján azt jelenti, hogy n'_1 az n_1 és n_2 között fekszik. Ugyanígy látható be az, hogy n'_2 is az (n_1, n_2) számközbe esik, vagyis, hogy fennállnak

a következő egyenlőtlenségek:

$$n_1 < n'_1 < n'_2 < n_2.$$

Az itt felírt egyenlőtlenségek azonban az összes Φ helyzetszögértékekhez tartozó (n_1, n_2) és (n'_1, n'_2) rádiuszvektor-párokra érvényesek, amiből következik, hogy a (8) feltétel fennállása esetében az (S_0, C) paraméterpárnak megfelelő pályagörbének a belsejében fekszik az (S'_0, C) -nek megfelelő pályagörbe, ha $S'_0 < S_0$. Ebből végül ugyanúgy, mint az előzőkben, az adódik, hogy a körhiba csökken, ha a Sommerfeld-szám csökken.

Eddig az olyan (S_0, C) paraméterpároknak megfelelő pályagörbét tekinttük, amelyek eleget tettek a (8) alatti

$$a + C > 0$$

feltételnek, vagy ami az (5) értelmében ugyanaz, az olyan (S_0, C) paraméterpárokhoz tartozó görbéket, amelyekre

$$C > -\frac{12\pi^2}{5S_0}.$$

Most vizsgáljuk azokat a pályagörbéket, amelyekre

$$a + C < 0.$$

Ekkor az előző megfontolásokban szereplő

$$\varphi(n) = a(1 - 2n^2) + C \left(1 + \frac{1}{2}n^2 \right) (1 - n^2)^{\frac{5}{4}}$$

függvény, mivel most $a + C < 0$ a 6. ábra szerint az egész $(0,1)$ intervallumban negatív, és így az

$$f'(n) = -\frac{\varphi(n)}{n^2(1 - n^2)^{\frac{3}{2}}}$$

összefüggés szerint $f'(n)$ az egész $(0,1)$ intervallumban pozitív, amiből az következik, hogy $f(n)$ függvény $n = 0$ -tól $n = 1$ -ig monoton nő. De (3'') szerint

$$f(n) = \frac{a + C(1 - n^2)^{\frac{5}{4}} - n(1 - n^2)^{\frac{1}{2}} \sin \Phi}{n(1 - n^2)^{\frac{1}{2}}}, \quad (10)$$

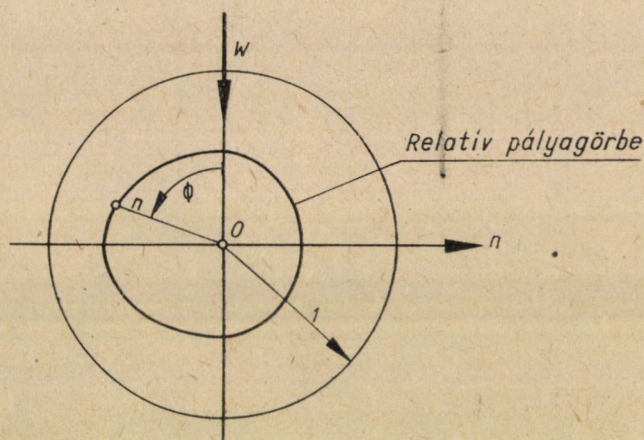
ahonnan egy igen kis ε -ra ($\varepsilon > 0$)

$$f(\varepsilon) \approx \frac{a + C}{\varepsilon} < 0; \quad f(1 - \varepsilon) \approx \frac{a}{(1 - \varepsilon)(2\varepsilon)^{\frac{1}{2}}} > 0, \quad (11)$$

amiből közvetlenül belátható, hogy $f(n)$ függvény menete olyan, hogy a $(0,1)$ intervallumban pontosan egyszer szeli át az n -tengelyt, vagyis $(3')$ alatti egyenletnek pontosan egy gyöke van 0 és 1 között. Tehát, ha $(a + C) < 0$, akkor minden Φ helyzetszöghöz $(0 \leq \Phi < 2\pi)$ egy n ráduszvektor-érték tartozik, és ez azt jelenti, hogy a $0 > (a + C)$ -nek megfelelő relatív pályagörbének a helsejében fekszik az O kezdőpont (8. ábra).

Jelölje jelen esetben a $(3')$ alatti egyenlet egyetlen pozitív gyökét: $n_0 \cdot n = n_0$ -ra a (10) alatti számlálója

$$a + C(1 - n_0^2)^{\frac{5}{4}} - n_0(1 - n_0^2)^{\frac{1}{2}} \sin \Phi = 0.$$



8. ábra

Ha a (10) alatti számlálójában álló függvényt

$$g(n) = a + C(1 - n^2)^{\frac{5}{4}} - n(1 - n^2)^{\frac{1}{2}} \sin \Phi$$

jelöli, akkor (11) értelmében

$$g(n) < 0, \text{ ha } n < n_0 \quad (12)$$

és

$$g(n) > 0, \text{ ha } n > n_0.$$

Most Φ helyzetszög értékét változatlanul hagyva, csökkentsük az S_0 Sommerfeld-számot S'_0 -re:

$$S'_0 < S_0.$$

Az S'_0 -höz tartozzék az (5) alatti

$$a' > a$$

számérték. Ha erre az a' -re a (3') alatti egyenlet egyetlen pozitív gyöke n'_0 , akkor

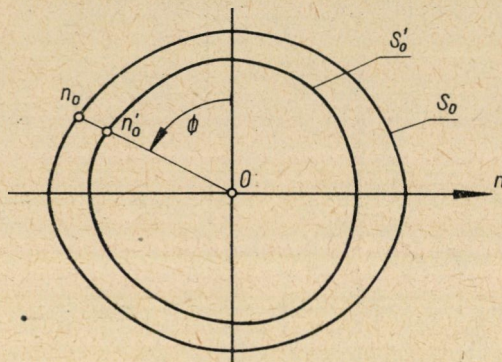
$$0 = a' + C(1 - n_0'^2)^{\frac{5}{4}} - n'_0(1 - n_0'^2)^{\frac{1}{2}} \sin \Phi,$$

amit a

$$g(n'_0) = a + C(1 - n_0'^2)^{\frac{5}{4}} - n'_0(1 - n_0'^2)^{\frac{1}{2}} \sin \Phi$$

kifejezésből kivonva:

$$g(n'_0) = a - a' < 0.$$



9. ábra

Eszerint a (12) alatti értelmében minden Φ helyzetszögre

$$n'_0 < n_0,$$

vagyis az S'_0 -re csökkentett Sommerfeld-számnak megfelelő pályagörbe most is az S_0 -nak megfelelő görbe belsejében fekszik (9. ábra). Tehát az előzőekben végzett megfontolások értelmében a $0 > (a + C)$ -hez tartozó pályagörbékre is igaz, hogy a Sommerfeld-szám csökkenésével a körhiba is csökken.

Végül az

$$a + C = 0.$$

feltételnek megfelelő pályagörbét tekintve, könnyen belátható, hogy azok az O kezdőponton mennek át és, hogy az ilyen pályagörbékre is pontosan az előbbieken végzett megfontolásokkal kimutatható, hogy a Sommerfeld-szám csökkenésével a körhiba is csökken.

IRODALOM

1. Dr. BERTHOLD, H.: Precíziós szerszámgépek szerkezetének fejlődése. V. Szerszámgép Kongresszus előadásai, Budapest 1964.
2. Dr. BERTHOLD, H.: Haladó módszerek a precíziós szerszámgépek tervezésében. *Gép* 17 (1965), 6.
3. SHAW, M. C.—MACKS, F.: Analysis and Lubrication of Bearings, 1949.

VÉKONYFALÚ, FELFÜGGESZTETT GERENDÁK KIFORDULÁSA

KOLLÁR LAJOS

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK DOKTORA

BUDAPESTI VÁROSÉPÍTÉSI TERVEZŐ VÁLLALAT

és

GÁRDONYI ZOLTÁN

UVATERV ÚT- ÉS VASÚTTERVEZŐ VÁLLALAT

[Beérkezett 1966. április 18-án]

A dolgozat vékonyfalú, két végén felfüggesztett gerendák kifordulást okozó terhét határozza meg a rugalmasságtan energia-módszere alapján. Az eljárás tetszőleges keresztmetszetű és terhelésű gerendákra alkalmazható. Szerzők azonban csak egyenletesen terhelt olyan gerendákra mutatják be az eljárás alkalmazását, amelyek keresztmetszetének a nyomott felső oldalon szabad széle van. Szabad és diafragmás végű gerendák kifordító terhére képleteket vezetnek le, s megvizsgálják, hány tagú alakváltozás-függvényt kell felvenni kellően pontos eredmény eléréséhez. A szimmetrikus alakváltozáson felül az antimetrikus alakváltozás lehetőségét is megvizsgálják. Végül összehasonlító számpéldát mutatnak be.

I. Bevezetés

1.1. A feladat leírása

Egyenestengelyű, vékonyfalú, egyszeresen szimmetrikus, nyitott keresztmetszetű gerendák (1. ábra) kifordulását fogjuk vizsgálni az energia-módszer segítségével. A bemutatandó módszer változó keresztmetszet és a gerenda tengelye mentén tetszőleges törvény szerint megoszló teher esetére is érvényes, de ebben a dolgozatban csak állandó keresztmetszetű és falvastagságú, egyenletesen megoszló teherrel terhelt gerendák esetét tárgyaljuk.

A gerenda a két végén fel van függesztve és a felfüggesztési pontok összekötő egyenese körül szabadon elfordulhat. Ez a támasztásmód megfelel az előregyártott gerendák beemelési állapotának.

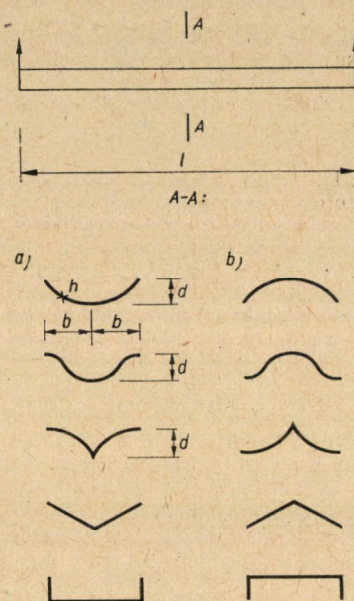
1.2. Irodalmi áttekintés

Vékonyfalú, tetszőleges teherrel terhelt gerendák kifordulásának egyenleteit Chwalla [3] vezette le, de csak az ún. „villás megtámasztás” esetére, (Ez olyan kényszerrel jelent, mely megakadályozza a végkeresztmetszetek elcsavarodását, de mind függőleges, mind vízszintes síkban lehetővé teszi az elfordulást.) Chwalla alapján Meissner [9] több konkrét esetet oldott meg.

Felfüggesztett gerendák kifordulását először Csonka vizsgálta [4, 2], de csak derékszögű négyszög keresztmetszet esetére. Ismeretes azonban, hogy a vékonyfalú gerendák viselkedése nagymértékben eltér a derékszögű négyszög-

keresztmetszetűekétől, egyrészt, mivel nyírasközéppontjuk kiesik a súlypontból, másrészt, mivel a keresztmetszet vékonyfalú volta is megváltoztatja az erőjátékot.

Lebelle [7] megoldotta a felfüggesztett aszimmetrikus I-tartók kifordulásának problémáját, de levezetése az I-tartó különleges tulajdonságaira épül, így nem általánosítható az 1. ábrán vázolt keresztmetszetű gerendákra.



1. ábra

1.3. Új eredmények

Dolgozatunk a következőkben ad újat az eddigi eredményekhez képest:

a) a két végén *felfüggesztett* gerenda kritikus hajlítónyomatékát *általános vékonyfalú keresztmetszet* esetére is meghatározza,

b) megoldja a feladatot a két végén *diafragmával* merevített gerenda esetére is,

c) kimutatja, hogy a számítás során *nem elég csak egy tagot* figyelembe venni az alakváltozásfüggvény Fourier-sorából.

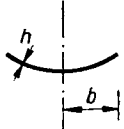
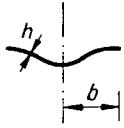
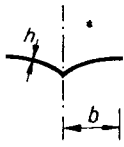
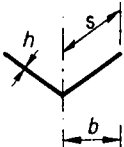
1.4. Feltevések

a) A gerenda *anyaga* tökéletesen rugalmas;

b) a gerenda *keresztmetszete* vékonyfalú, nyitott, szimmetrikus, alakja kifordulás közben is változatlan marad;

- c) a gerenda *hajlítási merevsége* a függőleges síkban olyan nagy, hogy a gerendatengelynek a kifordító teher-okozta meggörbülése elhanyagolható;
 d) a *teher* függőleges, s a gerenda szimmetriasíkjában, tetszőleges magasságban hat. Keresztirányú eloszlását nem kötjük meg, de feltételezzük, hogy a

I. táblázat

A keresztmetszet alakja:	Keresztirányú hajlítónyomáték a szimmetriasíkban:	Maximális nyírófeszültség a súlyponti tengelyben:
Lapos körív (parabola): 	$d \bar{I} - 0,1875 pb^2$	$0,722 pl \frac{b}{dh}$
Lapos hullám: 	$d \bar{I} - 0,405 pb^2$	$0,638 pl \frac{b}{dh}$
Lapos szárny: 	$d \bar{I} - 0,750 pb^2$	$0,722 pl \frac{b}{dh}$
Meredek \checkmark : 	$d \bar{I} - 0,50 pbs$	$0,75 pl \frac{s}{dh}$

belőle származó keresztirányú hajlítás nem deformálja számottevően a keresztmetszet alakját, s így az eredeti keresztmetszet-alakkal számolhatunk.

e) A teher kifordulás közben is megtartja eredeti irányát.

Mint hogy a teher a valóságban többnyire a gerenda saját súlya, mely keresztirányban az ívhossz mentén egyenletesen oszlik meg, a gyakorlati számítás megkönnyítésére az I. táblázatban megadjuk néhány keresztmetszet esetére a középen ébredő keresztirányú hajlítónyomátékot az önsúly hatására.

A felületegységre jutó terhet p -vel jelöltük (kp/m^2). A körív-, hullám- és a szárny-keresztmetszet hajlítónyomátékát annak feltételezésével számítottuk

ki, hogy a keresztmetszet *lapos*, azaz ívhossza a vízszintes vetületével helyettesíthető. A keresztirányú hajlítónyomatékokat akkor tekintjük pozitívnak, ha az alsó szálaban okoz húzást. Az 1. ábra legalsó (U-) keresztmetszetét nem tüntettük fel, mivel az ismert, szilárdságtani módon egyszerűen számíthatjuk ki benne az igénybevételeket.

Ha az 1b. ábrának megfelelően *megfordítjuk* az I. táblázat gerenda-kérsztmetszeteit, a keresztirányú nyomaték megtartja negatív előjelét, azaz ismét az alsó szálaban okoz nyomást.

Nem foglalkozunk a gerendában ébredő membrán-nyírófeszültségek és keresztirányú hajlítónyomaték számításmódjával, mivel ezt a dongahéjakról szóló művek, pl. [8], részletesen tárgyalják.

2. Általános összefüggések

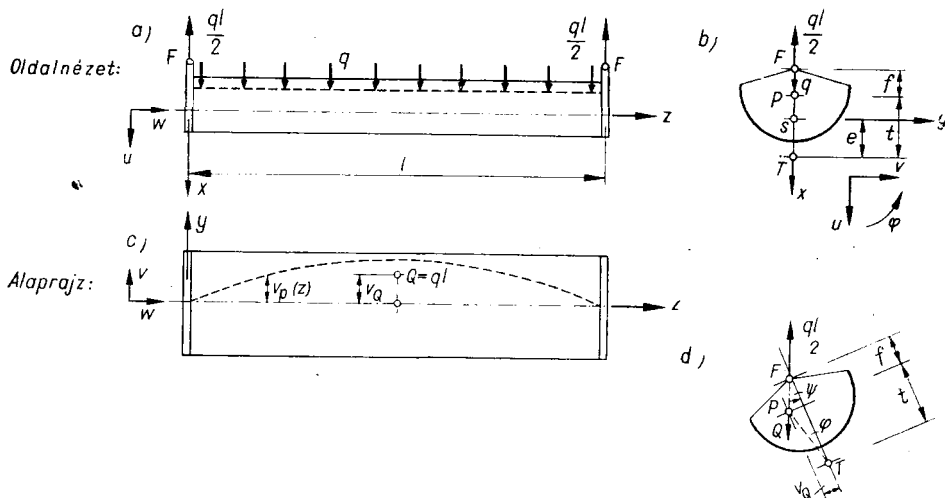
A levezetéshez szükséges jelöléseket a 2. ábrán tüntettük fel.

Az energia-módszerhez először is a kifordult tartó *belső és külső munkáját* kell felírunk. Ezeket a céljainknak legmegfelelőbb alakban úgy kaphatjuk meg, hogy a [6]-ban görbetengelyű ívekre felírt kifejezésekben az $1/R = 0$ helyettesítést végezzük.

2.1. A belső munka kifejezése

A belső munka képlete a következő lesz:

$$L_b = \frac{C}{2} \int_0^l \left(\frac{d\varphi}{dz} \right)^2 dz + \frac{C_1}{2} \int_0^l \left(\frac{d^2\varphi}{dz^2} \right)^2 dz + \frac{B_x}{2} \int_0^l \left(\frac{d^2 v_T}{dz^2} \right)^2 dz. \quad (1)$$



2. ábra

$$\begin{aligned}
 C &= GI_t \text{ a tartó csavarási merevsége,} \\
 C_1 &= EI_\omega \text{ a tartó gátolt csavarási merevsége} \\
 &\quad \text{a } T \text{ nyírasközéppontra vonatkozóan,} \\
 B_x &= EI_x \text{ a tartó vízszintes hajlítási merevsége,} \\
 &\quad \text{az } S \text{ súlyponton átmenő } x \text{ tengelyre vonatkozóan.}
 \end{aligned}$$

E három mennyiség értékét néhány keresztmetszetre a 3. ábrán adtuk meg.

$$\begin{aligned}
 \varphi &\text{ a keresztmetszetek elfordulása a } T \text{ nyírasközéppontjuk körül,} \\
 v_T &\text{ a } T \text{ nyírasközéppontok vízszintes eltolódása. (Vö. a 2. ábrával.)}
 \end{aligned}$$

2.2. A külső munka kifejezése

A külső munka kifejezését [6]-ban az ívtengely mentén állandó M_0 hajlítónyomatékra írtuk fel. Ez $1/R = 0$ helyettesítéssel így alakul:

$$L'_k = \frac{M_0}{2} \int_0^l \left[\left(2e - d \cdot j_x^0 - \frac{b^2 j_y^0}{d} \right) \cdot \left(\frac{d\varphi}{dz} \right)^2 - \frac{d\varphi}{dz} \cdot \frac{dv_T}{dz} \right] dz. \quad (2)$$

(Pozitív hajlítónyomatéknak ebben a dolgozatban azt tekintjük, amelyik az alsó szállban okoz húzást.)

j_x^0 és j_y^0 a keresztmetszet geometriai adataitól függő állandók, a következő definíciók szerint:

$$dj_x^0 = \frac{\int x^3 dF}{I_y}, \quad (3a)$$

$$\frac{b^2}{d} j_y^0 = \frac{\int xy^2 dF}{I_y}. \quad (3b)$$

Számértéküket a 3. ábrán adtuk meg. A (2) kifejezés jobb oldalán az integráljel alatt álló kifejezés a fajlagos hosszváltozásnak megfelelő $\partial w/\partial z$ mennyiséget jelenti (pontosabban: e mennyiségeknek a hajlítási feszültségeknek megfelelő integrált alakját a keresztmetszeten). Ha tehát változik az M hajlítónyomaték, akkor be kell vinni az integráljel alá, hogy így a z tengely mentén változó hajlítási feszültségeket mindig csak a neki megfelelő $\partial w/\partial z$ -vel szorozzuk meg. Minthogy csak egyenletesen megoszló teherrel foglalkozunk, a hajlítónyomaték a következő:

$$M = \frac{q}{2} (lz - z^2). \quad (4)$$

Ezt (2)-be helyettesítve, és a rövidség kedvéért bevezetve a

$$K_0 = 2e - dj_x^0 - \frac{b^2 j_y^0}{d} \quad (5)$$

jelölést, a következőt kapjuk:

$$L'_k = \frac{q}{4} \int_0^l (lz - z^2) \left[K_0 \left(\frac{d\varphi}{dz} \right)^2 - \frac{d\varphi}{dz} \frac{dv_T}{dz} \right] dz. \quad (6)$$

További külső munka származhatik abból, hogy a teher P támadáspontja (2. ábra) nem esik a nyírasközéppontba. Ilyenkor a keresztmetszet elfordulása közben a P pont is megváltoztatja a magasságát, mégpedig

$$t(1 - \cos \varphi) \approx \frac{t\varphi^2}{2}$$

mértékkel. Így a megoszló teher

$$L''_k = \frac{qt}{2} \int_0^l \varphi^2 dz \quad (7)$$

nagyságú külső munkát végez.

Végül még figyelembe kell vennünk azt a munkát is, amit a teher a tartónak az F felfüggesztési pont körüli elfordulása következtében végez.

A teher P támadáspontjainak összekötő egyenese a kifordulási φ és v_T alakváltozások következtében vízszintes síkban meggörbül. A P pontok vízszintes eltolódása tehát:

$$v_P = v_T - t \cdot \varphi, \quad (8)$$

esz. A külső teher $ql = Q$ eredője így e meggörbült vonal súlypontjában fog hatni, azaz

$$\frac{\int_0^l v_P dz}{l} = \frac{\int_0^l v_T dz - t \int_0^l \varphi dz}{l} = v_Q \quad (9)$$

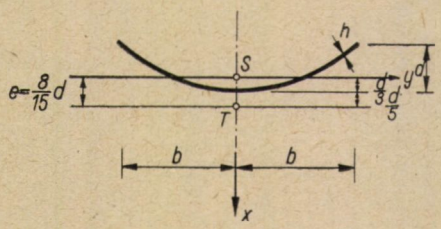
mértékkel tolódik el vízszintesen az eredeti helyéről. Minthogy a tartó a végkeresztmetszetek F pontjában van felfüggesztve, e pontok körül szabadon elfordulhat. Akkor ψ szöggel fog elfordulni, hogy a Q tehereredő éppen a felfüggesztési pontok függőlegesébe kerül vissza. Így a 2d. ábra alapján felírhatjuk, hogy

$$\psi = \frac{v_Q}{f}. \quad (10)$$

A külső teher munkája pedig e ψ elfordulás következtében

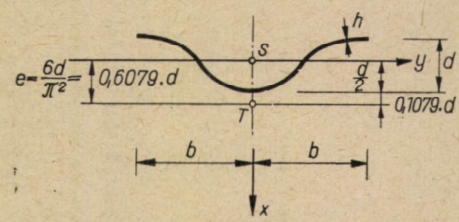
$$L'''_k = ql \cdot \left(\frac{f}{\cos \psi} \right) (1 - \cos \psi) \approx ql \cdot \frac{f\psi^2}{2} = ql \frac{v_Q^2}{2f}. \quad (11)$$

a) Lapos másodfokú parabola (körív):



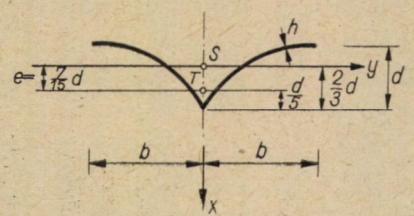
$$\begin{aligned}
 J_x &= 0,6667 \cdot h \cdot b^3 \\
 J_y &= 0,1778 \cdot h d^2 b \\
 J_{\omega} &= 0,00508 \cdot h d^2 b^3 \\
 J_t &= 0,6667 \cdot b h^3 \\
 j_x^0 &= -0,1905 \\
 j_y^0 &= -1
 \end{aligned}$$

b) Lapos hullámvonal (cosinus):



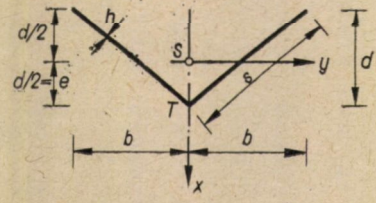
$$\begin{aligned}
 J_x &= 0,6667 \cdot h \cdot b^3 \\
 J_y &= 0,250 \cdot h d^2 b \\
 J_{\omega} &= 0,001596 \cdot h d^2 b^3 \\
 J_t &= 0,6667 \cdot b h^3 \\
 j_x^0 &= 0 \\
 j_y^0 &= -0,812
 \end{aligned}$$

c) Lapos szárny (2 db. 2 f. parabólából összetéve):



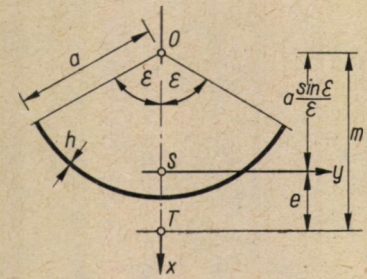
$$\begin{aligned}
 J_x &= 0,6667 \cdot h \cdot b^3 \\
 J_y &= 0,1778 \cdot h d^2 b \\
 J_{\omega} &= 0,00508 \cdot h d^2 b^3 \\
 J_t &= 0,6667 \cdot b h^3 \\
 j_x^0 &= +0,1905 \\
 j_y^0 &= -0,876
 \end{aligned}$$

d) Meredek v:



$$\begin{aligned}
 J_x &= \frac{2}{3} h b^2 s \\
 J_y &= \frac{1}{6} h d^2 s \\
 J_{\omega} &= \frac{h^2 s^3}{3} \\
 J_t &= \frac{2}{3} s h^3 \\
 j_x^0 &= 0 \\
 j_y^0 &= -1
 \end{aligned}$$

e) Meredek körív:



$$\begin{aligned}
 m &= 2a \frac{\sin \varepsilon - \varepsilon \cdot \cos \varepsilon}{\varepsilon - \sin \varepsilon \cdot \cos \varepsilon} \\
 J_x &= h a^3 (\varepsilon - \sin \varepsilon \cdot \cos \varepsilon) \\
 J_y &= h a^3 (\varepsilon + \sin \varepsilon \cdot \cos \varepsilon - 2 \frac{\sin^2 \varepsilon}{\varepsilon}) \\
 J_{\omega} &= \frac{2}{3} h a^3 \left[\varepsilon^3 - \frac{6(\sin \varepsilon - \varepsilon \cdot \cos \varepsilon)^2}{\varepsilon - \sin \varepsilon \cdot \cos \varepsilon} \right] \\
 J_t &= \frac{2}{3} h a^3 \varepsilon \\
 j_x^0 &= \frac{h a^4}{J_y} \left[\sin \varepsilon + 3 \frac{\sin^2 \varepsilon \cdot \cos \varepsilon}{\varepsilon} + \sin^2 \varepsilon \left(\frac{2}{3} - \frac{4}{\varepsilon^2} \right) \right] \\
 j_y^0 &= \frac{h a^4}{J_y} \left[\sin \varepsilon - \frac{\sin^2 \varepsilon \cdot \cos \varepsilon}{\varepsilon} - \frac{2}{3} \sin^3 \varepsilon \right]
 \end{aligned}$$

f) Félkörív:

$$\begin{aligned}
 e &= 0,637 \cdot a \\
 j_x^0 d &= -0,153 \cdot a \\
 j_y^0 \frac{b^2}{d} &= -1,118 \cdot a
 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
 J_x &= 1,571 \cdot h a^3 \\
 J_y &= 0,298 \cdot h a^3 \\
 J_{\omega} &= 0,0374 \cdot h a^5 \\
 J_t &= 1,047 \cdot h b
 \end{aligned}$$

3. ábra

(Ha a felfüggesztési pont végtelenül magasan van ($f = \infty$), a gerenda vége egyáltalán nem tud elcsavarodni ($L_k = 0$), vagyis megkapjuk a „villás” megtámasztást.)

A teljes külső munka kifejezése tehát a következő lesz:

$$L_k = \frac{q}{4} \int_0^l (lz - z^2) \left[K_0 \left(\frac{d\varphi}{dz} \right)^2 - \frac{d\varphi}{dz} \frac{dv_T}{dz} \right] dz + \frac{qt}{2} \int_0^l \varphi^2 dz + \frac{ql}{2f} v_Q^2, \quad (12)$$

ahol v_Q értékét a (9) képlet adja meg.

A belső és a külső munka (1) és (12) kifejezését egyenlővé téve, a kifordító terhet úgy határozhatjuk meg, hogy felvesszünk mind φ -re, mind v_T -re egy-egy, a peremfeltételeknek megfelelő függvényt (Fourier-sort), s az egyes függvénytagok együtthatói szerint minimalizáljuk a kifordító teher kifejezését. Az így kapott homogén lineáris egyenletrendszer determinánsát zérussal egyenlővé téve, annyiad fokú egyenlet adódik a kifordító teherre, amennyi a függvénytörökből figyelembe vett tagok száma [10].

3. Közelítések

3.1. Az oldallirányú meggörbülés elhanyagolása

Vizsgálataink szerint nem elegendő a két sornak csak egy-egy tagjára szorítkozni, ezért a számítás ily módon meglehetősen bonyolult lenne. Nagymértékben egyszerűsíthetjük azonban a feladatot a következő megfontolás alapján.

Előző vizsgálataink szerint [5], [6] állandó hajlítónyomaték és villásan megtámasztott gerenda ($f = \infty$) esetében igen jó eredményt kapunk az 1. ábrának megfelelő keresztmetszetekre azzal a közelítéssel is, hogy a gerenda vízszintes hajlítási merevségét, B_x -et (a C csavarási merevséghez képest) végtelen nagyra vesszük, azaz elhanyagoljuk a nyírás középponti tengely vízszintes síkú meggörbülését ($v_T = 0$), s csak az elcsavarodási alakváltozást vesszük figyelembe. Ennek azonban előfeltétele az, hogy a keresztmetszet szabad széle a hajlításból nyomást kapjon. Esetünkben a nyomófeszültség a keresztmetszet felső szélén keletkezik, tehát a $v_T = 0$ ($B_x/C = \infty$) közelítés csak az 1a. ábrának megfelelő keresztmetszetekre ad jó eredményt.

Ezenkívül még azt is figyelembe kell vennünk, hogy az [5]-ben tárgyalt állandó nyomatékhoz és villás megtámasztáshoz az általunk most vizsgált esetben az áll a legközelebb, ha a megoszló teher a nyírás középpontban hat

($t = 0$), s a felfüggesztési pont végtelenül magasan van ($f = \infty$). Így ugyanis mind L_k'' , mind L_k'''' zérus (lásd a (7) és a (11) képleteket), s csak a hajlítónyomatékból származó L_k' marad meg (6). Már most — egyelőre $f = \infty$ -t véve — a helyzet a következő. Ha t negatív, akkor az ennek megfelelő, vagyis a nyírás-középpont alatt ható teher (7) szerint negatív munkát végez, tehát gátolja az elcsavarodást, sőt, kellően nagy negatív t esetén teljesen meg is akadályozza; ha $L_k'' = -L_k'$, akkor a tiszta elcsavarodásból nem jöhet létre külső munka. Így végtelen nagyra adódnék a kifordító teher. Nyilvánvaló tehát, hogy negatív t esetében a valóságban mind nagyobb szerephez jut az elhanyagolt v_T alakváltozás, s ezzel együtt nő a v_T elhanyagolásából származó hiba is. Ha viszont t pozitív, akkor — ugyanezen gondolatmenet alapján — kisebb lesz v_T szerepe, mint a nyírás-középpontban ható teher esetén. Ezek alapján tehát tárgyalásunkban ismét csak az 1a ábra keresztmetszeteire szorítkozunk, ami önsúlyteher esetén pozitív t -nek, vagyis a nyírás-középpont felett ható teher esetének felel meg.

Az 1b ábra keresztmetszeteit tehát kizárjuk a további tárgyalásból.

Ha a felfüggesztési pont f magasságát csökkentjük, akkor ez (11) szerint szintén növeli a külső munkát, tehát a fenti gondolatmenet szerint várhatóan csökkenti, vagy legalábbis nem növeli a v_T elhanyagolásából származó hibát a villás megtámasztás ($f = \infty$) esetéhez képest [6].

Összefoglalva a mondottakat, a következőkben csak az 1a ábrának megfelelő keresztmetszetű gerendákkal, s csak a nyírás-középpont felett ható teher esetével foglalkozunk, viszont elhanyagoljuk a nyírás-középponti tengely meggörbülését a vízszintes síkban ($v_T = 0$), és a keresztmetszeteknek csak a nyírás-középpont körüli φ elfordulását vesszük figyelembe.

3.2. A peremfeltételek és a $\varphi(z)$ elcsavarodásfüggvény

Amint már a 2.2. pontbeli levezetésből is kitűnt, a felfüggesztés folytán a gerenda az F felfüggesztési pont körül merevtest-szerűen fordul el, s ezt a φ elfordulást különválasztva kezelhetjük a keresztmetszetek $\varphi(z)$ elcsavarodásától. Így a $\varphi(z)$ függvényt úgy vehetjük fel, mintha a gerendavégek „villásan” volnának megtámasztva, azaz a $z = 0$ és $z = l$ helyeken a $\varphi = 0$ feltétel ki-elégítésével.

A továbbiakban kétféle tartóvég-kialakítással foglalkozunk. Az első esetben a gerenda végkeresztmetszetei szabadok, azaz nem gátoljuk meg tengelyirányú alakváltozásukat (4a ábra); (itt az „összekötő rúd” csupán a felfüggesztésből származó keresztirányú nyomaték felvételére szolgál). Ebből az következik, hogy a végkeresztmetszetben nem ébred gátolt csavarási σ_z -feszültség, ami [10] szerint a

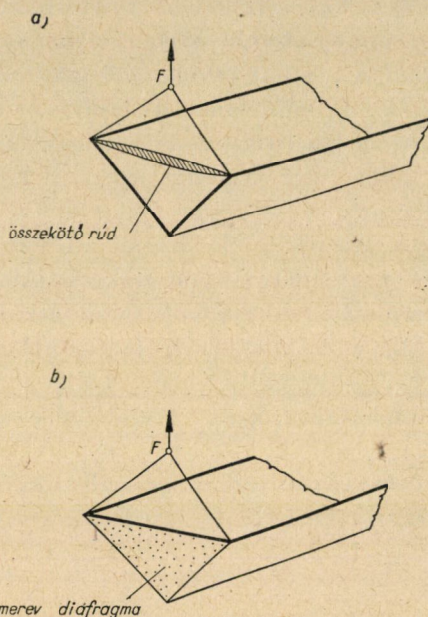
$$\frac{d^2\varphi}{dz^2} = 0 \quad (13)$$

feltétellel egyenértékű.

Ha viszont a gerenda két végét hajlításra is végtelenül merev diafragmával látjuk el (4b ábra), akkor ez [6] szerint megakadályozza a végkeresztmetszetek tengelyirányú alakváltozását (az „öblösödést”), ez pedig [10] szerint a

$$\frac{d\varphi}{dz} = 0 \quad (14)$$

feltétellel fejezhető ki.



4. ábra

Ennek megfelelően a φ elcsavarodásfüggvényt szabad tartóvég esetén szinuszos, diafragmás tartóvég esetén pedig koszinuszos sor formájában vehetjük fel.

4. Megoldás szimmetrikus alakváltozás esetére

4.1. A kifordító teher meghatározása szabad tartóvégek esetében

Az elcsavarodásfüggvényt a (13) peremfeltételnek megfelelően a

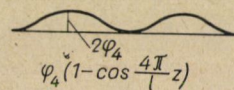
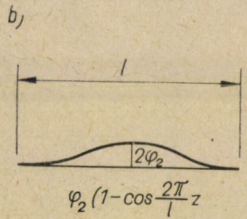
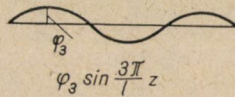
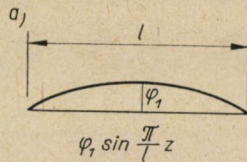
$$\varphi = \sum_n \varphi_n \cdot \sin \frac{n\pi}{l} z; \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (15)$$

sor alakjában vesszük fel (5a ábra). (Az antimetrikus alakváltozást képviselő

páros sorszámú tagokat kihagytuk, mivel a levezetés során különválnak a szimmetrikus tagoktól és nagyobb kritikus terhet szolgáltatnak, lásd az 5. pontot.)

A belső munka (1) kifejezése az

$$L_b = \frac{C\pi^2}{4l} \sum_n n^2 \varphi_n^2 + \frac{C_1 \pi^4}{4l^3} \sum_n n^4 \varphi_n^2 ; \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (16)$$



5. ábra

eredményt szolgáltatja. A külső munkához szükséges v_Q eltolódás (9) szerint a következő lesz:

$$v_Q = -\frac{2t}{\pi} \sum_n \frac{\varphi_n}{n} ; \quad n = 1, 3, 5, \dots \quad (17)$$

Ezzel a külső munka (12) szerint így alakul (Vö. [10] 109. oldalával):

$$L_k = \frac{qK_0 l}{4} \left[\sum_n \varphi_n^2 \left(\frac{n^2 \pi^2}{12} - \frac{1}{4} \right) - 4 \sum_m \sum_n \varphi_m \varphi_n \frac{mn(m^2 + n^2)}{(m^2 - n^2)^2} \right] + \frac{qt l}{4} \sum_n \varphi_n^2 + ql \frac{2t^2}{\pi^2 f} \left(\sum_n \frac{\varphi_n}{n} \right)^2. \quad (18)$$

Az összegezésekből $n = 1, 3, 5, \dots$ és $m = 1, 3, 5, \dots$, de az m szerinti összegezésekből ki kell hagyni az $m = n$ tagokat és a kétfős összegben minden (m, n) kombinációt csak egyszer kell venni. Az energia-módszer szabályai szerint [10] most képeznünk kell a

$$\frac{\partial L_b}{\partial \varphi_n} - \frac{\partial L_k}{\partial \varphi_n} = 0$$

kifejezéseket. Ezek a következő lineáris egyenleteket szolgáltatják minden n -re ($n = 1, 3, 5, \dots$):

$$\begin{aligned} \varphi_n \left\{ n^2 \pi^2 \left(C + C_1 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} \right) - 2M \left[K_0 \left(\frac{n^2 \pi^2}{3} - 1 \right) + 4t + \frac{32}{\pi^2 \cdot n^2} \frac{t^2}{f} \right] \right\} + \\ + 16 M \cdot K_0 \sum_m \frac{mn(m^2 + n^2)}{(m^2 - n^2)^2} \varphi_m - \frac{64}{\pi^2 \cdot n} M \frac{t^2}{f} \sum_m \frac{\varphi_m}{m} = 0. \end{aligned} \quad (19)$$

Itt a rövidség kedvéért bevezettük a

$$\frac{ql^2}{8} = M \quad (20)$$

jelölést. Az összegezésekből $m = 1, 3, 5, \dots$, de ki kell hagyni az $m = n$ tagot.

Ha mindegyik φ_n -re felírjuk a (19) egyenletet, az így kapott egyenletrendszer determinánsát 0-val egyenlővé téve a kritikus

$$M_{kr} = \frac{q_{kr} \cdot l^2}{8}$$

hajlítónyomatékra a φ sorából figyelembe vett tagok számával egyező fokszámú egyenletet kapunk.

Ha csak *egy tagot* veszünk, akkor $n = 1$, az m -es összeg pedig teljes egészében elmarad, s így a következő egyszerű összefüggés adódik M_{kr} -ra:

$$M_{kr} = 2,155 \frac{C + C_1 \pi^2 / l^2}{K_0 + 1,747t + 1,416 t^2 / f} \quad (21)$$

Két tag esetén viszont a következő másodfokú egyenletet kapjuk M_{kr} -ra:

$$aM_{kr}^2 + bM_{kr} + c = 0, \quad (22)$$

ahol az együtthatók a következők: ~

$$a = 5,145 K_0^2 + 12,36 \cdot K_0 t + 10,17 K_0 \frac{t^2}{f} + 1,6 t^2 + 1,441 \frac{t^3}{f}, \quad (23a)$$

$$b = - \left[24,29 \cdot K_0 C + 1042,7 K_0 \frac{C_1}{l^2} + \right. \\ \left. + 19,74 \cdot t C + 1597,5 t \frac{C_1}{l^2} + \right. \\ \left. + 14,58 \frac{t^2}{f} C + 1280,8 \frac{t^2}{f} \frac{C_1}{l^2} \right], \quad (23b)$$

$$c = 21,92 C^2 + 2163 C \frac{C_1}{l^2} + 19214 \frac{C_1^2}{l^4}. \quad (23c)$$

Néhány esetre kiszámítottuk a kritikus hajlítónyomatékot a (21) és a (22) képlettel, hogy megállapíthassuk mennyire tér el a kéttagú φ -vel számított kifordító nyomaték az egytagú φ -adta eredménytől. Azt találtuk, hogy az eltérés abban az esetben a legnagyobb, ha

$$a) \quad C_1 = t = 0.$$

Ekkor f tetszőleges lehet, mivel csak a t^2/f kifejezésben szerepel, de természetesen $f > 0$. Erre az esetre több φ -tagra is kiszámítottuk a kritikus nyomatékot és a következő eredményeket kaptuk:

1 tag:	$M_{kr} = 2,155 \frac{C}{K_0}$	(100%),
2 tag:	1,215	(56,5%),
3 tag:	1,096	(50,9%),
4 tag:	1,055	(49%),
5 tag:	1,037	(48,1%)

A figyelembe vett tagszám növekedésével tehát a kritikus hajlítónyomaték értéke ($C_1 = t = 0$ esetben) egyre jobban megközelíti a két végén erőpárral terhelt gerenda

$$M_{kr} = 1,0 \frac{C}{K_0}$$

kritikus hajlítónyomatékát, de ennél kisebb értéket nem vesz fel.

b) Ha $C_1 = 0, t = K_0/2, f = \infty$:

$$1 \text{ tag: } M_{kr} = 1,150 \frac{C}{K_0} \quad (100\%),$$

$$2 \text{ tag: } 0,954 \quad (83\%),$$

c) Ha $C_1/l^2 = C/100, t = 0, f = \text{tetszőleges}$:

$$1 \text{ tag: } M_{kr} = 2,368 \frac{C}{K_0} \quad (100\%),$$

$$2 \text{ tag: } 1,779 \quad (75\%),$$

d) Végül ha $C_1 = 0, t = K_0/2, f = K_0/2$:

$$1 \text{ tag: } M_{kr} = 0,8348 \frac{C}{K_0} \quad (100\%),$$

$$2 \text{ tag: } 0,7824 \quad (93,8\%).$$

A fenti adatokból bármely esetben tájékoztatást kaphatunk a kéttagú φ -függvény alapján számított M_{kr} (22) hibájáról.

Amint látjuk, az egy- és kéttagú φ -függvénynek megfelelő eredmények a három utolsó esetben lényegesen közelebb állnak egymáshoz, mint a legkedvezőtlenebb $C_1 = t = 0$ esetben, így várható, hogy a több φ -taggal kapható pontosabb eredménytől való eltérésük is sokkal kisebb. Mivel minden gyakorlati esetben $C_1 > 0$ és $t > 0$, a (22) képletet mindig kielégítően pontosnak tekinthetjük, mert hibája lényegesen kisebb a $C_1 = t = 0$ esetben kimutatható

$$\frac{1,215 - 1,037}{1,037} 100\% = 17,2\%$$

eltérésnél. (Az eltérés elsősorban akkor csökken, ha $t > 0$.) Nincs akadálya természetesen annak sem, hogy több tagot vegyünk figyelembe, s ennek megfelelően magasabbfokú egyenletből határozzuk meg az M_{kr} értéket.

Az egytagú φ -vel kapott (21) képlet pontatlan ugyan, de megvan az az előnye, hogy igen szemléletesen mutatja a különböző tényezők ($C, C_1/l^2, K_0, t, f$) egymáshoz viszonyított szerepét és nagyságrendjét.

4.2. A kifordító teher nagysága diafragmás tartóvégek esetében

Az elcsavarodásfüggvényt most a (14) peremfeltételnek megfelelő

$$\varphi = \sum_n \left(1 - \cos \frac{n\pi}{l} z \right), \quad n = 2, 4, 6, \dots \quad (24)$$

alakban vesszük fel (5b. ábra), mely ismét csak a szimmetrikus alakváltozásnak megfelelő tagokat tartalmazza. A *belső munka* (1) szerint így a következő alakban adódik:

$$L_b = \frac{C\pi^2}{4l} \sum_n n^2 \varphi_n^2 + \frac{C_1 \pi^4}{4l^3} \sum_n n^4 \varphi_n^2, \quad n = 2, 4, 6, \dots \quad (25)$$

A (9) összefüggés szerint:

$$v_Q = -t \cdot \sum_n \varphi_n, \quad n = 2, 4, 6, \dots, \quad (26)$$

és ezzel (12)-nek megfelelően a *külső munka*:

$$L_k = \frac{qK_0 l}{4} \left[\sum_n \varphi_n^2 \left(\frac{n^2 \pi^2}{12} + \frac{1}{4} \right) - 8 \sum_m \sum_n \varphi_m \varphi_n \frac{m^2 n^2}{(m^2 - n^2)^2} \right] + \frac{qtl}{4} \left[3 \sum_n \varphi_n^2 + 4 \sum_m \sum_n \varphi_m \varphi_n \right] + ql \frac{t^2}{2f} \left[\sum_n \varphi_n^2 + 2 \sum_m \sum_n \varphi_m \varphi_n \right]. \quad (27)$$

A minimalizálás után pedig a következő egyenletek adódnak minden n -re ($n = 2, 4, 6, \dots$):

$$\begin{aligned} & \varphi_n \left\{ \frac{n^2 \pi^2}{2} \left(C + C_1 \frac{n^2 \pi^2}{l^2} \right) - M \left[K_0 \left(\frac{n^2 \pi^2}{3} + 1 \right) + 12t + 8 \frac{t^2}{f} \right] \right\} + \\ & + 16 MK_0 \sum_m \frac{m^2 n^2}{(m^2 - n^2)^2} \varphi_m - 8Mt \left(1 + \frac{t}{f} \right) \sum_m \varphi_m = 0, \quad \begin{matrix} m = 2, 4, 6, \dots \\ m \neq n \end{matrix} \end{aligned} \quad (28)$$

Ha csak egy tagra szorítkozunk, akkor az

$$\begin{aligned} M_{kr} &= \frac{\pi^2}{8} \frac{C + C_1 \frac{4\pi^2}{l^2}}{K_0 \left(\frac{\pi^2}{12} + \frac{1}{16} \right) + \frac{3}{4} t + \frac{1}{2} \frac{t^2}{f}} = \\ &= 1,234 \frac{C + C_1 \frac{4\pi^2}{l^2}}{0,884K_0 + 0,75t + 0,5 \frac{t^2}{f}} \end{aligned} \quad (29)$$

kifejezést kapjuk. Két tag figyelembevételére esetén pedig a (22) másodfokú egyenlet adódik a következő együtthatókkal:

$$a = 1,772 K_0^2 + 2,318 K_0 t + 1,640 K_0 \frac{t^2}{f} + 0,200 t^2 + 0,160 \frac{t^3}{f}, \quad (30a)$$

$$b = - \left[5,442 K_0 C + 545,9 K_0 \frac{C_1}{l^2} + 2,961 t C + 397,4 t \frac{C_1}{l^2} + \right. \\ \left. + 1,974 \frac{t^2}{f} C + 265,0 \frac{t^2}{f} \frac{C_1}{l^2} \right], \quad (30b)$$

$$c = 3,896 C^2 + 769,1 C \frac{C_1}{l^2} + 24291 \frac{C_1^2}{l^4}. \quad (30c)$$

A pontosság ellenőrzése céljából ismét kiszámítottuk $C_1 = t = 0$ (f tetszőleges) esetre, több tagszámra, M_{kr} értékét. Az eredmények a következők:

- | | | |
|---------|--------------------------------|-----------|
| 1. tag: | $M_{kr} = 1,394 \frac{C}{K_0}$ | (100%), |
| 2. tag: | 1,137 | (81,5%), |
| 3. tag: | 1,071 | (77%), |
| 4. tag: | 1,044 | (75%), |
| 5. tag: | 1,029 | (73,8%). |

A figyelembe vett tagok számának növelésével tehát most is egyre jobban közelítjük meg a két végén erőpárral terhelt gerenda

$$M_{kr} = 1,0 \frac{C}{K_0}$$

kritikus hajlítónyomatékát, ugyanúgy, mint a szabad végű gerenda esetében. A végdiafragmák a $C_1 = 0$ feltevés következtében ugyanis nem merevítik a gerendát. Az a tény, hogy a végdiafragmás gerenda ugyanolyan tagszám esetén kisebb kritikus nyomatékot ad a szabadvégűnél, csupán a jobb konvergenciát mutatja s nem következik belőle, hogy a diafragmás gerenda gyengébb a szabadvégűnél.

Ebből az összeállításból kitűnik, hogy a $C_1 = t = 0$ esetben a diafragmás végű gerenda kritikus hajlítónyomatékát — ugyanannyi figyelembe vett tagszám esetén — lényegesen pontosabban kapjuk meg, mint a szabadvégű gerendáét.

A végdiafragmák a $C_1 > 0$ és $t > 0$ esetben természetesen növelik a kritikus nyomatókat a szabadvégű gerendához képest, de — mint a szám-példából is láthatjuk — általában elég kismértékben.

A valóságban alkalmazott diafragmák *nem végtelen merevek* hajlításra, így merevítő hatásuk is valamivel kisebb, mint a számításba vett végtelen merev diafragmáké. Minthogy azonban a diafragmák merevítő hatása amúgyis kicsi, véleményünk szerint nem érdemes ezt a különbséget figyelembe venni.

4.3. Megjegyzések

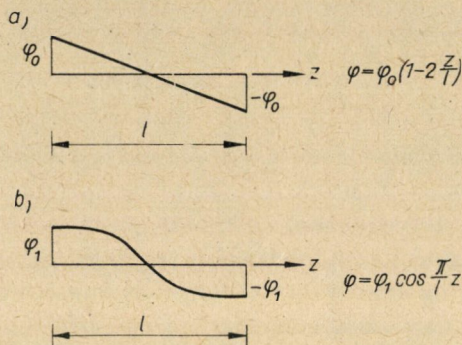
Változó hajlítónyomaték esetére úgy írtuk fel a külső munka (6) képletét, hogy az állandó nyomatékra levezetett (2) kifejezésben a nyomatékat bevittük az integráljel alá. Ezzel azonban csak a z-irányú σ_z -feszültségek munkáját vettük helyesen figyelembe, a változó nyomaték esetén mindig keletkező τ nyírófeszültségek, valamint a teher helyzetétől függő keresztirányú σ_y -feszültségek (pontosabban: a keresztmetszet érintője irányában működő keresztirányú σ -feszültségek) munkáját azonban még nem. Márpedig a felület-szerkezetek stabilitásvizsgálatára szolgáló energia-kifejezésekben [10] a σ_z munkáján felül még a τ és σ_y munkáját is figyelembe kell vennünk a külső munka végzésekor. Mi ehelyett a tehersüllyedés L_k'' (7) munkáját írtuk fel. Ki kell tehát mutatnunk, hogy ez megegyezik τ és σ_y munkájával.

Ezt a vizsgálatot az egyenletes teherrel terhelt, villásan megtámasztott ($f = \infty$) diafragma nélküli V-keresztmetszetű gerendán végeztük el. Felírtuk a külső munkákat egyrészt az itt bemutatott (6) és (7) képletekkel, másrészt a lemezelmélet [10] egyenleteivel, a két félgerendát egy-egy síklemeznek számítva. Feltételeztük, hogy a nyírásközépponti tengely (a V-keresztmetszetek alsó csúcspontjait összekötő vonal) egyenes marad, azaz $B_x = \infty$, s az összehasonlítás egyszerűbbé tétele érdekében a (15) sorból csak az első tagot vettük figyelembe. Kétféle teherhelyzetet vizsgáltunk: először a nyírásközéppontban ható teher esetét ($t = 0$), majd az önsúly hatását, ami a lemezelmélet szerint a lemez felületén egyenletesen elosztott terhet jelent, s eredője a keresztmetszet magasságának felében hat ($t = d/2$).

A lemezelmélet szerinti számítást itt nem részletezzük; eredménye azonban mindkét esetben teljesen megegyezett az itt bemutatott számításmód eredményeivel. A nyírófeszültségek mindkét esetben ugyanakkora pozitív külső munkát szolgáltattak, de ez a nyírásközéppontban ható teher esetén éppen egyenlő a keresztirányú σ -feszültségek negatív munkájával, s így kiesik. Önsúlyteher esetében pedig az ennek megfelelően megváltozott keresztirányú σ -feszültségek még egy akkora pozitív többletmunkát szolgáltattak, amely pontosan egyenlő a (7) kifejezéssel.

Ezzel kimutattuk, hogy a dolgozatunkban bemutatott módszer helyes és egyszerűbb úton ugyanazokat az eredményeket adja, mint a lemezmélet munkaegyenletei.

Fenti eredményünkkel összhangban van az a tény is, hogy ha $f = \infty$, vagyis ha a megtámasztás „villás”, akkor a külső és a belső munkára a 2. pontban levezetett kifejezéseink — némi átalakítás után — megegyeznek CHWALLA [3] eredményével.



6. ábra

5. Megoldás antimetrikus alakváltozás esetében

Röviden megvizsgáljuk még mind szabad, mind diafragmás gerendavég esetében a szóbajóhető *antimetrikus alakváltozást*, s összehasonlítjuk az ennek megfelelő kritikus terhet a szimmetrikus alakváltozás alapján korábban levezetett kritikus teherrel. Az egyszerűség kedvéért csak *egytagú* elcsavarodásfüggvényt fogunk felvenni, s feltételezzük, hogy *többtagú* elcsavarodásfüggvények esetén ugyanilyen, vagy hasonló arányok állnak fenn az antimetrikus és a szimmetrikus alakváltozás kritikus terhei között.

5.1. Szabadvégű gerenda esete

A legegyszerűbb antimetrikus elcsavarodást a 6a ábra mutatja. Ebből a 4.1. pontban leírt módon a kritikus hajlítónyomatékra a következő kifejezést kapjuk:

$$M_{kr}^{\text{antimetr.}} = 3 \frac{C}{K_0 + 2t - 6f} \quad (31)$$

Az F felfüggesztési pont körüli elfordulásból származó L_k''' munkarész most

negatív, mivel a két véglap, ellenkező elfordulása következtében,

$$f(1 - \cos \varphi_0) \approx f \frac{\varphi_0^2}{2}$$

mértékkel kénytelen emelkedni.

Az egytagú szimmetrikus elcsavarodásfüggvényből kapott (21) kifejezéssel való összehasonlítás azt adta, hogy az antimetrikus alakváltozás kritikus terhe csak *negatív* f -ek esetén lehet kisebb a (21) kifejezésnél, ez viszont a teher támadáspontja alatti felfüggesztést jelent, ami amúgy sem fordul elő. Így szabadvégű gerendák kritikus terhét mindig a szimmetrikus alakváltozás alapján levezetett képletekkel kell számítanunk.

5.2. Diafragmás végű gerenda esete

A gerenda alakváltozását a 6b ábra szerint véve fel, az

$$M_{kr}^{\text{antimetr.}} = \frac{\pi^2}{8} \cdot \frac{C + C_1 \frac{\pi^2}{l^2}}{K_0 \left(\frac{\pi^2}{12} + \frac{1}{4} \right) + t - 2f} \quad (32)$$

kritikus nyomaték adódik, az előző esethez hasonlóan most is negatív L_k''' -vel és $f \cdot \varphi_0^2/2$ teheremelkedéssel. A könnyebb összehasonlítás kedvéért (32)-t és a megfelelő egytagú szimmetrikus alakváltozáshoz tartozó (29)-et a következő alakba írjuk:

$$M_{kr}^{\text{szimetr.}} = 1,234 \frac{1 + 4\pi^2 \left(\frac{C_1}{Cl^2} \right)}{0,884 + 0,75 \left(\frac{t}{K_0} \right) + 0,5 \frac{(t/K_0)^2}{(f/K_0)}} \frac{C}{K_0}, \quad (33a)$$

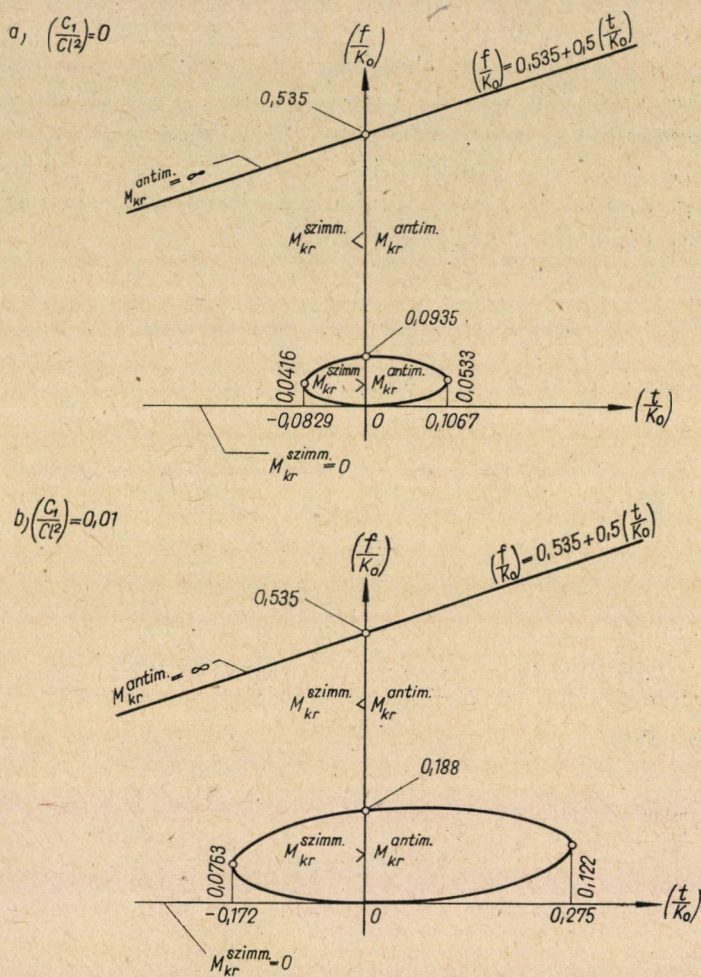
$$M_{kr}^{\text{antimetr.}} = 1,234 \frac{1 + \pi^2 \left(\frac{C_1}{Cl^2} \right)}{1,071 + \left(\frac{t}{K_0} \right) - 2 \left(\frac{f}{K_0} \right)} \frac{C}{K_0}. \quad (33b)$$

Az összehasonlítást $C_1/(Cl^2)$ -nek a gyakorlatban előforduló két szélső esetére, 0-ra és 0,01-re végeztük el. Az eredményt a 7a–b ábrán tüntettük fel.

Az f/K_0 , t/K_0 koordinátarendszerben ábrázolt ellipszis mentén $M_{kr}^{\text{szimetr.}} = M_{kr}^{\text{antimetr.}}$. Az ellipszis belsejében az antimetrikus kihajlási alak, kívülé

pedig — a pozitív f -ek tartományára szorítkozva — a szimmetrikus kihajlási alak ad kisebb kritikus nyomatókót.

Az eredményt gyakorlatilag könnyen felhasználható alakban a 8. ábrán tüntettük fel: itt (C_1/Cl^2) függvényében ábrázoltuk (f/K_0) -nak azokat az érté-



7. ábra

keit, amelyek felett mindig a szimmetrikus kihajlási alak a mértékadó. A $C_1/Cl^2 = 0$ és $0,01$ esetekhez tartozó értékeket az egyszerűség kedvéért egyenessel kötöttük össze. Ha (f/K_0) egy adott esetben a vonal alá esnék (ami gyakorlatilag csak kivételes esetben fordulhat elő), akkor meg kell vizsgálni a 7. ábra ellipsziseit, ill. az antimetrikus alakváltozáshoz tartozó kritikus nyomatókót.

6. Számpélda

Ellenőrizzük a 9. ábrán vázolt vékonyfalú gerenda oldalirányú stabilitását beemelés közben és elhelyezés után, mégpedig először szabadvéget, utána diafragmás véget feltételezve. A keresztmetszet jellemző adatait a 2. és 3b ábrák szerint számítjuk.

$$e = t = +39,5 \text{ cm},$$

$$j_x = 0,$$

$$j_y = -0,812,$$

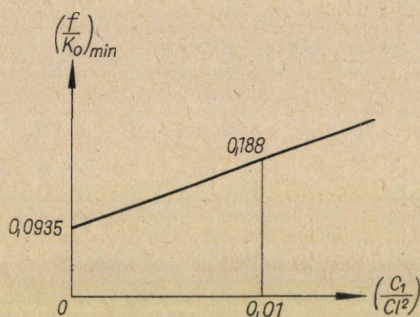
$$f = 130 \text{ cm},$$

$$K_0 = 2e - j_x^0 d - j_y^0 \frac{b^2}{d} = 79 + 0 + 0,812 \cdot 143^2 / 65 = 335 \text{ cm},$$

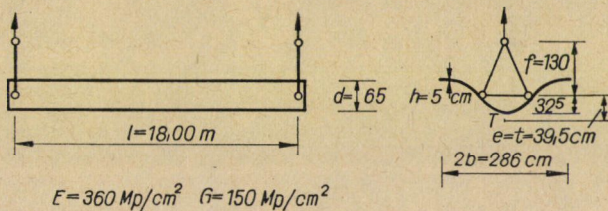
$$C = GI_t = 150 \cdot 5^3 \cdot 286 / 3 = 1,79 \cdot 10^6 \text{ Mp cm}^2,$$

$$C_1 = EI_\omega = 360 \cdot 0,001596 \cdot 5 \cdot 65^2 \cdot 143^3 = 3,54 \cdot 10^{10} \text{ Mp cm}^4,$$

$$C_1 / l^2 = 3,54 \cdot 10^{10} / 1800^2 = 1,09 \cdot 10^4 \text{ Mp cm}^2.$$



8. ábra



9. ábra

6.1. Szabadvégű gerenda

6.11. Ellenőrzés felfüggesztett tartóvégek esetében

A másodfokú egyenlet együtthatói:

$$(23a): a = 785,5 \cdot 10^4 \text{ cm}^2$$

$$(23b): b = -2094 \cdot 10^8 \text{ Mp cm}^3,$$

$$(23c): c = 1145,9 \cdot 10^{12} \text{ Mp}^2 \text{ cm}^4,$$

$$(22): M_{kr}^{\text{kéttagú}} = 77,0 \text{ Mpm},$$

az egytagú (21) képlettel pedig

$$M_{kr}^{\text{egytagú}} = 97,0 \text{ Mpm}$$

adódik.

Kiszámítottuk még háromtagú φ felvételével is a kritikus nyomatékot:

$$M_{kr}^{\text{háromtagú}} = 76,1 \text{ Mpm.}$$

Ha az egytagú eredményt 100%-nak tekintjük, akkor a két- és háromtagú 79,5% ill. 78,5%. Ezt a 4.1. pontban közölt %-értékekkel összehasonlítva megállapíthatjuk, hogy a konvergencia ebben az esetben lényegesen jobb a $C_1 = t = 0$ esetre kimutatott konvergenciánál, amit a két és három tag eredményének összehasonlítása is bizonyít. A kéttagú eredmény hibája a háromtagúéhoz képest esetünkben csak 1,26%.

Összehasonlításként kiszámítjuk még a két végén erőpárral terhelt rúd kritikus nyomatékát, valamint a derékszögű négyszögkeresztmetszetű felfüggesztett gerendára érvényes képletszolgáltatotta kritikus hajlítónyomatékot is, hogy lássuk, mekkora hibát követnénk el, ha ezeket a képleteket használnánk.

A végein erőpárral terhelt gerenda esetében [10], [5]:

$$M_{kr}^{\text{konst}} = \frac{C + C_1 \frac{\pi^2}{l^2}}{K_0} = \frac{(1,79 + 0,0109 \cdot 9,87) 10^6}{335} = 56,6 \text{ Mpm.}$$

(Ez a képlet természetesen nem veszi figyelembe sem a felfüggesztés tényét, sem azt, hogy a teher a nyírasközéppont felett hat.)

A derékszögű négyszögkeresztmetszetre érvényes harmadfokú egyenlettel [4]:

$$M_{kr}^{\text{négyyszög}} = 1420,0 \text{ Mpm.}$$

(Ez a képlet viszont a keresztmetszet vékonyfalú voltát hagyja figyelmen kívül, valamint azt, hogy a nyírasközéppont kiesik a súlypontból.)

6.12. Összehasonlításképpen kiszámítjuk a kifordító nyomatékot a gerenda elhelyezése után is, oldalirányban csuklós megtámasztást feltételezve. A képletekben így $f = \infty$ -t kell helyettesítenünk:

$$(23a): a' = 743,9 \cdot 10^4 \text{ cm}^2,$$

$$(23b): b' = -2046,3 \cdot 10^8 \text{ Mp cm}^3,$$

$$(23c): c' = 1145,9 \cdot 10^{12} \text{ Mp}^2 \text{ cm}^4,$$

$$(22): M_{kr} = 78,0 \text{ Mpm,}$$

azaz csak 1,3%-kal több, mint felfüggesztett állapotban.

6.2. Diafragmás végű felfüggesztett gerenda

A másodfokú egyenlet együtthatói:

$$(30a): a = 94,5 \cdot 10^6 \text{ cm}^2,$$

$$(30b): b = -2285 \cdot 10^9 \text{ Mpcm}^3,$$

$$(30c): c = 12145 \cdot 10^{12} \text{ Mp}^2 \text{ cm}^4,$$

$$(22): M_{kr}^{\text{d'af.r.}} = 79,1 \text{ Mpm,}$$

ami alig nagyobb a szabadvégű gerenda kritikus nyomatékánál. Amint látjuk tehát, a végdiafragma csak igen kismértékben növeli a gerenda stabilitását. Ha pedig figyelembe vesszük, hogy a végdiafragma nem végtelen merev, akkor a szabad- és a diafragmás vég eredményének számtani közepét véve

$$M_{kr}^{\text{átl}} = \frac{77 + 79,1}{2} = 78,55 \text{ Mpm}$$

adódik, ami csak 2%-kal több a szabadvégű gerendáénál.

IRODALOM

1. BLEICH, F.: Buckling Strength of Metal Structures. McGraw-Hill, New York 1952.
2. BÜRGERMEISTER, G.—STEUP, H.: Stabilitätstheorie. Akademie-Verlag, Berlin 1957.
3. CHWALLA, E.: Kippung von Trägern mit einfachsymmetrischen, dünnwandigen und offenen Querschnitten. *Sitzungsberichte der Akademie der Wissenschaften in Wien. Abt. II. a.* 153 (1944), 1—10.
4. CSONKA, P.: Die Stabilität der an ihren Enden aufgehängten prismatischen Stäbe von rechteckigem Querschnitt. *Acta Techn. Hung.* 8 (1954), 79—90.
Magyarul: A végein felfüggesztett négyszögkeresztmetszetű rúd stabilitása. *VI. Oszt. Közl.* 9 (1953), 437—447.
5. KOLLÁR, L.: Lateral Buckling of Thin-walled Curved Bars (Shell-Arches). *Acta Techn. Hung.* 5 (1964), 297—314.
Magyarul: Hajlított, vékonyfalú görbe rudak (hég-ívek) kifordulása. *Építés- és Közl. Tud. Közl.* (1963), 143—157.
6. KOLLÁR, L.—IVÁNYI, GY.: Kippen und Biegedrillknicken von Schalenbogen mit Hilfe der Energiemethode. *Bautechnik-Archiv.* (Megjelenés alatt.)
7. LEBELLE, P.: Stabilité élastique des poutres en béton précontraint à l'égard du déversement latéral. *Annales de l'Inst. T. B. T. P.* 12 (1959); No. 141, (780—831.) Série: Béton précontraint (32).
8. LUNDGREN, H.: Cylindrical Shells, Vol. I. The Danish Technical Press, Copenhagen 1951.
9. MEISSNER, F.: Einige Auswertungsergebnisse der Kipptheorie einfach-symmetrisches Balkenträger. *Der Stahlbau*, 24 (1955), 110—113.
10. TIMOSHENKO, S.—GERE, J.: Theory of Elastic Stability: 2nd Ed. McGraw-Hill, New York 1961.

KISMÉRETŰ ACÉLTUSKÓK TÁPFEJÉNEK TERMIKUS VIZSGÁLATA

CSABALIK GYULA

NEHÉZIPARI MŰSZAKI EGYETEM MISKOLC, VASKOHÁSZATI TANSZÉK

[Beérkezett 1966. január 20-án]

Ötvözetlen és ötvözött acélból öntött, kisméretű, hengeres törzsű és tápfejű acéltuskókban, valamint a hozzátartozó tápfejsapkákban végzett hőmérsékletmérés, és a kapott lehülési görbék alapján megállapítható, hogy a választott paraméterek mellett a tápfej oldalirányú hővesztesége az összes hőveszteségnek mintegy 85–90 százaléka. Az acél ötvözőfémtartalmának növekedésével a tápfej összes hővesztesége csökken. Az oldalirányú hőveszteség abszolút értéke alig változik, viszont a többi irányban fellépő hőveszteség csökkenése miatt százalékos értéke növekszik.

I. Bevezetés

A csillapított acéltuskók gyártásának egyik nemkívánatos velejárója a rossz kihozatal, mely a csillapított acélok gyártási költségeit igen jelentősen megnöveli. Ez a tény nagymértékben járul hozzá ahhoz, hogy a csillapítatlan acél részesedése a világ acéltermelésében egyre nagyobb, s az elmúlt esztendőben a világon gyártott kereken 450 millió tonna acélnek több mint 30%-a volt. Az acélminőség megválasztásában a gazdaságosság azonban nem egyetlen szempont. Az acélokkal szemben támasztott minőségi követelmények ugyanis igen sok esetben az acél csillapított minőségben való gyártásának szükségességét igénylik.

A csillapított acélok kihozatalának növelésében a folyamatos öntés alkalmazása előrelépést jelentett. Ez az öntési mód a jelenlegi ismeretek szerint azonban csak szűkebb területen alkalmazható, és úgy látszik, hogy a csillapított acélok tuskóöntése még sokáig döntő szerepet fog játszani ezen acélok gyártási folyamatában.

Mindezek alapján indokoltak azok a törekvések, melyek a csillapított acéltuskó kihozatalnövelését tűzik ki feladatul. Mivel a kihozatalt alapvetően a tápfejben levő acél hülése és kristályosodása közben létrejövő lunker mérete, alakja és elhelyezkedése határozza meg, mely tényezők a tápfej hőveszteségének függvényei, ezért elsőrendű feladat a tápfej hőveszteség-viszonyainak feltárása a megjelölt célkitűzés elméleti alapokon nyugvó megvalósítása érdekében.

II. A tápfej termikus vizsgálata terén eddig végzett kísérletek és azok elemzése

A lunkerelhárítás gyakorlatában alkalmazott tápfejsapka lényegében egy hőszigetelő (hőakkumuláló) rendszer és hatásossága attól függ, hogy a folyékony acél hőveszteségét milyen sebességgel engedi meg. Ennélfogva meglehetősen meglepő, hogy a tápfejkutatásokra fordított erőfeszítésekből mily keveset szenteltek azon hőáramlási viszonyok vizsgálatának, amelyek a tápfejsapkában a megdermedés alatt végbemennek. Szerző tudomása szerint mindössze három alkalommal végeztek olyan kutatást, mely valamiképpen számszerűen igyekszik felderíteni ezeket a körülményeket.

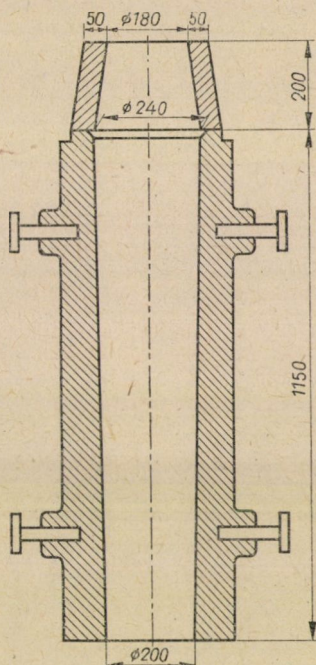
Egy tűzállóanyagból készült tápfejsapka hőmérsékletének vizsgálatával foglalkozó tanulmányban HOWSON és GLAISHER [1] 18 t súlyú ötvözött acéltuskón végzett kísérleteket, s arra a megállapításra jutott, hogy 40 perces dermedési időszak alatt a tűzálló anyagba jutott összes hőnek 85%-a visszamaradt abban és mindössze 15 százaléka távozott el vezetés útján. MUELLER és BOLÉ [2] már a tápfej nyitott felületén eltávozó hőmennyiségre is figyelemmel volt, és megállapítja, hogy a tápfejben levő acél hővesztesége — nem számítva bele azt a veszteségrészt, mely az acéltuskóba távozik — a következőképpen alakul: 15 százalékot elvezet, 60 százalékot felvesz a tűzállóanyag, 25 százalékg pedig kisugárzik a tápfej felső, nyitott felületén. A tápfejsapka méretéről és arról az időtartamról, amelyre ezek az adatok vonatkoznak részleteket nem közölnek.

G. FENTON [3] kísérleteit úgy végezte, hogy a kísérleti eredmények alapján számítani tudta az acéltuskótörzsbe eltávozott hőmennyiséget is. A kísérletekhez használt tuskó vízszintes metszete a törzsben és a tápfejben egyaránt négyzetszelvényű volt. A tápfejtérfogat az össztuskótérfogatnak 15%-a volt.

A tápfejsapkába — mely lényegében normál samottból készült öntvény nélküli idomtégla volt — hármas csoportokban 15, a tápfejbe és a tuskóba 4—4 hőelemet építettek be, végül a tápfej nyitott felülete felett összsugárzó optikai pirométert helyeztek el. A mért hőmérsékletet 30 percen át regisztrálták. A tuskótörzs dermedése már a 20. percben befejeződött, és ekkor a tápfej hőveszteségei az egyes irányokban a következők voltak: 75%-ot felvesz, 12%-ot elvezet a tűzállóanyag, 8% az acéltuskótörzsbe távozik, 5% kisugárzik a tápfej felső nyitott felületén. (Ezt a felületet vermekulittal fedték be.)

Egy másik kísérletnél FENTON normál samott-tégla helyett szigetelőtéglat alkalmazott, és azt találta, hogy a tuskótörzs dermedésének befejezésekor a tápfej hővesztesége az alábbi módon alakul: a tűzállóanyag által visszatartott hő 54%, a tűzállóanyag által elvezetett hő 12%, a tápfej felső nyitott felületén át elvezetett hő 10%, a tuskótörzsbe vezetett hőmennyiség 24%.

FENTON kísérletei tehát lényegében megmutatták, hogy a négyzetszelvényű tuskók négyzetszelvényű tápfejei döntő részben a sapka bélésanyagának adják át melegtartalmukat, és a többi irányokban elvezetett hőmennyiség nem teszi ki az összes hőveszteség 50%-át még a rossz hővezetőképességű szigetelőtégla alkalmazása mellett sem.



1. ábra. A kísérleteknél alkalmazott kokilla és tápfejsapka méretei

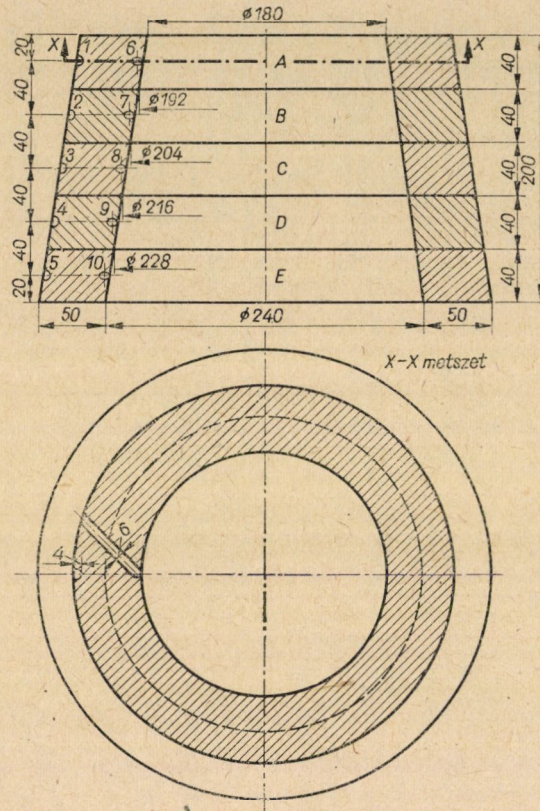
Minthogy a tápfej alakja lényegesen befolyásolhatja a hőveszteségek teljes összegét és az egyes irányokban való %-os eloszlását, szükségesnek látszott a tápfej hőveszteségeinek vizsgálata csónkakúp alakú tápfejsapka alkalmazása mellett.

III. A tápfej termikus vizsgálatához használt kísérleti berendezés, valamint a kísérletek körülményeinek leírása

A kísérletek elvégzése 300 kg-os olyan acéltuskón történt, melynek csónkakúppalást alakú tápfejsapkája a kokillában és a tápfejben levő folyékony acélmennyiség összegének 13%-át fogadta be. A tápfejsapka a *Lenin Kohászati Művek* tűzállótéglagyárában készült a sapkabélés céljára használt samottból, egyrészes kivitelben és sapkaöntvény nélkül került felhasználásra. Az alkalmazott kokilla és tápfejsapka méretei az 1. ábrán láthatók.

A tápfej termikus vizsgálata céljából a tápfejsapkába, valamint a tápfejbe és a tuskótörzsbe 17 Pt—PtRh hőelem nyert beépítést. A hőelemek beépítése helyét, valamint a forrasztáspontok elhelyezését a 2. és a 3. ábra mutatja.

Az alkalmazott 10 hőelem közül 5 a sapka belső, 5 pedig a sapka külső köpenyének közvetlen közelében került beépítésre. A hőelemeket úgy kellett



2. ábra. A tápfejsapkaként alkalmazott tűzállótéglába épített hőelemek elrendezési rajza

elhelyezni, hogy az összes mérési pont a tápfejsapka egyik olyan függőleges metszetének síkjába essék, mely átmegy a sapka képzeletbeli tengelyén, továbbá, hogy 2—2 mérési pont rajta legyen a sapka egy-egy vízszintes metszetén, végül, hogy a mérési pontok a sapkamagasság öt egyenlő részre osztott távolságainak a középpontjába essenek.

Az acéltuskóban és a tápfejben beépített 7 hőelem közül

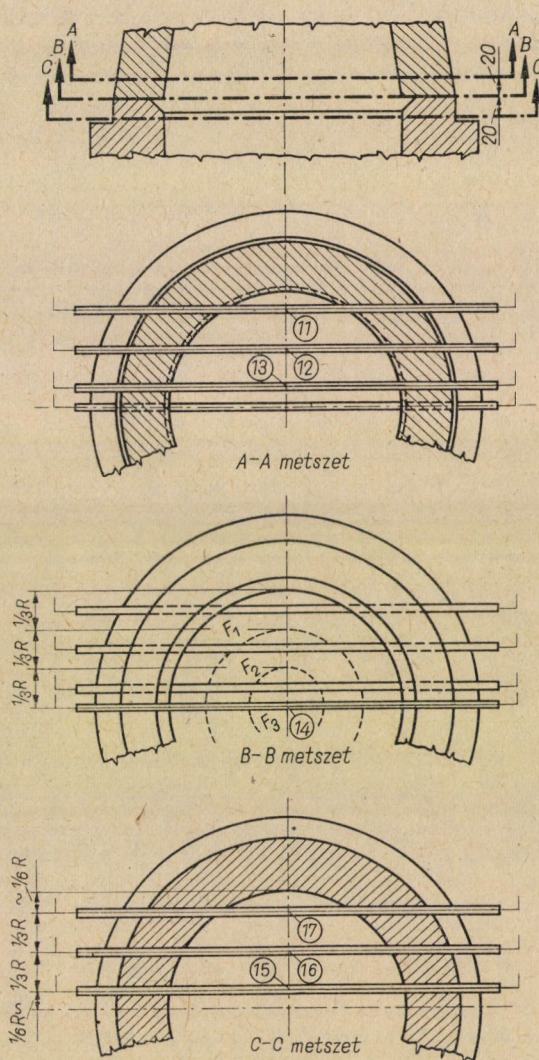
1 a tuskótörzs és a tápfej érintkezési síkjában;

3 a tápfejben, és pedig a tuskótörzs és a tápfej érintkezési síkjától mért 20 mm-re fekvő vízszintes síkban;

3 pedig a tuskótörzsben, és pedig a tuskótörzs és a tápfej érintkezési síkjától mért 20 mm-re fekvő vízszintes síkban nyert elhelyezést.

A hőelem-forrasztáspontok a következők voltak:

a) A sík középpontjában;



3. ábra. A tápfejbe és a tuskótörzsbe épített hőelemek elrendezési rajza

b) sugár irányban, a sík középpontjától számított $1/6 r$, $3/6 r$, és $5/6 r$ távolságban;

c) hasonlóan mint a b) pontban, azzal a feltétellel, hogy a b) pont alatti mérési helyek által meghatározott függőlegesen rajta kellett feküdniök.

A sapkában elhelyezett hőelemek beépítése szillimanit védőcsőben történt úgy, hogy a hőelemek forrasztáspontjai a sapka külső, ill. belső felületétől kb. 2 mm-re feküdtek. A védőcsöveknek a sapka furataiban történő rögzítése tűzálló cementtel történt.

A tápfejen és a tuskótörzshen a hőelemeket olyan 5 mm külső és 3 mm belső átmérőjű kvarccső védte, mely a sapka, ill. a kokilla furataiban feküdt. A hőlemszálak kivezetése a tuskótörzs, ill. tápfej két, egymással szembenlevő oldalán történt, így a szálak egymástól való elszigetelésére nem volt szükség. Az elrendezés emellett biztosította a hőelem-forrasztáspontok meghatározott pontban való rögzítését is.

Meg kell említeni, hogy a hőelemeknek az acéltuskótörzshen és a tápfejen ily módon történő beépítése kezdetben sok nehézséget okozott, mert az acél zsugorodása következtében a tuskó függőleges irányban lefelé mozdult, s a tuskó és a kokilla, ill. a tuskó és a sapka érintkezési felületén a kvarccsöveket a hőlemszállal együtt elnyírta. Ennek kiküszöbölésére kezdetben a kokillába és a sapkába fúrt lyukakat ovális alakúra készítették, és a kvarccsöveket a furat legfelsőbb pontjában rögzítették úgy, hogy a furat fennmaradt szabad keresztmetszetét a kokilla és a folyékony acél érintkezési felületének közvetlen közelében egy vékony rétegben — mely a kvarccső lefelé való elmozdulását nem gátolta meg — tűzálló anyag töltötte ki. Ez a módszer csak részben vezetett sikerre és nagyon bizonytalan volt. A végleges megoldást a kokilla felső részén kiképzett perem biztosította. Az 1. ábrán látható 15 mm-es perem elégségesnek bizonyult ahhoz, hogy a tuskó függőleges irányú elmozdulását megakadályozza, és ezáltal biztosítsa a hőmérsékletmérés zavartalanságát.

Hasonlóképpen nehézséget jelentett a tápfej nyitott felületének hőmérsékletmérése is. Kezdetben ez összszugárzó optikai pirométerrel történt. A mérés során az volt tapasztalható, hogy az összszugárzó optikai pirométer által mért érték a 800 °C-ot nem haladta meg, s mivel ez az érték a műszernél csupán nagyon kis eltérést okoz — és amellet ebben a kis közben a hőmérséklet logaritmikusan változik — a reális értékelés lehetetlenné vált. Ezért a későbbiek folyamán Ni—CrNi hőelemmel történt a tápfej nyitott felületére szórt kvárcsövek felületi rétegében a hőmérsékletmérés.

A hőelemek által mért hőmérsékletet egy tizenkét-, egy hat-, és egy egymérőhelyes kompenzográf regisztrálta. A hőelemek és a kompenzációs vezetékek kötésponjtait azbesztszigetelés védte a környezet hőhatásától.

A kísérletek folyamán leöntött acél gyártása 300 kg-os indukciós kemencében történt. Az acél összetétele az

első esetben: C = 0,07%, Mn = 0,19%, Si = 0,24%, P = 0,014%, S = 0,021%;

a második esetben C = 0,10% Si = 0,65%, Mn = 0,70%, Cr = 18,14%, Ni = 8,42%, Ti = 0,62%, P = 0,032%, S = 0,024% volt.

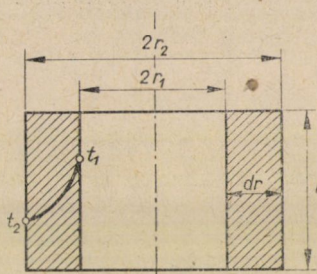
A C-acélt 1630° C-on, a CrNi acélt 1560 °C-on, előmelegített üstbe

csapolták. A leöntés felülről közvetítő töleséren át két percig tartott. Az öntést központosan végrehajtani nem lehetett, a tápfejbe és a kokillába beépített hőelemek miatt. Ezért a folyékony acélsugár bevezetése a szabadon maradt fél keresztmetszet középpontjában történt.

IV. A kísérletek értékelésének elvi módja

A tápfej a megdermedés befejezéséig különböző irányban és módon veszít hőt. Ezek a következők:

a) a tápfej nyitott felületére szórt szigetelőanyag által felvett és kisugárzott hő (a kísérletnél hőleadó keverék nem kerül felhasználásra, csak kvarchomok);



4. ábra. Vázlat a hengerköpenyen átadódó hőmennyiség számításához

b) a tűzálló bélés által felvett és elvezetett hő;

c) a tuskótörzsbe vezetett hőmennyiség.

Az egyes irányokban elveszített hőmennyiségek értéke az alábbi módon határozható meg.

A szigetelőanyag által felvett hő csak megközelítő pontossággal állapítható meg, az anyag fizikai mutatóinak és a sugárzó felület hőmérsékletének ismeretében.

A szigetelőanyag által kisugárzott hő mennyisége megállapítható, amennyiben a felület nagyságának (F), az anyag feketedési fokának (C), valamint a sugárzó és a besugárzott felületek hőmérsékletének (T_1, T_2) ismeretében a Stefan—Boltzmann-féle egyenlettel meghatározható. Eszerint a kisugárzott energia:

$$Q = CF \left[\left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right] \text{ kcal/óra.}$$

A bélés által felvett hőmennyiség kiszámításához a tűzállóanyag fajhőjén, térfogatsúlyán és geometriai méretein kívül ismerni kell a tűzállóanyag közepes hőmérsékletét is. Ha a tűzálló bélés felülete sík lapokkal lenne határolt, akkor

a közepes hőmérsékletet egy vízszintes metszetben, a belső és a külső falon mért hőmérsékletek matematikai középértéke adná. Hengeres fal esetében [4], (a végtelen kis magasságú csonkakúp hengernek tekinthető) a hőmérséklet exponenciális görbe szerint változik. A görbe egyenletét ismerve, az integrál középértéktétel felhasználásával a közepes hőmérséklet kiszámítható. A számítás menete a következő:

Fourier törvénye szerint a λ hővezetőképességű anyagból készült r_1 belső és r_2 külső sugarú dr falvastagságú, t_1 belsőfal- és t_2 külsőfal-hőmérsékletű l hosszúságú hengerköpenyen (4. ábra) időegység alatt átadott hőmennyiség:

$$Q = -\lambda F \frac{dt}{dr} = -\lambda \cdot 2\pi r l \frac{dt}{dr} \text{ kcal/óra.}$$

Ebből meghatározható a hengeres test sugárirányú hőmérsékletcsökkenésének változása belső hőközlés esetén:

$$t_x = t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln \frac{r_x}{r_1}.$$

Ezt az egyenletet az

$$f(x)_{\text{közepes}} = \frac{1}{b-a} \int_{x=a}^{x=b} f(x) \cdot dx$$

egyenletbe behelyettesítve, azt kapjuk, hogy

$$t_{\text{közepes}} = \frac{1}{r_2 - r_1} \int_{r_x=r_1}^{r_x=r_2} \left[t_1 - \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}} \cdot \ln \frac{r_x}{r_1} \right] dr_x.$$

Itt

$$f(x)_{\text{közepes}} = t_{\text{közepes}},$$

$$a = r_1,$$

$$b = r_2,$$

$$f(x) = f(t_x),$$

$$dx = dr_x.$$

A részletes levezetést mellőzve:

$$t_{\text{közepes}} = \frac{r_2 t_2 - t_1 r_1}{r_2 - r_1} + \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{r_2}{r_1}}.$$

A képletben szereplő r_1 és r_2 a tűzálló bélése jellemző geometriai érték, a t_1 és t_2 mért hőmérséklet, tehát a $t_{\text{közepes}}$ könnyen és nagyon pontosan meghatározható.

Az így kiszámított $t_{\text{közepes}}$ akkor lenne a tűzállótégla középhőmérséklete, ha a tűzállótégla hengerpalást alakú lenne. A tűzállótégla azonban csonkakúppalást alakú. Emiatt a csonkakúppalástot végtelen sok elemi részre bontva, meg kell határozni minden egyes részecske $t_{\text{közepes}}$ értékét.

A gyakorlatban ez nem lehetséges, de a hiba csökkentése érdekében minél több mérési helypárt kell felvenni a csonkakúppalást alakú tűzálló bélés egy függőleges síkja mentén. Meg kell jegyezni, hogy a mérési helyek számának a növelésére a fentiekén kívül azért is szükség van, mert a tűzálló falazat hőmérséklete minden bizonnyal változni fog a sapka magasság függvényében is.

Az egyes elemi részecskék hőtartalma tehát megkapható a

$$Q = c \cdot m \cdot t_{\text{közepes}}$$

képlet segítségével. Az elemi részecskék hőtartalmának az összege adja az egész tűzállótégla hőtartalmát.

A csonkakúppalást alakú *tűzállóanyag által elvezetett hőmennyiség* kiszámításánál szintén a már korábban felírt Fourier-féle egyenlethez kell kiindulni, melynek egyszerűbb alakja:

$$Q = \frac{\lambda}{\vartheta} \cdot F_x \cdot \Delta t,$$

ahol

λ a hővezetőszám;

ϑ a rétegvastagság;

F_x az átlagos felület;

Δt a belső és a külső fal hőmérsékletkülönbsége.

Hengeres testeknél, ha $F_2/F_1 < 2$, akkor $F_x = (F_1 + F_2)/2$, ahol F_2 a test külső, F_1 pedig a test belső felületét jelenti. Jelen esetben tehát az időegység alatt a falazaton átvezetett hőmennyiség:

$$Q = \frac{\lambda}{\vartheta} \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} (t_1 - t_2) \text{ kcal/óra,}$$

ahol a t_1 a belső, t_2 pedig a külső fal hőmérséklete.

Meghatározott időtartam alatt átbocsátott kalóriamennyiséget Q -nak az órákban kifejezett időtartammal alkotott szorzata adja. Tehát Z óra alatt a felületen átadott hőmennyiség

$$Q = \frac{\lambda}{\vartheta} \cdot \frac{F_1 + F_2}{2} \cdot Z(t_1 - t_2) \text{ kcal.}$$

A $(t_1 - t_2)$ értéke azonban függvénye az időnek is. Tekintve, hogy ez a változás matematikai formába nem önthető, a vonatkozó időtartamra meg kell állapítani a $(t_1 - t_2)$ átlagértékét. E végett a t_1 és a t_2 hőmérsékletek időbeli

változását regisztrálva, a kapott görbék által határolt területet planimetrálni kell és az így kapott értéket el kell osztani az idővel.

A tápfejből a tuskóba elvezetett hőmennyiség a következőképpen számítható:

$$Q = \frac{\lambda}{\vartheta} FZ(t_1 - t_2) \text{ kcal,}$$

ahol

λ az acél hővezetőképessége;

F a tápfej és a tuskótörzs érintkezési felülete;

Z időtartam;

$t_1 - t_2$ egy függőleges egyenesbe eső mérési helyek hőmérsékletkülönbsége;

ϑ azon síkok egymástól való távolsága, amelyekben a hőmérsékletmérés történik.

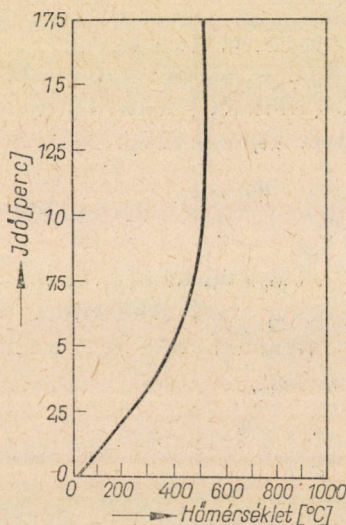
Mint hogy a $(t_1 - t_2)$ értéke az idő függvényében változik, a közepes $(t_1 - t_2)$ meghatározása szükséges és a korábban tárgyalt módon lehetséges.

A hőmérséklet azonban minden bizonyonnyal változni fog az egyes síkokban a sugár mentén is. Evégett az érintkezési sík felületét 3 olyan felületre kell osztani, amely felületek középhőmérséklete a mérési pontban mért hőmérsékletnek felel meg.

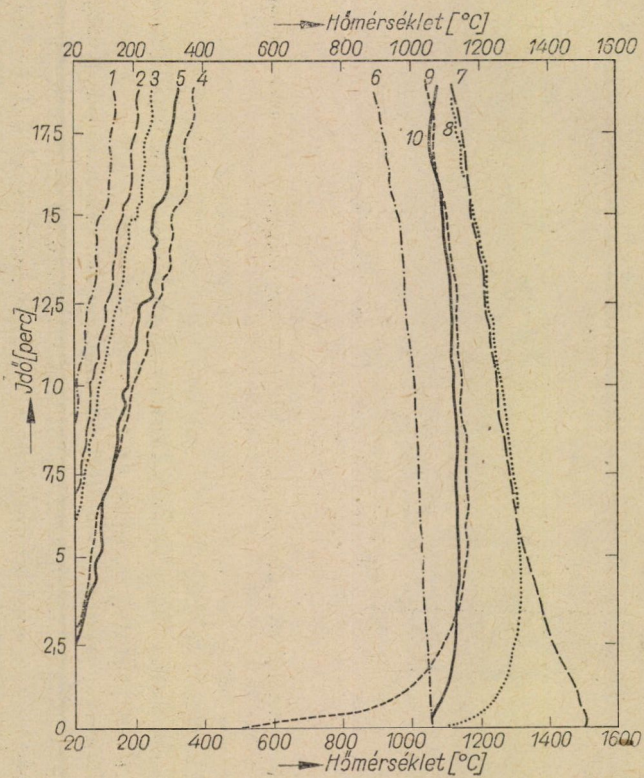
Az *a)*, *b)* és *c)* irányban fellépő hőveszteségek összege adja az összes hőveszteséget.

V. A kísérleti anyag feldolgozása. Következtetések

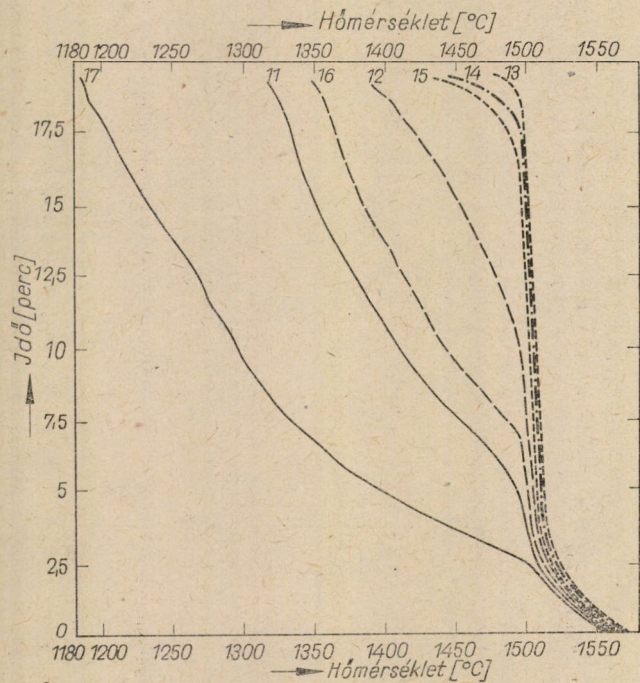
A kísérlet során nyert idő-hőmérséklet diagramok alapján az előző fejezetben tárgyalt mód alkalmazásával lehetővé válik a tápfej egyes irányokban



5. ábra. A tápfej nyitott felületére szórt kvarchomok külső felületén mért hőmérséklet változása az idő függvényében

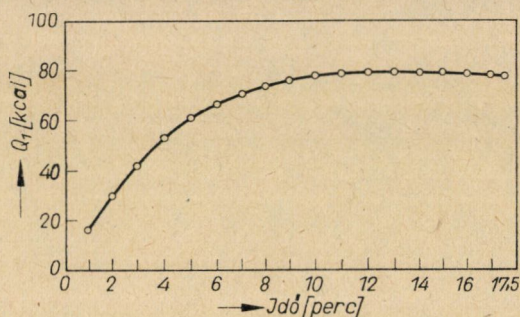


6. ábra. A tápfejsapkaként használt tűzállótégla belső és külső falán mért hőmérséklet változása az idő függvényében



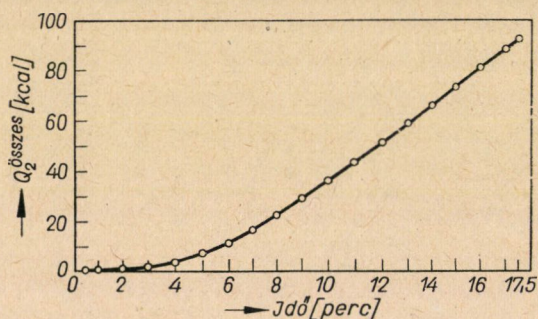
7. ábra. Az acél hőmérsékletének változása a tápfejben és a tuskótörzsben az idő függvényében

bekövetkező hőveszteségének kiszámítása. A számítások arra az időtartamra vonatkoznak, amely az öntés befejezésétől a tápfej és a tuskótörzs érintkezési síkjának középpontjában végbemenő kristályosodás befejezéséig tart.



8. ábra. A kvarchomok által felvett kalóriamennyiség értékének változása az idő függvényében

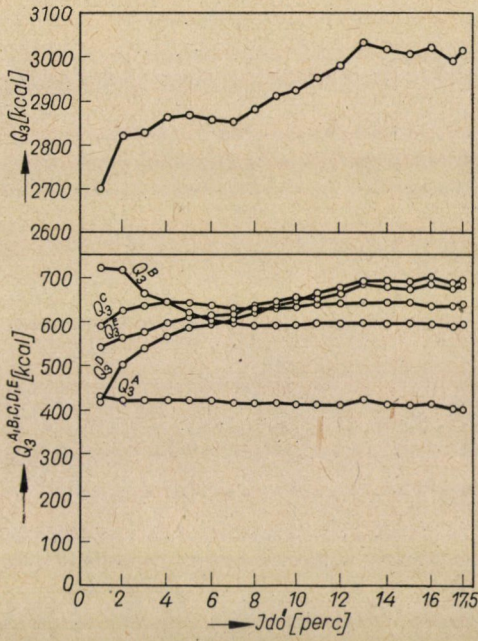
Az 5., 6. és 7. ábra a kísérlet során nyert idő hőmérséklet görbéket szemlélteti, nevezetesen az 5. ábra a tápfej nyitott felületére szórt kvarchomok réteg felső felületének, a 6. ábra a tápfejsapkaként alkalmazott tűzálló tégl



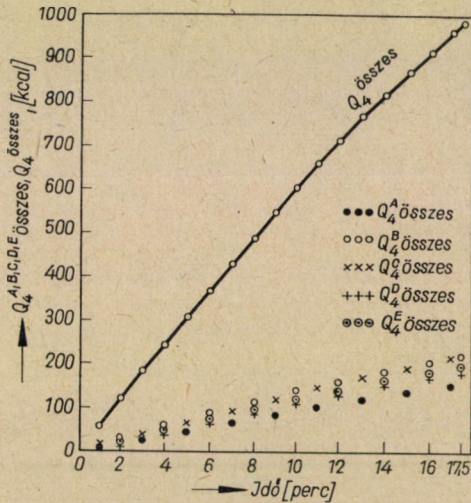
9. ábra. A kvarchomok által kisugárzott kalóriamennyiség értékének változása az idő függvényében

és külső falának, a 7. ábra pedig a tápfej és a tuskótörzs megfelelő pontjainak (3. ábra) hőmérsékletét mutatja az idő függvényében.

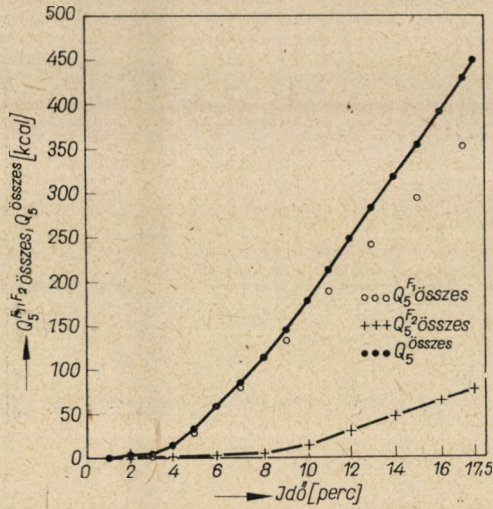
A 7. ábrán eredményvonallal kihúzott görbe különös jelentőségű. Ez mutatja meg, hogy a tuskótörzs és a tápfej érintkezési síkjában mikor fejeződött be a kristályosodás, ami a tuskótörzs kristályosodásának a befejezését jelenti. Mint az ábrán is jól látható, ez a jelenség az öntés után 17,5 perccel következett



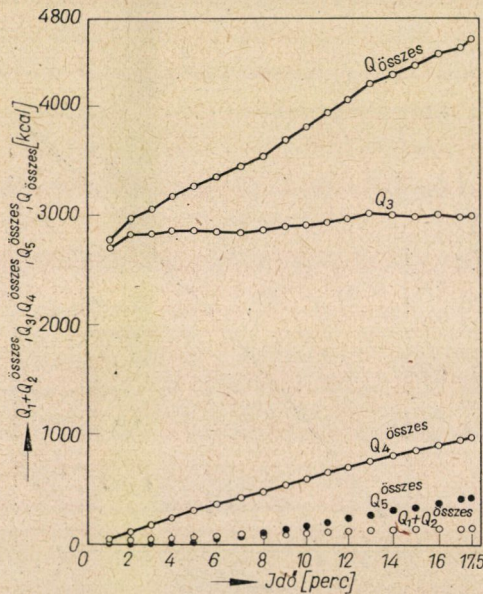
10. ábra. A tápfejsapkaként használt tűzállótégla egyes zónái (A, B, C, D, E), valamint az egész tűzállótégla által felvett hőmennyiség változása az idő függvényében



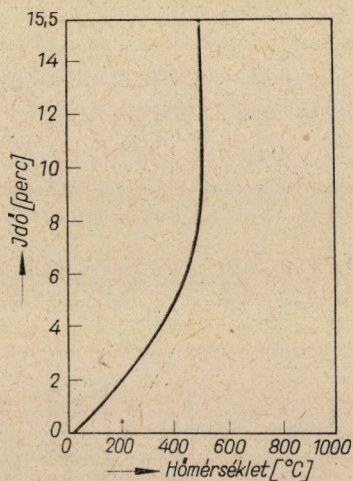
11. ábra. A tápfejsapkaként használt tűzállótégla egyes zónáin (A, B, C, D, E), valamint egész tűzállótéglán átvezetett hőmennyiség változása az idő függvényében



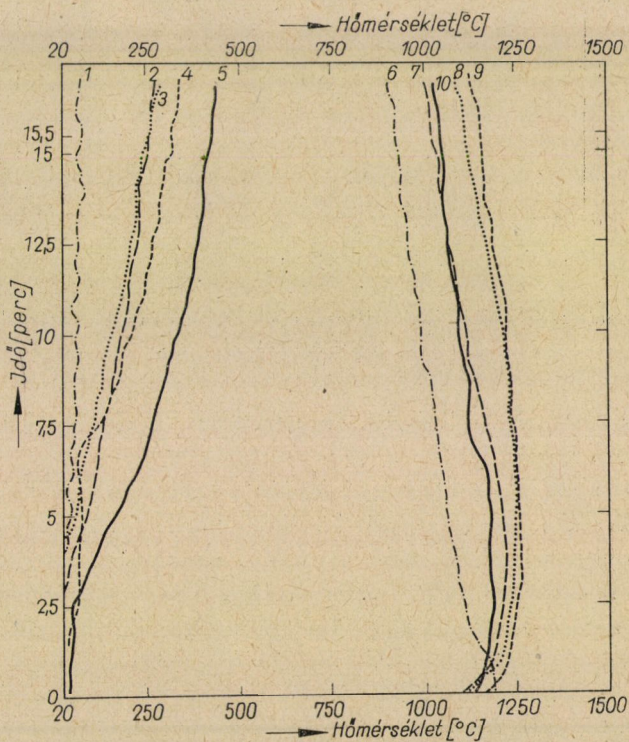
12. ábra. Az F_1 és F_2 felületrészek, valamint az acéltuskótörzs és a tápfej érintkezési sík egészén (F) átadott hőmennyiség változása az idő függvényében



13. ábra. A tápfej különféle irányban és módon elvesztett hőtartalmának, valamint összes hőtartalomvesztésének változása az idő függvényében



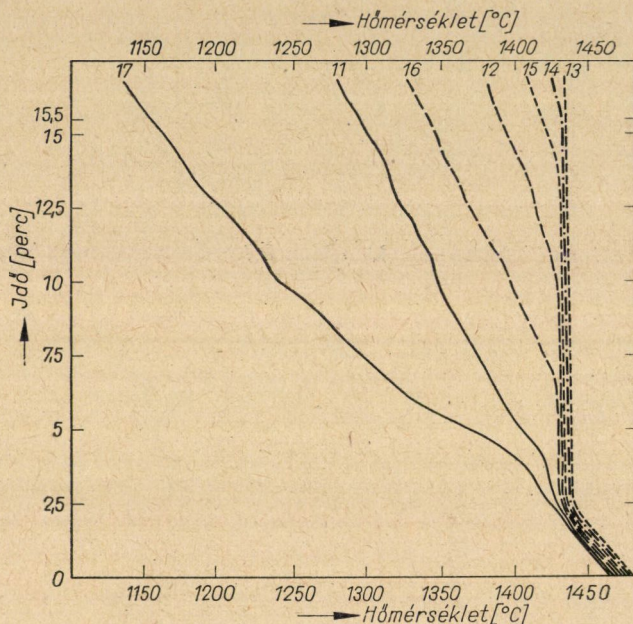
14. ábra. A tápfej nyitott felületére szórt kvarchomok külső felületén mért hőmérséklet változása az idő függvényében



15. ábra. A tápfejsapkaként használt tűzállótégla belső és külső falán mért hőmérséklet változása az idő függvényében

be. Az elvégzendő számítások annak megállapítására irányulnak, hogy a tápfej ezen időtartam alatt mennyi hőt veszített s a hőveszteségek százalékos eloszlása az egyes irányokban mekkora, valamint, hogy a hőveszteségek az idő függvényében hogyan változnak.

A számítások mellőzésével, a tápfej hőveszteségeit — a korábban tárgyalt sorrendben Q_1 , $Q_2^{\text{összes}}$, Q_3 , $Q_4^{\text{összes}}$, $Q_5^{\text{összes}}$ jelöléssel figyelembevételével — az idő



16. ábra. Az acél hőmérsékletének változása a tápfejben és a tuskótörzsben az idő függvényében

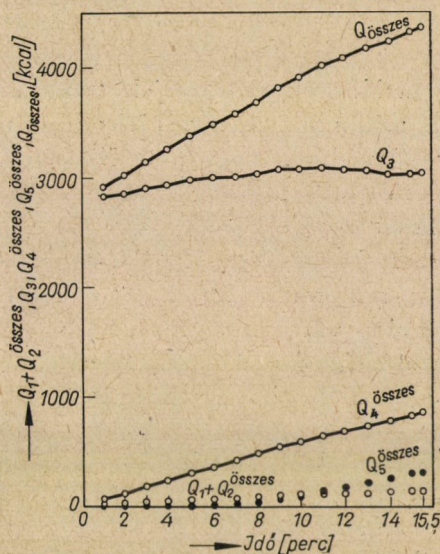
függvényében a 8., 9., 10., 11. és 12. ábra szemlélteti. A tápfej összes hőveszteségét a 13. ábra mutatja.

A kísérleti adatok feldolgozása alapján megállapítható, hogy a körszelvényű tápfej hőveszteségei a vizsgált körülmények között a következők:

A tápfej nyitott felületén távozott 3,7%, a tűzállótégla felvett 65,3%-ot. a tűzállótégla át távozott 21,3% a tuskótörzsnek átadott hőmennyiség 9,7%.

Ezekből az adatokból az a következtetés vonható le, hogy a körszelvényű tápfejnél a tűzállótégla által felvett hőmennyiség a legnagyobb veszteségtétel; hasonlóképpen jelentős a tűzállóanyag által elvezetett hőmennyiség is és az előzőnek mintegy harmadát teszi ki. Kijelenthető tehát, hogy kis tuskóknál legfontosabb tényező a tűzállóanyag hőkapacitása és csak másodrendű annak hővezetőképessége. Igen nagy valószínűséggel kijelenthető azonban az is,

hogy mindazon tényezők, melyek az acéltuskótörzs kristályosodásának időtartamát növelik, úgy hatnak, hogy a tűzállóbélés által felvett hőmennyiség relatíve csökken, miközben az összes többi, elsősorban a Q_4 és a Q_5 veszteségtétel növekszik. Tehát minél kisebb a tuskó H/D aránya, minél nagyobb az öntési hőmérséklet és az acélra jellemző likvidushőmérséklet különbsége és minél



17. ábra. A tápfej különféle irányban és módon elvesztett hőtartalmának, valamint összes hőtartalomvesztésének változása az idő függvényében

nagyobb a tuskósúly, annál kisebb részét fogja képezni a tűzállótégla által felvett hő a tápfej összes hővesztésének. Meg kell azonban jegyezni, hogy ez a tétel minden bizonnyal még így is a legnagyobb marad. Az előbbi feltételezések a 13. ábra alapján tehetők meg, ugyanis amíg a Q_3 görbe az idő függvényében — különösen a 9,5 perctől — csak kismérvű növekedést mutat és végül közel vízszintessé válik, addig a többi hővesztégtételek állandóan egyenletesen növekednek.

Mint arra a korábbiakban már utalás történt, sor került egyébként azonos körülmények között (kivéve a csapolási hőmérsékletet, mely kisebb volt) erősen ötvözött acéltuskó tápfejének termikus vizsgálatára is. A felső nyitott felület, az oldalfal egyes zónái, valamint a tápfej és a tuskótörzs megfelelő vízszintes metszetei hőmérsékletváltozását a tuskótörzs kristályosodási időtartamának függvényében a 14., 15. és 16. ábra szemlélteti. Az idő — hőmérséklet — görbék alapján elvégzett számítások összefoglaló eredményét a 17. ábra mutatja be.

I. táblázat

A hővesztés helye	Képlet	kcal	%
Felső nyitott felületen át	$Q_1 + Q_2^{\text{összes}}$	153,47	3,5
Oldalfalba	Q_3	3027,12	69,5
Oldalfalon át	$Q_4^{\text{összes}}$	860,03	19,5
Tuskótörzsbe	$Q_5^{\text{összes}}$	328,78	7,5
	$Q_{\text{összes}}$	4369,40	100

Összehasonlítva a Cr-Ni-acéltuskótápféjek termikus vizsgálata során kapott eredményeket a minimális szennyezőelemtartalmú acéltuskótápféj megfelelő adataival, megállapítható, hogy a Cr-Ni-acéltuskó törzsének dermedési ideje rövidebb;
 tápféjének összes hővesztése kisebb;
 tápféjének hővesztésgeloszlása az I. táblázat szerint módosul.

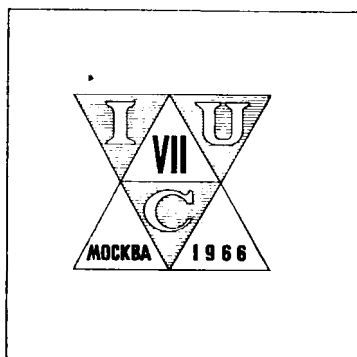
A tápféj oldalfalában akkumulálódott hő %-os értékben tehát megnőtt (abszolút értéke gyakorlatilag változatlan maradt), ugyanakkor csökkent a felső nyitott felületen, az oldalfalon át és a tuskótörzsbe távozó hőmennyiség.

IRODALOM

1. HOWSON, H. O.: *Iron Coal Trades Review* 165 (1952); 1283—1290, 1353—1362.
2. MUELLER, J. W.—BOELE, G. A.: *Steel* 126 (1950), 80—82.
3. FENTON, G.: *Journal of the Iron and Steel Institute* 186 (1957), 396—405.
4. MIHEJEV, M. A.: A hőátadás gyakorlati számításának alapjai, 1953.

NEMZETKÖZI KRISZTALLOGRÁFIAI KONGRESSZUS MOSZKVÁBAN

Az ötvenes évek óta a nemzetközi tudományos rendezvények egyre bővülő sorában is kimagasló eseménynek számítanak az *ICU* (*International Union of Crystallography*) által háromévenként megrendezésre kerülő *Nemzetközi Krisztallográfiai Kongresszusok*. Montreal, London és Róma után 1966. július 12–21. között Moszkva látta vendégül 34 ország mintegy 2800 résztvevő szakemberét. Hazánkat népi demokratikus viszonylatban jelentős létszámú, közel 50 főnyi delegáció képviselte, akik részben előadások tartásával, részben



A kongresszus emblémája

a diskussziókban való közreműködéssel elismerésre méltóan vették ki részüket a kongresszus és az azt követő szimpozium munkájából.

A krisztallográfia a modern technika egyik nélkülözhetetlen alaptudománya. Korszerű anyagvizsgálat, anyagszerkezetkutatás, híradástechnikai fejlesztés, pl. a félvezető kristályok problémáinak megoldása, aligha képzelhető el a krisztallográfia törvényszerűségeinek és egyre érzékenyebbé váló módszereinek felhasználása nélkül. Ismeretes továbbá, hogy éppen a legutóbbi évtizedekben a különböző diffrakciós módszerek és készülékek bevezetése terén LAUE és BRAGG felfedezései nyomán korszakalkotó eredményeket sikerült a természettudományban elérni. Így a fémfizika és metallurgia területén dolgozó kutatók is olyan alapvető felismerésekre tettek szert a fémek és ötvözetek felépítéséről, a hibastruktúrák mechanizmusáról és egyéb atomszerkezeti jelenségekről, amelyek a különböző technikailag fontos anyagok optimális tulajdonságainak beállítását lehetővé teszik.

E fundamentális tudományterület olyan széles spektrumot ölel fel, hogy a hat áttekintő főelőadáson kívül 17 különböző szekcióban folytak egymással párhuzamosan nyilvános ülések. A teljességre törekvés igénye nélkül néhány érdekesebb tématerületet említünk: A röntgen-, neutron- és elektrondiffrakció elmélete és az elmélet kísérleti alátámasztása; a struktúra-analízis elmélete;

a kristályos szerkezetek dinamikája; erőtér-elmélet; mágneses szerkezeti anyagok; kristályok ideálistól eltérő szerkezetének vizsgálati módszerei; kristályok tulajdonságainak szerepe a fázisátalakulások során; számítástechnika a szerkezetkutatás szolgálatában stb.

A kongresszust 2 napos szimpoziium egészítette ki, amely a kristálynövesztés mechanizmusával, morfológiájával és a szennyezők növesztés folyamán észlelhető hatásaival foglalkozott.

Az előadások és viták impozáns környezetben, a Lomonoszovról elnevezett *Moszkvai Állami Egyetemen* kerültek lebonyolításra. A program dimenzióira, de egyben a szovjet rendezőbizottság kitűnő szervezésére jellemző, hogy a megnyitó idejére a résztvevők nyomtatásban kézhez kapták a sorra kerülő előadások kivonatait. Ez az összefoglaló-kötet 310 nyomtatott nagy alakú oldalt tesz ki ábrák nélkül, amelyet függelékként egészít ki az előadók 10 oldalnyi terjedelmű betűsoros jegyzéke.

A kongresszus egyik jelentős eredménye, hogy mód nyílt a különböző országokban folyó részletkutatások egyeztetésére, egymáshoz kapcsolására és lehetővé vált néhány kiemelkedően fontos tudományos kérdés, pl. az egykristály-diffraktométerekre kidolgozott nemzetközi program megvitatása és értékelése.

A kongresszus idején ülésezett az *IUC VII.* közgyűlése is, amely számos tudománypolitikai és szervezési kérdést tárgyalt meg. Ugyanezen időszakban az egyes albizottságok többek közt az oktatás, a krisztallográfiai adatszolgáltatás és a nemzetközi egységes nomenklatura időszerű kérdéseivel foglalkoztak.

A szovjet tudomány komoly nemzetközi elismerésének tekinthető, hogy a közgyűlés a lelépő J. D. BERNAL professzor helyére N. V. BELOVOT, a világszerte ismert krisztallográfust választotta meg a Nemzetközi Krisztallográfiai Unió elnökévé. Az *IUC* fennállása óta ilyen megtiszteltetésben szocialista tudós még nem részesült. BERNAL professzort egyébként megrendült egészségi állapota sajnálatos módon megakadályozta a kongresszuson való részvételben, csakúgy, mint EWALD professzort, az Unió előző elnökét. Az elnöki tisztséget K. LONSDALE angol professzornő, rangidős alelnök töltötte be. Új alelnökké B. E. WARREN USA-beli és I. NITTA japán tudóst választották.

A kongresszus résztvevői számára emlékezetes marad az a nagyszabású megnyitó ünnepség és mintaszerűen lebonyolított záróbankett, amely a Kreml kongresszusi palotájában került megrendezésre, valamint a Moszkva—Volga csatornai hajókirándulás. Mindezek alkalmat adtak személyes találkozások és őszinte, nem-hivatalos eszmecsere révén a tudományos kapcsolatok további elmélyítésére.

Szántó István

KÖNYVSZEMLE

Dr.-Ing. Arno Fackelmeyer

MATERIALFLUSS

(AZ ÜZEMEN BELÜLI ANYAGFOLYAM TERVEZÉSE ÉS KIALAKÍTÁSA)

VDI Verlag, Düsseldorf 1965; 208 oldal, 123 ábra

Szerző könyvében az anyagfolyammal kapcsolatos ismereteket foglalta össze. A könyv csak a belső anyagmozgatással foglalkozik, de felhívja a figyelmet arra, hogy az anyagfolyam a beszerzéssel kezdődik és a szállítással fejeződik be. Hasonlóképp más témaköröket (minthogy egyéb speciális szakok tárgyát képezik) sem fejt ki a könyv részletesen, inkább csak jellemez az adott esetben. Ez néhol hiányérzetet is kelt; legalábbis a szisztematika vázolása volna kívánatos azokban a fejezetekben, amelyek az anyagmozgatás tanával szorosan összefüggenek, de amelyeket más szakok keretében (emelőgépek, szállítógépek stb.) szokás részletesen ismertetni.

A könyv tartalma három részre oszlik. Az első rész bevezető, az anyagfolyam gondolatának történelmi kibontakozását vázolja, és áttekintést nyújt a tárgy felett.

A második rész feladata az anyagmozgás folyamatainak elméleti alapjait lerakni. Evégett először az anyagfolyammal kapcsolatos tárgyakat veszi szemügyre mint befolyásoló tényezőket (épület, telepítés, közlekedési utak, raktár, szállítóeszközök). Utána az e tárgyakkal végzett tevékenységek tárgyalásával az idő fogalmához jut, vagy más szóval az anyagmozgatás költségeinek mérlegeléséhez. A költségmegállapítás szabatos definíciókat és némi matematikát igényel, amik a technológia más területeiről már ismereteseek. Mindazáltal némi ilyen irányú pótlásokkal a könyv használhatóságát emelni lehetne, minthogy azok a fogalommeghatározások, melyek a harmadik részben foglaltatnak, az anyagfolyammal kapcsolatos számításokra (pl. átfutási idő) nem elegendők.

A harmadik részben vezet a szerző a voltaképpeni céljához, az anyagmozgatás tervezéséhez és kialakításához. A gyakorlati igényeknek legjobban megfelelően ezt három lépésben tárgyalja. — Miután az anyagfolyam ésszerű alakításának tízparancsolatát felsorolta, első lépésben az üzemi anyagfolyam tényleges állapotának megállapításával, valamint az e célra való módszerekkel és eszközökkel foglalkozik. Az üzem anyagfolyama ilyen módon ismertté válván, a második lépés eme tényleges állapot kritikája; erre főleg célszerű mutatószámok dolgozhatók ki, amelyeket élenjáró példákkal lehet összehasonlítani. Végezetül valamely üzem átállításának, illetőleg újonnan való felállításának megtervezését írja le.

A könyv szigorúan véve nem tankönyv; e célra tömörebbnek és olyannak kellene lennie, hogy az olvasó ne legyen kénytelen több fontos területészen egyéb irodalom után is nyúlni. De nem kíván kézikönyv sem lenni. Alapvető célkitűzése az, hogy az anyagmozgatás szellemében való mérlegelésre és a szervezési feladatokra terelje a figyelmet.

Dr. Lechner Egon

Mohácsi László

CONTEMPORARY FORMINGS

(KORSZERŰ ZSALUZATOK)

Akadémiai Kiadó 1966; 321 oldal, 393 ábra, 28 táblázat

A könyv a beton-, vasbeton-, és feszített betonszerkezetek helyszíni monolitikus építéséhez kifejlesztett korszerű zsaluzó, valamint állványberendezéseket és felszereléseket tárgyalja.

A könyv I–II. fejezete a beton alakját meghatározó zsaluhéjat mint segédszerkezetet tárgyalja, fém, fa és egyéb anyagokból készített alakjaiban.

A III. fejezet a zsaluhéjat alátámasztó szerkezetekkel, az állványzatokkal foglalkozik, majd rátér a csúszó-kúszó zsaluzatok, az önhordó acélváz és a függesztett megtámasztások tárgyalására.

A IV. fejezet a beton és a zsaluzat egymáshozhatását, valamint az ezzel összefüggő beton- és vasbeton-technológiai kérdéseket ismerteti.

Az V. fejezet a zsaluzatok statikai vizsgálatát mutatja be, különös tekintettel az itt mértékadó nagyobb terhelésekre.

A VI. fejezet a jövőbeli fejlesztési lehetőségekre mutat rá.

Szerző a felsorolt, rendkívül szétágazó témakört logikus felépítésben, világosan tárja az olvasó elé. Számos belföldi módszer mellett sok külföldi bevált eljárást, megoldást és szabáldalmat ismertet. A nyugati államokban alkalmazott eljárásokkal párhuzamosan részletesen foglalkozik a Szovjetunióban használatos módszerekkel is.

A tárgyalás módja kidomborítja az első világháború óta a beton-, vasbeton- és feszített betonépítés területén végbement és akkor még elképzelhetetlen fejlődést, amit főképp a vasbeton- és könnyű acélszerkezetek között kialakult éles verseny segített elő. A fejlődést még jobban előmozdította az a másik verseny is, ami az előregyártás és a helyszíni monolitikus „in situ” építés között alakult ki. Ez utóbbi eljárásnak az előregyártással szemben való versenyképességét éppen az új zsaluzási és állványozási módszerek kifejlesztése tette néhány országban lehetővé.

A témakör feldolgozása időszerű, s alkalmas arra, hogy előbbre vigye az előregyártással szemben lemaradt egyedi építés ügyét. A könyv egyúttal hézagpótló is, mert a tárgykört ilyen részletességgel tárgyaló mű eddig seholsem jelent meg.

Az ábrák szemléltetőek, és külön ki kell emelni a mű kiállításának szépségét.

Dr. Haviár Győző

Cholnoky Tibor

MECHANIKA II, SZILÁRDSÁGTAN

Tankönyvkiadó, Budapest 1966; 732 oldal, 444 ábra

Cholnoky professzor „Mechanika” című könyvének II. kötete a szilárdságtannak a mérnöki gyakorlat szempontjából fontosabb fejezeteit foglalja magában.

A könyv anyaga lényegében véve két fő részre oszlik. Az első rész 16 fejezet keretében az elemi szilárdságtan kérdéseivel, a második rész pedig 8 fejezetben az általános szilárdságtan problémáival foglalkozik.

A könyv első része 492 oldal terjedelmű. Ebben a szerző az egyszerű szilárdságtani eseteket ismerteti. Tárgyalásra kerül a tiszta húzás és nyomás, a nyírás, az egyenes és ferde hajlítás, a külpontos húzás és nyomás, a csavarás, valamint az összetett igénybevétel néhány esete, végül a kihajlás. A tárgyaláshoz szükséges segédfogalmakat (másodrendű nyomatékok, belső mag stb.) a szerző a megfelelő fejezetek előtt vezeti be. Részletesen foglalkozik az igénybevételi ábrák megszerkesztésével, a kis mozgások elméletével, a tartók alakváltozásával, de a statikailag határozatlan szerkezetek elméletébe lényegében véve csak a folytatólagos többletmaszú tartó tárgyalása kapcsán nyújt betekintést.

A könyv második része 210 oldal terjedelmű. Ebben a homogén feszültségi és alakváltozási állapot jellemzése, ezek Mohr-féle ábrázolása, továbbá a rugalmasságtan egyensúlyi és alakváltozási egyenletei kerülnek tárgyalásra. Mindezt kiegészíti a feszültségi és alakváltozási állapot összefüggését kifejező rugalmassági egyenleteknek, a szilárdságtan munkatételeinek, valamint az ún. törésemleleteknek az ismertetése.

Mint a fenti felsorolásból is kitűnik, a könyv tulajdonképp a szilárdságtan standard tankönyveiben sokszorosán megírt ismeretanyagot tartalmazza. Ezt a tárgykört körülbelül ugyanolyan részletességgel ismerteti, mint az ifj. Szily Kálmán által Mechanika III. címen közzétett egyetemi tankönyv. Utóbbi a háborús hallgatóság részére kiadott egyetemi jegyzet nyomán azzal a törekvéssel készült, hogy a nehéz gazdasági viszonyok miatt az előadások hallgatásában gátolt hallgatók a könyv segítségével az előadások hallgatásának hiányát pótolni tudják. Cholnoky professzor könyve az Előszó tanúsága szerint hasonló célkitűzéssel, nevezetesen a levelező hallgatóság helyzetének messzemenő szem előtt tartásával készült. Ez magyarázza meg a tárgyalásnak az első pillanatra túlságosan aprólékosnak tűnő részletességét.

A tárgyalásmód részletezett volta miatt a könyv igen terjedelmes. Ezért volt kénytelen a szerző könyvében csupán a legszükségesebb ismeretanyag előadására szorítkozni, s a szilárdságtan érdekes újabb fejezeteinek tárgyalását mellőzni. Pedig felette érdekes lett volna a könyvben pl. az építésztechnológus-hallgatóság egyetemi tananyagában is szereplő néhány újabb eljárásról szintén megemlékezni. Növelte volna a könyv érdekességét az is, ha az általános szilárdságtan keretében a tábla- és lemezelmélet alapegyenletei is ismertetésre kerültek volna, továbbá a csavarás problémája részletesebb megvilágítást nyert volna.

A szerző könyvében a tárgyalta anyagot áttekinthetően csoportosította, s világos okfejtésével tárta az olvasó elé. Dicsérendő a fogalmak szabatos körülírása és a levezetések könnyen követhető volta is. A szöveget kísérő ábrák igen gondosan megrajoltak és sokkalta szemléletesebbek, mint pl. az említett Szily-féle tankönyv ábrái. A könyv nyomdai kiállítása is minden tekintetben kifogástalan.

Összefoglalóul megállapítható, hogy Cholnoky professzor könyve az Előszó célkitűzéseinek mindenben eleget tevő, sikerült tankönyv, mely nagymértékben fog hozzájárulni ahhoz, hogy a magyar mérnökhallgatóság a szilárdságtan tudományát megszeresse és teteleit a gyakorlatban sikeresen alkalmazni tudja.

Dr. Csonka Pál

H. Ziegler

MECHANICS

Addison-Wesley Publishing Company, Inc. Reading, Massachusetts 1965.

A kétkötetes mű angol fordítása a Birkhäuser Verlag Basel und Stuttgart kiadóvállalat által *Mechanik* címen kiadott kétkötetes munkának, melynek első kiadása 1946-ban, második kiadása 1948-ban, harmadik kiadása pedig 1960-ban jelent meg. Az angol fordítás D. B. McVEAN munkája.

A mű első kötetének címe: *Statics of Rigid Bodies, Fluids and Deformable Solids*. E kötet 247 oldal terjedelmű és három részre tagozódik. Az első részben a merev test statikájának alapfogalmai (a sík és térbeli erők geometriája, az erőrendszerek redukciója, a grafikus és analitikus statika módszerei, a súlypont fogalma, a súrlódás, valamint a hajlékony kötélműködés) kerülnek tárgyalásra. A második rész a folyadékok statikáját (az erőterek fogalmát, a folyadéknyomás meghatározását, a folyadékban úszó testek problémáit) ismerteti. A harmadik rész a szilárdságtan alapfogalmait és legegyszerűbb feladatait (a feszültségi és alakváltozási állapot geometriáját, a folyási és törési feltételeket, az egyszerű és egyes összetett szilárdsági eseteket, a kihajlás problémáit, valamint a szilárdságtan munkatételeit) taglalja.

A mű második kötetének címe szintén: *Statics of Rigid Bodies, Fluids and Deformable Solids*. Ez a cím nyilván téves. A helyes cím *Dynamics of Rigid Bodies and Rigid Systems* volna. A szóban forgó kötet 206 oldal terjedelmű és négy, körülbelül azonos oldalszámú részre tagozódik. Az első rész a kinematika alapfogalmával (az anyagi pont és merev test, a sebesség és gyorsulás fogalmával, az általános és különleges mozgási jelenségekkel) ismerteti meg az olvasót. A második rész az anyagi pont kinetikájának elemeit (Newton törvényeit, a kinetika alapvető tételeit, a kényszermozgás egyes eseteit, a rezgésjelenségeket, a nehézségi erő hatására létrejövő mozgásjelenségeket) tárgyalja. A harmadik rész a merev test kinetikáját (a d'Alembert-féle elvet, a kinetika alapvető tételeit, a transláció és rotáció esetét, a síkbeli mozgást, a pörgettyű problémáját) ismerteti. A negyedik részben a merev rendszerek kinetikájának tételei (a virtuális munkák elve, a kinetikai alaptételek, a Lagrange-féle egyenletek és az ütközésjelenségek) kerülnek tárgyalásra.

Végigtekintve a két kötet gazdag tartalmán, megállapítható, hogy szerző könyve már csak szűkreszabott terjedelménél fogva is merőben eltér a mechanika tárgykörével foglalkozó, s általában igen terjedelmes standard művektől. A könyv korlátolt terjedelme a problémák szükségzavó tömör tárgyalásmódját tette szükségessé, a mű tankönyv jellege viszont részletes

okfejtést és magyarázatot igényelt. Szerző e két egymásnak ellentmondó szempontot mesterien egyezettette össze. Könyve meglepő könnyedséggel, rövid úton vezet el a mechanika különböző fogalmaihoz és alapvető összefüggéseikhez. Az egyes fejezeteket ügyesen összeválogatott gyakorlati feladatok egészítik ki, melyek megoldását — a német nyelvű kiadástól eltérően — a könyv végére iktatott összeállítás tartalmazza. Ezen összeállítás révén mód nyílik arra, hogy az olvasó saját maga ellenőrizhesse, vajon helyes választ adott-e a feltett kérdésekre.

A könyv a tárgyalat problémák megoldására általában analitikus módszereket használ, de — tankönyvről lévén szó — nem mellözi a szemléletes grafikus eljárások rövid ismertetését sem. A tárgyalás — a hasonló tankönyvektől eltérően — a térbeli feszültségi állapot problémáira is kiterjed, s egyes egyszerű szerkezetek törőterhének a képlékenységtan elvei szerint való meghatározását is bemutatja.

Mindent egybevetve, nem lehet kétséges, hogy ZIEGLER professzor könyve, melynek német nyelvű kiadása széles körben kedvező fogadtatásra talált, angol fordításban is kedvező fogadtatásra számíthat.

Dr. Csonka Pál

A. Gheorghiu

STATICA CONSTRUCȚIILOR II

(TARTÓSZERKEZETEK II)

Editura Tehnica, București 1965; 726 oldal, 287 ábra, 21 táblázat

Alexandru A. GHEORGHIU professzor román nyelvű könyve a statikailag határozatlan tartószerkezetek problémáit tárgyalja, mégpedig a rugalmasságtan feltevéseinek keretében.

A könyv három részre tagozódik.

A könyv *első része* a tartószerkezetekre vonatkozó általános ismereteket foglalja össze. Ez a szilárdságtan munkatételeit, az egyenes és görbe tengelyű, állandó és változó keresztmetszetű rudak, valamint a különféle rácsostartók alakváltozásának meghatározását tárgyalja. A statikailag határozatlan tartószerkezetek számítására alkalmas általános módszereket ismertet, részletesen bemutatva az erő- és mozgásmódszerek alapelveit. E módszerek tárgyalását a lineáris egyenletrendszerek megoldására alkalmas Gauss-féle algoritmusként, valamint a Gauss és Seidel-féle iterációs módszereknek az ismertetése követi.

A könyv *második része* az erőmódszerrel és annak alkalmazásával foglalkozik. Részletesen ismerteti az erőmódszernek többletmaszú tartókra, statikailag határozatlan rácsos szerkezetekre, valamint ívek és vegyes szerkezetek számítására való alkalmazását, majd bemutatja a statikailag határozatlan szerkezeteknek a konjugált tartó (oszlopanalógia) segítségével való számítmódját.

A könyv *harmadik része* a mozgásmódszer tárgyalásának van szentelve. Tárgyalásra kerülnek a fix és eltolható csomópontú földszintes és emeletes keretek, egyes ferde lábú szerkezetek, keretek és ívek különféle kombinációi. Ezt követi a mozgásmódszer iterációs változatainak, a Cross- és Kani-féle eljárásnak, továbbá ezeknek különböző módosításainak ismertetése. Végül rövid útmutatás található a síkjukra merőlegesen terhelt tartórácsok, ill. sík-görbe alakú rudak számítására.

A könyv — miként az a fenti felsorolásból is kitűnik — nem foglalkozik stabilitási és rezgésproblémákkal. Nem tartalmazza továbbá a képlékenységtan elveinek a tartószerkezetekre való alkalmazását sem. E kérdéseket, melyek a mérnöki gyakorlat szempontjából szintén igen fontosak, szerző nyilván más helyen kívánja feldolgozni és megoldásukat közzé tenni.

A könyv fő értéke a tárgyalás egyszerű és szemléletes volta. Szerző ez irányú törekvésének sikerét főként az anyag helyes súlyozása, logikus csoportosítása és áttekinthető beosztása, valamint az egyszerű (felesleges indexektől mentes) betűjelzés biztosítja. Nagy segítséget jelent az olvasó számára az igen gazdag és példaszerű gondossággal megrajzolt ábraanyag is, mely kitűnő pedagógiai érzékkel részletekre bontva mutatja be a megoldandó feladatot, valamint a megoldás teljes gondolatmenetét.

Az előadottak teljes megértését nagymértékben megkönnyíti az elméleti részek közé iktatott részletesen kidolgozott 121 számpélda is. Ezek lehetővé teszik, hogy az olvasó saját maga ellenőrizni tudja, helyesen értette-e meg az előadottakat. De a gazdag példaanyag egyúttal értékes útmutatást is nyújt arra nézve, miként lehet az elméleti részben megismert módszereket gyakorlati feladatok megoldására felhasználni.

A fent előadottak kétségtelenné teszik, hogy GHEORGHIU professzor könyve nemcsak kitűnő segédeszköz az egyetemi oktatás számára, de egyben hasznos segédlet a mérnöki gyakorlat számára is, s ezért mint ilyen, nemcsak a mérnökhallgatóság könyves polcán fog helyet foglalni, hanem a gyakorlati mérnök íróasztalán is.

Dr. Csonka Pál

Gy, Fodor

LAPLACE TRANSFORMS IN ENGINEERING

(A LAPLACE-TRANSZFORMÁCIÓ ALKALMAZÁSA A MÉRNÖKI GYAKORLATBAN)

Akadémiai Kiadó, Budapest 1965; 758 oldal

A műszaki és társadalmi fejlődés a gyakorlatban fellépő jelenségek egyre pontosabb és sokoldalúbb vizsgálatát teszi szükségessé. A különböző folyamatok és jelenségek általában egyszerű vagy parciális differenciálegyenletekkel, vagy differenciál-egyenletrendszerekkel írhatók le. Ezen egyenletek nagy része lineáris és állandó együtthatós, de ennek ellenére a klasszikus módszerekkel történő megoldásuk viszonylag bonyolult és nagyon sok időt vesz igénybe. Az egyenletek (és egyenletrendszerek) megoldását nagyon leegyszerűsíti a Laplace-transzformáció alkalmazása, ami ma már általánosan elterjedt, és ezért szükségszerűen egyre szélesebb körben alkalmazzák a mérnöki gyakorlatban.

A Laplace-transzformációval kapcsolatos matematikai és műszaki problémákat tárgyalja FODOR Gy. könyve, amely *A Laplace-transzformáció műszaki alkalmazása* címen a Műszaki Könyvkiadó által 1962-ben magyar nyelven megjelentetett könyve alapján — annál sokkal nagyobb terjedelemben — készült. A könyv 8 önállóan is értékes részben a mérnök és matematikus szemszögéből vizsgálja a felmerülő problémákat.

A szerző minden egyes témakörben sok példával segíti elő a könyv megértését, bemutatja a tárgyalt matematikai eljárások alkalmazási lehetőségeit. (Összesen kb. 300 kidolgozott példa van a könyvben.)

A könyv I. része az egzakt tudományok törvényeivel, azok matematikai leírásával és hagyományos úton történő (Laplace-transzformáció nélküli) megoldásával foglalkozik. Itt vezeti be az egységugrás függvény és a Dirac disztribúció fogalmát, foglalkozik az általánosított differenciálással. (Bár ez a rész matematikailag kellően nincs alátámasztva, nagyon hasznos rendszernek bizonyul a későbbi fejezetek során.) E rész utolsó fejezetében röviden ír a Fourier-sorokról, Fourier-integrálról és korrelációs függvényekről.

A könyv II. része részletesen foglalkozik a Laplace-transzformációval. Ezen belül tárgyalja az egyes függvények idő- és operátortartományban történő vizsgálatát, a transzformálás szabályait, valamint a korreláció függvények általánosítását. Részletesen elemzi az alapvető fontosságú konvolúció elméletet is.

A könyv III. és IV. része tartalmazza a legfontosabb és volumenben is legjelentősebb anyagot. A III. rész a Laplace-transzformáció gyakorlati alkalmazásával foglalkozik. A számítási szabály ismertetése után a szerző a differenciálegyenletek megoldását átviteli (transzfer) függvények alkalmazását és a stabilitás problémáit vizsgálja. Az operátoros impedanciák felhasználásáról villamos analógiák kapcsán a Laplace-transzformáció alkalmazhatóságának széles skáláját mutatja be a szerző. Ezek megértését segíti elő a IV. részben példák megoldásával. A szerző bemutatja a Laplace-transzformáció alkalmazását a rezgésekre; négypólusok, elektromechanikai rendszerek vizsgálatánál, a szabályozástechnikában, hidrodinamikában, továbbá villamos hálózatok, energiaátviteli rendszerek, elektromágneses hullámok (stb.) leírásához. A szerző foglalkozik a nem-lineáris és változó együtthatós differenciálegyenletek megoldási lehetőségeivel is.

A könyv V. részének témája a spektrum módszer. Ennek kapcsán szó esik a periodikus és nem-periodikus függvények Fourier-spektrumáról. A Laplace-transzformáció általánosításával, átviteli jellemzőkkel és stabilitási kritériumokkal is ebben a részben foglalkozik a szerző.

A VI. rész a diszkrét Laplace-transzformációt vizsgálja. Először definiálja és megindokolja az új fogalom bevezetését, majd bemutatja a diszkrét Laplace-transzformáció alkalmazását mintavételes rendszerek vizsgálatánál és a differenciaegyenletek megoldását diszkrét Laplace-transzformáció segítségével.

A VII. rész a sztochasztikus folyamatokat tárgyalja a korreláció és sűrűségfüggvények felhasználásával. Foglalkozik mintavételes számításokkal és optimalizációs problémákkal is.

A könyv VIII., egyben befejező része megadja a tárgyalás folyamán felhasznált függvények rövid definícióját, majd hasznos táblázatokat tartalmaz (pl. közel 600 függvény Laplace-transzformáltját).

A könyv által tárgyalt hatalmas anyag nagy segítséget nyújthat a mérnökök (főleg elektromérnökök) és kutatók munkájában, amit a minden témakörben található nagyszámú konkrét példa kidolgozása segít elő.

Kovács K. P.

Dr. Sályi István

MŰSZAKI MECHANIKA II, A DINAMIKA ELEMEI

Tankönyvkiadó, Budapest 1966; 398 oldal

A könyv folytatása a szerző 1960-ban a Tankönyvkiadó által megjelentetett *Műszaki Mechanika I. A kinematika elemei* c. művének.

A mű I. fejezete induktív úton jut el a dinamika Newtoni alaptörvényeihez, s megvizsgálja ezek alakját különböző koordinátarendszerekben.

A II. fejezet az elmélet kifejtésének fontos segédeszközére, a vektorokra, illetve vektorrendszerekre irányítja a figyelmet. A szerző itt azt a módszert követi, hogy először azokat a geometriai jellegű tudnivalókat foglalja rendszerbe, amelyek a (legfeljebb 3 dimenziós vektorokat alkalmazó) mechanikában szereplő bármilyen vektorrendszerre érvényesek. A megismert általános törvényszerűségek különleges változatait származtatja le ezután a súlyerőrendszerre, az impulzusvektorrendszerre, a tehetetlenségi erőrendszerre és az impulzusvektorok idő szerinti vett derivált-vektorainak rendszerére. Ez a módszer azzal az előnnyel jár, hogy a hátralevő két fejezetben már általában csak hivatkozni kell ezekre a tételekre, s nem kell ott megzavarnia a konkrétan mechanikai alkalmazások gondolatmenetét. Egy másik előnye ennek a tárgyalásmódnak az, hogy az olvasó ily módon kristálytisztán megszerezve találja meg a dinamika, illetve statika számító és szerkesztő módszereinek közös alapelveit. Ugyanekkor ez a tárgyalásmód a dolog természete folytán erősebb absztrahálóképességet és kitartást kíván az olvasótól ebben a fejezetben; az a munka azonban, amit itt be kell fektetnie, a továbbiakban bőségesen megtérül.

A III. fejezet a mechanikának a IV. fejezetben felhasználandó alapelveit ismerteti, a IV. fejezet pedig rendkívüli gondossággal analizált példákon mutatja be az elmélet legegyszerűbb alkalmazásait.

Az egész munkát a következetes, szigorúan logikus felépítés jellemzi, és az, hogy minden összetettebb tétel vagy újabb gondolat gondos előkészítést kap. A tárgyalás — kivéve az első néhány induktívabb jellegű paragrafust — deduktív, axiomaticus jellegű.

A könyv a mechanika tankönyvirodalmában gyakran elnagyolt vagy olykor nem elég pontosan tárgyalt finom részleteknek is aprólékosan precíz analizisét nyújtja. Jellemzője még, hogy a gyakorlottabb szakember által „fogásként” alkalmazott egyes megoldási módokat itt gyakran módszerre nemesítve látjuk viszont.

A bizonyítások szellemesek és olykor eléggé tömörek. Örömmel állapítható meg, hogy az analitikus bizonyítások — bár a geometriai szemléltetés mindig szerepet kap — tiszták abban az értelemben, hogy nincsenek a geometriai szemléltetéssel összekeverve. A bizonyítások jellegzetessége még, hogy minden lépésben a vektorkalkulus kerül alkalmazásra.

Külön kiemelendő még, hogy a könyv egy-egy példájával közvetlenül utat nyit a dinamika egyes tételeinek a szerszámgépek, a szállítóberendezések, vagy az emelőgépek területén való alkalmazásához, valamint az a körülmény, hogy a könyv ugyanazt a példát olykor több módszerrel is megoldja, és ezzel elmélyíti az olvasónak az elmélet alkalmazására irányuló készségét. Kedvező, hogy a dinamikai vizsgálatokban különválasztja a valamely pillanatbeli, és az idő függvényében való vizsgálatot, jól előkészíti (több helyen is) a Lagrange-féle egyenletek alapján álló, s a tantervben a könyv anyaga után következő tárgyalásmódot. Igen gyümölcsöző a Plücker-féle koordináták alkalmazása, a lineáris függetlenség fogalmának felhasználása, a mozgásegyenleteknek vektorrendszerek egyenértékűségére vonatkozó állításként való értelmezése, a merev testre ható tehetetlenségi erőrendszernek a könyvben alkalmazott analizise, továbbá annak a világos kimondása is, hogy a tehetetlenségi erő bevezetése több különböző ok miatt válhatik szükségessé.

Az olvasó számára valószínűleg komoly szellemi tornát jelent majd a könyv áttanulmányozása, aki azonban azt megtette, igen szilárd, éles és átütő olyan szellemi eszközt nyer, amelyben nem csalódhatik és amit később is eredményesen alkalmazhat.

A fentiek alapján ez a könyv tankönyvirodalmunk komoly nyereségének tekinthető.

Bosznyai Ádám

TARTALOMJEGYZÉK

A MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK 1966. MÁJUS 3-ÁN TARTOTT KIBŐVÍTETT OSZTÁLYÜLÉSE

<i>Bognár Géza</i> : Beszámoló a Műszaki Tudományok Osztályának munkájáról	243
Függelék az osztálytitkári beszámolóhoz	247

Korreferátumok:

<i>Benedikt Ottó</i> , az Automatikai és Energetikai Tudományok Szakcsoport vezetője	264
<i>Gillemot László</i> , a Gépészeti és Kohászati Tudományok Szakcsoport vezetője	266
<i>Széchy Károly</i> , a Mérnöki, Építészeti és Közlekedési Tudományok Szakcsoport vezetője	268
<i>Winter Ernő</i> , a Híradástechnikai Tudományok Szakcsoport tagja	271

Hozzászólások az osztálytitkári beszámolóhoz:

<i>Lévai András</i>	275
<i>Hornung Andor</i>	278
<i>Szigeti György</i>	279
<i>Kovács K. Pál</i>	281
<i>Verő József</i>	282
<i>Kézdí Árpád</i>	284
<i>Erdey-Grúz Tibor</i>	285
<i>Fonó Albert</i>	287
<i>Bognár Géza</i> hozzászólásokra adott válasza	287

TANULMÁNYOK

<i>Huszár István</i> – <i>Szekeres András</i> : Radiálhornyos turbógenerátor bandázssapka-rendszerének szilárdsági számítása	291
<i>Varga József</i> – <i>Sebestyén Gyula</i> : A kavitációs erózió intenzitása és léptékhatalása	309
<i>Balogh Arthur</i> : „Hasonló” motorok torzióslengés-adatainak számítása	319
<i>Csabalik Gyula</i> : A tápfej hővesztésének csökkentése	333
<i>Schedel Andor</i> : Szinter vagy ércbrikett?	349
<i>Lipka István</i> : Körhengerfelületek esztergályozásánál fellépő köralakhibáról	369
<i>Kollár Lajos</i> : Vékonyfalú, felfüggesztett gerendák kifordulása	385
<i>Csabalik Gyula</i> : Kisméretű acéltuskók tápfejének termikus vizsgálata	409

KÖZLEMÉNY

Nemzetközi Krisztallográfiai Kongresszus Moszkvában (<i>Szántó István</i>)	427
--	-----

KÖNYVSZEMLE

<i>A. Fackelmayer</i> : Materialfluß (<i>Lechner Egon</i>)	429
<i>L. Mohácsi</i> : Contemporary Formings (<i>Haviár Győző</i>)	430
<i>Cholnoky Tibor</i> : Mechanika II, Szilárdságtan (<i>Csonka Pál</i>)	430
<i>H. Ziegler</i> : Mechanics (<i>Csonka Pál</i>)	431
<i>A. Gheorghiu</i> : Statica constructiilor II. (<i>Csonka Pál</i>)	432
<i>Gy. Fodor</i> : Laplace Transformation in Engineering (<i>Kovács K. Pál</i>)	433
<i>T. Sályi István</i> : Műszaki Mechanika II (<i>Bosznay Ádám</i>)	434

INHALTSVERZEICHNIS

ERWEITERTE ABTEILUNGSSITZUNG DER ABTEILUNG DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN,
AM 3. MAI, 1966.

Bognár, G.: Bericht von der Tätigkeit der Abteilung der technischen Wissenschaften ..	243
Anhang zum Bericht des Abteilungssekretärs	247

Korreferate:

<i>Benedikt, O.:</i> Fachgruppenleiter der Automatisations- und Energetikwissenschaften	264
<i>Gillemot, L.:</i> Fachgruppenleiter der Maschinen- und Hüttenkunde	266
<i>Széchy, K.:</i> Fachgruppenleiter der Bauingenieur-, Architektur- und Verkehrswissenschaften	268
<i>Winter, E.:</i> Mitglied der Fachgruppe der Fernmeldetechnischen Wissenschaften ..	271

Beiträge zum Bericht des Abteilungssekretärs:

<i>Lévai, A.</i>	275
<i>Hornung, A.</i>	278
<i>Szigeti, Gy.:</i>	279
<i>Kovács, K. P.</i>	281
<i>Verő, J.:</i>	282
<i>Kézdi, Á.:</i>	284
<i>Erdey-Grúz, T.:</i>	285
<i>Fonó, A.:</i>	287
Bognár, G.: Beantwortung der Beiträge	287

ABHANDLUNGEN

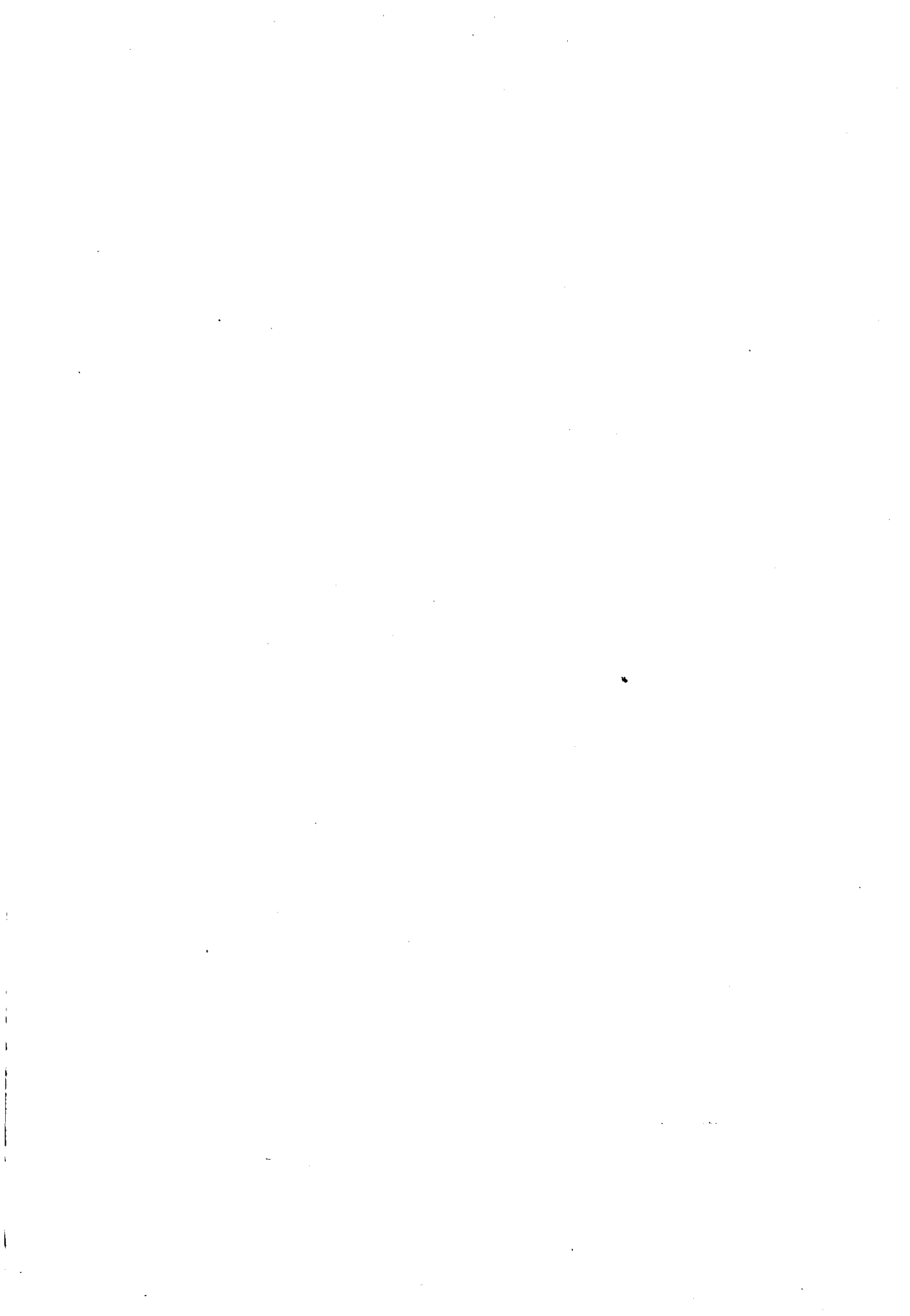
<i>Huszár, I. — Szekeres A.:</i> Festigkeitsberechnung des Bandagenhaube-Systems von Turbogeneratoren mit Radialnuten	291
<i>Varga, J. — Sebestyén Gy.:</i> Intensität und Maßstabeffekt der Kavitationserosion	309
<i>Balogh, A.:</i> Berechnung der Kenndaten der Torsionsschwingung von „Analog-Motoren“ ..	319
<i>Csabalik, Gy.:</i> Minderung der Wärmeverluste des Gießkopfes	333
<i>Schedel, A.:</i> Sinter- oder Erzbrikett?	349
<i>Lipka, I.:</i> Die bei Drehbearbeitung von Kreiszyylinderflächen entstehenden Formfehler ..	369
<i>Kollár, L.:</i> Kippung von aufgehängten dünnwandigen Balken	385
<i>Csabalik, Gy.:</i> Thermische Untersuchung der Gießköpfe von Stahlblöcken mit kleinen Abmessungen	409

MITTEILUNG

Internationaler Kongress für Kristallographie (<i>Szántó, I.</i>)	427
---	-----

BUCHBESPRECHUNG

<i>Fakelmayer, A.:</i> Materialfluß (<i>Lechner, E.</i>)	429
<i>Mohácsi, L.:</i> Contemporary Formings (<i>Haviár, Gy.</i>)	430
<i>Cholnoky, T.:</i> Mechanika II, Szilárdságtan (Mechanik II, Festigkeitslehre) (<i>Csonka, P.</i>) ..	430
<i>Ziegler, H.:</i> Mechanics (<i>Csonka, P.</i>)	431
<i>Gheorghiu, A.:</i> Statica Construcțiilor (<i>Csonka, P.</i>)	432
<i>Fodor, Gy.:</i> Laplace Transforms in Engineering (<i>Kovács, K. P.</i>)	433
<i>Sályi, I.:</i> Műszaki Mechanika II (Technische Mechanik II) (<i>Bosznay, Á.</i>)	434



A kiadásért felel az Akadémiai Kiadó igazgatója

Műszaki szerkesztő: Farkas Sándor

A kézirat nyomdába érkezett: 1966. VIII. 12. — Terjedelem: 17 (A/5) ív, 68 ábra, 1 melléklet

66.62757 Akadémiai Nyomda, Budapest — Felelős vezető: Bernát György

38,— Fl

22. XII. 1966

Index: 26.499