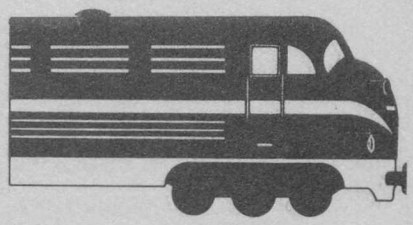
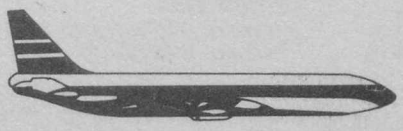
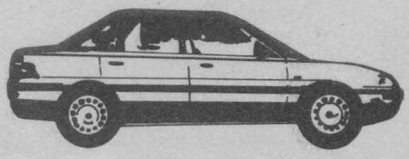
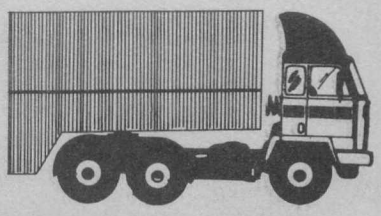
1992. 42.k. 9. sz.

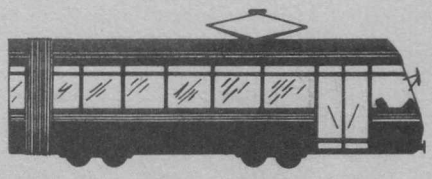
KÖZLEKEDÉS TUDOMÁNYI SZEMLE



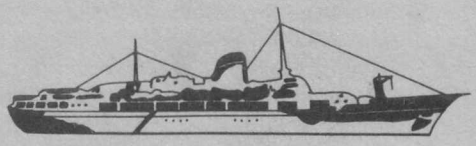








1992 -09- 28
Igaunl
Közlekedéstudományi Intézet Könyvtára
BUDAPEST



9
1992.
szeptember
XLII. ÉVFOLYAM

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI SZEMLE

A Közlekedéstudományi Egyesület lapja

A lap megjelenését támogatják: HUNGAROCAMION, INTERGLOB, MAHART, MALÉV, MÁV, MTESZ, VOLÁN, vállalatok: ALBA, BORSOD, KAPOS, KISALFÖLD, KÖRÖS, TISZA, ZALA, VOLÁNBUSZ, VOLÁNCAMION, VOLÁN-DÉLFU, VOLÁN-TEFU RT.

VERKEHRSWISSENSCHAFTLICHE RUNDSCHAU
Zeitschrift des Vereins für Verkehrswissenschaft

REVUE DE LA SCIENCE DES COMMUNICATIONS
Organe de la Société Scientifique des Communications

SCIENTIFIC REVIEW OF COMMUNICATIONS
Monthly of the Scientific Association for Communication

Megjelenik havonta

felelős szerkesztő
DR. IVÁNY ÁRPÁD

szerkesztő
HÜTTL PÁL

A szerkesztőség címe: 1146 Budapest, Városligeti krt. 11. Telefon: 1420-565

Kiadja a Delta-B KFT
1053 Bp., Kossuth L. u. 17.
Felelős kiadó: Nemesné NÁDOR MARA

Terjeszti a Magyar Posta. Előfizethető bármely hírlapkézbesítő postahivatalnál, a Hírlapelőfizetési és Lapellátási Irodánál Budapest XIII., Lehel u. 10/a. – 1900 – közvetlenül vagy postautalványon, valamint átutalással a HELIR 215-96 162 pénzforgalmú jelzőszámra.

Egy szám ára: 45,– Ft, egy évre: 540,– Ft. Külföldön terjeszti a Kultúra Külkereskedelmi Vállalat, 1389 Budapest, Pf.: 149

Készült: Script Nyomda
Felelős vezető: Kaiser Antalné

Publishing House of International Organisation of Journalist INTERPRESS, Budapest, Tanács krt. 11. H-1075. Telefon: 22-1271 TX. IPKH. 22-5080

HUNGEXPO Advertising Agency, Budapest, P.O.B. 44. H-1441 Telephone: 225-008, Telex: 22-4525 bexpo

MH-Advertising, Budapest, H-1818 Telephone: 183-640, Telex: mahir 22-5341

Issn 0023 4362

TARTALOM

Dr. Döme Béla: **A vasúti vontatási telepeken a járműkiszolgálási folyamatok fejleszetndő helyeinek meghatározása** 321

A szerző egy olyan számítást mutat be, amelynek alkalmazásával a vasúti vontatási telepeken megközelítően biztosítani lehet a szalagszerű járműmozgást és a járművek sorbanállását optimális értékre lehet szorítani. A jármű tartózkodás közelítő valószínűségi értékei kijelölik a vontatási telep fejlesztendő helyét.

Dr. Pósfalvi Ödön: **Gumiabroncsos gépjárművek indulási és fékezési folyamatának közlekedésbiztonsági vizsgálata** 325

A gépjárművek indulását és legfontosabb mozgásállapotát, a fékezést mozgásegyenlettel vizsgálják. A szerző bemutatja a gumiabroncsos gépjárművek mozgásegyenletét, melyet a virtuális munka elve alapján állítottak fel. A gépjármű mozgási állapotának leírása és az eredmények felhasználása segíti a közúti közlekedés biztonságát.

Kádár András: **Dízelmotor hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számítása (II. rész)** 329

A szerző bemutat egy „véges elem módszert", amellyel a dízelmotor hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai mozgását ki lehet számítani.

Dr. Oláh Ferenc: **Eső hatása a hajózásban alkalmazott radarjelekre** 337

A10 GHz környéki és az e feletti frekvenciák navigációs és hírközlési alkalmazásakor feltétlenül vizsgálni kell az eső okozta hatásokat. Az eső intenzitása jelentősen befolyásolja a kilométerenkénti fajlagos csillapítást, továbbá jelentős szórást okozhat. A cikk az e témában alkalmazható két új módszert ismerteti.

Mészáros Mátyás: **A Tiszavidéki Vasút első járművei** 343

A szerző A Közlekedési Múzeumban az abszolutizmuskori közlekedéssel foglalkozó konferencián tartott előadást a Tiszavidéki Vasút első járműveiről. A cikk ezen előadás rövidített változata.

Szerzőink

Dr. Döme Béla főiskolai adjunktus, Széchenyi István Műszaki Főiskola; *Dr. Pósfalvi Ödön* okl. közlekedési mérnök, egyetemi adjunktus, BME Közlekedésmérnöki Kar; *Kádár András* okl. gépészmérnök, MÁV Záhony Vontatási Főnökség; *Dr. Oláh Ferenc* okl. vill. mérnök, okl. irányítástechnikai szakmérnök, főiskolai docens, Széchenyi István Műszaki Főiskola Hajózási Tanszék; *Mészáros Mátyás* okl. gépészmérnök, a Közlekedési Múzeum tanácsadója.

KÖZLEKEDÉSTUDOMÁNYI SZEMLE

XLII. évfolyam 9. szám 1992. szeptember

A vasúti vontatási telepeken a járműkiszolgálási folyamatok fejlesztendő helyeinek meghatározása

Dr. Döme Béla

A vontatási telep vágányainak, álláshelyeinek, épületeinek, gépészeti berendezéseinek egymáshoz viszonyított elrendezése meghatározza az egyes kiszolgálási folyamatok időtartamát és ezzel a járművek vontatási telepi tartózkodási idejét. A beérkező járművek típusuktól, műszaki állapotuktól, üzemanyagkészletük nagyságától, mozdonyfordulójuktól, a továbbított vonat érkezése és a továbbítandó vonat indulása közötti időtartamtól, stb. függően más-más kiszolgálási folyamatot igényelnek. A vontatási telepek fejlesztésének alapelve, a járművek teljes kiszolgálási időtartamának csökkentése, gazdaságos kihasználásuk fokozása. E fontos követelmény akkor teljesülhet, ha valamennyi kiszolgálási folyamat esetén biztosítjuk a megközelítően szalagszerű járműmozgást és a járművek sorbanállását optimális értékre szorítjuk.

1. A vontatási telep folyamattechnológiájának elemi modellje

Az *1. ábra,* villamos és dízel járművekre honos feladatokat ellátó, vegyesüzemű vontatási telep modelljét mutatja. A modell biztosítja valamennyi kiszolgálási folyamat esetén, a megközelítően szalagszerű járműmozgást, figyelembe veszi a villamos és a dízel üzemmód sajátosságait és szétválasztja az elsősorban járművizsgálati (V1, V2, R, A) illetve üzemanyagellátási folyamat vágányait, állomáshelyeit, gépészeti berendezéseit.

2. Járműkiszolgálási folyamatok

Az 1. ábra szerinti modell összhangban, a járműkiszolgálási folyamat lehetséges variációit (*i*) a *2. ábra* mutatja.

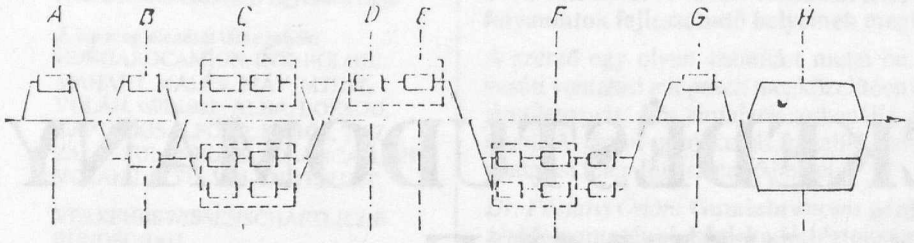
A kiszolgálási folyamat variációitól függetlenül, általánosságban megállapítható, hogy a kiszolgálási folyamat az egyes álláshelyeken elvégzett hasznos műveleti időkből és az álláshelyek előtti várakozási időkből tevődik össze. Ezen időösszetevők véletlenszerű, ingadozó nagyságúak, ezért valószínűségi változóknak tekinthetők. Mivel modellünk vágányelrendezése megközelítően szalagszerű járműmozgást feltételez és az átállási idő a járművek vontatási telepi tartózkodási idejét gyakorlatilag nem növeli, vizsgálatunk során ezt az időtartamot elhanyagolhatjuk.

A járműkiszolgálási folyamat célszerűen, *Gant-diagramba* ábrázolható τ tartózkodási idők valószínűségi sűrűségfüggvényei feltüntetésével (*3. ábra.*).

A τ tartózkodási idő magában foglalja az álláshely előtti várakozási időt és az álláshelyen eltöltött járműkiszolgálási időt. Az egyes τ valószínűségi változók eloszlására vonatkozó vizsgálatok igazolják, hogy ezek általában *Gauss-féle* normális eloszlást mutatnak [1], melynek sűrűségfüggvénye

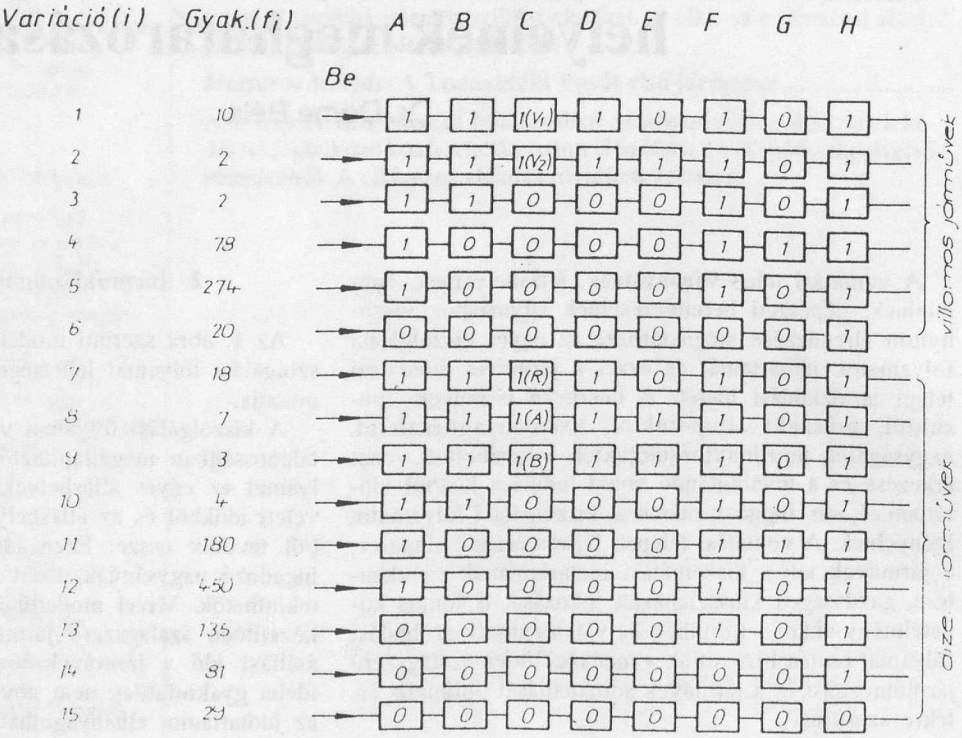
$$f(\tau) = \frac{1}{D(\tau)\sqrt{2\pi}} \exp\left(-\frac{[\tau - M(\tau)]^2}{2 D^2(\tau)}\right) \qquad (1)$$

Gyakran azonban – egyes kiszolgáló állomáshelyeknél – ettől eltérő eloszlás is felléphet, ezért ennek vizsgálatát álláshelyenként (berendezésenként) külön-külön



A járműtisztítás
B diagnosztikai vizsgálat
C V1, V2, R, A vizsgálat
D jármű mérlegelés
E kerékpár esztergályozás
F komplex ellátás
G jármű fordítás
H jármű tárolás

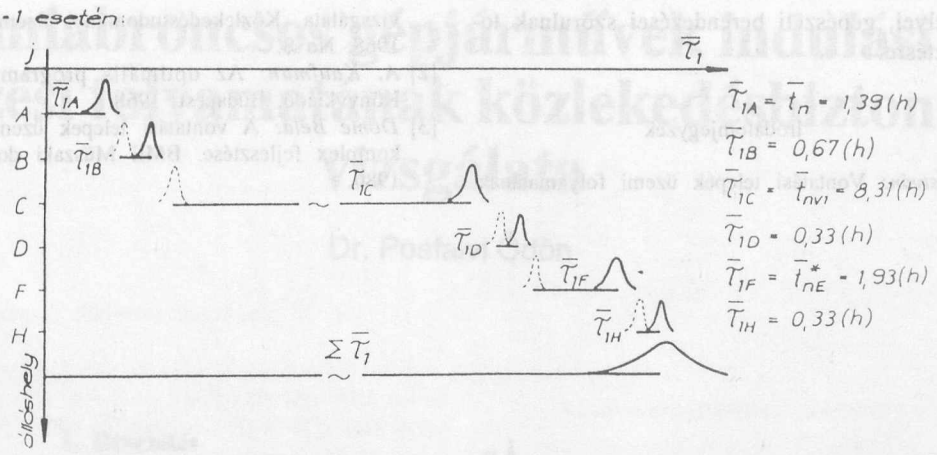
1. ábra: A vegyes üzemű vontatási telep elemi modellje



A - tisztitás
B - diagnosztikai vizsgálat
C - V_1, V_2 vagy R, A, B vizsgálat
D - jármű mérlegelés
E - kerékpár esztergályozás
F - komplex ellátás
G - jármű forditás
H - tárolás

Jelölés: 1 - a jármű kiszolgálást /vizsgálatot/ igényel
0 - a jármű kiszolgálást /vizsgálatot/ nem igényel

2. ábra: A járműkiszolgálási folyamat lehetséges variációi



3. ábra: A járműkiszolgálási folyamat várható időtartama i = 1 esetén

célszerű elvégezni. Miután a vontatási telepi járműkiszolgáló berendezéseknél általában *Poisson-eloszlású* járműbeérkezésre számíthatunk, továbbá ha a járműkiszolgálási idő eloszlását célszerűen tetszőleges eloszlásúnak tekintjük, akkor a (τ_k) átlagos sorbanállási idő, a (τ_i) átlagos járműkiszolgálási idő, illetve a (τ_n) átlagos járműtartózkodási idő, a *Kendall-képlettel* meghatározható [2], ugyanis modellünk szerint valamennyi kiszolgálási folyamaton egy vagy több – de soros elrendezésű – álláshelyeken haladnak a járművek és sorbanállási rendszerünk minden esetben visszavezethető az M/G/1 sorbanállási rendszerre.

– *Átlagos sorbanállási idő:*

$$\bar{\tau}_k = \frac{1}{\lambda}\left(\rho + \frac{\lambda^2 \mid D^2(\tau_i)}{2(1-\rho)} + \rho^2\right) - \bar{\tau}_i = \frac{1}{\lambda}\left(\frac{\lambda}{\mu} + \bar{k}\right) - \bar{\tau}_i = \frac{\bar{k}}{\lambda} \quad (2)$$

ahol:

λ – az átlagos járműbeérkezési ráta

ρ – a forgalmi intenzitás, $0 < \rho < 1$

μ – az átlagos járműkiszolgálási ráta

$\bar{k}$ – a sorbanálló járművek átlagos száma

$$\bar{k} = \frac{\rho^2 + \lambda^2 \bullet \mid D^2(\tau_i)}{2(1-\rho)} \quad (3)$$

– *Átlagos tartózkodási idő:*

$$\bar{\tau}_n = \frac{\bar{n}}{\lambda} \quad (4)$$

ahol: $\bar{n}$ – a rendszerben található járművek száma

$$\bar{n} = \rho + \frac{\rho^2 + \lambda^2 \bullet \mid D^2(\tau_i)}{2(1-\rho)} \quad (5)$$

– *Átlagos járműkiszolgálási idő:*

$$\bar{\tau}_i = \bar{\tau}_n - \bar{\tau}_k \quad (6)$$

3. Járműtartózkodás közelítő valószínűsége az álláshelyeken

Jelölje az i index a lehetséges kiszolgálási folyamatokat, a j index a vontatási telep álláshelyeit. A $\bar{\tau}_{ij}$ az i-edik kiszolgálási folyamat esetén a j-edik álláshelyen a járművek átlagos tartózkodási idejét és $\sum_j \bar{\tau}_{ij}$ pedig az i-edik kiszolgálási folyamat össz-időtartamát.

$$\mid M\left(\sum_j \tau_{ij}\right) = \sum_j \mid M(\tau_{ij}) \cong \sum_j \bar{\tau}_{ij} \quad (7)$$

ahol a $\bar{\tau}_{ij}$ átlagos tartózkodási idő magában foglalja a várakozási és kiszolgálási időket. Annak a közelítő valószínűsége, hogy a rendszerben lévő jármű a j-edik álláshelyen tartózkodik, feltéve, hogy az i-edik kiszolgálási folyamat következett be, a

$$P\mid j/i\mid = \frac{\bar{\tau}_{ij}}{\sum_j \bar{\tau}_{ij}} \quad (8)$$

8)

időhányaddal számolható.

Mivel a $j = A, B, \ldots, H$ álláshelyeken való járműtartózkodások és az $i = 1, 2, \ldots, 15$ kiszolgálási folyamatokra való járműérkezések független események, tehát a közelítő valószínűsége annak, hogy a beérkező jármű a $j = A$ álláshelynél található (2. ábra):

$$P\mid A\mid = P_t\mid A\mid 1\mid \bullet P\mid 1\mid + P_t\mid A\mid 2\mid \bullet P\mid 2\mid + \ldots + P_t\mid A\mid 14\mid \bullet \Pi\mid 15\mid \quad (9)$$

A közelítő valószínűsége annak, hogy a beérkező jármű a j-edik álláshelynél található [3]

$$P\mid j\mid = \sum_i P_t\mid i\mid \bullet P\mid i/j\mid \quad (10)$$

ahol $P\ /i/$ az i-edik kiszolgálási folyamatra való járműérkezés közelítő valószínűsége. Mivel az $i = 1, 2, \ldots, 15$ kiszolgálási folyamatokra való járműérkezések teljes eseményrendszert alkotnak.

$$\sum_{i=1}^{15} P\mid i/j\mid = 1 \quad (11)$$

P /j/ valószínűségi értékei alapján – a gyakorlat számára kielégítő pontossággal, információt kapunk, az egyes vágányok, álláshelyek, gépészeti berendezések kihasználtságáról, a kiszolgálási folyamatok szűk keresztmetszeteiről. Ezek ismeretében dönthető el – megfelelő megalapozottsággal – hogy a vontatási telep

mely álláshelyei, gépészeti berendezései szorulnak további fejlesztésre.

Irodalomjegyzék

[1] *Zobory István:* Vontatási telepek üzemi folyamatának vizsgálata. Közlekedéstudományi Szemle, XVIII. évf. 1968. No 8.

[2] *A. Kaufman:* Az optimális programozás. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1968.

[3] *Döme Béla:* A vontatási telepek üzemi folyamatának komplex fejlesztése. BME Műszaki doktori értekezés, 1986.

Etanol – egy lehetséges alternatív üzemanyag

A dízelmotorok kipufogógáz kibocsátás-szabályozása annyira fejlett, hogy az elért eredményeket valótlannak kellett volna tekinteni akár 10 évvel ezelőtt is egy új Scania publikáció szerint, ami a dízelmotort és a környezetet értékeli.

A szerzők azt mondják, hogy több, mint 15 éve a motorfejlesztés a kipufogó gázok káros anyagai mennyiségének csökkentésére irányult. A nitrogén-oxidok (NOx) és a dízelmotorok által kibocsátott korom-részecskék csökkentése a kipufogógáz szabályozás fő célkitűzései és a technológia egy olyan stádiumot közelített meg, ahol más dízelmotor kipufogógáz összetevők, mint amilyenek a szénhidrogének (HC) és a szénmonoxid (CO), kiküszöbölhető lesz.

A 84 oldalas publikáció beszámol a dízelmotorok alternatív üzemanyagai terén végzett kutatásról is és azt mondja, hogy a legsikeresebb eredményeket már elérték a módosított motoroknál etanol üzemanyaggal. Sok problémát kell még megoldani más alternatív üzemanyagoknál, mint amilyenek a földgáz és a cseppfolyósított gázok, de a szerzők összefoglalóan megállapítják: „Nagy hatásfoka miatt a dízelmotor az a hajtóegység, aminek a legnagyobb fejlesztési kilátása van, nem csupán a környezet szempontjából". Figyelmeztetnek azonban, hogy a nemkívánatos kipufogógáz kibocsátás csökkentése széles körben csak akkor érhető el, ha a törvényhozást nemzetközileg koordinálják.

Gumiabroncsos gépjárművek indulási és fékezési folyamatának közlekedésbiztonsági vizsgálata

Dr. Posfalvi Ödön

1. Bevezetés

A közúti közlekedés biztonságos lebonyolításának egyik szükséges, de nem elégséges feltétele a gépjárművek korszerű és kifogástalan minőségű abroncsozása. Maga az abroncsköpeny a gépjármű legösszetettebb és legjobban igénybe vett gépelemei közé tartozik. Ismeretes, hogy a gumiabroncs-köpenyt különböző tulajdonságú gumikeverékből, acél peremgyűrűkből és gumiba ágyazott kordszövetből, kordból állítják elő vulkanizálással. Fizikai szempontból a köpeny az inhomogen, anizotrop, nemlineárisan rugalmas anyagrendszerek (kompozitorok) csoportjába tartozik. Geometriailag a gumiabroncs kétszeresen görbült, tórusz alakú, síkban ki nem fejthető felület, ezért a futófelület úttal érintkező mintaelemei megcsúsznak az úton a gördülés során. Mechanikai vizsgálatok eredményei alapján a köpeny és az út kapcsolatát μ tapadási tényezővel jellemezzük. Az abroncs mintaelemeinek az úton létrejövő kismértékű megcsúszása, mozgása biztosítja a megkívánt tapadást az út és az abroncs között. A köpeny futójának mintaelemei a gépjármű üzemeltetése során elkopnak, elhasználódnak, ezért a köpenyt kicserélik vagy felújítás után szerelik vissza a kerékpántra. A felújítási technológia lényege az, hogy megfelelő szövet, kord váz esetén az elkopott futót új mintázatú futógumira cserélik ki. Ez a technológiai művelet sok figyelmet és tapasztalatot igényel, mivel az új futó tapadása a régi vázhoz az abroncs élettartam és a közlekedés-biztonság szempontjából elsőrendű fontos kérdésnek számít.

Gépjármű balesetnél vagy időszakos felülvizsgálat alkalmával ellenőrízni kell a gumiabroncsokat a futógumi mintázat állapota és a köpeny felújítás elváltozásai alapján.

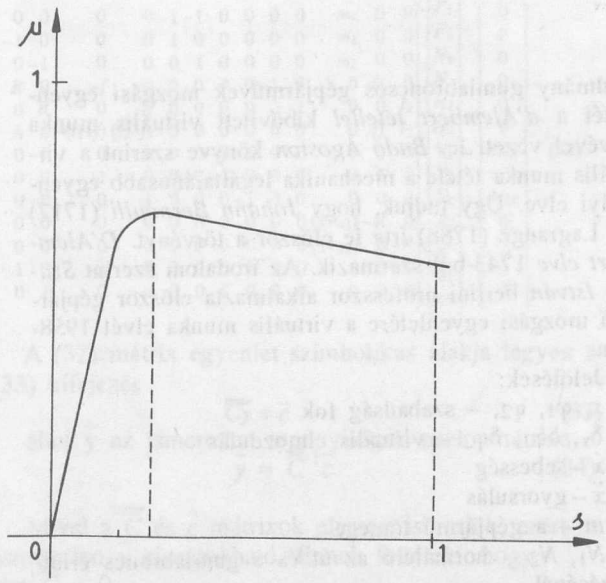
Gumiabroncs köpenyek ipari méretű felújítása két jelentős hatással jár együtt, ezek a következők:

a, a felújított abroncsok felhasználása a közúti közlekedés költségeit csökkenti;

b, Az elhasznált gumiabroncsok tárolásának elmaradása a környezet védelmét szolgálja.

2. A gumiabroncs-köpeny mechanikai viselkedése

Egyenes úton haladó gépjármű abroncsát két jellegzetes alakváltozás kíséri. Egyik a köpeny radiális irányú deformációja, ez és a gumi hiszterézise gördülő ellenállást okoz a gépjármű számára. A másik alakváltozás az abroncs tangenciális rugalmassága következtében jön létre, ami a μ tapadási tényezőre gyakorol hatást. Kísérletek szerint a gépjármű kerekeinek gördülése s szlippel jár együtt és az $s=0$ szliphez $\mu=0$ tapadási tényező tartozik. A μ/s/ kísérleti görbe origóból kiinduló lokális maximummal rendelkező függvény (*1. ábra*). Ez a megállapítás száraz úton gördülő gumiabroncs-köpenyre érvényes. Jellemző az abroncs-út kapcsolatra, hogy a μ tapadási tényező értéke $\mu>1$ is lehet megfelelő futófelületű gumi és út minőség esetén. Gumiabroncsgyárak vizsgálatai szerint a mesterséges gumiból készített abroncs nagyobb μ tapadási tényezővel rendelkezik, mint a természetes alapanyagból előállított abroncsköpeny ugyanolyan vizsgálati körülmények esetén.



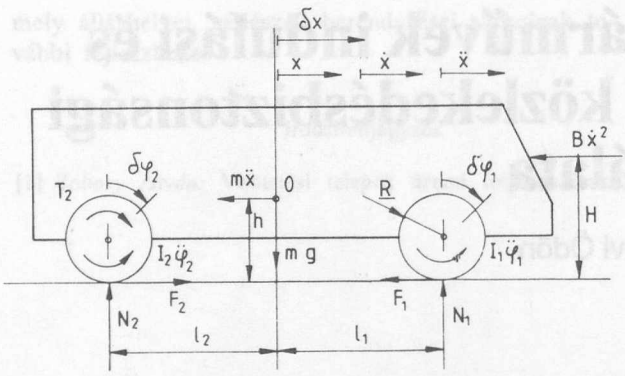
1. ábra. A μ tapadási tényező változása az s szlip függvényében

A közleményben elvégzett vizsgálatok és az eredmények a következő feltételek esetén érvényesek:

a, a kéttengelyes gépjármű vízszintes, egyenes úton közlekedik szélmentes időben.

b, a gépjárművön sem felhajtó, sem leszorító erő nem ébred aerodinamikai hatás következtében.

Az irodalomban leggyakrabban erőtani számítást vagy *Lagrange féle* másodfajú egyenletet alkalmaznak gépjárművek mozgási egyenletének levezetésére. A ta-



2. ábra. Kéttengelyes gépjármű indulási állapota

nulmány gumiabroncsos gépjárművek mozgási egyenletét a *d'Alembert tétellel* kibővített virtuális munka elvével vezeti le. *Budó Ágoston* könyve szerint a virtuális munka tétele a mechanika legáltalánosabb egyensúlyi elve. Úgy tudjuk, hogy *Johann Bernoulli* (1717) és Lagrange (1788) írta le először a törvényt. *D'Alembert elve* 1743-ból származik. Az irodalom szerint *Szabó István* berlini professzor alkalmazta először gépjármű mozgási egyenletére a virtuális munka elvét 1958-ban.

Jelölések:

x, φ_1, φ_2, – szabadság fok

δ_x, $\delta\varphi_1$, $\delta\varphi_2$ – virtuális elmozdulás

$\dot{x}$ – sebesség

$\ddot{x}$ – gyorsulás

m – a gépjármű tömege

N_1, N_2 – normálerő az út és a gumiabroncs érintkezésénél

I_1, I_2 – kerékpár tehetetlenségi nyomatéka

$\ddot{\varphi}_1$, $\ddot{\varphi}_2$ – szöggyorsulás

F_1, F_2 – tangenciális erő

T_1, T_2 – nyomaték

f – gördülőellenállás karja

h, H – magasság

B – a légellenállás együtthatója [B]=Ns2m^{-2}

l_1, l_2 – távolság

H_1, H_2 – vízszintes kapcsolati erő a felépítmény és a futómű között

V_1, V_2 – függőleges kapcsolati erő a felépítmény és a futómű között

i – a futómű száma

s_1, s_2 – kerék szlipek

3. A gumiabroncs kerék szlipje

Hajtó illetve hajtott keréknél a szlip különbözik egymástól. A hajtott kerék s_1 szlipjét a virtuális elmozdulás jellemzőivel a következő egyenlet szerint számítjuk ki:

$$s_1 = \frac{\delta x - R\delta\varphi_1}{\delta x} \tag{1}$$

ahol R a kerék gördülő sugara.

A hajtókerék s_2 szlipjét a következő egyenlet definiálja

$$s_2 = \frac{R\delta\varphi_2 - \delta x}{R\delta\varphi_2} \tag{2}$$

Csúszásmentes gördülésnél $s_1=s_2=0$ lenne, egyébként $s_1>0$; $s_2>0$. Blokkolt kerekeknél $s_1=s_2=1$.

4. A gépjármű indulási folyamata

A továbbiakban hátsókerék meghajtású gépjármű indulási állapotát vizsgáljuk, eszközként a *d'Alembert tétellel* kibővített virtuális munka elve alapján a gépjárműre ható valamennyi erő és erépár virtuális munkájának összege zérus. E szerint az első főegyenlet (*2. ábra*).

$$\delta W = -(m\ddot{x} + B\dot{x}^2)\,\delta x + + (T_2 - fN_2 - I_2\ddot{\varphi}_2)\,\delta\varphi_2 - \tag{3}$$
$$-(fN_1 + I_1\ddot{\varphi}_1)\lambda\varphi_1 - F_1(\delta x - R\delta\varphi_1) - F_2(R\lambda\varphi_2 - \delta_x) = 0$$

A (3) egyenletből kapjuk a (4) (5) (6) kifejezéseket

$$-F_1 + F_2 - B\dot{x}^2 - m\ddot{x} = 0 \tag{4}$$

$$T_2 - F_2R - fN_2 - I_2\ddot{\varphi}_2 = 0 \tag{5}$$

$$F_1R - fN_1 - I_1\ddot{\varphi}_1 = 0 \tag{6}$$

Legyen a másik fő egyenlet a 0 tömegközpontra felírt perdülettétel

$$(F_1 - F_2)\,h - N_1\,(l_1 + f) + N_2\,(l_2 - f) - B\,(H-h)\,\dot{x}^2 - \tag{7}$$
$$- I_1\ddot{\varphi}_1 - I_2\ddot{\varphi}_2 = 0$$

Járulékos egyenletek

$$N_1 + N_2 - mg = 0 \tag{8}$$

$$\ddot{x}\,(l - s_1) - R\ddot{\varphi}_2 = 0 \tag{9}$$

$$\ddot{x} - R(l - s_2)\,\ddot{\varphi}_2 = 0 \tag{10}$$

$$F_1 - \mu N_1 = 0 \tag{11}$$

$$F_2 - \mu N_2 = 0 \tag{12}$$

A (4)–(12) egyenletek mátrixos alakja a következő kifejezés

$$\begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 & 0 & 0 & -m & 0 & 0 & -B \\ 0 & -R & 0 & -f & 1 & 0 & 0 & -I_2 & 0 \\ R & 0 & -f & 0 & 0 & 0 & -I_1 & 0 & 0 \\ h & -h & -(l_1+f) & (l_2-f) & 0 & 0 & -I_1 & -I_1 & -B(H-h) \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-s_1) & -R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & -R(1-s_2) & 0 \\ 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ N_1 \\ N_2 \\ T_2 \\ \ddot{x} \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \\ \dot{x}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \tag{13}$$

A (13) egyenlet szimbolikus alakja

$$\bar{\bar{A}}\bar{x} = \bar{a} \tag{14}$$

ahol $\bar{x}$ az ismeretlenek oszlopvektora.

Megjegyezzük, hogy a $\bar{\bar{A}}$ és $\bar{a}$ mátrixok elemeit ismerjük.

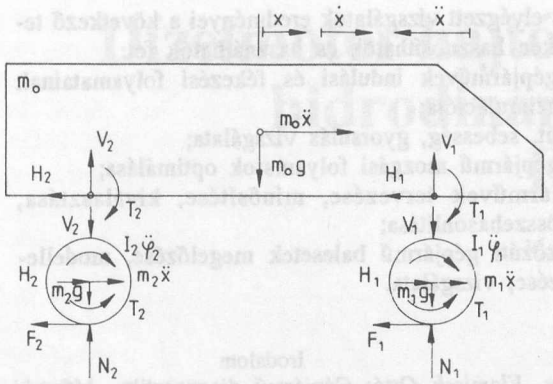
Az $\bar{x}$ ismeretlenek oszlopvektora a (14) egyenletből

$$\bar{x} = \bar{\bar{A}}^{-1}\bar{a} \tag{15}$$

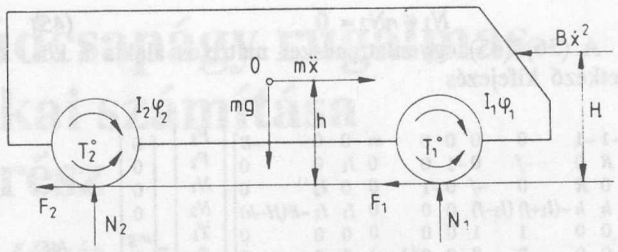
Feltétel, hogy det $\bar{\bar{A}} \neq 0$.

Az $\dot{x}$ sebesség növelése során akkor éri el a hátsókerék meghajtású gépjármű az $\dot{x}_h$ határsebességet, amikor a gyorsulása $\ddot{x} = 0$. Ezt az $\dot{x}_h$ sebességet a (4) egyenletből számítjuk ki.

$$\dot{x}_h = \left(\frac{F_2 - F_1}{B}\right)^{1/2} \tag{16}$$



3. ábra. Gépjármű fékezése a légellenállás elhanyagolása esetén



4. ábra. Fékezett gépjárműre ható erők és nyomatékok szemléltetése

5. A gépjármű fékezése

A fékezési folyamat a gépjármű legfontosabb mozgásállapota. A gépjárművek fékezésével kapcsolatban két esetet különböztetünk meg.

5.1. A $B\dot{x}^2$ légellenállás hatása elhanyagolható

Az $\dot{x}$ sebességgel haladó gépjármű fékezését a virtuális munka elve alapján vizsgáljuk (*3. ábra*).

Legyen a fékezett gépjármű munka főegyenlete a (17) kifejezés

$$\delta W = (m_o\ddot{x} - \sum H_i)\delta x + \sum (H_i + m_i\ddot{x})\delta x \sum F_i(\delta x - R\delta\varphi_i) + + \sum (I_i\ddot{\varphi}_i - N_i - T_i)\delta\varphi_i \qquad (i = 1,2) \qquad (17)$$

A jobb oldal első tagja az m_o tömegű felépítmény,
a második tag a futóművek,
a harmadik tag a fékerők,
a negyedik tag a kerekek virtuális munkáját írja le.

Az erők és nyomatékok virtuális munkájának összege azonban zérus, ezét a (17) egyenlet új alakja

$$(m_o\ddot{x} - \sum H_i)\delta x + \sum (H_i - F_i + m_i\ddot{x})\,\delta x + + \sum (F_iR - N_if - T_i + I_i\ddot{\gamma}_i)\delta\varphi_i = 0 \qquad (18)$$

A (18) főegyenletből kapjuk a (19)–(23) egyenleteket.

$$-H_1 - H_2 + m_o\ddot{x} = 0 \qquad (19)$$
$$H_1 - F_1 + m_1\ddot{x} = 0 \qquad (20)$$
$$H_2 - F_2 + m_2\ddot{x} = 0 \qquad (21)$$
$$F_1R - N_1f - T_1 + I_1\ddot{\varphi}_1 = 0 \qquad (22)$$
$$F_2R - N_2f - T_2 + I_2\ddot{\varphi}_2 = 0 \qquad (23)$$

A fékezett gépjármű 0 tömegközéppontjára felírt perdülettétel egyenlete

$$(F_1 + F_2)\,h - N_1(l_1 + f) + N_2(l_2 - f) + I_1\ddot{\varphi}_1 + I_2\ddot{\gamma}_2 = 0 \qquad (24)$$

Járulékos egyenletek

$$V_1 + V_2 - m_og = 0 \qquad (25)$$
$$N_1 - V_1 - m_1g = 0 \qquad (26)$$
$$N_2 - V_2 - m_2g = 0 \qquad (27)$$
$$\ddot{x}(l - s_1) - R\ddot{\varphi} = 0 \qquad (28)$$
$$\ddot{x}(l - s_2) - R\ddot{\varphi}_1 = 0 \qquad (29)$$
$$F_1 - \mu N_1 = 0 \qquad (30)$$
$$F_2 - \mu N_2 = 0 \qquad (31)$$

A (19)–(31) egyenletrendszerben 13 ismeretlen van, ezek kiszámítását a (32) mátrixegyenlettel végezzük el.

$$\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_o & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_1 & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & m_2 & 0 & 0 \\ R & 0 & -f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & I_1 & 0 \\ 0 & R & 0 & -f & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & I_2 \\ h & h & -(l_1+f) & (l_2-f) & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & I_1 & I_2 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-s_1) & -R & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-s_2) & 0 & -R \\ 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ N_1 \\ N_2 \\ H_1 \\ H_2 \\ V_1 \\ V_2 \\ T_1 \\ T_2 \\ \ddot{x}^2 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{\varphi}_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ m_og \\ m_1g \\ m_2g \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (32)$$

A (32) mátrix egyenlet szimbolikus alakja legyen a (33) kifejezés

$$\overline{\overline{C}}\,\bar{y} = \bar{c} \qquad (33)$$

ahol $\bar{y}$ az ismeretlen mennyiségek oszlopmátrixa

$$\bar{y} = \overline{\overline{C}}^{-1}\bar{c} \qquad (34)$$

Mivel a $\overline{\overline{C}}$ és $\bar{c}$ mátrixok elemeit ismerjük, ezért az ismeretlen $\bar{y}$ kiszámítható. Ennek feltétele, hogy $\det \overline{\overline{C}} \neq 0$.

5.2. A $B\dot{x}^2$ légellenállás hatása nem hanyagolható el

Az $\dot{x}$ sebességgel haladó gépjármű első főegyenlete ebben az esetben (4. ábra)

$$= (m\ddot{x} - B\dot{x}^2)\delta x + \sum (I_i\ddot{\gamma}_i - fN_i - T_i)\,\delta\varphi_i - - \sum F_i(\delta x - R\delta\varphi_i) = 0 \qquad (35)$$

$(i = 1, 2)$

A (35) főegyenletből kapjuk a következő kifejezéseket

$$m\ddot{x} - B\dot{x}^2 - F_1F_2 = 0 \qquad (36)$$
$$F_1R - fN_1 - T_1 + I_1\ddot{\varphi}_1 = 0 \qquad (37)$$
$$F_2R - fN_2 - T_2 + I_2\ddot{\varphi}_2 = 0 \qquad (38)$$

A fékezett gépjármű 0 tömegközéppontjára írjuk fel a (39) perdülettétel egyenletét.

$$(F_1 + F_2)\,h - N_1(l_1 + f) - N_2(l_2 - f) - B(H - h)\,\dot{x}^2 + + I_1\ddot{\varphi}_1 + I_2\ddot{\varphi}_2 = 0 \qquad (39)$$

Járulékos egyenletek

$$N_1 + N_2 - mg = 0 \qquad (40)$$

$$\ddot{x}(l - s_1) - R\ddot{\varphi}_1 = 0 \qquad (41)$$
$$\ddot{x}(l - s_2) - R\ddot{\varphi}_2 = 0 \qquad (42)$$
$$F_1 - \mu N_1 = 0 \qquad (43)$$
$$F_2 - \mu N_2 = 0 \qquad (44)$$

A (36)–(44) egyenletrendszerben 10 ismeretlen van, ezért még szükséges a (45) egyenlet. A $n > 0$ szám a gépjármű statikus állapota alapján határozható meg.

$$N_1 - nN_2 = 0 \qquad (45)$$

A (36)–(45) egyenletrendszer mátrixos alakja a következő kifejezés

$$\begin{bmatrix} -1 & -1 & 0 & 0 & 0 & 0 & m & 0 & 0 & -B \\ R & 0 & -f & 0 & -1 & 0 & 0 & I_1 & 0 & 0 \\ 0 & R & 0 & -f & 0 & -1 & 0 & 0 & I_2 & 0 \\ h & h & -(l_1+f) & (l_2-f) & 0 & 0 & 0 & I_1 & I_2 & -B(H-h) \\ 0 & 0 & 1 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-s_1) & -R & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & (1-s_2) & 0 & -R & 0 \\ 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & -\mu & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & -n & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ N_1 \\ N_2 \\ T_1 \\ T_2 \\ \ddot{x}^2 \\ \ddot{\varphi}_1 \\ \ddot{p}hzi_2 \\ \ddot{x}^2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ mg \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix} \qquad (46)$$

A (46) mátrix egyenlet szimbolikus alakja legyen a (47) egyenlet

$$\overline{D}\overline{z} = \overline{d} \qquad (47)$$

Mivel $\overline{D}$ és $\overline{d}$ elemeit ismerjük, így az ismeretlen $\overline{z}$ kiszámítható

$$\overline{z} = \overline{D}^{-1}\overline{d} \qquad (48)$$

Feltétel, hogy det $\overline{D} \neq 0$.

A kétféle (32) (46) fékezési egyenlettel kapcsolatban megjegyezzük, hogy mechanikai szempontból a légellenállás elhanyagolásával felírt egyenlet nem következik a légellenállás figyelembevételével levezetett mozgásegyenletből.

Az elvégzett vizsgálatok eredményei a következő területeken hasznosíthatók és használhatók fel:

- gépjárművek indulási és fékezési folyamatainak szimulációja;
- út, sebesség, gyorsulás vizsgálata;
- gépjármű mozgási folyamatok optimálása;
- járművek tervezése, minősítése, kiválasztása, összehasonlítása;
- közúti gépjármű balesetek megelőzése, modellezése, vizsgálata.

Irodalom

[1] *Dr. Flamisch Ottó:* Gépjármű diagnosztika. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1980.

[2] *Dr. Sidó Ferenc:* Autók fékberendezései. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1979.

[3] *Dr. Burckhardt Manfred:* Fahrwerktechnik: Bremsdynamik und pkw-Bremsanlagen. Vogel Buchverlag, Würzburg, 1991.

[4] *Dr. Posfalvi Ödön:* A csuklós autóbusz longitudinális mozgási egyenlete. Ipari Szabványosítás 26. évf. 1989. I. 16 old.

[5] *Dr. Szabó István:* Einführung in die Technische Mechanik. Springer Verlag, Berlin, 1963.

[6] *Dr. Budó Ágoston:* Mechanika. Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.

Dízelmotor hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számítása II. rész

Kádár András

1. Az alakváltozási reakcióerő meghatározása

Hidrodinamikai szempontból a súrlódó felületek dinamikus ovalizációját okozó radiális-hajlító deformációnak igénybevett csapágy abban különbözik a korábban tárgyalt [1], [2] merev csapágytól, hogy itt a görbület változása és a surlódó felületek ennek megfelelő közlekedése kiegészítő reakcióerőt eredményez. Ennek eredményeként a csapágyban ható külsőerőt nem kettő, hanem három reakcióerő összetevő egyenlíti ki. [3].

A dinamikus ovalizáció következtében ébredő reakcióerő meghatározásához először nézzük meg az egy irányba áramló folyadék (végtelen hosszúságú csapágy) esetét.

Vegyünk egy l hosszúságú gyűrű alakú elemet. Az elem pillanatnyi térfogatváltozása az elemi íven egyenlő (*1. ábra*):

$$dV = \frac{dh}{dt} l r d\varphi \tag{1}$$

ahol:

h – a rés nagysága;

l – a tengelycsap csapágycsészében felfekvő hossza;

r – a tengelycsap sugara;

ϕ – a tengelycsap és csapágycsésze középpontjait összekötő egyenestől számított pillanatnyi szög.

Itt a dh/dt két változótól is függ, amelyek egymástól is függenek: ez a X relatív excentritás és a Ψ relatív hézag:

$$\frac{dh}{dt} = \frac{d}{dt}[r\Psi(1-x\cos\varphi)]$$

$$\frac{dh}{dt} = r\frac{d\Psi}{dt}(1 - x\cos\varphi - \Psi\frac{dx}{d\Psi}\cos\varphi) \tag{2}$$

Feltételezve, hogy a csapágycsésze deformálásakor a tengelycsap mozdulatlan marad, azaz:

$$h_{min} = r\Psi(1-x) = \text{const.}$$

a (2) kifejezésből kiejtjük x. Ezért differenciáljuk h_{min} a Ψ változó szerint:

$$\frac{dh_{min}}{d\Psi} = r(1-x) - r\Psi\frac{dx}{d\Psi} = 0 \tag{3}$$

ahonnan:

$$\Psi\frac{dx}{d\Psi} = 1-x \tag{4}$$

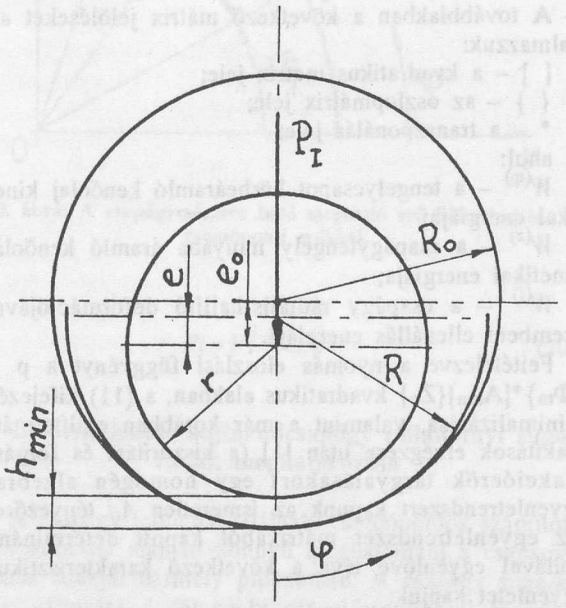
Behelyettesítve a (4) kifejezést a (2)-be megkapjuk, hogy:

$$\frac{dh}{dt} = r\frac{d\Psi}{dt}(2-\cos\varphi) \tag{5}$$

míg a pillanatnyi térfogatváltozás az $rd\varphi$ íven:

$$dV = r^2 l\frac{d\Psi}{dt}(1-\cos\varphi)d\varphi \tag{6}$$

Ennek megfelelően a térfogat változása az $rd\varphi$ íven:



1. ábra: Az alakváltozási reakcióerő keletkezésének vázlata

$$V = r^2 l\frac{d\Psi}{dt}(\varphi - \sin\varphi) \tag{7}$$

Másrészt a h magasságú elemi keresztmetszeten egységnyi idő alatt átáramló kenőolaj mennyiségét a következő képlettel határozhatjuk meg:

$$Q = \frac{lh^3}{12\eta r}\cdot\frac{dp}{d\varphi} \tag{8}$$

Egyenlővé téve (7) és (8) kapjuk:

$$\frac{dp}{d\varphi} = \frac{12\eta(\varphi - \sin\varphi)}{\Psi^3(1-x\cos\varphi)^3}\cdot\frac{d\Psi}{dt} \tag{9}$$

A (9) kifejezésből következik, hogy a nyomásfüggvény extrémum értékét φ = 0-nál éri el, amely egyúttal a φ=sin φ transzcendens egyenlet egyetlen megoldása. A nyomás változását a csapágy hordfelületén a (9) kifejezés integrálásával kaphatjuk meg:

$$p = \frac{12\eta}{\Psi^3}\frac{d\Psi}{dt}\int\frac{\varphi - \sin\varphi}{(1-x\cos\varphi)^3}d\varphi \tag{10}$$

A véges hosszúságú csapágyban keletkező eredő reakcióerő meghatározásához írjuk fel az energia egyensúlyi egyenleteket.

$$\left.\begin{aligned}
&\Delta W_1 = W^{\varphi} + W^{(z)} - W^{(l)};\\
&W^{\varphi} = \frac{1}{12\eta r}\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} h^3\left(\frac{dp}{d\varphi}\right)^2 d\varphi dz;\\
&W^{(z)} = \frac{r}{12\eta}\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} h^3\left(\frac{dp}{dz}\right)^2 d\varphi dz;\\
&W^{(l)} = r\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\int_{-\frac{l}{2}}^{\frac{l}{2}} p\,\frac{dh}{dt}d\varphi dz.
\end{aligned}\right\} \quad (11)$$

A továbbiakban a következő mátrix jelöléseket alkalmazzuk:

[ ] – a kvadratikus matrix jele;

{ } – az oszlopmátrix jele;

* – a transzponálás jele;

ahol:

$W^{(\varphi)}$ – a tengelycsapot körbeáramló kenőolaj kinetikai energiája;

$W^{(z)}$ – a csapágytengely irányába áramló kenőolaj kinetikai energiája;

$W^{(l)}$ – a csapágy radiális-hajlító deformációjával szembeni ellenállás energiája.

Feltételezve a nyomás eloszlási függvényt a $p = \{\Phi_m\}^*[A_{mn}]\{Z_n\}$ kvadratikus alakban, a (11) kifejezés minimalizálása, valamint a már korábban említett átalakítások elvégzése után [1] (a kiszorítási és forgási reakcióerők tárgyalásakor) egy homogén algebrai egyenletrendszert kapunk az ismeretlen A_{ij} tényezőre. Az egyenletrendszer mátrixából kapott determináns nullával egyenlővé téve a következő karakterisztikus egyenletet kapjuk:

$$det[A - S_o^I B] = 0 \quad (12)$$

ahol:

S_o^I – az alakváltozási Sommerfeld-szám.

Ha a csapágy hosszában a nyomáseloszlást a hordfelület mentén a végtelen hosszúságú csapágyra kapott pontos megoldás behelyettesítésével írjuk le, akkor a (12) karakterisztikus egyenletet alkotó mátrix elemeinek általános kifejezése a következő lesz:

$$a_{pq}^{mn} = \left(\frac{D}{l}\right)^2\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} H^3\Phi_m\Phi_p d\varphi\int_0^1 Z_n Z_q d\bar{z} + \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} H^3\Phi_m\Phi_p d\varphi\int_0^1 Z_n Z_q d\bar{z} -$$

$$-\frac{3D\eta d\psi\,|\,dt}{P\psi^3}\int_0^1 Z_n dz\int_0^1 Z_q d\bar{z}\left[\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}(1-\cos\varphi)\Phi_p^1 d\varphi\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\Phi_m\cos\varphi d\varphi + \right.$$

$$\left. + \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}(1-\cos\varphi)\Phi_m d\varphi\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\Phi_p\cos\varphi d\varphi\right] \quad (13)$$

Vagy egyszerűbb alakban leírva:

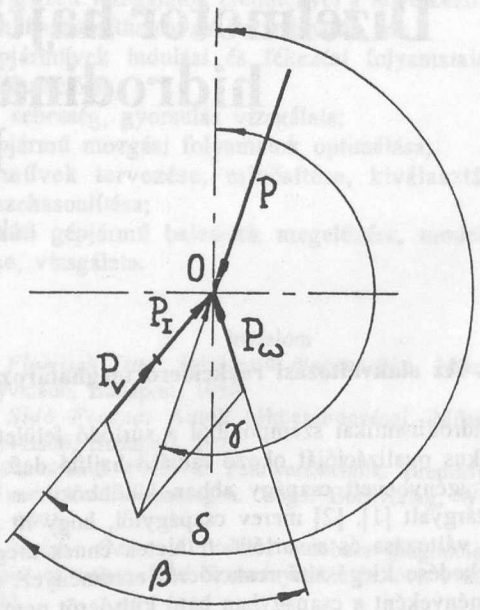
$$a_{pq}^{mn} = \left(\frac{D}{l}\right)^2\alpha_{mp}^{(o)}\alpha_{nq}^{(1)} + \alpha_{mp}^{(1)}\alpha_{nq}^{(o)} - \frac{3}{S_o^I}\beta_n^{(o)}\beta_q^{(o)}[\beta_m^{(o)}\beta_p^{(1)}\beta_m^{(1)}\beta_p^{(o)}] \quad (14)$$

Itt:

$H = h/r$ $\psi = (1 - x\cos\varphi)$ – a rés nagysági tényező;

$$S_o^I = \frac{P_I\psi^3}{lD\eta d\Psi dt}$$

Az α és β értékeket közvetlen integrálással kaphatjuk meg: az átlóban elhelyezkedő elemekre (n=q):



2. ábra: 14D40 tip. dízelmotor hajtórúdcsapágyaira kapott alakváltozási Sommerfeld-szám változása a relatív excentricitás függvényében

$$\left.\begin{aligned}
&\alpha_{nn}^{(1)} = \frac{\Pi^2}{8}(2n-1)^2;\\
&\alpha_{nn}^{(o)} = 0{,}5
\end{aligned}\right\} \quad (15)$$

az összes t9bbi elemre (n ≠ q):

$$\left.\begin{aligned}
&\alpha_{mp}^{(o)} = \alpha_{11}^{(o)} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}} H^3\left(\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\frac{\varphi-\sin\varphi}{(1-x\cos\varphi)^3}d\varphi\right)^2 d\varphi;\\
&\alpha_{nq}^{(1)} = \alpha_{nq}^{(o)} = 0;\\
&\alpha_{mp}^{(1)} = \alpha_{11}^{(1)} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\frac{(\varphi-\sin\varphi)^2}{H^3}d\varphi;\\
&\beta_n^{(o)} = \frac{2\sin\left[(2n-1)\frac{pz}{2}\right]}{(2n-1)\pi};\\
&\beta_q^{(o)} = \frac{2\sin\left[(2q-1)\frac{\pi}{2}\right]}{(2q-1)\pi};\\
&\beta_m^{(1)} = \beta_p^{(1)} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\frac{(1-\cos\varphi)(\varphi-\sin\varphi)}{H^3}d\varphi;\\
&\beta_m^{(o)} = \beta_p^{(o)} = \int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\left(\int_{-\frac{\pi}{2}}^{\frac{\pi}{2}}\frac{\varphi-\sin\varphi r}{(1-x\cos\varphi)^3}d\varphi\right)\cos\varphi d\varphi
\end{aligned}\right\} \quad (16)$$

Ha a koordinátafüggvényeket az előzőekben leírt kifejezésekkel adják meg, akkor a (12) egyenletben a mátrix diagonális lesz és könnyen átalakítható a következő alakra:

$$det[C - S_o^I E] = 0 \quad (17)$$

ahol:

E – egységmátrix.

A csapágy radiális-hajlító igénybevételénél jelentkező deformáció következtében kapott dimenzió nélküli

terhelési szám éppen a C mátrix legnagyobb sajtóértéke, amelyet ugyanazok a X és l/D paraméterek határoznak meg, mint a kiszorítási és forgási reakcióerőknél láttuk. Az M62 sorozatú mozdonyokba épített 14D40 típusú dízelmotorok forgattyústengely csapágyaira kapott s_o^l értékeket a *2. ábrán* kísérhetjük figyelemmel. Összehasonlítva a csapágy ovalizálódására, valamint a tengelycsap radiális elmozdulására kapott dimenzió nélküli terhelési számok megfelelő értékeit, látható, hogy a csapágy dinamikus ovalizálódása egy viszonylag nagy P_1 kiegészítő reakcióerő megjelenését eredményezi. Ez az erő, bizonyos feltételek mellett, nem kis szerepet játszhat a csapágy általános erőegyensúlyában, és mint a csapágy kopásállóság növelésének egyik fontos tényezőjét vehetjük figyelembe.

2. A csapágycsészét alkotó csomópontokban ható erők

A csapágy hordfelületére a kenőréteg hidrodinamikai nyomásából származó megoszló reakcióerők hatnak, kiegyensúlyozva minden pillanatban a külsőerőt. Ha a csapágyat alkotó kontinuum területet merevnek tekinthetjük, akkor, mint már korábban is tettük az eredő hidrodinamikai reakcióerőt a két összetevő szuperpozíciójaként vehetjük figyelembe, melyek különböző törvényszerűség alapján változnak és különböző irányú eredő vektorokat hoznak létre. Deformálódott csapágy esetében ilyen összetevő sok van, és a közöttük lévő arány teljesen különböző lehet, amely bonyolult összefüggésben van a szerkezet merevségével, annak dinamikus terhelésével, valamint a súrlódó felületek hidrodinamikai paramétereivel.

Ha ismert a reakcióerő eloszlási törvénye, akkor a csomópontokban ható erőket nem nehéz meghatározni áttérve a megoszló terhelésről a csomópontokban koncentrált statikailag ekvivalens erőkre.

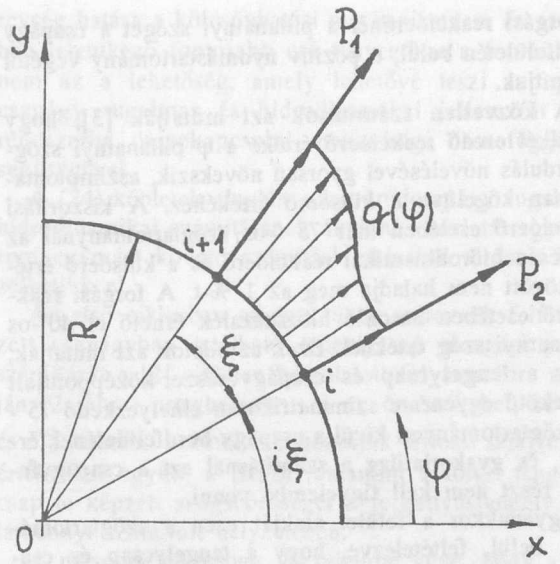
Vizsgáljuk meg az i-ed és $i+1$ csomópontok közötti szakaszon ható terhelést (*3. ábra*). Tételezzük fel, hogy a csomópontok egyenletesen oszlanak meg a köralakú felületen (ami kényelmes a számítás szempontjából) és legyen a két szomszédos csomópont által bezárt szög ξ. Akkor a statikai ekvivalens feltételből (egyforma erőhatás az adott szakaszra) kiindulva és kivetítve az erőket a P_2 irányára és arra merőlegesen, leírhatjuk:

$$\left.\begin{aligned} P_2 - P_1\cos\xi &= R\int_{i\xi}^{(i+1)\xi} q(\gamma)\cos(\gamma - i\xi)\,d\gamma; \\ P_1\sin\xi &= R\int_{i\xi}^{(i+1)\xi} q(\gamma)\sin(\gamma - i\xi)\,d\varphi; \end{aligned}\right\} \quad (18)$$

A továbbiakban felcserélve a változókat és megoldva a (18) egyenletrendszert P_1-re és P_2-re:

$$\left.\begin{aligned} P_1 &= \frac{R}{\sin\xi}\int_o^{\xi} q(\gamma + i\xi)\sin\varphi\,d\varphi; \\ P_2 &= -P_1\cos\xi + \int_o^{\xi} q(\gamma + i\xi)\cos\varphi\,d\varphi \end{aligned}\right\} \quad (19)$$

Belátható, hogy bármely i csomópontban erőt meghatározhatjuk, mint az adott csomópontot közrefogó szakaszokon ható erők összegét, azaz:



3. ábra: A csapágycsészére ható megoszló erő helyettesítése csomóponti erőkkel

$$P_i = P_1^{(i-1)} + P_2^i \quad (20)$$

3. Deformálódott hajtórúdcsapágy pillanatnyi sugarának meghatározása

A csapágy felületén található csomópontok számított elmozdulásai alapján könnyű meghatározni a csapágycsésze alakját bármely pillanatban. A csapágy sugarának változása a főtengely szögelfordulásától függően egy összetett függvény, amelyet a hajtórúdfej merevsége, a hordozó olajfilm felől ható reakcióerő eloszlási törvénye, amint az könnyen belátható, függ a csapágyfelület sugarának változását leíró függvény alakjától, a főtengely szögelfordulásától és a csapágyterheléstől, amelyet a pillanatnyi relatív excentricitás értéke jellemezhet. A hajtórudat terhelő reakcióerő és a csapágyfelület változó sugara közötti kölcsönös függőség kizárja az egyik függvény kifejezését a másikon keresztül a rugalmas hidrodinamikai feladat numerikus megoldásakor. tekintettel arra, hogy a feladatot analitikus úton nem lehet megoldani, ezért a feladat közelítő megoldásához az egyetlen megfelelő módszert, az iterációs módszert kell alkalmazni, mely feltételezi az egész rugalmas-hidrodinamikai rendszer kvázistatikus egyensúlyát bármely pillanatban. Ugyanakkor a feladat legáltalánosabb megoldásakor a gyakorlatban ez a megoldási módszer is szinte kivitelezhetetlen a csapágy hordfelületénnek végtelen számú lehetséges formája miatt. Egyértelmű, hogy ebben az esetben egyszerűsítő feltételezések bevezetése nélkül nem megy.

Korlátozzuk a csapágy hordfelületét. Ezt megtehetjük a kiszorítási és forgási hidrodinamikai reakcióerők változó integrálási határokon végzett számításai alapján.

A kiszorítási reakcióerőnél az integrálási határokat a tengelycsap és a csapágycsésze középpontjait összekötő egyenesre szigorúan szimmetrikusan helyezzük el,

a forgási reakcióerőnél a pillanatnyi szöget a csapágy hordfelületén belül, a pozitív nyomástartomány végétől számítjuk.

A közvetlen számítások azt mutatják [3], hogy mindkét eredő reakcióerő értéke a φ pillanatnyi szögelfordulás növelésével gyorsan növekszik, aszimptomatikusan közelítve a külsőerő értékéhez. A kiszorítási reakcióerő esetében már 75 °-os szögtartománynál az eltérés a hidrodinamikai reakcióerő és a külsőerő értéke között nem haladja meg az 1 %-t. A forgási reakcióerő esetében hasonló hibaszázalék érhető el 40°-os pillanatnyi szög értéknél. Ezek az adatok azt mutatják, hogy a tengelycsap és csapágycsésze középpontjait összekötő egyenesre szimmetrikusan elhelyezkedő 75°-os szögtartományon kívül a csapágy hordfelületének értékét, és gyakorlatilag a számításnál ezt a csapágyfelület részt nem kell figyelembe venni.

Ugyanakkor a felület alakját ezen a szögtartományon belül, feltételezve, hogy a tengelycsap és csapágycsésze sugara (következésképpen a csapágy hordfelület sugarának dinamikus változása is) csak kis mértékben különbözik, egy körszelet ívével approximálhatjuk. Mivel a reális sugár és a csapágy hordfelületére kapott sugár pozitív és negatív eltérései gyakorlatilag kompenzálják egymást, ezért egy ilyen approximálás a számítás eredményének pontosságát jelentősen nem befolyásolja.

Ha a hidrodinamikai erők eloszlási törvénye ismert, akkor a véges elem módszerrel végzett hajtórúd deformáció számítás adatai alapján, könnyű meghatározni a csapágy hordfelületének pillanatnyi sugarát.

Az egyértelműség kedvéért a pillanatnyi sugár nagyságát három csomópont koordinátái alapján határozzuk meg, amelyek közül egy a tengelycsap és csapágycsésze középpontjait összekötő egyenes közelében, a másik kettő pedig a 75 °-os szögtartomány két szélén helyezkedik el. Az x_1, y_1, x_2, y_2, x_3, y_3 koordinátájú pontokon áthaladó ív sugarát a következő ismert összefüggéssel határozhatjuk meg:

$$R = \frac{R = \sqrt{\Delta x_{12}^2+\Delta y_{12}^2}}{2\sqrt{1-\frac{\Delta x_{12}^2+\Delta y_{13}^2+\Delta x_{23}^2+\Delta y_{23}^2-\Delta x_{12}^2-\Delta y_{12}^2}{4(\Delta_{13}^2+\Delta y_{13}^2)\,(\Delta x_{23}^2+\Delta y_{23}^2)}}} \qquad (21)$$

ahol:

$\Delta x_{ij} = x_i - x_j$;

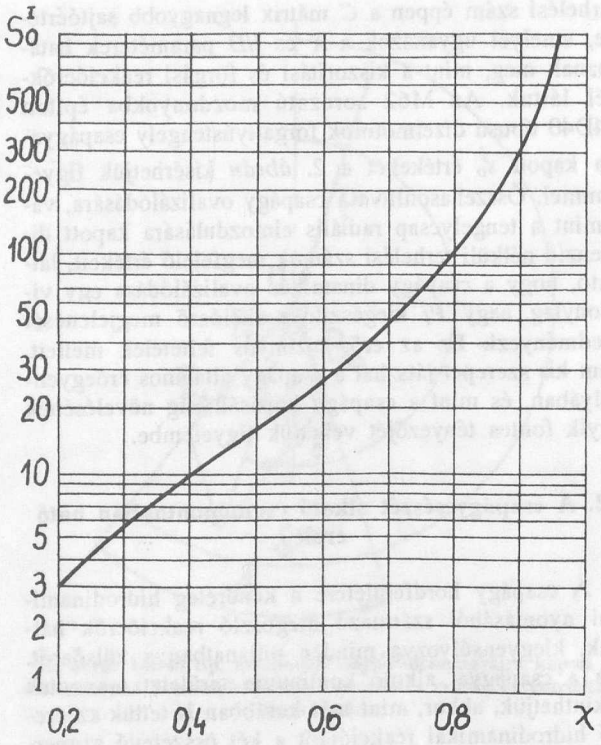
$\Delta y_{ij} = y_i - y_j$.

4. Hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számításának sorrendje

Ugyanúgy, mint korábban [1], a változó erővel terhelt hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számítását is a külső és reakcióerők egyensúlyi feltételéből kiindulva határozzuk meg (4. ábra). Ez a feltétel megköveteli:

$$\left.\begin{aligned} P\cos(\delta a-\gamma) &= P_\omega\cos\beta+P_v+P_I \\ P\sin(\delta-\gamma) &= P_\omega\sin\beta \end{aligned}\right\} \qquad (22)$$

vagy dimenzió nélküli alakban:



4. ábra: Dízelmotor forgattyúcsap erőegyensúlyi vázlata

$$\left.\begin{aligned} So\cos(\delta-\gamma) &= S_o^\omega\cos\beta+S_o^v\frac{dx}{dt}\frac{1}{\omega}+S_o^I\frac{d\psi}{dt}\frac{1}{\psi\omega} \\ So\sin(\delta-\gamma) &= S_o^\omega\sin\beta \end{aligned}\right\} \qquad (23)$$

ahol:

P – a csapágyat terhelő erő;

$P\omega$ – forgási reakcióerő;

P_v – kiszorítási reakcióidő;

P_I – alakváltozási reakcióerő;

So – dimenzió nélküli terhelési szám;

β – a forgási és kiszorítási reakcióerők által bezárt szög;

ω – a forgó tengelycsap szögsebessége.

Behelyettesítve a (23) egyenletbe a képzett szögsebességet és megoldva azt a ΔX és $\Delta\delta$ véges növekményekre a [1] cikkben ismertetett (7) egyenlethez hasonló összefüggést kapunk:

$$\left.\begin{aligned} \Delta x &= \frac{S_o}{S_v^o}\left[\cos(\delta-\gamma)-\frac{\sin(\delta-\gamma)}{tg\beta}\right]\omega\Delta t-\frac{\Delta\psi}{pdi}\frac{S_o^I}{S_v^o} \\ \Delta\delta &= \left[\frac{\omega+\omega_L}{2\omega}-\frac{So}{S_o^\omega}\frac{\sin(\delta-\gamma)}{2\sin\beta}\right]\omega\Delta t \end{aligned}\right\} \qquad (24)$$

A deformálódott csapágy hordfelületének alakjára elfogadott egyszerűsítő feltételezésnek megfelelően itt is, ugyanúgy mint a merev csapágy esetében a $P\omega$ forgási reakcióerő vektorának β elhajlási szögét a tengelycsap és csapágycsésze középpontjait összekötő egyenestől a következő kifejezéssel határozhatjuk meg:

$$\beta = \operatorname{arctg}(0{,}75\Pi\sqrt{\frac{1-x}{1+x}}) \qquad (25)$$

A (24) egyenletek lehetővé teszik a tengelycsap mozgási pálya változásának a követését a csapágy radiális-hajlító alakváltozásának függvényében. Összeha-

sonlítva a (24)-t egy x_0 és δ_0 paraméterekkel jellemzett kiindulási állapothoz viszonyítva, valamint a [1] cikkben ismertetett (7) kifejezést, látható, hogy $\Delta\delta$ szög koordinátanövekmények egyenlő idő alatt a merev és rugalmas csapágyak esetében megegyeznek. Ugyanakkor a megfelelő radiális elmozdulások egy $\Delta\Delta x = \frac{\Delta\psi}{\psi}\frac{S_o^I}{S_{\delta}}$ mennyiségben különböznek.

Mivel a $\Delta\Delta x$ mennyiség értéke mindig pozitív, ezért a csapágy középpontjától való tengelycsap elmozdulásnál a Δx_0 relatív excentrcitás növekmény a rugalmas csapágynál kisebb lesz, mint a merevnél, és ezért a súrlódó felületek jobban eltávolodnak egymástól. A következő időpontban a tengelycsap radiális elmozdulásának értéke még inkább nagyobb lesz a deformációval szembeni ellenállásnak megfelelő relatív hézag csökkenése miatt. Ugyanakkor a radiális elmozdulást akadályozó Pv kiszorítási reakcióerő értéke nem nagyon változik, mivel egymással két, ellentétes tényező kezd hatni: egyrészt a csapágy deformációja következtében csökken a relatív excentricitás, amely megfelelően csökkenti a dimenzió nélküli kiszorítási terhelési szám értékét, másrészt ezen erő dimenziós mennyisége, fordított arányban a relatív hézag négyzetével, a hézag csökkenésével növekedni fog. E két tényező hatása összeségében viszonylag nem nagy összhatást gyakorol.

Nézzük meg ezt egy konkrét példán. Tételezzük fel, hogy a tengelycsap i helyzetében a relatív excentricitás értéke 0,9 és feltételezzük, hogy egy Δt idő alatt a ψ relatív hézag értéke felére csökkent. Akkor a tengelycsap i+1 helyzetének a

$$x_{i+1} = 1-\frac{\psi_i}{\psi_{i+1}}(1-x_i) = 0{,}8$$

relatív excentricitás értéke felel meg. A konkrét példa kedvéért ugyancsak feltételezzük, hogy l/D = 0,5. Ekkor $S\check{o}_{i+1} \approx 150$, vagyis Sŏ értéke mintegy 3,75-szorosával csökkent. A dimenzió nélküli terhelési szám csökkenése, valamint a relatív hézag csökkenése összeségében körülbelül 6 %-kal növeli meg a radiális elmozdulást akadályozó reakcióerő értékét. Most nézzük meg, hogy hogyan változik a $\Delta\delta$ szög koordináta növekmény ez alatt az intervallum alatt. Itt ugyancsak két tényező hat: az S_o^{ω} forgási Sommerfeld-szám változása, és ezen erő β szögelhajlása a tengelycsap és csapágycsésze középpontjait összekötő egyenestől. Példánkban az S_o^{ω} sin β szorzat értéke 1,6-tól 0,79-ig változik, vagyis kétszeresen. A $\Delta\delta$ értéke ugyancsak csökken, de jelentősen kisebb mértékben. Ezt azzal magyarázhatjuk, hogy a $\Delta\delta$ értékét a (24) egyenletben elsősorban az első tényező határozza meg. A tengelycsap csapágy középpontja felé való elmozduláskor a Δx és $\Delta\delta$ értékek változásánál ellenkező tendenciát figyelhetünk meg. Ennek megfelelően a hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai rendszerében a rugalmas alakváltozást úgy tekintjük, mintegy mozgást akadályozó tényezőt, amely a radiális és szögelmozdulások esetében elsősorban rugalmas tulajdonságaival jelentkezik. Úgy tűnik, hogy a tengelycsap mozgási pályája nem csak hidrodinamikai, hanem rugalmas erőkkel is befolyásolható, amelyek egy rugóhoz hasonlóan hatnak.

Gyakorlati szempontból nem annyira a csapágy merevség hatása a kölcsönhatási mechanizmusra és az abban jelentkező fontosabb erő tényezőkre a fontos, hanem az a lehetőség, amely lehetővé teszi az egész csapágy rugalmas és hidrodinamikai jellemzőit egy rendszerbe összekapcsolni mennyiségi összefüggések segítségével.

A (24) képletek alapján a hajtórúdcsapágy rugalmas hidrodinamikai számításának általános vázlatát egy három egymást követő számítási ciklusból állónak képzelhetjük el.

Az első ciklusban elvégezzük a merevnek feltételezett csapágyban található tengelycsap mozgási pálya számítását a [2] cikkben bemutatott folyamatábra alapján (2. ábra), meghatározva a x_i, δ_i értékeket, az So_i és S_{oi}^{ω} terhelési számokat a hozzájuk tartozó sajátvektor értékekkel együtt, a $\Delta x_i/\Delta t$, valamint a forgó tengelycsap ω képzett szögsebességét a forgattyústengely valamennyi számított helyzetében.

A második ciklusban, figyelembe véve, hogy a továbbiakban nagy számú alakváltozási számításra lesz szükség (minden egyes forgattyústengely szögelfordulás esetére), először meghatározzuk a rugalmas rendszer azon részének merevségi mátrixát, amely közvetlenül magában foglalja a csapágyat, vagy azzal érintkezik, majd meghatározzuk a metszetben a terhelési peremfeltételeket. Az eredményeket a számítógép memóriájában tömbönként tároljuk, mint a harmadik számítási ciklus kiindulási adatait.

A harmadik ciklusban a hidrodinamikai csapágyszámítást összekapcsoljuk a rugalmas alakváltozási számítással. A számítás kezdetének a forgattyúsmechanizmus olyan helyzetét választjuk ki, amikor a tengelycsap középpontja közel van a hajtórúd tengelyéhez, az excentricitás pedig a hajtórúdszártól ellenkező irányban van, A tengelycsap ilyen helyzetében a terhelési számok alapján meghatározzuk a reakcióerők tényleges nagyságát:

$$P_v^o = \frac{lD\eta}{\psi^2}S\check{o}_o\frac{dx_o}{dt};\quad P_{\omega}^o = \frac{lD\eta}{\psi^2} = S^{\omega}o_o\overline{\omega}.$$

amelyek lehetővé teszik a saját vektorok nagysági tényezőinek, a nyomásból származó megoszló erők és az azokat helyettesítő eredő reakcióerők egyensúlyi feltételei alapján történő számítását. Azonban rugalmas hidrodinamikai számítás esetében, ahol nem a feszültségi állapotot, hanem a véges elemekkel helyettesített rugalmas rendszer csomópontjaiban ható külsőerőket, valamint a csomópontok elmozdulásait kell meghatározni, a nagysági tényezők számítását nem fontos elvégezni. Emlékezzünk vissza, hogy a hidrodinamikai reakcióerők variációs módszerrel végzett számításakor a pillanatnyi szögnek megfelelő nyomáseloszlást leíró koordináta-függvényekként a végtelen hosszúságú csapágy megfelelő hidrodinamikai számításakor kapott pontos megoldásokat vettük figyelembe. Így a variációs minimalizálást csak egy koordinátafüggvénnyel végeztük.

Mivel a $\Phi(\varphi)$ nem variálható koordinátafüggvénnyel megadott nyomáseloszlási törvény nem függ a csapágy hosszától hanem csak a x relatív excenricitás értékétől, míg az eredő reakcióerő és az annak megfelelő sajátvektorok a x és l/D paraméterektől függenek, ezért a forgattyústengely valamely konkrét, rögzített helyzeté-

ben a nyomásváltozási görbék bármely tengelyirányú metszetében, a hordfelület határain belül, hasonló alakúak kell hogy legyenek és áttérve egyik metszetről a másikra, csak méretarányban különbözhetnek. A Z(z) függvény méretarányainak változása, amint az könnyen belátható, pontosan megfelel a hordfelületen végbemenő nyomásváltozásnak.

Így tehát az olajfilm felől ható terhelést mindig helyettesíthetjük egy sík erőrendszerrel. Ennek meghatározásához először meg kell keresni a $\Phi(\varphi)$ koordinátafüggvény nagyságtényezőit, majd a megoszló terhelést át kell számolni koncentrált csomóponti erőkké.

Levetítve a megoszló erőket az őket helyettesítő eredő erők irányára (*4. ábra*) és egyenlővé téve a mértékegységgel rendelkező mennyiségeket megkapjuk a $P\omega$ forgási erővel, a P_v radiális elmozdulást akadályozó erővel és a P_I alakváltozást akadályozó erővel keltett terhelések intenzitását leíró kifejezéseket:

$$k_\omega = \frac{360\eta\bar{\omega}S_o^{\omega}\cos\beta}{\pi\psi^2\int_o^{-\pi} p_\omega\cos\varphi d\varphi} \tag{26}$$

C

$$k_v = \frac{180\eta S\dot{\delta}}{\pi\psi^2\int_o^{\frac{\pi}{2}} p_v\cos\varphi d\varphi} \cdot \frac{dx}{dt} \tag{27}$$

$$k_I = \frac{180\eta S\dot{\delta}}{\pi\psi^2\int_o^{\frac{\pi}{2}} p_I\cos\varphi d\varphi} \cdot \frac{d\psi}{dt} \tag{28}$$

A $P\omega$, P_v, P_I nyomásfüggvényeket megadhatjuk a következő alakban:

$$P_\omega = \frac{2-x}{\sqrt{1-x^2}}\operatorname{arctg}\left(\sqrt{\frac{1-x}{1+x}}\operatorname{tg}\frac{\varphi}{2}\right) + \frac{2-2x-x^2+x(1-2x)\cos\varphi}{2(1+x\cos\varphi)^2}\sin\varphi; \tag{29}$$

$$P_v = \frac{2-x\cos\varphi)\cos\varphi}{(1-x\cos\varphi)^2} \tag{30}$$

$$P_I = \int \frac{\varphi-\sin\varphi}{(1-x\cos\varphi)^3} d\varphi \tag{31}$$

A csapágy felől ható q terhelés intenzitását megkapjuk ha a nyomásfüggvényt megszorozzuk a megfelelő nagysági tényezővel, azaz:

$$\left.\begin{aligned} q_\omega &= k_\omega p_\omega \\ q_v &= k_v p_v \\ q_I &= k_I p_I \end{aligned}\right\} \tag{32}$$

míg ezzel a terheléssel statikailag ekvivalens csomóponti erőket a (19) és (20) képletekkel határozhatjuk meg.

Ezeket a műveleteket könnyen elvégezhetjük számítógéppel, numerikus integrálási módszerek alkalmazásával, gyakorlatilag rövid gépidő és nem túlságosan leterhelt memória mellett.

A továbbiakban kiszámoljuk a csomóponti elmozdulásokat, megállapítjuk a csapágycsésze pillanatnyi sugarát, a relatív hézagot, valamint annak változását Δt idő alatt. Erre a helyzetre meghatározzuk a relatív excentricitást, amely alapján kiszámoljuk a terhelési számokat. Felhasználva a (24) kifejezést a számítás következő lépéséhez, meghatározzuk a koordináta növekményeket és a tengelycsap középpontjának koordinátáit. A megoldás összetartását egyrészt az biztosítja, hogy valamennyi számított pont az ugyanolyan méretű merev csapágy tengelycsapjának mozgási pályáján belül helyezkedik el, másrészt pedig az, hogy a megfelelő koordináták eltéréseit egymással ellentétes hatású tényezők befolyásolják.

A számítás végén minden helyzetre kinyomtatjuk a x_i, δ_i, ψ_i paraméterek értékeit, amelyek teljes egészében meghatározzák a súrlódó felületek kölcsönös helyzetét. A kenőfilm vastagsága a forgattyústengely i helyzetében:

$$h_i = r\psi_i(1-x_i) \tag{33}$$

Ez a mennyiség a csapágy kopásállóságának legfontosabb kritériuma, azonban kényelmetlen a számított értékek grafikus ábrázolására, valamint a merev és rugalmas csapágy összehasonlítására. Ezért vezessük be a $\bar{x}_i$ képzett relatív excentricitást, amelynek ugyanaz a kenőfilm vastagsága felel meg, mint a nem deformálódott csapágyban. Kiindulva ebből a feltételből:

$$\bar{x}_i = 1-\frac{\psi_i}{\psi}(1-x_i) = \frac{r\psi-h_i}{r\psi} \tag{34}$$

Így a $\bar{X}$, δ koordinátákkal meghatározott mozgási pályát a kezdeti hézag figyelembe vételével szerkesztettük meg, azaz a merev csapágyhoz viszonyítva. Az ilyen ábrázolás kényelmes különböző konstrukciós kialakítású csapágyak összehasonlításakor, mivel érzékelhető képet ad a csapágy teherbíróképességéről és kopásállóságáról.

5. Értékelés

Az ismertetett számítási módszer ellenőrzéseként a szerző elvégezte az M62 sorozatú mozdonyokba beépített 14D40 típusú dízelmotor hajtórúdcsapágyának rugalmas hidrodinamikai számítását különböző terhelésekre, különböző csapágyhézag értékeknél.

A terhelések a következők voltak:

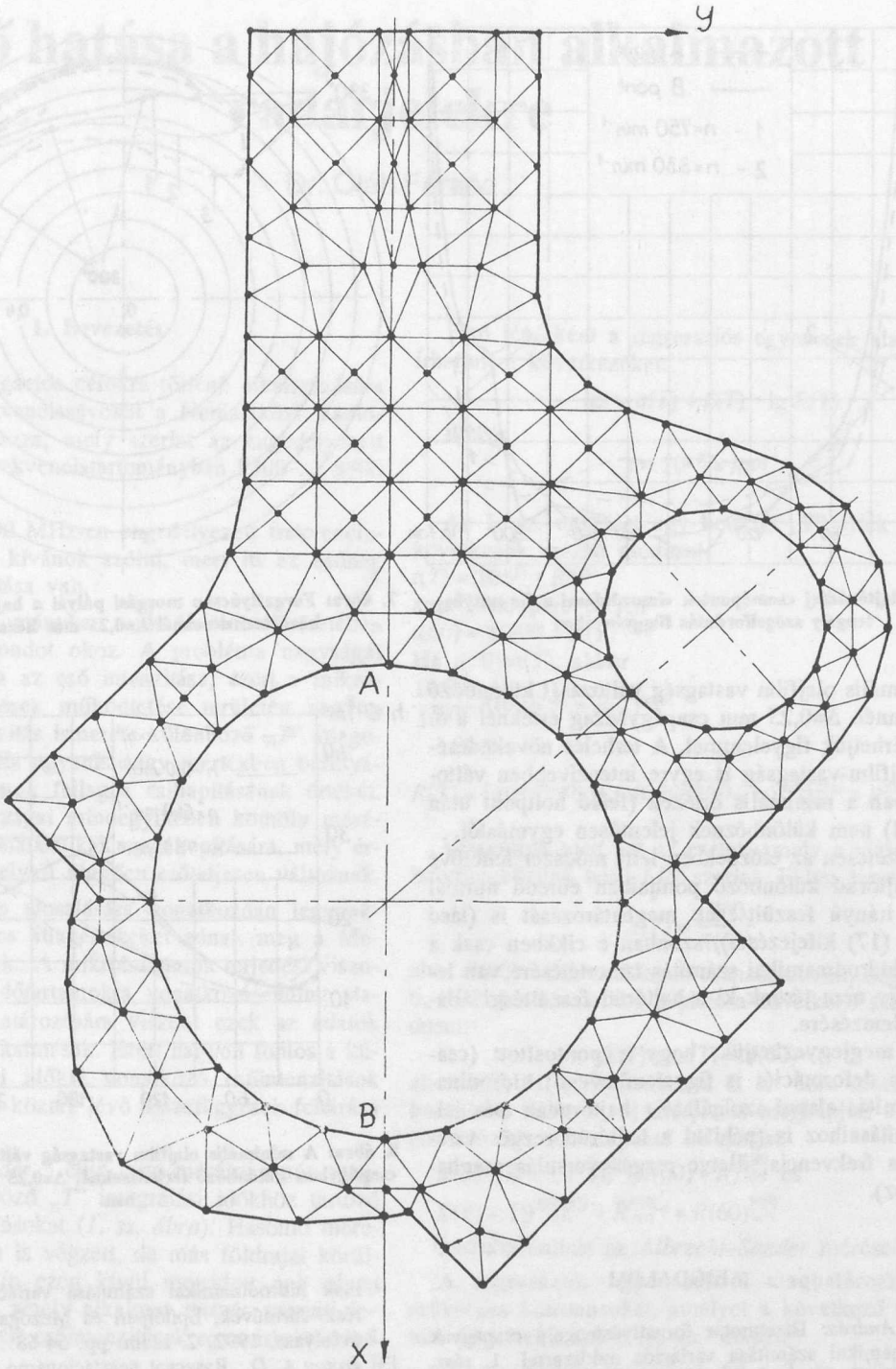
1. 0. pozíció n = 330 min^{-1}, üresjárat;
2. 6. pozíció n = 480 min^{-1}, P_e = 525 kW;
3. 12, pozíció n = 660 min^{-1}, P_e = 925 kW;
4. 15. pozíció n = 750 min^{-1}, P_e = 1230 kW.

A hajtórúdcsapágyra engedélyezett hézag értékek [4]: gyártási hézag: 0,200–0,307 mm;
javítási hézag: 0,450 mm;
selejtezési hézag: 0,530 mm.

Ezért a számítást a következő hézag értékekre végeztem el: Δ=0,25; 0,30; 0,35; 0,40; 0,45 és 0,50 mm.

A számításhoz szükség volt a hajtórúd véges elemekkel való helyettesítésére. A főhajtórudat két részre bontottam, amelyből az alsó rész az 5. ábrán látható. A kiindulási elemek száma 286, a csomópontok száma 190 volt. Számítógéppel végzett további felbontás után a képzett elemek száma 1144, a csomópontok száma pedig 667 lett. Hasonlóan végeztem el a főhajtórúd felső rész és a mellékhajtórúd felbontását is.

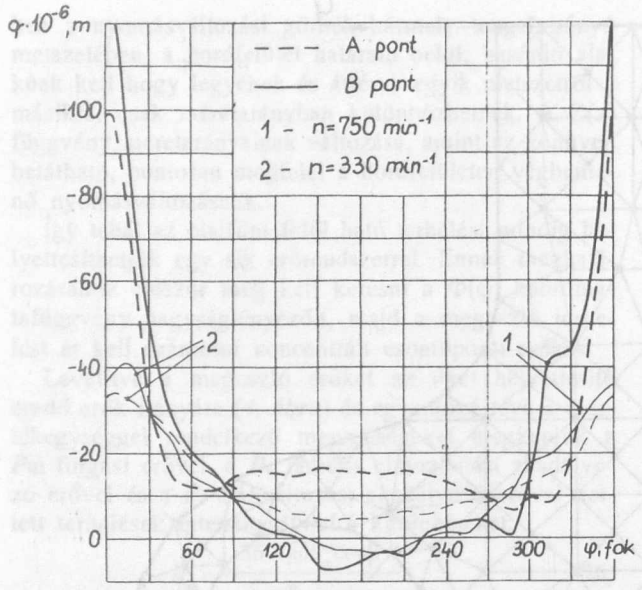
A továbbiakban elvégeztem a csomóponti elmozdulások, valamint a kinetikailag rögzített csomópontokban ható reakció erők számítását a forgattyústengely 5°-kénti elfordulásának függvényében (*6. ábra*). A számítás IBM AT számítógépen Turbo Pascal programozási nyelven kb. 3 órát vett igénybe. Amint az ábrából is látható a legnagyobb csomóponti elmozdulások a sűrí-



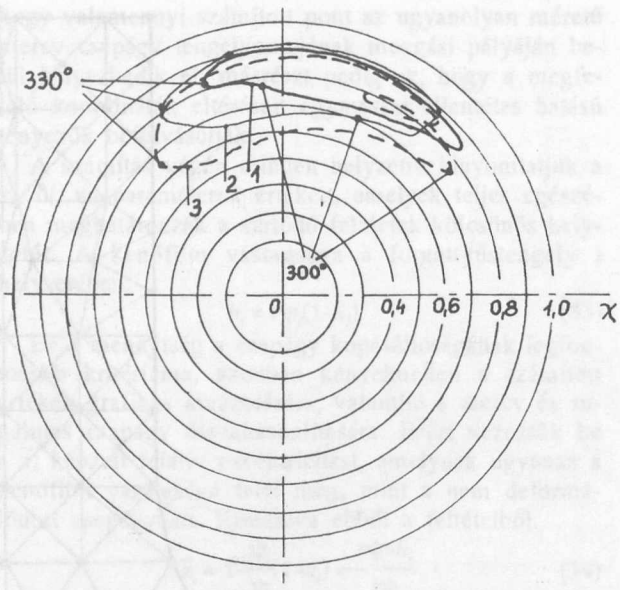
5. ábra: 14D40 tip. dízelmotor főhajtórúd alsó rész kiindulási topológiai rajza

tési ütem végén, illetve az égési folyamat elején jelentkeznek. (Adott esetben elérhetik a gyártási hézagértékének 50 %-át is.) A gázcsrere folyamat (90°–235°) a hajtórúdfej deformációja nem jelentős.

A forgattyúcsap mozgási pályáját különböző terheléseknél a *7. ábrán* láthatjuk. Az ábrán 1 számmal jelöltük az n=330 min^{-1}, 2 számmal az n=480 min^{-1}, 3 számmal az n=660 min^{-1} fordulatszámhoz tartozó tengelycsap mozgási pályákat. Látható, hogy kisebb terhelésnél a tengelycsap a felső csapágycsésze közelében mozog, míg nagyobb terhelésnél jobban eltávolodik, elérve a x=0,56 relatív excentricitás értékét. Ugyancsak érdekes, hogy a fordulatszám, illetve a terhelés növelésével a tengelycsap vízszintes irányban egyre gyorsabban mozdul el (lásd a 300°–330° közötti elmozdulásokat) egyre nagyobb ütést mérve a csapágycsészére. (Ezt támasztják alá a csapágyaknál felvett rezgési spectrum képek is.)



6. ábra: Hajtórúdfej csomópontok elmozdulásai a forgattyústengely szögelfordulás függvényében

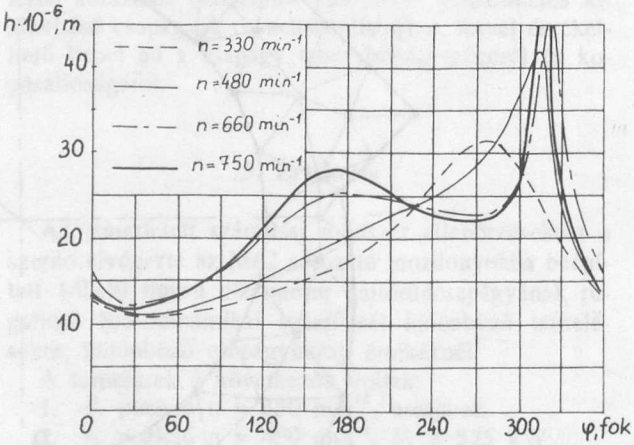


7. ábra: Forgattyúcsap mozgási pályái a hajtórúdfejben különböző terheléseknél Δ=0,25 mm hézag esetében

A minimális olajfilm vastagság változását különböző terheléseknnél. Δ=0,25 mm csapágyhézag értéknél a *8. ábrán* kísérhetjük figyelemmel. A terhelés növekedésével az olajfilm-vastagság is egyre intenzívebben változik, azonban a minimális értékek (felső holtpont után 20–30°-kal) nem különböznek jelentősen egymástól.

Természetesen az előzőekben leírt módszer lehetővé teszi a hajtórúd különböző pontjaiban ébredő normál és érintő irányú feszültségek meghatározását is (lásd az I. rész (17) kifejezését), azonban e cikkben csak a rugalmas hidrodinamikai számítás ismertetésére van lehetőség, így nem térünk ki a hajtórúd feszültségi állapotának elemzésére.

Végül megjegyezhetjük, hogy a pontosított (csapágycsésze deformációt is figyelembevevő) hidrodinamikai számítás alapul szolgálhat a hajtórudak más jellegű számításaihoz is (például a hajtórúd rezgés vizsgálatánál a frekvencia, illetve rezgésgyorsulás meghatározásához).



8. ábra: A minimális olajfilm vastagság változása a hajtórúd-csapágyban különböző terheléseknél Δ=0,25 ,mm hézag esetében

IRODALOM

[1] *Kádár András:* Dízelmotor forgattyústengely csapágyak hidrodinamikai számítása variációs módszerrel. 1. rész, Járművek, Építőipari és Mezőgazdasági gépek, 38. évfolyam, 1991. 12. szám. pp. 477-481.

[2] *Kádár András:* Dízelmotorok forgattyústengely csapágyainak hidrodinamikai számítása variációs módszerrel. 2. rész. Járművek, Építőipari és Mezőgazdasági gépek, 39. évfolyam, 1992. 2. szám. pp. 64-68.

[3] *Izotov A. D.:* Raszcsot nesztacionárno nagruzsennüh podsipnikov. Masinosztroenije, Leningrád, 1982. p. 224.

[4] Hézagolási táblázatok. MÁV Gépészeti Technológiai és Anyagvizsgáló Üzem. Budapest. 1984.

Eső hatása a hajózásban alkalmazott radarjelekre

Dr. Oláh Ferenc

1. Bevezetés

A radarok navigációs célokra történő alkalmazására engedélyezett frekvenciasávokat a Nemzetközi Rádiószabályzat tartalmazza, mely szerint az engedélyezett sáv a magasabb frekvenciatartományban 9300 ... 9500 MHz.

A 2900 ... 3100 MHz-en engedélyezett frekvenciatartományról nem kívánok szólni, mert itt az esőnek elhanyagolható hatása van.

A 9GHz-es tartományban működő radarok esetében az eső komoly gondot okoz. A probléma nagyságát erősen befolyásolja az eső intenzitása, ezért a mikrohullámú berendezések működtetése területén nagyon fontos az esőintenzitás ismerete különböző „T" átlagolási idők mellett. Ez ugyanis nagy mértékben befolyásolja a rádióhullámok fajlagos csillapításának értékét. A világ fejlett országai mindegyikében komoly mérések folynak az esőstatisztikák megállapítására, mely értékek a földrajzi helytől függően erőteljesen változnak.

Az esőintenzítás eloszlására vonatkozóan leggyakrabban T=60 perces átlagértékeket adnak meg a Meteorológiai Intézetek.. A mikrohullámok terjedési viszonyainak kis „T" időtartamokra vonatkozó fading statisztikájának meghatározására viszont ezek az adatok közvetlenül nem alkalmasak. Ezért nagyon fontos a különböző integrálási időkre vonatkozó esőintenzitások meghatározása és a köztük lévő összefüggések feltárása [1; 2].

Albrecht és *Sander* 3 évig tartó mérései során meghatározta a különböző „T" integrálási időkhöz tartozó esőintenzitás eloszlásokat (*1. sz. ábra*). Hasonló méréseket korábban *Lin* is végzett, de más földrajzi körülmények mellett. *Lin* ezen kívül megadott egy olyan kifejezést és ábrát, amely alkalmas tetszés szerinti integrálási időkkel mért esőintenzitások egymásba történő átszámítására.

A számításra alkalmas görbéket a *2. sz. ábra* tartalmazza a vonatkozó kifejezés pedig a következő:

$$R(T) = \alpha(T) \bullet R(60)^{\eta(T)}$$

Ez a cikk két olyan eljárást mutat be, mely a mért érték linearizálhatóságán alapul és figyelembe veszi a regressziós egyenesek közötti meredekség eltéréseket.

2. Első módszer

Az alapelv, hogy meghatározzuk az 1. ábra regressziós egyeneseit, amelyeket a *3a, b, c, d, e.* ábrák tartalmaznak.

Első lépésként a regressziós egyenesek alapján felírhatjuk a következőket:

$$\lg t = a(T) + k(T) \bullet \lg R(T)$$

illetve

$$t = 10^{a(T)} \bullet R^{b(T)} \qquad (1)$$

Az 1. sz. egyenlet egy konkrét „T" érték esetén a következők szerint módosul:

$t(T) = 10^{a(T)} \bullet R^{b(T)}$

ami T=60 perc esetén

$t(60) = 10^{a(60)} = R(T)^{b(60)}$ (2)

Ha $t(60)=t(T)$, akkor

$$\frac{10^{a(60)}}{10^{a(T)}} R(60)^{b(60)} = R(T)^{b(60)}$$

ebből

$$R(T) = [10^{a(60)-a(T)} [R(60)]^{b(60)}]^{\frac{1}{b(T)}} = 10^{\frac{a(60)-a(T)}{b(T)}} \bullet R^{\frac{b(60)}{b(T)}} \quad (3/a)$$

Vizsgáljuk meg azt az esetet, amely a vizsgálatokat helyfüggetlenné teszi *LIN* szerint. Ekkor bevezetve:

$$X(T) = \frac{R(I)}{R(60)}$$

ahol $R(60)$ az éves átlagos csapadékmennyiséget jelenti, tehát *Lin* klasszikus képlete a következő szerint módosul:

$$X(T) = \alpha(T) \bullet X(60)^{\eta(T)}$$

ahol $\alpha(T)$ és $\eta(T)$ értékeit a 2. sz. ábra mutatja. Felhasználva tehát az új kifejezést megkapjuk a 3/a-hoz hasonló 3/b. sz. alapvető kifejezést.

$X(T) \bullet R = 10^{\frac{a(60)-a(T)}{b(T)}} (X(60) \bullet R)^{\frac{b(60)}{b(T)}}$ és

$$X(T) = 10^{\frac{a(60)-a(T)}{b(T)}} \bullet R^{\frac{b(60)}{B(T)}-1} \bullet R(60)^{\frac{b(60)}{b(T)}} \quad (3/b)$$

Összehasonlítás az *Albrecht–Sander* méréseivel:

A regressziós egyenesekből maghatározhatjuk a szükséges konstansokat, amelyet a következő táblázatban foglaltunk össze (*1. sz. táblázat*).

A számításhoz használjuk fel a 2. sz. kifejezést.

$a(60)$ = 4,41 és $b(60)$ = -2,79, így

$10^{4,41}$ = 25700 és t = 25700 $\bullet R^{-2,79}$

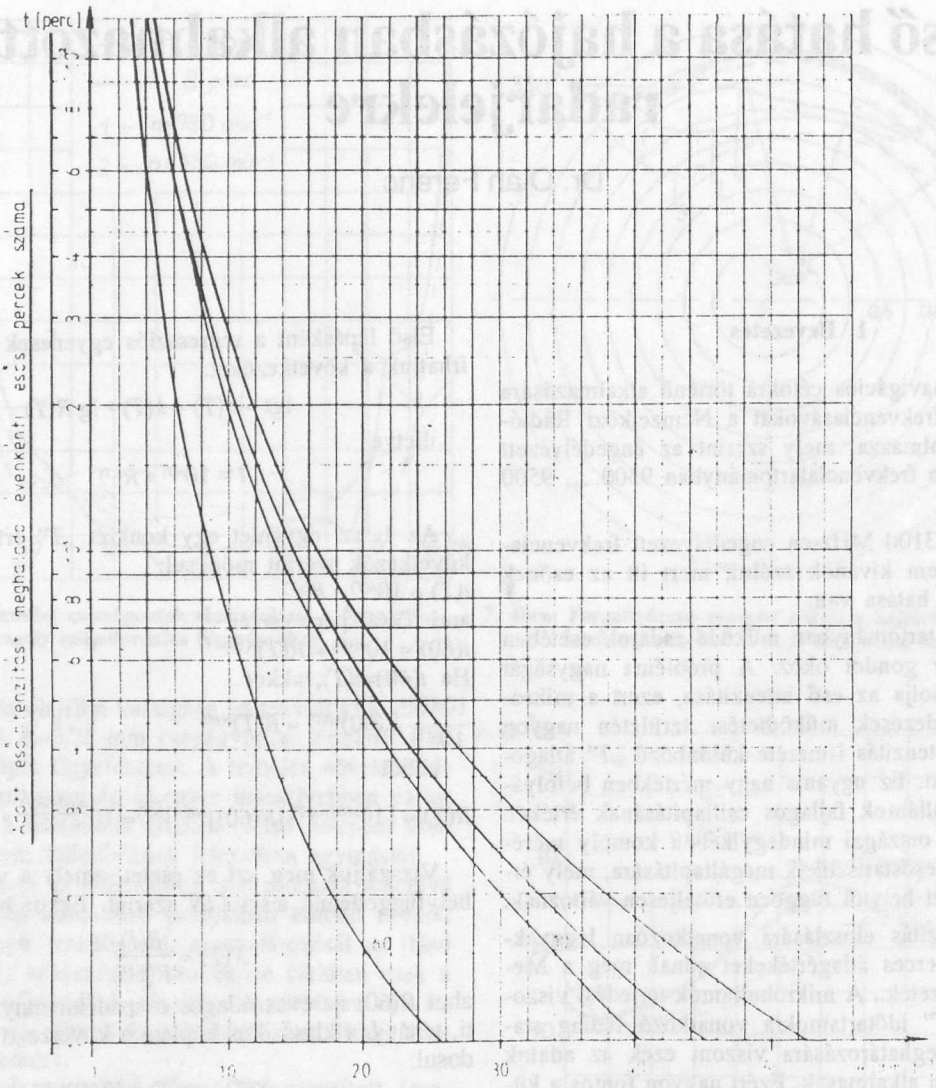
Egy évben 525 600 perc van, amit jelöljünk t_0-val. Ekkor az adott esőintenzitást túllépő esős percek számának és az év perceinek hányadosa,

$$\frac{t}{t_0} = 0{,}049 \bullet R^{-2,79}$$

aminek segítségével megkapjuk az eloszlásfüggvényt:

$$F(t) = 1 - \frac{t}{t_0} = 1 - 0{,}049 \bullet R^{-2,79} \qquad (4)$$

amiből a sűrűségfüggvény:



1. ábra: Adott esőintenzitást meghaladó évenkénti esős percek száma

$f(t) = F'(t) = 0{,}049 \bullet 2{,}79 \bullet R^{-3{,}79} = 0{,}137 \bullet R^{-3{,}79}$

A továbbiakban meg kell határozni azt a maximális esőintenzitást (R_0), amely felett érvényesek a számításaink és amelynél a következő feltételeknek kell érvényesülni:

$F(\infty) = 1$

$F(R_0) = 0$

F monoton növekvő.

Felhasználva, hogy $F(R_0) = 0$ kapjuk:

$$1 = 0{,}049 \bullet R_0^{-2{,}79} \frac{1}{0{,}049} = R^{-2{,}79} = \frac{1}{R_0^{2{,}79}} \quad \text{ebből}$$

$R_0 = 0{,}049^{\frac{1}{2{,}79}} = 0{,}049^{0{,}36} = 0{,}34$ mm/h, tehát

$$F(R) = \begin{cases} 0 & \text{ha } R < 0{,}34 \\ 0{,}137 \text{ ù } R\text{-}3{,}79 & \text{ha } 0{,}34 \le R < \infty \end{cases}$$

A várható érték:

$$M(\xi) = \int_{-\infty}^{\infty} R \bullet f(R)\, dR = \int_{0{,}34}^{\infty} R \bullet 0{,}137 \bullet R^{3{,}79} dR =$$

$0 = 0{,}77 \bullet 0{,}34^{-1{,}79} = 0{,}53 \text{mm/h} = \overline{R60} = \overline{R}$

Ezt követően megtehetjük összehasonlításunkat az *Albrecht-Sander* féle mért értékek, illetve *LIN* által és saját eljárásunk alapján számított értékek között. A számításhoz szükséges rész-számítások a *2. sz. táblázatban* láthatók.

Az összehasonlítást $T = 1$ percre végezzük, mert mélyfading esetén ez a legkritikusabb.

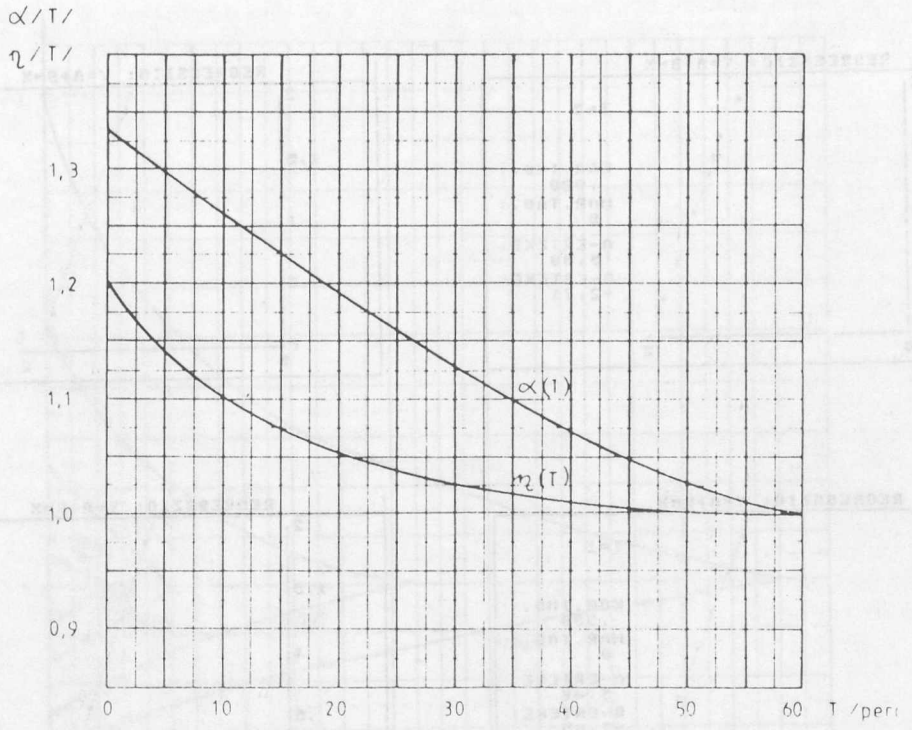
Tehát $T = 1$ perc, ekkor:

– *LIN* szerint: $R(1) = 1{,}33 \bullet R(60)^{1{,}2}$

– saját eredményeink szerint:

$R(1) = 10^{\alpha(T)} \bullet R(60)^{\eta(T)} = 2{,}50 \bullet R(60)^{1{,}05}$

Az értékeket a *3. sz táblázat* tartalmazza.



2. ábra: Az esőintenzitással kapcsolatos számításra alkalmas görbék

1. sz. táblázat

Regressziós egyenesekből meghatározható konstansok

Tényezők	$R(T)$ $R(60)$	$R(30)$	$R(10)$	$R(5)$	$R(1)$
$a(T)$	4,41	5,14	5,18	5,38	5,46
$b(T)$	-2,79	-2,96	-2,76	-2,71	-2,65
$\overline{b}$			-2,766		
$1/\overline{b}$			-0,36		
$10^{a(T)}$	25704	138038	151356	239883	2884104
$c(T)=\frac{10^{a(T)}}{10^{a(60)}}$	1	5,37	5,89	9,33	11,22
$\alpha(T)=c(T)^{-\frac{1}{b}}$	1	1,83	1,89	2,23	2,39

2. sz. táblázat

Részszámítások az esőintenzitás számításához

Tényezők	$R(T)$ $R(60)$	$R(30)$	$R(10)$	$R(5)$	$R(1)$
b(T)	2,79	-2,96	-2,72	-2,71	-2,65
$\eta(T)=\frac{b(60)}{b(T)}$	1	0,94	1,03	1,03	1,05
$d(T)=\overline{R}^{\eta(T)-1}$	1	1,05	0,98	0,98	0,97
a(T)	4,41	5,14	5,18	5,38	5,48
$c(T)=\frac{a(60)-a(T)}{b(T)}$	0	0,25	0,28	0,36	0,40
$10^{c(T)}$	1	1,78	1,90	2,29	2,50
$\alpha(T)=10^{c(T)}\cdot d(T)$	1	1,87	1,86	2,24	2,43

3. sz. táblázat

Mért értékek és számított eredmények

R(60)	40	30	20	10
Albrecht mérései R(1)	111	84	58	28
LIN szerint $R(1)=1{,}33.R(60)^{1,2}$	111	79	48	21
Saját eredmény $R(1)=2{,}50.R(60)^{1,05}$	120	89	58	28

Végezzük el a számításokat helyfüggetlen esetre is (*4. sz. táblázat*).

Látható, hogy mindkét esetben a nagyobb esőintenzitások esetén a saját számítással is magasabb eredményeket kaptunk mindkét esetben, ami viszont kedvező a fadingstatisztika szempontjából.

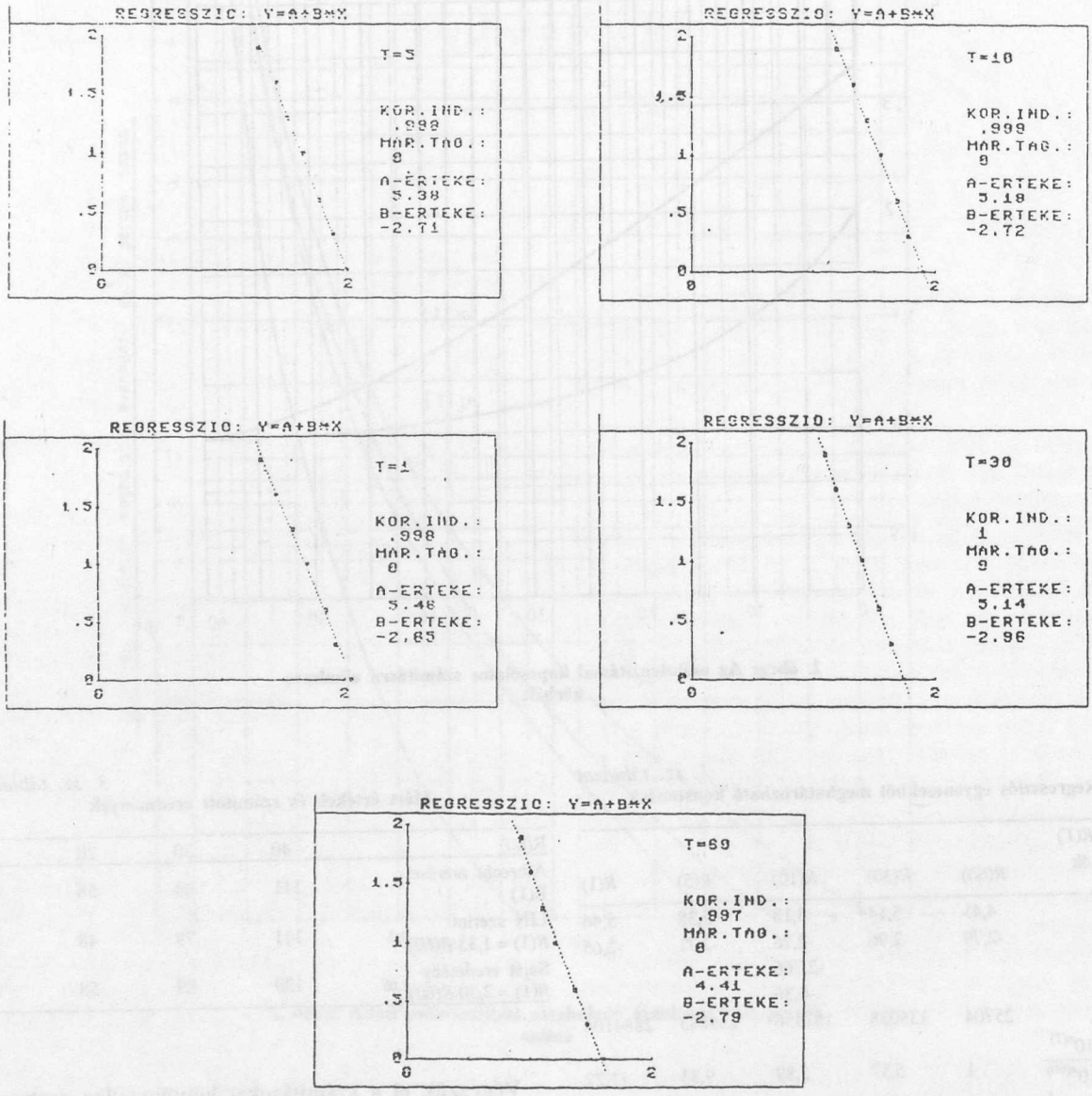
3. Második módszer

A korábban leírtak értékelése során észrevehető, hogy egy újabb, az előzőeknél egyszerűbb, de azoknál még pontosabb összefüggést nyerhetünk.

Számítsuk ki a mérési eredmények alapján a következő értékeket különböző esőintenzitások mellett:

$$A(T)=\frac{R(T)}{R(60)}$$

amelynek eredményei az 5. táblázatban láthatók. Látható, hogy $A(T)$ értékei közel azonosak bármely T = 60 percre vonatkoztatott esőintenzitás esetén, ezért számíthatjuk ezek átlagát.



3.a., b., c., d., e. ábrák: Az 1. sz. ábra regressziós egyenesei

$\overline{A}(30) = 1{,}46$
$\overline{A}(10) = 2{,}00$
$\overline{A}(5) = 2{,}47$
$\overline{A}(1) = 2{,}87$

A következőkben induljunk ki a 3. sz. kifejezésből oly módon, hogy a $b(T)$ legyen ezek átlaga, vagyis $\overline{b}$. Képezze továbbá az összehasonlításunk alapját az, hogy adott „t" értékhez tartozó „R" értékeket fejezzük ki különböző „T" értékek mellett:

$$t(T_1) = 10^{a(T_1)} \bullet R^{\overline{b}}$$
$$t(T_2) = 10^{a(T_2)} \bullet R^{\overline{b}}$$

Tételezzük fel, hogy $t(T_1) = t(T_2)$, akkor $R = R(T_1)$, illetve $R = R(T_2)$, tehát az egyenlet csakis két különböző esőintenzitás mellett teljesülhet, ezért:

ebből

$$10^{a(T_1)} \bullet R(T_1)^{\overline{b}} = 10^{a(T_2)} \bullet R(T_2)^{\overline{b}}$$

$$R(T_1) = \frac{10^{a(T_2)\frac{1}{\overline{b}}}}{10^{a(T_1)}} \bullet R(T_2) = A(T) \bullet R(T_2) \qquad (5)$$

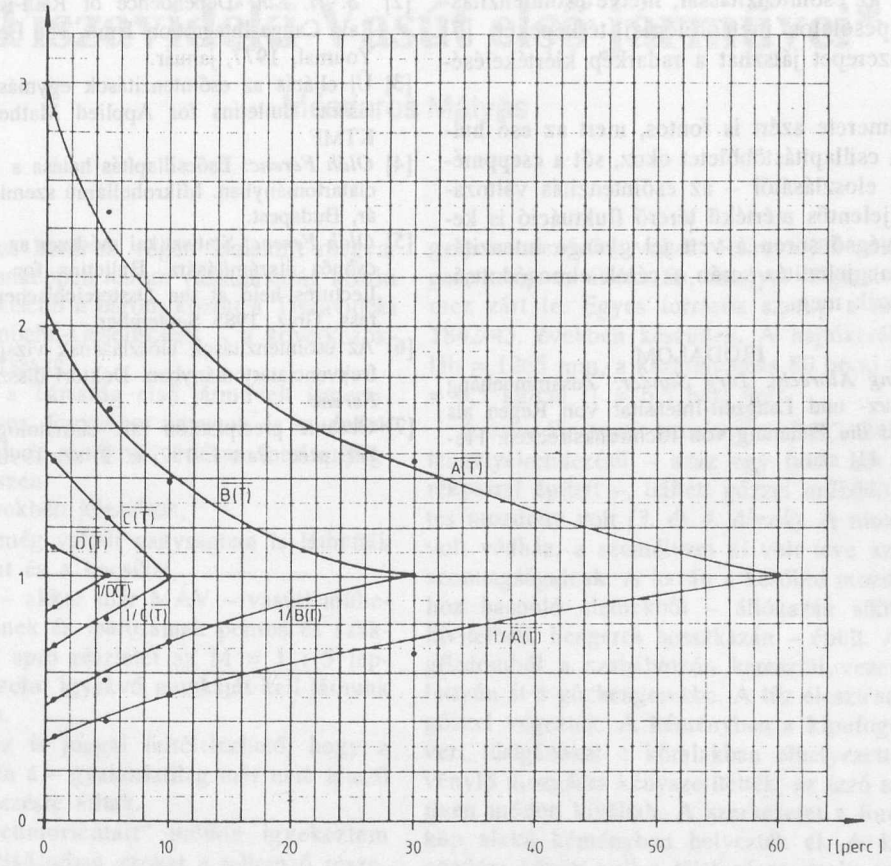
vagyis általánosságban írható:

$$R(T) = \overline{A(T)} \bullet R(60) \qquad (6)$$

ami lényegesen egyszerűbb, mint *LIN* kifejezése. Mivel az $A(T)$ átlagértéket ismerjük, ezért egy grafikon is megadható, melynek segítségével a számítás igen gyorsan elvégezhető.

Az előző gondolatmenetet továbbvéve kiszámíthatjuk az $R(30)$ $R(10)$, illetve $R(5)$-re vonatkozó hányadosokat is, azaz rendre a $\overline{B}(T)$, $\overline{C}(T)$, és $\overline{D}(T)$ átlag értékeit is.

Az ismertetett módszernek olyan lényeges előnye van a gyakorlatban használt módszerhez képest, hogy nem csak $T = 60$ percre vonatkoztatott esőintenzitás ismeretében tudjuk számítani a tetszésszerinti átlagolási időre vett esőintenzitás értékét, hanem pl. $T = 30$, T



4. ábra: Egy-egy nagyobb földrajzi területre végzett mérések alapján szerkesztett grafikonsereg

4. sz. táblázat

Számítások eredményei helyfüggetlen esetre

$X(60) = \frac{R(60)}{R}$	75	57	38	19
Albrecht szerint				
$X(1)\,\frac{R(1)}{R}$	209	158	109	53
LIN szerint				
$X(1) = 1{,}17\,X(60)^{1{,}2}$	208	150	92	40
Saját eredmény				
$X(1) = 2{,}43\,X(60)^{1{,}05}$	226	169	110	53

= 10 stb. időkre vonatkoztatott esőintenzitások ismeretében, bármely érték számítható, sőt visszafelé is el tudjuk a számításokat végezni az ismertetett grafikon segítségével.

A módszereinket alkalmaztuk más mérési eredményekre is, ahol szintén lényegesen pontosabb eredményeket kaptunk, mint a gyakorlatban használt módszer alapján.

Végeztünk hibaszámítást is 12 GHz-re horizontális polarizáció mellett, ahol a *LIN* számítási eredményei mellett 30 % volt a maximális hiba, míg a saját eredményeink alapján nem haladta meg a 6 %-ot. Ebből arra is egyértelműen lehet következtetni, hogy nem lehet egy egységes kifejezés segítségével minden földrajzi helyre azonos pontossággal számolni, hanem egy-

5. sz. táblázat

Újabb számított eredmények

$R(60)$	10	20	30	40	50	60
R(30)	16	31	44	54	70	82
R(10)	21	42	61	74	100	120
R(5)	25	52	75	91	123	150
R(1)	28	58	84	111	148	180
$A(30) = \frac{R(30)}{R(60)}$	1,60	1,65	1,47	1,35	1,40	1,37
$A(10) = \frac{R(10)}{R(60)}$	2,10	2,10	2,03	1,85	2,00	2,00
$A(5) = \frac{R(5)}{R(60)}$	2,50	2,60	2,50	2,28	2,46	2,50
$A(1) = \frac{R(1)}{R(60)}$	2,80	2,90	2,80	2,78	2,96	3,00

egy nagyobb földrajzi területre kell végezni a méréseket és azokból a *4. ábrához* hasonló grafikonsereget kell szerkeszteni, mert a pontosabb számítások csak így végezhetők el.

A jelenség ismerete mindenképpen előnyös, az elektronikus navigációban – így a radarhajózásban is – annál inkább, mert már néhány Duna mentén lévő országban végeztek méréseket, olyan helyen, ahol hajózó út is van.

Tengeri vonatkozásban szintén végeztek méréseket az óceánok és tengerek jó részén olyan céllal, hogy

készíthessenek az esőintenzitással, illetve esőintenzitás-eloszlással kapcsolatos meteorológiai térképeket, [7] ami jelentős szerepet játszhat a radarkép kiértékelésében.

A leírtak ismerete azért is fontos, mert az eső hullámterjedésben csillapítástöbbletet okoz, sőt a cseppmérettől – annak eloszlásától – az esőintenzitás változásától függően jelentős mértékű térerő fluktuáció is keletkezik, ami végső soron a vett jel gyenge intenzitásában, iletve megjelenítés során a célok elmosódottságában mutatkozik meg.

IRODALOM

[1] *Von Wolfgang Albrecht, Jörg Sander:* Zusammenhang zwischen Kurz- und Langzeit-Intensitat von Regen als Grundlage für die Plannung von Richtfunkstrecken. Freguenz, 1977. 11. sz.

[2] *S. H. Lin:* Dependence of Rain-Rate Distribution on Rain Cauge Integration Time. The Bell System Technical Yournal, 1977, január.

[3] Új eljárás az esőintenzitások egymásba történő átszámítására. Bulletins for Applied Mathematics 1984. Győr KTMF

[4] *Oláh Ferenc:* Esőcsillapítás hatása a 12 GHz-es frekvenciatartományban. Mikrohullámú szeminárium, 1985. január, Budapest.

[5] *Oláh Ferenc:* Statisztikai módszer az esőintenzitások kölcsönös átszámítására. Bulletins for Applied Matematis Lectures held at the Össstereichischer Matematikerkongress, Graz, 1985 September

[6] Az esőintenzitások eloszlásának vizsgálata a 12 GHz-es frekvenciatartományban. Doktori disszertáció, 1985, *Oláh Ferenc*

[7] Oceanic precipitation rate climatology. Jarrett, Gorock. IEE proc. Part I. 137. k. 2. sz. 1990. április.

A Tiszavidéki Vasút első járművei*

Mészáros Mátyás

Az abszolutizmus korának végén kialakult magyar vasúthálózat tulajdonképpen három vasúttársaság között oszlott meg. A legkisebb a három között a Tiszavidéki Vasút (Theiss-Eisenbahn-Gesellschaft – a következőkben TVV vagy Társaság).

A továbbiakban a Társaság első járműveit ismertetem a megtalált írásos, fényképes anyagok és modellek alapján. Ez utóbbiak is rendkívül értékes forrásanyagnak számítanak, hiszen

– az 1890-es években készültek,
– így készítőik még valódi nagyságban is láthatták a mozdonyokat és a kocsikat,
– és a korabeli – akkor már MÁV – vasúti műhelyek mérnökeinek és iparosainak pontos és szakszerű, minden apró részletet az M = 1 : 5 léptékben is ábrázolni igyekvő munkáját kell látnunk e modellekben.

Természetesen az is joggal feltételezhető, hogy a modellkészítés idején a – gyakorlatilag már nem létező – rajzok is rendelkezésre álltak.

Cikkemet „múzeumorientált" módon igyekeztem összeállítani, azaz elsősorban azokat a jellemző részeket emeltem ki, melyekről tárgyi anyag ma is látható a *Közlekedési Múzeumban.*

A járművek ismertetéséhez egy évet, éspedig az 1859-es évet választottam ki, mert

– ez az év valóban a kezdeti év (a Társaság 1856-ban alakult és 1880-ban államosították),
– és az évi üzleti jelentés mellékleteként igen részletes mozdony- és kocsiállomány jegyzék található.

Az *1. ábrán* a már említett üzleti jelentés egyik melléklete látható egyszerűsített formában; egyes – nem jelentős – rovatokat elhagytam, illetve később részletezett módon kiegészítettem.

Ez az összeállítás igen szemléletes képet ad a *Társaság mozdonyairól.* Elsősorban az a szembetűnő, hogy a mozdonyoknak nem számuk, hanem nevük volt. A mozdonyok természetesen egytől kezdődő számot is kaptak, és ezt a szerkocsin tűntették fel. A mozdonyokat – az első 4 mozdony kivételével – az Osztrák Államvasút társaság (német nevének rövidítése: StEG) Gépgyára és a bécsi Günther Mozdonygyár szállította.

Az összeállítás a méreteket korabeli egységekben – bécsi láb, négyzetláb, bécsi font, vám font, stb. – adja meg. Ezekről tájékoztatást az *1. táblázat* ad. Az 1. ábrát kiegészítettem még a gyárak típusjelzéseivel. (Az egyes típusok tárgyalásainál még az összeállításra visszatérek.)

A legelső mozdonyok a „Mayer" mozdonyok voltak (*2. ábra*), amelyeket a Társaság az osztrák Nördliche Saatsbahn-tól vásárolt a vasútépítési-anyagszállítási munkálatok elvégzésére. Ezek a mozdonyok *2 A* tengelyelrendezésűek voltak. Jellemzőjük volt az igen magas, hengeres állókazán, amelyet félgömb alakú tetőlemez zárt le. Egyes források szerint a mozdonyok az 1842-43. években készültek. A hajtókerék átmérője 4 láb = 1265 mm, a kazánnyomás 80 bécsi font/hüvelyk^2 = 6,5 kg/cm^2 (= 6,5 bar) volt.

A személyvonati mozdony a StEG 24 típusú, *1 B* tengelyelrendezésű – azaz egy futó- két kapcsolt kerékpárral épített –, telített gőzzel működő, ikergépezetes mozdony volt (*3. és 4. ábrák*). A mozdonyon nem volt védház, a személyzet ki volt téve az időjárás viszonttagságainak. A kazán a későbbi mozdonykazánokhoz hasonló elemekből – állókazán síktűzszekrényes kivitelben, hengeres hosszkazán – épült. A gőzt külön gőzdómból a szabályozón keresztül vezették a síktolattyún át a gőzhengerekbe. A tűz élesztését a kipufogó gőzzel végezték. A kéményben a kipufogó gőzzel kevert füstgázokat a köralakban elhelyezett lapátok örvénylő mozgásra kényszerítették; az izzó szénszemcsék ilyen módon kiváltak. A szerkezetet a fordított csonka kúp alakú kéményben helyezték el. A kémény és a gőzdóm között volt a töltőcsésze, mely az üzemen kívül álló mozdonynak vízzel való feltöltésére szolgált. Az állókazán tetőlemezén egy második, kisebb méretű gőzdóm volt elhelyezve; erre szerelték fel a rugómérleges bizonsági szelepet. A tűzszekrény lemezei és a támcsavarok vörösrézből, a kazán többi eleme „vasból" készült. Az állókazán homlokfalán volt felszerelve a vízállásmutató a kémcsapokkal. A kazánt két darab dugattyús vízszivattyú táplálta. Ezeket az egyik hajtókerékpárra szerelt excenterrudak hajtották.

A mozdony állóhelyzetében való táplálását a fűtőoldalon elhelyezett dugattyús gőzszivattyú látta el. Ez utóbbi jól megfigyelhető a PEST nevű m = 1 : 5 léptékű (5. ábra) modellen. A kazánnyomás a már említett 80 bécsi font/hüvelyk^2 = 6,5 kg/cm^2 (6,5 bar) volt.

A mozdony belső-keretes elrendezésű, azaz a keret a kerékpáron belül helyezkedett el. A gőzhengert a keretlemezre szerelték fel, felső részén a síktolattyúval. A rugózást tekercsrugó-csoportokkal oldották meg.

1. táblázat

Kivonat az „1874 – VIII Törvény-czikk a méter behozataláról" c. törvényből

[Fuß] *bécsi láb = 0,31608 méter	(jele 1')	
1 bécsi láb = 12 hüvelyk	(jele 1'')	*1 hüvelyk=26,340 mm
[Zoll] 1 hüvelyk = 12 vonás	(jele 1''')	1 vonás = 2,195 mm
*1 bécsi láb2 = 0,0999 m2		
*1 hüvelyk2 = 6,9379 cm2		
*1 bécsi mázsa = 56,006 kg		
*1 bécsi font = 0,56 kg		
*1 vám font = 0,5 kg		
*1 vám mázsa = 50 kg	(jele Zoll.C)	[Zoll Centner] (vagy Zoll-Zentr)

Megjegyzés: a *-al jelölt értékek a hiv. törvényből valók, a többiek számítottak

*A szerző előadása, melyet a Közlekedési Múzeumban az abszolutizmuskori közlekedéssel foglalkozó konferencián tartott

Beilage **E.**

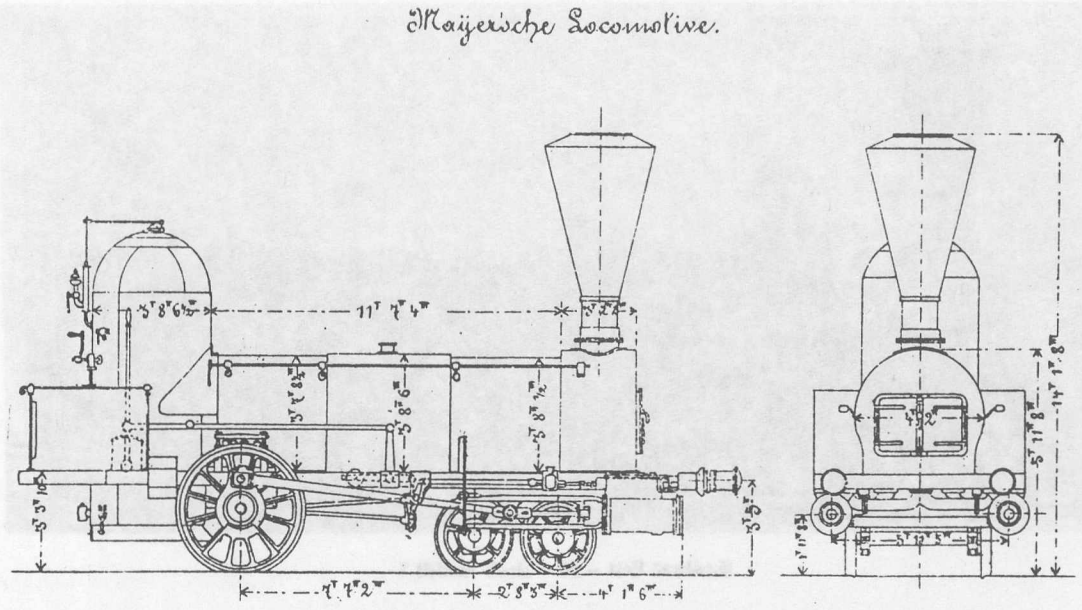
Tabelle

über die Hauptdimensionen, dann über die Leistungen und Reparaturskosten der Locomotive der k. k. priv. Theiss-Eisenbahn im Jahre 1859.

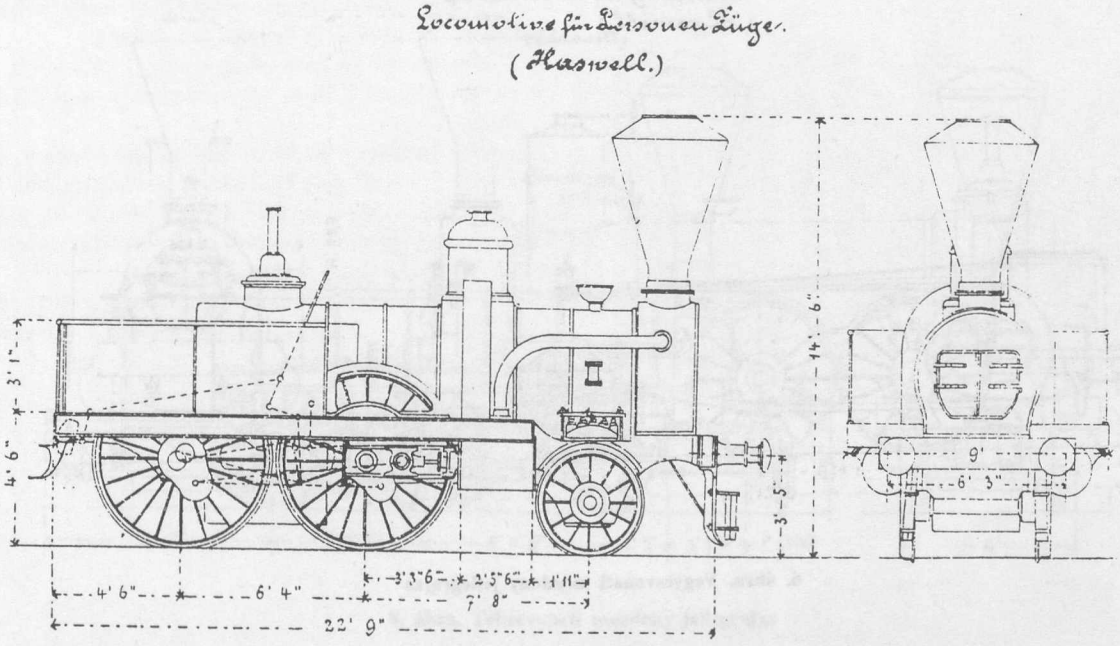
Name der Locomotive	Geliefert im Jahre	Name des Fabrikanten	Durchmesser der Triebräder I	Triebräder II	Laufräder I	Laufräder II	Cylinder I	Cylinder II	Kolbenhub in W.-Zoll	Heizfläche der Röhren	Heizfläche des Feuerkastens	Heizfläche Zusammen	Verhältniss der Feuerkastenfläche zur Röhrenfläche	Rost-Fläche in Quadrat-Fuss	Verhältniss der Rostfläche zur Gesammt-Feuer-Fläche
										in Quadrat-Fuss					
Szalnok	1856	Maier in Mülhausen													
Karczag			4	—	2	5	1	1⁴/₉	24	632.₀	50.₁	682.₀	1:12.₁₇	8.₀	1: 76.₁
Kis-uj-Szállás															
Szoboszló															
Branyitzka	1857	Landeshof. Maschinen-Fabrik der k. k. pr. österr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft.													
Forda															
Kapriora															
Szarvas															
Nyiregyháza															
Hadház			4	—	3	—	1	4	24	1144	72	1216	1:15.₀₀	12	1:101.₃₃
Mezö-Tur			[ϕ 1265 mm]												
Gyula															
Gyoma															
Bekes															
Csik-Szt.-Király															
Magyar-Szögyény															
Debreczin															
Nagy-Appony															
Kraszna-Horka															
Harangod															
Tokaj															
Miskolcz			6	—	3	6	1	3	22	986	66	1052	1:14.₀₀	11.₃₃	1: 92.₀₀
Arad			[ϕ 1867 mm]												
Nagy-Várad															
Pest															
Vinna															
Dravecz															
Hortobágy															
Szala															
Abony	1858	Landeshof. Maschinen-Fabrik der k. k. pr. österr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft.													
Tor. Szt. Miklós															
Fegyvernek															
Puspök-Ladány			4	—	3	—	1	4	24	1144	72	1216	1:15.₀₀	12	1:101.₃₃
Kaba															
Sáp															
Beretty.-Ujfalu															
														Fürtrag	

Name der Locomotive	Geliefert im Jahre	Name des Fabrikanten	Durchmesser der Triebräder I	Triebräder II	Laufräder I	Laufräder II	Cylinder I	Cylinder II	Kolbenhub in W.-Zoll	Heizfläche der Röhren	Heizfläche des Feuerkastens	Heizfläche Zusammen	Verhältniss der Feuerkastenfläche zur Röhrenfläche	Rost-Fläche in Quadrat-Fuss	Verhältniss der Rostfläche zur Gesammt-Feuer-Fläche
										in Quadrat-Fuss					
														Uebertrag . .	
Mezö-Keresztes	1858	Landeshof. Maschinen-Fabrik der k. k. priv. österr. Staats-Eisenbahn-Gesellschaft.													
Nádudvar															
Ujváros															
Mezö-Berény															
Csaba			4	—	3	—	1	4	24	1144	72	1216	1:15.₀₀	12	1:101.₃₃
Kétegyháza															
Kurtics															
Uj-Fehértó															
Világosvár															
Király-Telek															
Szerencs															
Tisza-Lúcz															
Tisza															
Körös			5	—	3	6	1	3	24	1052	65	1117	1:16.₁₀	11.₃	1: 97.₃₃
Maros			[ϕ 1580 mm]												
Számos															
Duna															
Mátra															
Kassa	1859	W. Günther in Wiener-Neustadt.													
Hegyallya															
Bihar															
Aba-uj															
Borsod															
S. A. Ujhely															
Mád															
Szt. Mihaly															
Sajo															
Kisvarda			4	—	3	—	1	4	24	1144	72	1216	1:15.₀₀	12	1:101.₃₃
Hernad															
Heves															
Talya															
Nánás															
Beszörmeny															
Dorog															
Unghvár															
Saros-Patak															

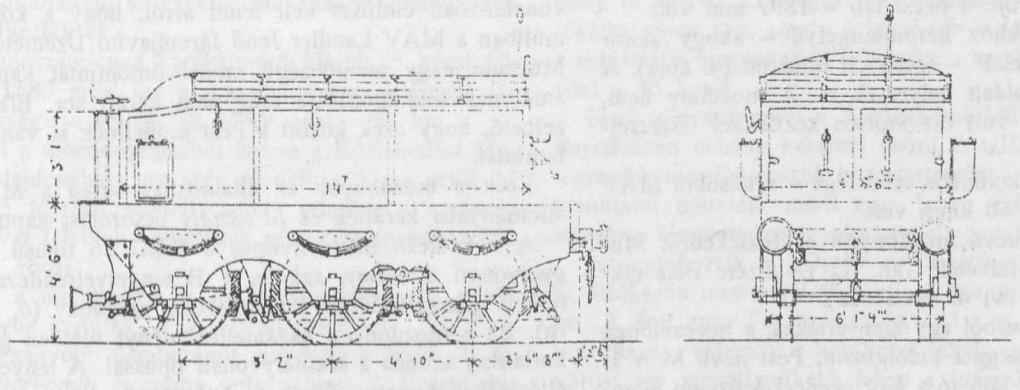
1. ábra. A TVV mozdonyállaga 1859-ben (az eredeti üzletjelentés mellékletének fotomásolata, a szerző kiegészítéseivel)



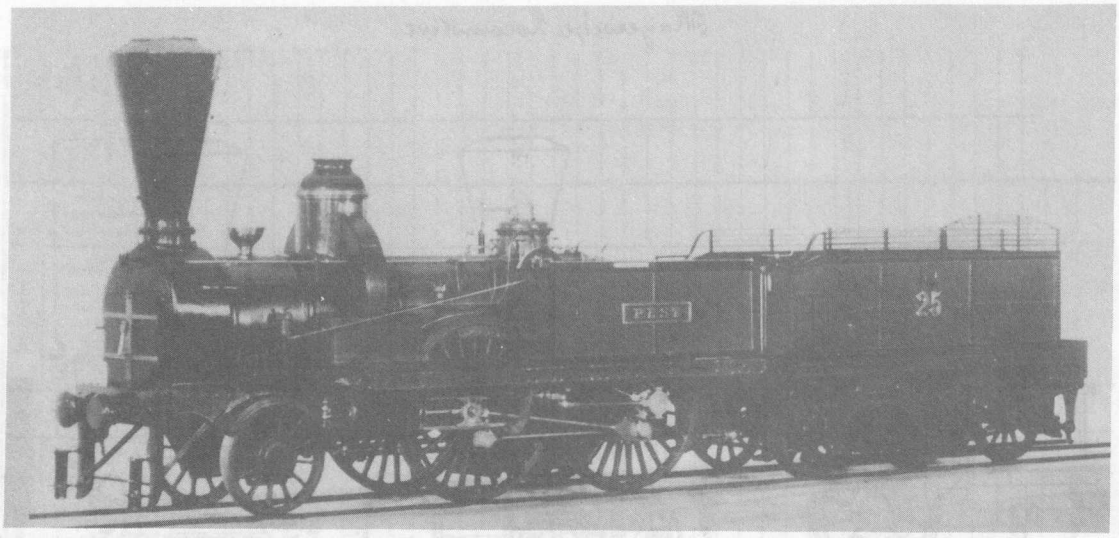
2. ábra. Mäyer mozdony



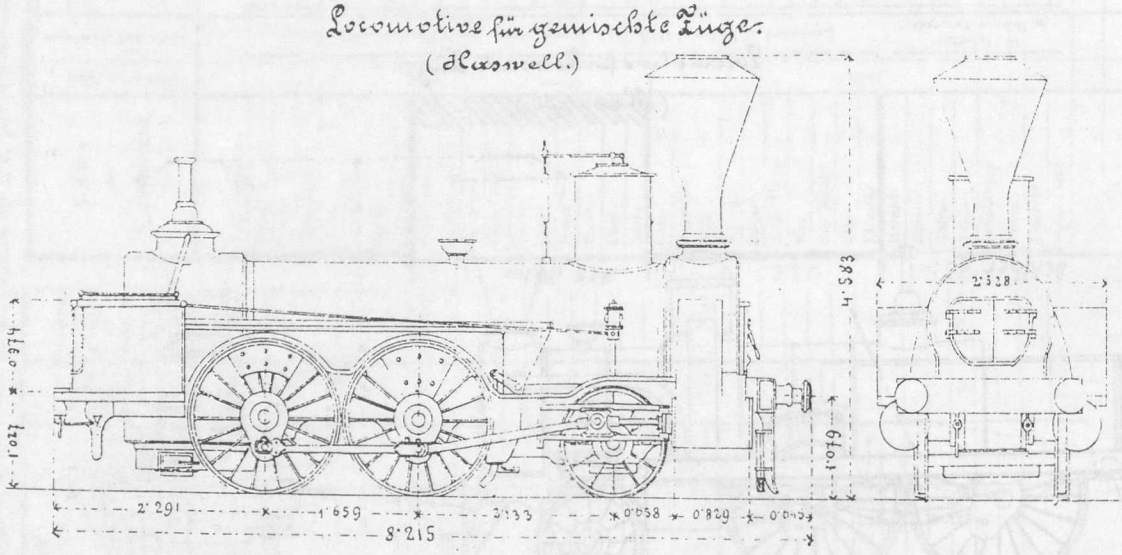
3. ábra. Személyvonati mozdony jellegrajza



4. ábra. Személyvonati mozdony-szerkocsi jellegrajza



5. ábra. Pest – M = 1: 5 modell



6. ábra. Vegyesvonati mozdony jellegrajza

A gépezet hajtó- és csatlórúdjai körkeresztmetszetűek voltak, a vezérlés nyitott Stephenson-rendszerű. A hajtókerék átmérője 6 bécsi láb = 1897 mm volt.

A mozdonyokhoz háromtengelyű – ahogy akkor mondták „hatkerekű" – szerkocsi tartozott (4. ábra). A vízállásmutatót oldalt helyezték el. A mozdony nem, csak a szerkocsi volt csavarorsós kézifékkel felszerelve.

A mozdony maximális sebessége – a későbbi MÁV adatok szerint – 60 km/h volt.

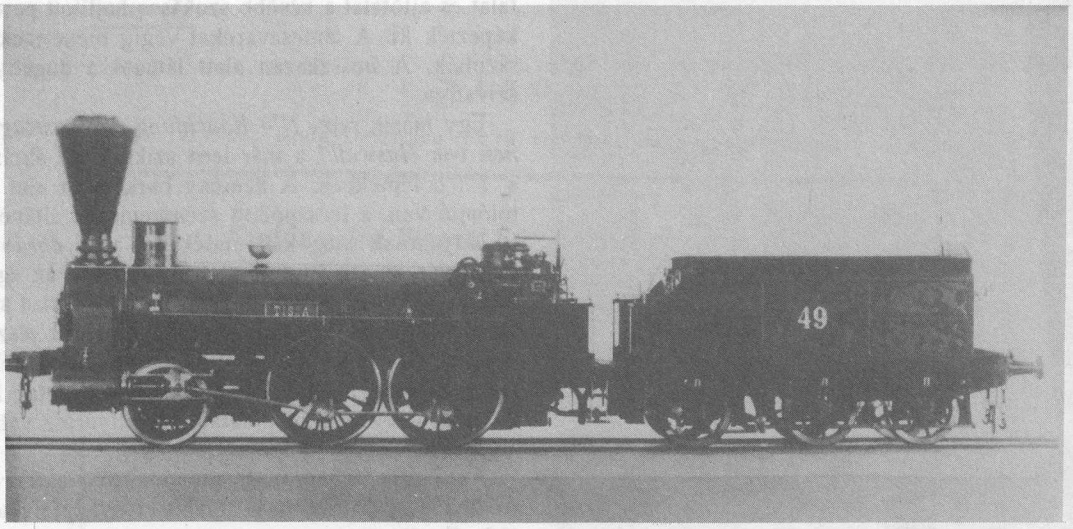
A Harangod nevű mozdonyról a Közlekedési Múzeumnak archív felvétele van. (L. Dr Czére Béla cikkében lapunk f. évi 4. számában).

E mozdonytípusból egy igen értékes, a bevezetőben említett részletességgel kidolgozott, Pest nevű M = 1: 5 léptékű modell látható a Közlekedési Múzeum állandó kiállításán (5. ábra). A modellt – a rajta lévő tábla tanúsága szerint – a „MÁV Kolozsvári Műhely"-e készítette 1896-ban. A modell készítésének alaposságára vonatkozóan említést kell tenni arról, hogy a közelmúltban a MÁV Landler Jenő Járműjavító Üzemétől a Múzeum nagy mennyiségű modell-öntőmintát kapott, amelynek feldolgozására még nem került sor. Elképzelhető, hogy ezek között a Pest modellnek is vannak famintái.

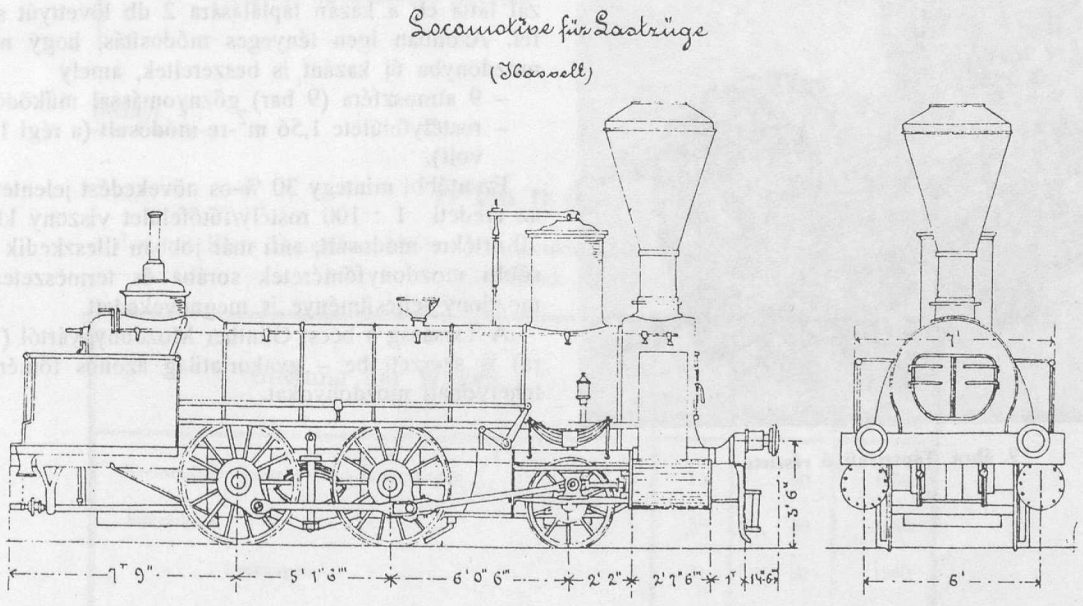
Ezek a mozdonyok az államosítás során a MÁV állományába kerültek és *Ic osztály* besorolást kaptak.

A következő mozdonytípus a StEG 26 típusú *vegyesvonati mozdony,* szintén 1 B tengelyelrendezésű, telített gőzzel működő ikergépezetes mozdony (*6. ábra*). Ez a mozdony a kazánteljesítményt illetően gyakorlatilag azonos a személyvonati típussal. A lényeges eltérések a következőkben foglalhatók össze:

– a rugózást lemezes hordrugóval odották meg;



7. ábra. Tisza – M = 1 : 5 modell



8. ábra. Tehervonati mozdony jellegrajza

– a síktolattyút az excenterrudakkal a kereten belül helyezték el;
– természetesen a kerékátmérő kisebb, 5 bécsi láb = 1580 mm; így a maximális engedélyezett sebessége – ugyancsak MÁV adat – 55 km.

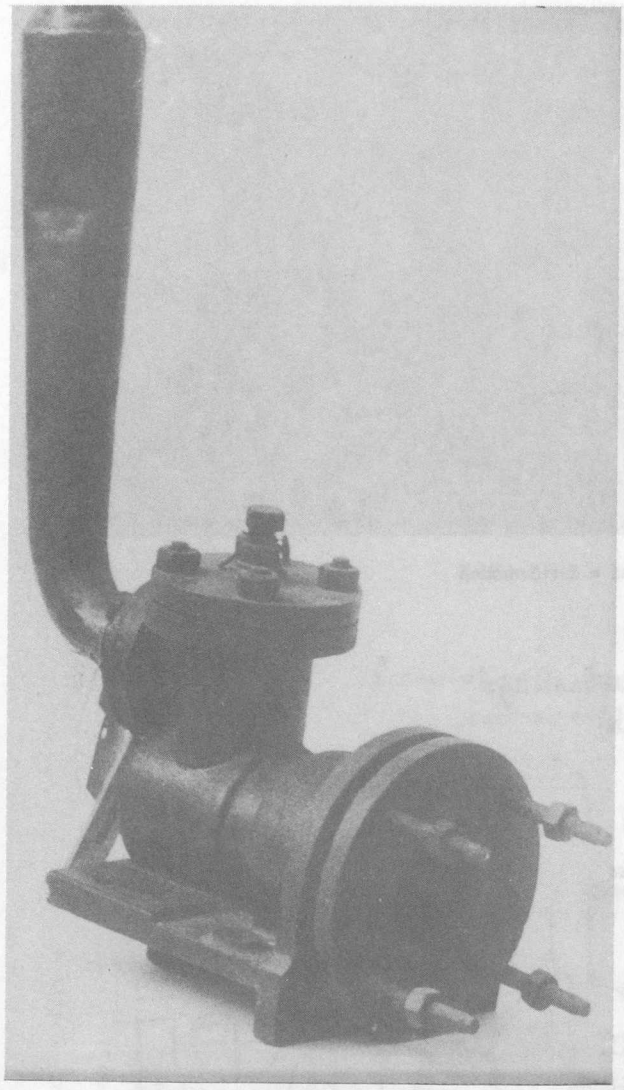
Ebből a mozdonytípusból is van a Közlekedési Múzeum tulajdonában egy szép modell; a Tisza nevű, M = 1 : 5 léptékű modell, amely jelenleg a szolnoki pályaudvar felvételi épületének pénztárcsarnokában látható (*7. ábra*).

Ezek a mozdonyok is az államosítás során MÁV állományba kerültek, *II. c osztály* jelzéssel.

A legnagyobb darabszámú mozdony a StEG 21 típusú *tehervonati mozdony* volt, szintén 1 B tengelyelrendezésű, telített gőzzel működő ikergépezetes mozdony (*8. ábra*). Lényeges eltérés természetesen a kerékátmérőben van, amely 4 bécsi láb = 1265 mm. Így a maximális megengedett sebessége – ugyancsak MÁV adat – 45 km/h.

Erről a mozdonyról a Közlekedési Múzeum Vasúti Rajztárában néhány korabeli rajzot is találtam; ezek a legrégibb mozdonyrajzok közé tartoznak. A rajzokat itt bemutatni méreteik miatt nem lehet, ezért inkább a rajzokon ábrázoltakat igyekszem elmondani.

Az egyik rajz a *„Detail zur Lastzug-Locomotive"* az állókazán metszeteit ábrázolja a környezettel; léptéke „2 Zoll zum Fuss", azaz M = 1 : 6. Az álló- és hosszkazán, valamint a környezet fekete, a tűzszekrény vörös; így megállapítható, hogy a tűzszekrény vörösrézből készült. A tűzszekrény elemei síklemezek a csö-



9. ábra. Tápszivattyú részlete

falat és ajtófalat a később szokásos hajlított peremekkel képezték ki. A támcsavarokat végig meneteseknek ábrázolták. A hosszkazán alatt látható a dugattyús tápszivattyú.

Egy másik rajz *„N°4 Rauchfang der Lastzugmaschinen von Haswell"* a már leírt szikrafogót ábrázolja M = 1 : 6 léptékben. A kémény burkolatán alul egy kis tolóajtó van, a lecsapódott szénszemcsék eltávolítására.

Ugyancsak meg kell emlékezni a *9. ábrán* látható dugattyús tápszivattyú-részletről, amelyre az egyik leltározás alkalmával bukkantunk. Ez a részlet a szivattyú szívócsonkja a légüsttel; a szivattyú többi része feltehetőleg elkallódott. Egy 1910 évi leltárjegyzék szűkszavú megjegyzéséből lehet arra következtetni, hogy ez a valódi nagyságú, megmaradt szivattyúrész valamelyik TVV mozdonyon dolgozott.

Az egyik tehervonati mozdonyról, a Tordáról a Közlekedési Múzeumnak archív fényképfelvétele van (*10. ábra*).

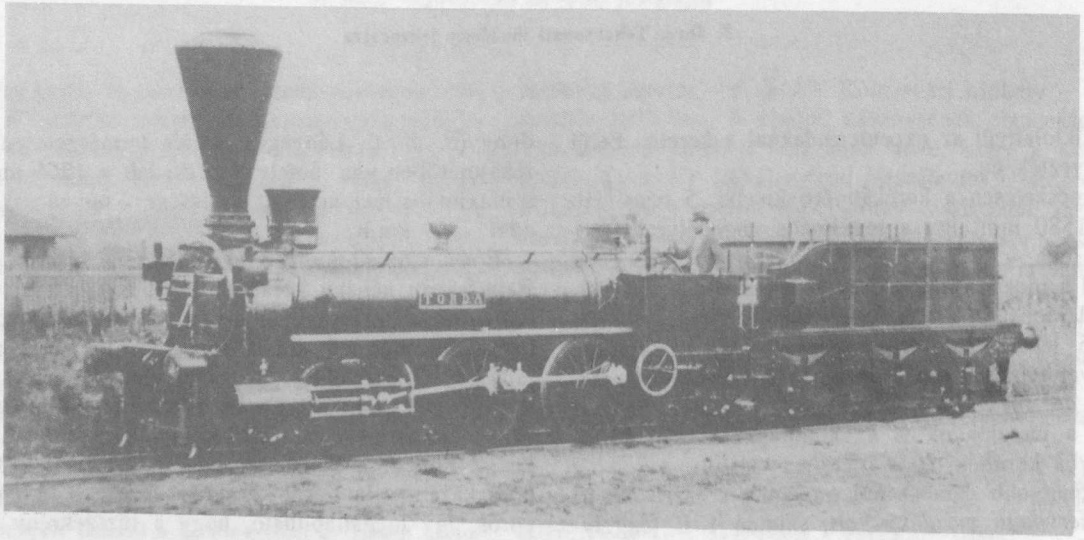
A mozdonyok az államosítás során a MÁV-nál *II. f. osztály* jelölést kaptak.

A MÁV ezeket a mozdonyokat átalakította; védházzal látta el, a kazán táplálására 2 db lövettyűt szerelt fel. Azonban igen lényeges módosítás, hogy néhány mozdonyba új kazánt is beszereltek, amely

- 9 atmoszféra (9 bar) gőznyomással működött,
- rostélyfelülete 1,56 m^2-re módosult (a régi 1,2 m^2 volt).

Ez utóbbi mintegy 30 %-os növekedést jelentett, így az eredeti 1 : 100 rostély/fűtőfelület viszony kb. 1 : 70 értékre módosult, ami már jobban illeszkedik a későbbi mozdonyfőméretek sorába és természetesen a mozdony teljesítménye is megnövekedett.

A Társaság a bécsi Günther Mozdonygyártól (1. ábra) is szerzett be – gyakorlatilag azonos főméretű – tehervonati mozdonyokat.



10. ábra. Torda tehervonati mozdony

Beilage B.

Stand

der mit Ende December 1859 vorhandenen Personenwagen.

Gattung der Wagen.	Anzahl derselben.	Gesammt-Anzahl der Sitzplätze.
Sechsrädriger Hofwagen	1	14
„ Salonwagen	1	29
„ Personenwagen I. und II. Classe kombinirt	27	324 I. Classe 608 II. „
„ „ II. Classe	46	1840
„ „ III. Classe	70	4200
Zusammen	145	7015
Entfallen Sitzplätze durchschnittlich per Achse		16

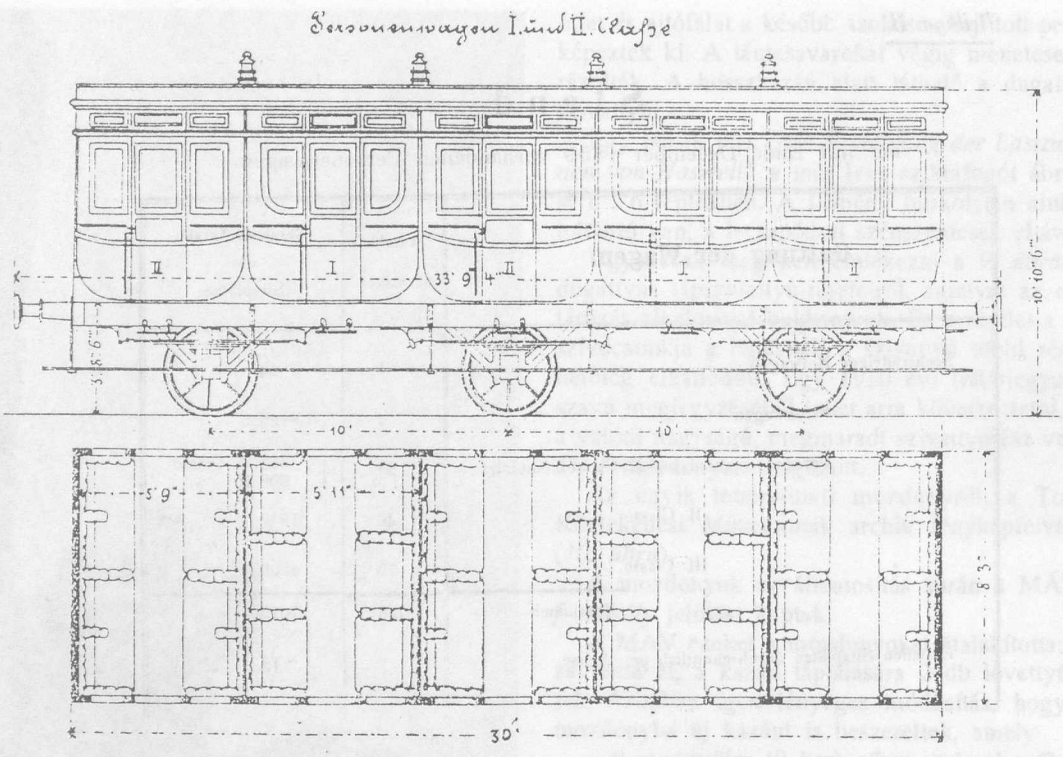
Beilage C.

Stand

der mit Ende December 1859 vorhandenen Lastwagen, Schneepflüge und Draisinen.

Gattung der Wagen.	Anzahl der Wagen.	Tragfähigkeit eines Wagens in Zoll-Zentr.	Gesammt-Tragfähigkeit der Wagen in Zoll-Zentr.
Sechsrädrige Gepäcks-Conducteur-Wagen	15	90	1350
Vierrädrige „ „ „	38	60	2280
„ Postwagen	21	60	1260
„ gedeckte Lastwagen	838	170	142460
„ Pferdetransportwagen	12	60	720
„ Ochsentransportwagen	150	170	25500
„ Schweinetransportwagen	70	170	11900
„ ungedeckte Gütertransportwagen	120	170	20400
„ „ Langholztransportwagen	25	170	4250
„ „ Equipage-Transportwagen	26	170	4420
„ Schotterwagen	200	200	40000
Zusammen Stück	1515	mit der Gesammt-Tragfähigkeit von	254540 Zoll-Ztr.
Ferner sind vorhanden: 8 Stück Schneepflüge,			
3 „ Draisinen.			

11. ábra. TVV kocsiállag – 1859 (eredeti üzletjelentés B) és C) mellékletének fotómásolata)



12. ábra. I/II oszt. személykocsi jellegrajza

A következő összeállítás az előzőekben bemutatott mozdonyok súly (Q) és vonóerő (Z) adatait tartalmazza:

	$Q_{összes}$ (tonna)	$Q_{tapadó}$ (tonna)	$\frac{Z_{tapadó}}{Z_{gépezet}}$ (kg)	V_{max} (km/h)
Személyvonati mozdony	32,2	21,0	$\frac{2490}{2010}$	60
Vegyesvonati mozdony	31,0	20,6	$\frac{2884}{2635}$	55
Tehervonati mozdony	30,5	20,4	$\frac{2996}{3740}$	45
szolgálati				

(1 kg vonóerő megfelel 10 Newton-nak)

A táblázat összeállításához az adatokat részben a StEG Mozdonyjellegrajz Albumból, részben a MÁV állományba tartozó mozdonyok un. régi jellegrajzaiból vettem.

A *Társaság kocsiparkjáról* – illetve korabeli szóhasználattal élve „kocsitelepéről" " jó képet ad az 1859. évi üzleti jelentés egyik melléklete (11. ábra).

A *személykocsik* mind háromtengelyűek, jóllehet a többi vasúttársaságnál a fejlődés a kéttengelyű kocsik irányába tolódik. A hazai első kocsik – amerikai típusú – négytengelyűek voltak, de a rövid kéttengelyű kocsik anyagban megtakarítást jelentettek. Az itt nem részletezett fejlődés lehetővé tette az 5,5 tonnás tengelynyomás (tengelyterhelés) 8,5 tonnára való növelését, így a négytengelyű kocsi, bár kényelmesebb volt, az akkori sebességeknél nem jelentett nagy előnyt. Az átmenet – azaz a háromtengelyű kocsi – rövid életű volt, ennek főleg futástechnikai okai voltak. Ugyanis a szoros ágyvezeték a szokásos ívekben 4 méteres tengelytávot engedett meg, míg a háromtengelyű kocsik tengelytávja 6,32 méter; előre kiszámított és beállított értékeit üzem közben nehezen lehetett megtartani.

A Társaság a megalakulása után az összes kocsiját háromtengelyű kivitelben szerezte be, és ezek még a Társaság államosítása után is megmaradtak.

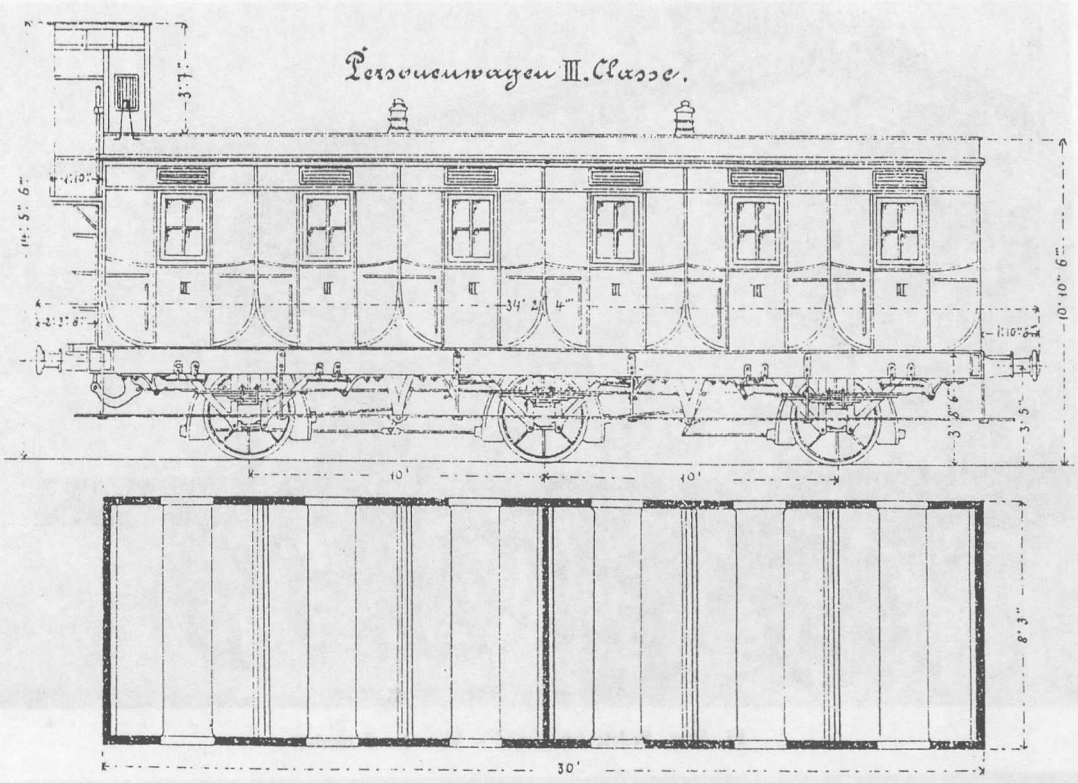
Általánosságban a személykocsikról elmondható, hogy

- kerékpárjuk kovácsolt csillagú, az agya öntöttvas;
- a csapágy a korszak legújabb, zárt olajkenésű ún. Paget-rendszerű, melyet az osztrák vasutak fejlesztettek ki;
- a hordrugója lemezrugó;
- a középső kerékpárnak – az íveken való beállás miatt – oldaljátéka van;
- alváza és szekrényváza fából készült;
- a kocsikat osztrák és német gépgyárak szállították.

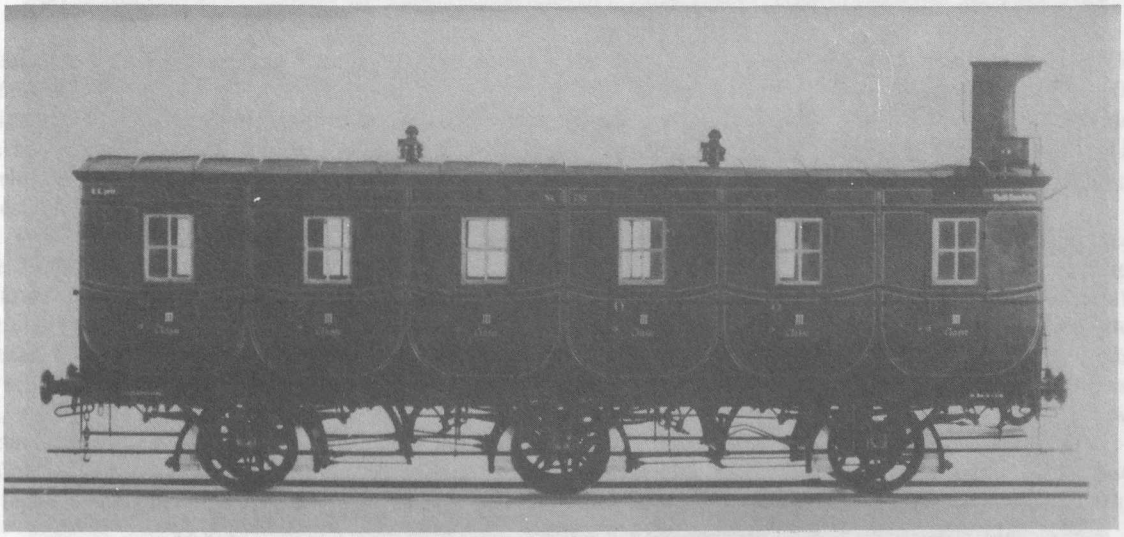
A csapágyakra vonatkozóan az egyes forrásokból eltérő adatokat olvashatunk ki: az egyik forrás* az 1861. évet jelöli meg, amikor a Társaság áttért az említett csapágyak alkalmazására. Más források** pedig az 1853. évre teszik a csapágy osztrák részről való kifejlesztését és rohamos elterjedését. Valószínűsíthető a

*Varjú Béla: A magyarországi nagyvasutak kocsijainak fejlődése (kézirat)

**Geschichte der Eisenbahnen der Osterreich-Ungarische Monarchie – 1898/II. kötet



13. ábra. III. oszt. személykocsi jellegrajza

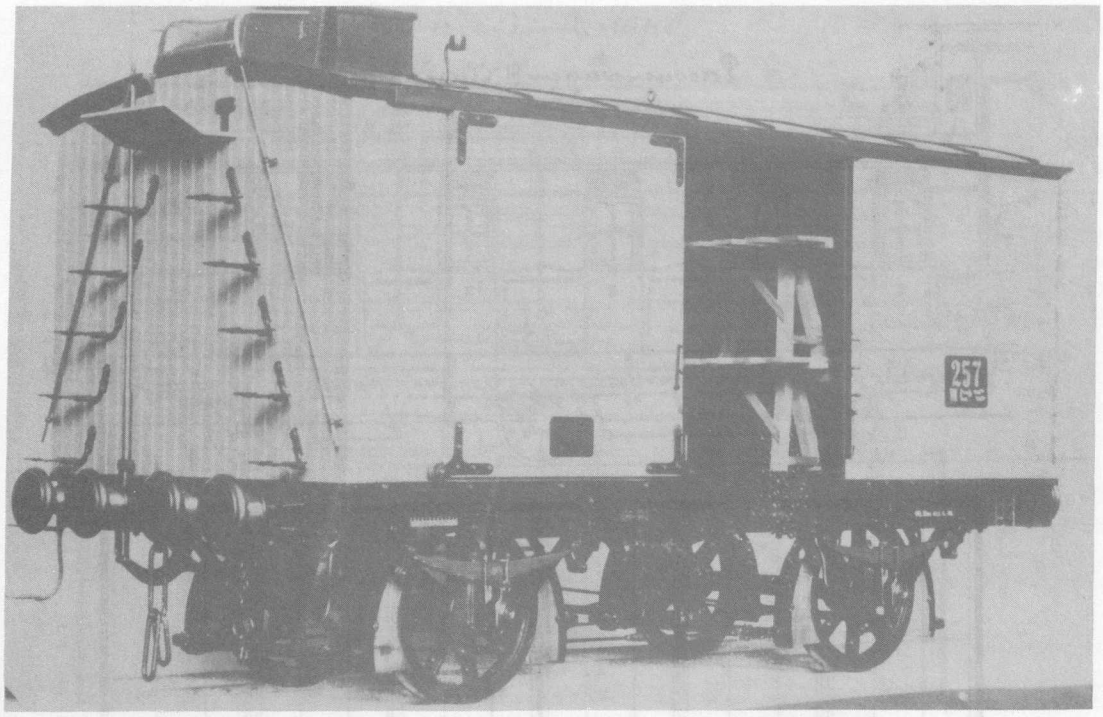


14. ábra. III. oszt. személykocsi M = 1 : 5 modell

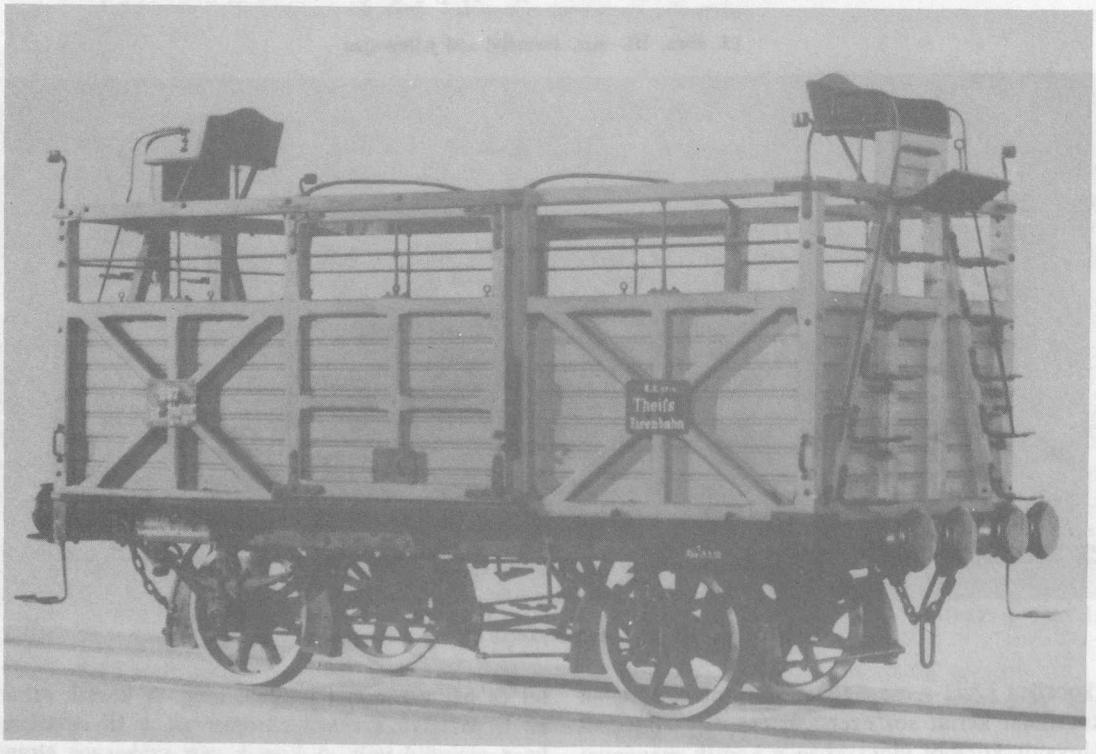
személykocsikat ezzel a csapággyal szállították és talán a teherkocsiknál került sor ezen „új csapágy" bevezetésére. Ugyanis korábbi időszakban a kocsik csapágyai „nyitottak" voltak és ezekhez szilárd kenőanyagot használtak. Ilyen szilárd kenőanyag a faggyú, olivaolaj és disznózsír keverékéből állt. Elképzelhető, hogy a Paget-rendszerű csapágy ezekhez képest nagy haladást jelentett.

Nézzük ezután a *személykocsikat. Az A/B sorozatjelű I/II. osztályú* kocsi külső megjelenésében (12. ábra) emlékeztet a lófogatú kocsira, a díszvonalazása követi egy fogat kontúrját. Valamennyi TVV személykocsi szekrénye hasonló kialakítású. A kocsit AB sorozatjellel és pályaszámmal jelölték meg. A kocsik színezése: az I. osztályú szakasz citromsárga, a II. osztályú szakasz olajzöld volt. A kocsik zárt szakaszos elrendezésű, tehát menet közben csak a kalauz tudott a szekrény hosszában végigfutó járdán az egyik szakaszból a másikba közlekedni.

A szakaszosztás az I. osztálynál 5 bécsi láb 11 hüvelyk = 1870 mm, illetve a II. osztálynál 5 bécsi láb 9 hüvelyk = 1817 mm volt; az I. osztályban hat, posztóval borított, a II. osztályban nyolc, bőrrel kárpitozott ülőhely volt. A kényelmi berendezéshez a tetőlámpa, illetve télen a melegvizes fűtőpalack tartozott. Árnyékszék nem volt.



15. ábra. Fedett teherkocsi – M = 1 : 5 modell



16. ábra. Szarvasmarhaszállító kocsi – M = 1 : 5 modell

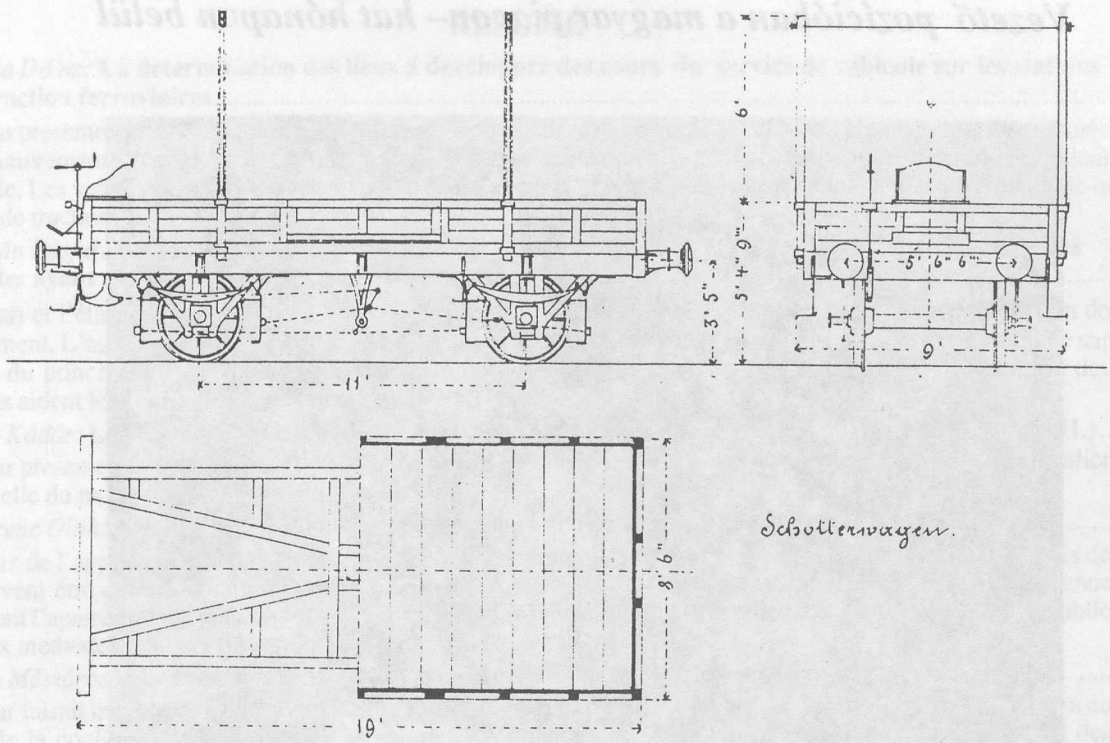
A kocsiban összesen két I. osztályú szakasz volt 12, és három II. osztályú szakasz 24 ülőhellyel.

A kocsikat féknélküli kivitelben több gyár – így a StEG, a Nürnbergi Klett és Tsa – 1857-59 években szállította.

A kocsi teljes hossza 10, 677 méter, tömege 10350 kg.

A Közlekedési Múzeumnak erről a kocsiról is volt M = 1 : 5 léptékű modellje, de a második világháború során erősen megsérült. A legutóbbi leltározáskor csak darabjait találtuk meg.

A „C" sorozatjellel ellátott *III. osztályú kocsi* hasonló felépítésű (*13. ábra*). Színezése: dohánybarna. Hat szakasza faülésekkel volt ellátva, a kb. 1550 mm-



17. ábra. Kavicsszállító kocsi jellegrajza

es szakaszokban 2x5=10 ülőhely volt; az összes ülőhely száma 60.

A Társaság a kocsikat fékes és féknélküli kivitelben szerezte be. A kéziféket ún. magas „fékülés"-ről lehetett kezelni; a rudazat kiegyenlítetlen volt, a féktuskók fából készültek. A Közlekedési Múzeumnak ebből a típusból van = 1 : 5 léptékű modellje (*14. ábra*), mely az állandó kiállításon látható.

A Társaságnak volt 15 darab hasonló felépítésű egyesített *kalauz-postakocsija*. A kocsinak pőreállása volt, s csak egy kerékpárt lehetett fékezni. A Vasúti Rajztár rendezése során erről a kocsiról néhány rajzot találtam, amelyeket a későbbi kor rendszerető, takarékos rajztárosai rajzmappának használtak.

A Közlekedési Múzeumnak e kocsitípusról van M = 1 :5 léptékű modellje, amely az állandó kiállításon látható.

A Társaság *teherkocsijai* a 11. ábrán látható kimutatás szerint mind kéttengelyű (vierrädige = 4 kerekű, azaz kézttengelyű).

Ezeknél a kocsiknál – a féknélkülieknél – megtaláljuk a Ganz-féle kéregöntésű kerékpárokat, a csapágyak a már említett olajkenésű, Paget-rendszerűek. E kocsik közül három típust mutatunk be.

A kéttengelyű *fedett teherkocsiból* 838 darab volt. Tengelytávolsága 10 bécsi láb = 3,16 méter. Fékes és féknélküli kivitelben szerezték be. A kocsik tengelynyomása (tengelyterhelése) általában 8 tonna. A fékes kocsik önsúlya (tömege) 6300 kg, a féknélkülieké 5030 kg; raksúlyuk 10 tonna volt. E kocsitípusból is van a Közlekedési Múzeum M= 1 : 5 léptékű modellje (*15. ábra*), melynek jelenleg a szolnoki pályaudvar felvételi épületének pénztárcsarnokában van kiállítva.

A 150 darab *marhaszállító kocsi* azt mutatja, hogy a Társaság igyekezett a fuvaroztatók ilyen irányú igényeit is kielégíteni. A kocsi nyitott kivitelű, az állatokat megfelelően kialakított rakodóról lehetett az eltolható oldalajtókon keresztül behajtani. A magas oldalfalakon végigfutó rácsok voltak. A fékes kocsik önsúlya (tömege) 6300 kg, a féknélkülieké 5100 kg, raksúlyuk 10 tonna. E kocsitípusból is van M = 1 : 5 léptékű modell (*16. ábra*), amely az állandó kiállításon látható. A modellen tanulmányozható a magas „fékülés", ahhonan a kéziféket lehetett kezelni.

A *kavicsszállítókocsik* ugyancsak 10 tonnásak voltak, tengelytávolságuk 11 bécsi láb ≈ 3,48 méter (*17. ábra*). Később a kocsik egy részét szénszállításra alakították át. Befejezésként még szeretnék a mértékegységekre visszatérni. Az egyes járművek bamutatásakor a korabeli feljegyzésekben, különböző jelentésekben, rajzokon használatos megnevezéseket, egységeket közöltem, de magadtam a mai megnevezéseket és értékeket is. Véleményem szerint a téma régies hangulatához ez a tárgyalási mód felel meg.

Vezető pozícióban a magyar piacon– hat hónapon belül

A fénykép magyar ügyfeleket mutat, akik a Scania járművek finomságait vitatják meg. Az értékesítés megkezdésétől számított 6 hónapon belül a Scania Magyarországon az ország egyik vezető piaci pozícióját érte el a nehéz tehergépjármű szektorban.

A Scania hat hónappal azután, hogy elkezdte értékesíteni tehergépjárműveit Magyarországon, az ország egyik vezető helyére került a nehéz tehergépjárművek piacán.

Császár Tibor, a Magyar Scania importáló vállalat (ACE) vezérigazgatója azt mondja, hogy az év végére már mintegy 50 tehergépjármű eladásával számol. Az első nagyobb leszállításokat még a múlt év novemberében végezték, amikor 31 tehergépjárművet adtak át Svédországban új tulajdonosaiknak és gépjárművezetőknek. A legtöbbet saját üzemeltető tulajdonosok vettek meg, de 10 darabot korábbi állami vállalatoknak adtak el. Az összes tehergépjármű 4x2-es vontató egység, többnyire 310 kW teljesítményű motorral, míg négy tehergépjármű a Scania legutóbbi aerodinamikus kialakítású, áramvonalas vezetőfülkéjével van felszerelve.

E siker jórészt az ACE azon képességének tulajdonítható, hogy finanszírozást biztosít egy svájci vállalaton keresztül az ACE résztulajdonossága mellett, aki képes volt elintézni, hogy számos ilyen tehergépjárművet 5 éves lízing szerződés keretében értékesítettek. *Császár Tibor* szerint: „A tehergépjármű eladási statisztikát csak becsülni lehet, de úgy vélem, hogy most egyike vagyunk az elsőknek a magyar piacon. Ma már mintegy 4500 olyan tehergépjármű van Magyarországon, aminek 40 %-át a következő két éven belül le kell cserélni. Ez az amiért sok üzleti lehetőséget látok a magunk számára a közeljövőben."

RESUMÉ

Dr. Béla Döme: **La determination des lieux á developper des cours du service de vehicule sur les stations de la traction ferroviaires** 321

L'auteur presente une calculation, par l'application de laquelle le mouveent des vehicules en ruban peut être assurée approxiativement aux stations de la traction ferroviaires et l' alignement des vehicules peut être diminué á la valeur optimale. Les valeurs de problitée approxiatives de la station des vehicules determinent le lieu á developper de la station de traction.

Dr. Ödön Pósfalvi: **L'investigation de securité de transport du deroulement du départ et du freinage des vehicules ayant des pneuatiques** 325

Le départ et l'état le plus iportant du mouveent et du freinage des vehicules seront examinées par l'équátion de mouvement. L'auteur presente l'équation de ouveent des vehicules ayant de pneumatiques, qui était formulée sur la base du principe du travail virtuel. La description de l'état de mouvement des vehicules et l'utilisation des resultats aident le securité des transports routiers.

András Kádár: **Les calculations hydrodinamiques flexible du palier de la bielle du moteur Disel. (Part II.)** ... 329

L'auteur presente 'une methode de l'element fini' par laquelle le mouvement hydrodinamiques flexibles du palier de la bielle du moteur Diesel peut étre calculé.

Dr. Ferenc Oláh: **L'influence de la pluie sur les signaux de radar utilisés dans la navigation** 337

Au cours de l'application des frequences navigations et communications d'une valeur de 10 GHz et au dessus de ces doivent étre controllés sans condition les influences causées par la pluie. L'intensité de la pluie influence important l'apaisement spécifique par kilométres, en outre il peut causer l'éparpillement important. L'article publie les deux methodes nouvelles á appliquer dans ce théme.

Mátyás Mészáros: **Les premiers vehicules de transport de Chemin de Fer a l'environnement de Tisza** 343

L'auteur faisait une cours sur les premiers vehicules de transport de Chemin de Fer á l'envitonnement de Tisza au cours de la conference s'occupant de transport dans l'epoque de l'absolutisme organisée dans le Musée des Transports. Cet articéle presente cet interpretation courte.

SUMMARY

Dr. Béla Döme: **The determination of the place to be developed for the vehicle servicing processes at the railway tracting premises** 321

The autor presents a calculation, with the use of which the continuous vehicle-motion can be assured at the railway tracting premises and the queuing of the railway waggons can be diminished to the optimal value. The approximative probability values of the vehicle dwelling periods indicate the place to be developed for the railway tracting activity.

Dr. Ödön Pósfalvy: **Investigation of the traffic safety of the starting and braking processes of rubbertyred vehicles** 325

The starting and the most important motional state of the road vehicles, the braking process will be investigated with the aid of motion-equations. The author presents the motion-equation of rubber-tyred vehicle and the use of the results contribute to the road traffic safety.

András Kádár: **Flexible hydrodynamic calculations for the connecting rod bearings of the Diesel engine (Part II.)** 329

The autor presents a „finite element method", with wich the flexible hydrodynamic motion of the connecting rod bearing of the Diesel engine can be calculated.

Dr. Ferenc Oláh: **The influence of the rain on the radar signals used in the navigation** 337

Using the frequencies above 10 GHz in the navigation and the communication the influences exerced by the rain should be investigated unconditionally. The intensity of the rain has an important effect on the specific attenuation per km and can cause an important standard deviation. The article describes two new methods to be used in this theme.

Mátyás Mészáros: **The first vehicle of the Tiszavidék Railway** 343

The autor has read a paper on the conference dealing with the traffic in the period of the absolutism in the Transport Museum about the first vehicles of the Tiszavidék Railway. The article is an abbreviated version of this paper.

ZUSAMMENFASSUNG

Dr. Döme, Béla: **Bestimmung der zu entwickelnden Stellen der Fahrzeugbedienungaprozesse auf den Zugförderungsanlagen** 321

Der Autor stellt eine Berechnung vor, womit auf den Zugförderungsanlagen die bandartige Fahrzeugbewegung annähernd sichergestellt und das Anstellen der Fahrzeuge auf einen minimalen Wert herabgesetzt werden kann. Die annähernden Wahrscheinlichkeitswerte der Aufenthalte der Fahrzeuge bestimmen die zu entwickelnde Stelle der Zugförderungsanlage.

Dr. Pósfalvi, Ödön: **Untersuchung der Abfahr- und Bremsprozesse der Gummireifenfahrzeuge aus der Sicht der Verkehrssicherheit** 325

Die Abfahrt und der wichtigste Bewegungszustand der Fahrzeuge, das Bremsen werden mit Hilfe von Bewegungsgleichungen untersucht. Der Autor stellt eine Bewegungsgleichung der Gummireifenfahrzeuge vor, Welche unter dem Prinzip der virtuellen Arbeit aufgestellt wurde. Die Beschreibung des Bewegungszustandes des Fahrzeuges und die Anwendung der Ergebnisse fördern die Sicherheit des Strassenverkehrs.

Kádár, András: **Elastische hidrodynamische Berechnungen der Pleuellager von Dieselmotoren (Teil II)** 32

Der Autor stellt eine „endliche elementare Methode" vor, vermittels deren die elastische hidrodynamische Bewegung des Pleuellagers von Dieselmotoren errechnet werden kann.

Dr. Oláh, Ferenc: **Die Wirkung des Regens auf die in der Schiff-fahrt angewendeten Radarsignale** 3

Bei der navigations und fernmeldetechnischen Anwendung von Frequenzen von etwa 10 GHz und darüber sollen die durch den Regen hervorgerufenen Auswirkungen unbedingt geprüft werden. Die Intensität des Regens beeinflusst zu erheblichen Masse die spezifischen Dämpfungen pro Kilométer und kann darüber hinaus bedeutende Streuung hervorrufen. Im Artikel werden die in diesem Thema anwendbaren zwei neuen Methoden beschrieben.

Mészáros, Mátyás: **Die ersten Fahrzeuge der Eisenbahn von Theißgegend (Tiszavidéki Vasút)** 3

Der Autor hielt an der Konferenz über den Verkehr im Zeitalter des Absolutismus im Museum für Verkehr einen Vortrag über die ersten Fahrzeuge der Tiszavidéki Vasút ab. Der Artikel ist eine Kurzgefasste Variante dieses Vortrages.

KISALFÖLD VOLÁN GYŐR

Győr, Ipar út 99. 9027 Pf. 29 9002
Telefon: (36) 96/17-266 Telex: 24-236
Telefax: (36) 96/17-497

Áruszállítás
— tömegáru fuvarozás, rakodás komplex kiszolgálás
— egységrakományok, raklapos konténeres áruk
— vasútállomási kezelések, el- és felfuvarozás, rakodás, raktározás
— lakossági fuvarozás, tehertaxi
— nemzetközi fuvarozás

Személyszállítás
— menetrendszerű-, szerződéses-, bér- és különjárati autóbusz
— bérautó, személytaxi
— utazási programok szervezése

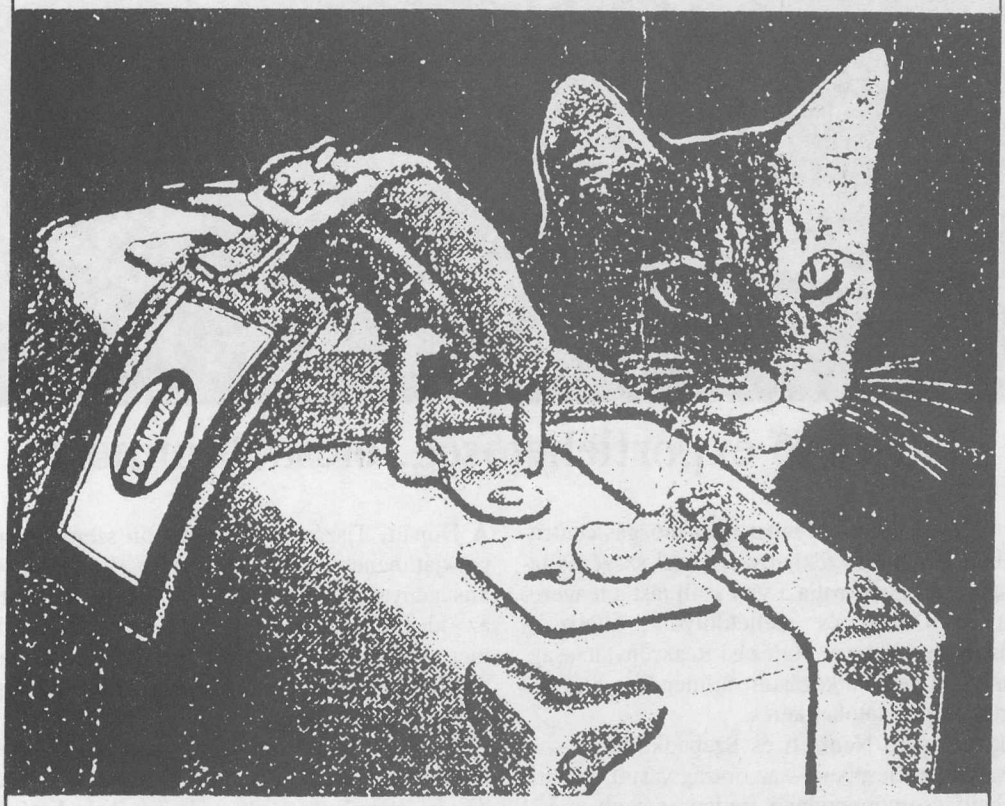
Műszaki és egyéb szolgáltatások
— tehergépkocsi és autóbusz gumiabroncs felújítás Marangoni RTS technológiával
— tehergépkocsi és autóbusz alkatrész és fődarab felújítás
— vámzáras kivitelű ponyva és ponyvatartó készítés, felszerelés
— tgk-k, autóbuszok és rakodógépek javítása, karbantartása
— tgk-k, autóbuszok diagnosztikai vizsgálata
— gépjárművek mentése
— karbantartó berendezések pontossági ellenőrzése és javítása
— alkatrészek gyártása
— reklámtevékenység

Forgalmi és műszaki telepeink
— Győr, Ipar út 99. (96)17-266
— Győr, Buda u. 33. (96)13-533
— Sopron, Somfalvi u. (99)12-382
— Mővár, Lucsony u. 2. (98)15-644
— Csorna, Soproni u. 23/a. 155
— Kapuvár, Szt. Katalin 45. (97)42-222
— Beled, Vörösmarty u. 51. 151

Utazási irodáink
— Győr, Árpád út 51/b. (96)17-133
— Sopron, Lackner K. u. 1/3. (99)11-041
— Mővár, Városkapu tér (98)15-229
— Csorna, Szt. István tér 8/c. 399
— Kapuvár, Fő tér 18/21. (97)42-013

AZ UTAZÓKÖZÖNSÉG ÉS A MEGBÍZÓK SZOLGÁLATÁBAN!

Nekünk minden utas fontos...



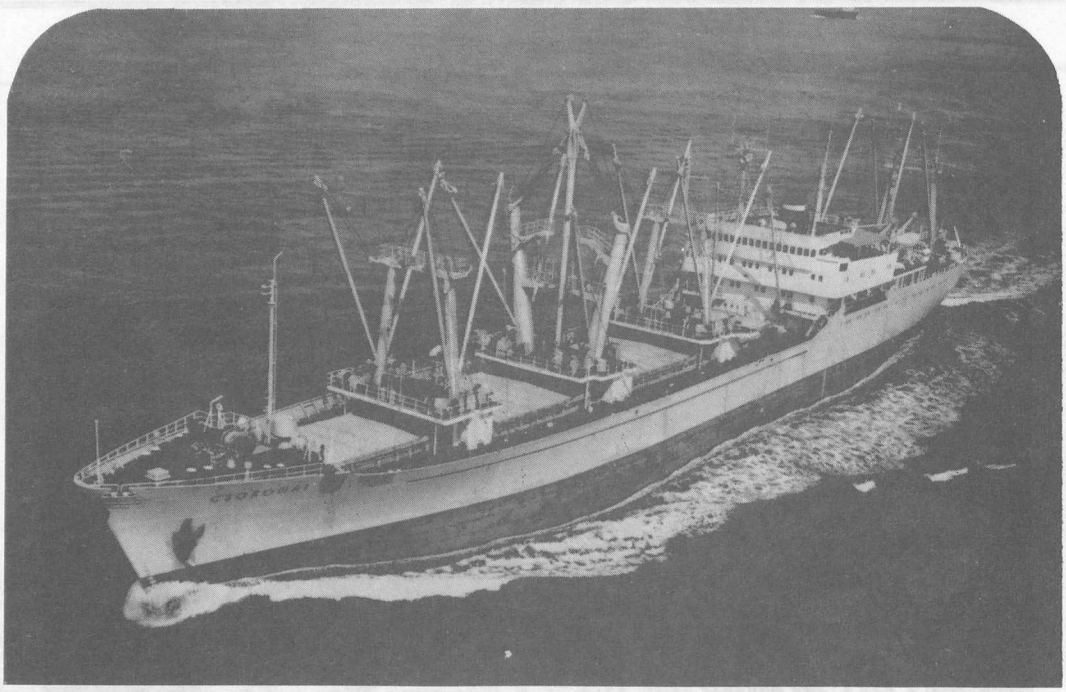
Külföldre busszal a legolcsóbb.

12 európai ország 80 városába közlekedik menetrend szerinti járat.
A menetrend alkalmazkodik az üdülők, bevásárlók igényeihez.
60 napos jegyelővétel. Tervezhető indulás, biztos megérkezés.

VOLÁNBUSZ

Információ: Budapest, Erzsébet tér. Telefon: 117-2562

Toprekám



Növekvő exportlehetőség, olcsóbb import

Az európai Kelet—Nyugat fuvarmozgás centrumában Budapest székhellyel, közel százéves tapasztalattal gyakorolja a vízi szállítást a tengereken, a Dunán és mellékfolyóin, illetve a Balatonon a Magyar Hajózási Részvénytársaság, amely a bemutatkozáson túlmenően hasznos partnerkapcsolatokat keres.

Magyarország Nemzeti és Szabadkikötője — a társaság kezelésében — az ország vasúti, közúti, vízi úti csomópontjában Budapest centrumától 7 km-re üzemel. Az ügyfelek rendelkezésére áll a vámszabad terület, transzkonténeres terminál, áruk részére fedett és nyitott rakterek, ki-be rakodást segítő rakodógépek, daruk, a vasáruk részére fedett raktárcsarnok és korszerű rakodó (FERROPORT).

A folyami hajópark tömeg-, darab-, folyékony, speciális, nagyméretű túlsúlyos áruk, valamint konténerek elszállítására, a kiegészítő rakodóparkkal komplex fuvarozásra alkalmas tengertől tengerig, a Duna—Rajna—Majna vízi országúton és a mellékfolyókon.

Tengeri hajóik a megrendelő kívánságára az európai kontinens bármely kikötőjéből elszállítja az árukat a kívánt útvonalon a rendeltetési kikötőbe.

A Dunán, Tiszán és a Balatonon személyhajóparkját menetrend szerint, illetve a bérlők speciális igényeinek megfelelően közlekedteti, segítve az idegenforgalmat, Magyarország színesebb megismeréséhez. Budapest (H) és Wien (A) között igen közkedvelt menetrend szerinti szárnyashajójáratot üzemeltet.

A hajójavításon túlmenően vízilétesítmények, úszóművek adaptá!t tervek szerinti készítését, belvízi járművek, jachtok javítását és hatósági vizsgára való felkészítését vállalja.

A háztól házig komplex szállítmányozási, a vízifuvarlánchoz kapcsolódó rakodási, tárolási, szárazföldi továbbítási szolgáltatással egészíti ki a partnerek növekvő export-import fuvarigényeit. Külföldi fuvaroztató partnereikkel igen mobil vegyes vállalatokat hozott létre, egy-egy export-import fuvaroztatási szisztéma kölcsönösen hasznos és hatékony végzésére. (NEPA—CENAM—FERROPORT).

A Magyar Hajózási Részvénytársaság (MAHART) kihasználva földrajzi előnyeit, helyismeretét, kiépített kapcsolatait és magas szintű szaktudását, ajánlja szolgáltatásait azon partnerek felé, akik a Kelet—Nyugat export-import tevékenységet olcsón és gyorsan kívánják lebonyolítani.

MAGYAR HAJÓZÁSI RT.
Telefon: 118-1880
Telefax: 118-0733
Telex: 225 258 mhrt h

MAHART
HUNGARIAN SHIPPING CO.

ÁRA: 45,– Ft