

ACTA TECHNICA

ACADEMIAE SCIENTIARUM
HUNGARICAE

ADIUVANTIBUS
S. GELEJI, L. GILLEMOT, I. RÁZSÓ

REDIGIT
GY. HEVESI

TOMUS IV.

FASCICULI 1—4



MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
BUDAPEST, 1952

ACTA TECHN. HUNG.

ACTA TECHNICA

A MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA MŰSZAKI TUDOMÁNYOK OSZTÁLYÁNAK KÖZLEMÉNYEI

SZERKESZTŐSÉG ÉS KIADÓHIVATAL: BUDAPEST, V., ALKOTMÁNY-U 21.

Az Acta Technica orosz, francia, angol és német nyelven közöl értekezéseket a műszaki tudományok köréből.

Az Acta Technica változó terjedelmű füzetekben jelenik meg: több füzet alkot egy kötetet.

A közlésre szánt kéziratok, géppel írva, a következő címre küldendők:

Acta Technica
Budapest, 62, Postafiók 440.

Ugyanerre a címre küldendő minden szerkesztőségi és kiadóhivatali levelezés.

Az Acta Technica előfizetési ára kötetenként belföldre 80 forint, külföldre 110 forint. Megrendelhető a belföld számára az »Akadémiai Kiadó«-nál (Budapest, V., Alkotmány-utca 21. Bankszámla 04-878-111-48), a külföld számára pedig a »Kultúra« Könyv- és Hírlap Külkereskedelmi Vállalatnál (Budapest, VI., Sztálin-út 2. Bankszámla: 45-790-057-50-032), vagy külföldi képviselőinél és bizományosainál.

»Acta Technica« публикует трактаты из области технических наук на русском, французском, английском и немецком языках.

»Acta Technica« выходит отдельными выпусками разного объёма. Несколько выпусков составляют один том.

Предназначенные для публикации рукописи (в напечатанном на машинке виде) следует направлять по адресу:

Acta Technica
(Венгрия, Будапешт 62, п/я 440)

По этому же адресу направлять всякую корреспонденцию для редакции и администрации.

Подписная цена »Acta Technica« — 110 форинтов за том. Заказы в стране принимает Akadémiai Kiadó (V., Alkotmány-utca 21. Текущий счёт № 04-878-111-48), а для заграницы, предприятие по внешней тор-овле книг и газет »Kultúra« (Budapest, VI., Sztálin-út 2. Текущий счёт № 45-790-057-50-032), или его заграничные представительства и уполномоченные.

ACTA
TECHNICA
ACADEMIAE SCIENTIARUM
HUNGARICAE

ADIUVANTIBUS
S. GELEJI, L. GILLEMOT, I. RÁZSÓ

REDIGIT
GY. HEVESI

TOMUS IV.



MAGYAR TUDOMÁNYOS AKADÉMIA
BUDAPEST, 1952

ACTA TECHN. HUNG.

ELEKTRIFIZIERUNG VON VOLLBAHNEN MIT 50 HZ EINPHASENSTROM UND DAS PERIODENUMFORMER-SYSTEM*

Dr. Ing. F. RATKOVSKY

K. Mitgl. d. Ungar. Akademie d. Wissenschaften.

Die Elektrifizierung der Vollbahnen hat infolge der wirtschaftlichen Entwicklung der Völker eine stetig wachsende Bedeutung gewonnen und sich zu einer der wichtigsten volkswirtschaftlichen Fragen der Gegenwart entwickelt.

Eine ausführlichere Beschreibung bzw. Behandlung der Elektrifizierung mit 50 Hz Einphasenstrom und ihrer bisherigen Entwicklung ist jetzt besonders zeitgemäss, einerseits weil die in Frankreich unternommenen Versuche und in grossem Massstab angelegten Pläne die Frage der Elektrifizierung mit 50 Hz zu einer Frage von weltweitem Interesse gemacht haben, andererseits weil die ungarische Regierung auf Grund der mit den neuen Versuchslokomotiven gewonnenen Ergebnisse sich darüber wird schlüssig werden müssen, in welchem Tempo die schon im Jahre 1948 beschlossene, grosszügige Weiterentwicklung der Vollbahnelektrifizierung mit 50 Hz — die bereits im Gange ist — in den nächsten Jahren fortzuführen sein wird. Angesichts der Tatsache, dass die Elektrifizierung der Bahnen vom volkswirtschaftlichen Standpunkt aus auch für andere Länder von ähnlicher Wichtigkeit ist, gewinnt die Frage der Erzeugung von Fahrzeugen für 50 Hz Einphasenstrom — in einem den ungarischen Bedarf weit übersteigenden Ausmasse — eine ausschlaggebende Bedeutung.

Es sei auch darauf hingewiesen, dass die Aktualität der in Rede stehenden Fragen noch durch den Umstand erhöht wird, dass sich im Laufe dieses Jahres zum 50sten Male der Tag jährt, an dem die erste mit Hochspannung elektrifizierte Vollbahn in Betrieb genommen wurde. Auch darf nicht unerwähnt bleiben, dass — so wie Ungarn durch die Elektrifizierung der Vollbahnen mit 50 Hz den ersten ausschlaggebenden Schritt in der rechten Richtung getan hatte — ebenso die erste mit Hochspannung arbeitende Vollbahn der Welt heute vor 50 Jahren nach ungarischen Plänen erbaut und von in Ungarn erzeugten Lokomotiven und Motorwagen bedient, fertiggestellt und in Betrieb genommen wurde.

*Vorgetragen in einer Sitzung der Abteilung für Ingenieurwissenschaften der Ungarischen Akademie der Wissenschaften am 30. Mai 1952. In erweiterter Form bei der Schriftleitung eingegangen am 21. Juli 1952.

Die allgemeinen wirtschaftlichen Beziehungen der Elektrifizierung der Vollbahnen sollen im nachfolgenden nicht behandelt werden, es sei hier zwecks Charakterisierung nur auf den Umstand hingewiesen, dass die Elektrifizierung, wie bekannt, ausser ihren sonstigen bedeutenden Vorzügen *eine weit bessere Ausnützung der Strecke bei erhöhtem Verkehr* ermöglicht, somit einen Teil der Investitionskosten einer sonst zur Abwicklung eines wachsenden Verkehrs unumgänglich nötigen Erweiterung der Gleisanlagen erspart und überdies *eine Kohlenersparnis* in einem für den Kohlenverbrauch der Bahnen entscheidenden Ausmasse möglich macht. Die Kohlenersparnis wirkt sich in zwei überaus wichtigen Richtungen aus, indem einerseits quantitativ im Gesamtkalorienverbrauch eine Ersparnis von über 60% erzielt wird, und andererseits, in qualitativer Hinsicht, statt der von den Lokomotiven benötigten Stückkohle von hohem Heizwert und guter Qualität Staubkohle niedrigster Qualität zum Verbrauch gelangt. Auch von sozialen Gesichtspunkten aus gewährt die Elektrifizierung sehr bedeutende Vorteile; hierzu gehören z. B. die Vermeidung von Rauch — was besonders für die Bahnhofsgenden der Grossstädte von grosser Bedeutung ist — sowie die Verminderung der Anzahl von Arbeitsplätzen, wo Schwerarbeit geleistet werden müsste (Arbeitsplätze von Grubenarbeitern, Heizern usw.).

Die angeführten Gesichtspunkte sind allgemein bekannt und es soll hier nur auf einige Zahlen verwiesen werden:

Das Gewicht einer elektrischen Lokomotive von 3200 PS und 50 Perioden beträgt 90 Tonnen, dasjenige einer Dampflokomotive gleicher Leistung samt Betriebsstoff über 300 Tonnen; je nach Verkehrsdichte und Zuggewicht ersetzt eine elektrische Lokomotive — bei Berücksichtigung der jährlichen durchschnittlichen Kilometerleistungen und der für die Instandhaltung aufgewendeten Zeit — zwei bis drei Dampflokomotiven; eine elektrische Lokomotive erspart jährlich 6000—9000 Tonnen Stückkohle von 4300 kal und verbraucht an ihrer Stelle Abfall- und Staubkohle im Ausmasse kaum eines Drittels des gesamten Heizwertes.

Es braucht nicht besonders darauf hingewiesen zu werden, welche ausschlaggebende Bedeutung die Vergrösserung des Eisenbahnverkehrs und die qualitative und quantitative Kohlenersparnis für jede in stürmischer Entwicklung befindliche Volkswirtschaft haben muss.

Den aufgezählten, sehr bedeutenden Vorteilen stehen allerdings die erheblichen Anlagekosten der Elektrifizierung gegenüber. Doch liegt der entscheidende Vorteil des 50 Periodensystems gerade in dem Umstande, dass bei seiner Anwendung an Investitionskosten der ortsfesten Einrichtungen, wie Leitungen, Umformerwerke und sonst erforderlichen Anlagen, im Vergleich mit anderen Systemen eine Ersparnis von nahezu 40% bzw. 50% ermöglicht wird. Dieser bedeutende Unterschied sichert einerseits sehr erhebliche tatsächliche Einsparungen an Anlagekosten und Rohstoffen und ermöglicht andererseits auch die Elektrifizierung von Linien, bei denen die Elektrifizierung mittels jedes

anderen Systems unwirtschaftlich wäre und wo demzufolge auf die Vorteile der Elektrifizierung verzichtet werden müsste. In diesem Zusammenhange sei darauf verwiesen, dass zwischen den Anschaffungskosten der eigentlichen dampfbetriebenen und elektrischen Fahrzeuge, die für die Bewältigung eines gewissen Verkehrsvolumens insgesamt nötig sind, keine namhafteren Unterschiede bestehen, und dass daher diese Anschaffungskosten weder auf die Wirtschaftlichkeit der Elektrifizierung im allgemeinen noch auf die der verschiedenen Elektrifizierungssysteme im besonderen irgendwelchen entscheidenden Einfluss ausüben.

*

Im folgenden soll — nach vorheriger Erwähnung der Entwicklung der verschiedenen Systeme und nach einem Vergleich ihrer charakteristischen Eigenschaften — eine knappe Darstellung der Versuche der 50 Hz Elektrifizierung gegeben werden, für die in Ungarn schon in den Jahren 1917—1923, im Auslande 1933—1936 bzw. 1945—1951 die entsprechenden Vorarbeiten und Vorbereitungen getroffen wurden. Es folgt sodann eine Zusammenfassung der wichtigsten Gesichtspunkte, sowie der Resultate, welche die 50 Hz Bahnelektrifizierung und die Lokomotiven System Kandó betreffen.

Nachher wird die Elektrifizierung der Haupteisenbahnlinie Budapest-Hegyeshalom mittels 32 Lokomotiven von 50 Hz beschrieben, wobei es sich um die erste Elektrifizierung einer Hauptvollbahnlinie mit 50 Hz in der ganzen Welt handelte, die der allgemeinen Entwicklung um mehr als 20 Jahre vorgegriffen hatte.

Eingehender werden dann das in den Jahren 1935—1938 geschaffene neue Periodenumformersystem und seine Alternativen behandelt, die einzelnen Alternativen miteinander verglichen, die wichtigsten Eigenschaften der Periodenumformerfahrzeuge gekennzeichnet,

über die Entwicklung und die Resultate der nach dem Periodenumformersystem entworfenen bzw. erbauten Fahrzeuge berichtet,

auf die Perspektiven und das weitere Arbeitsprogramm in bezug auf die Erzeugung von Fahrzeugen mit 50 Hz hingewiesen und schliesslich

die 50 Hz Periodenumformerlokomotiven und die nach anderen Systemen arbeitenden neuesten Erzeugnisse des Auslandes miteinander auch bezüglich der erzielten Ergebnisse verglichen.

Wie schon erwähnt, soll im Rahmen der vorliegenden Abhandlung die allgemeine Wirtschaftlichkeit der Bahnelektrifizierung über das bereits Gesagte hinaus nicht behandelt werden, zumal die diesbezüglichen Gesichtspunkte und Resultate allgemein bekannt sind.

*

Um nur einige entscheidende Phasen der Elektrifizierung der Vollbahnen zu erwähnen, wurde bekanntlicherweise die erste Vollbahnelektrifizierung

mit Hochspannung vor gerade 50 Jahren, d. h. im Jahre 1902 in Betrieb genommen, und zwar auf der Valtellinabahn in Oberitalien. Die bezüglichen Bestellungen erhielt die Firma Ganz in Budapest auf Grund der Pläne von *Dr. h. c. K. Kandó* bereits im Jahre 1898, und es war dies die erste mittels Hochspannung betriebene elektrifizierte Vollbahnlinie auf der ganzen Welt.

Vor der Elektrifizierung der Valtellinabahn gab es nur ganz unbedeutende Elektrifizierungen auf kurzen Strecken und von lokaler Bedeutung (z. B. in Tunnels, um der Rauchbildung auszuweichen, oder auf Nebenstrecken von kleiner Leistung). Bei diesen Anlagen war die Spannung nicht höher als 600—750 Volt, woraus schon an und für sich hervorgeht, dass es sich nur um kurze Strecken von lokaler Bedeutung handeln konnte.

Die erste, für längere Strecken von grosser Leistung geeignete Elektrifizierung war, wie schon erwähnt, die von *Kandó* geplante, mittels Hochspannung betriebene Valtellinabahn, bei welcher die Fahrzeuge mit Drehstrom von 3 kV Spannung und 15 Hz gespeist wurden. Die ersten Fahrzeuge, nämlich 10 Motorwagen von 500 PS und insgesamt 9 Lokomotiven von 900, 1200 bzw. 1500 PS Leistung wurden von der Firma *Ganz* in Budapest geliefert. Später wurde die Erzeugung, gleichfalls unter der Leitung von *Kandó*, in Italien fortgesetzt, wobei jährlich bis zu 50 Lokomotiven von 2000, später von 2800 PS Leistung erzeugt wurden. Die Länge der elektrifizierten Strecke betrug im ersten Ausbau auf der Valtellinabahn 106 km, mit 9 im Betrieb befindlichen Lokomotiven. In den Jahren des ersten Weltkrieges waren bereits 195 Drehstromfahrzeuge im Betrieb, 1933 schon mehr als 600, woraus klar hervorgeht, dass das System — bei Berücksichtigung des damaligen Standes der technischen Entwicklung — sich zur Elektrifizierung des Vollbahnbetriebes als tatsächlich geeignet erwiesen hatte.

Natürlich wurden gleichzeitig auch im Auslande Studien und Versuche unternommen; so hatte z. B. die Firma *Oerlikon*, die in mehrfacher Hinsicht auf dem Gebiete der Bahnelektrifizierung Pionierarbeit geleistet hatte, im Jahre 1905 die erste Versuchslokomotive erbaut, die mit Einphasenstrom von 15 Perioden gespeist wurde, doch begann in den verschiedenen Ländern erst etwa 6 Jahre nach der Inbetriebnahme der Valtellinabahn die Vollbahnelektrifizierung mit einphasigen Kommutatormotoren von 16* und 25 Hz. In den Vereinigten Staaten wurde von *Lamme* im Jahre 1913 — hauptsächlich wegen der benötigten sehr hohen Anfahrzugkräfte — eine Lösung ausgearbeitet, bei der ein auf der Lokomotive angeordneter asynchroner Phasenspalter den 25 Hz Einphasenstrom der Fahrleitung in Dreiphasenstrom umformte, mit welchem die Drehstromtriebmotoren gespeist wurden.

Das mit hochgespanntem Gleichstrom arbeitende System begann sich auf dem Gebiete der Vollbahnen im Jahre 1915 zu entwickeln, wobei im all-

*Die Bruchteile der Periodenzahlen sind im Text überall fortgelassen.

gemeinen eine Spannung von etwa 3 kV bzw. in einzelnen Ländern von 1,5 kV gewählt wurde.

Selbstverständlich hatte jedes der obenerwähnten drei Systeme seine Vorteile und Nachteile.

Den *Hauptvorteil des Drehstromsystems bildet* der 3phasige Triebmotor, dessen Konstruktion besonders *einfach* und *betriebsicher* ist und der überdies den Traktionsansprüchen der Vollbahnen vorzüglich entspricht, sowie einen guten Wirkungsgrad aufweist. Es bedeutet einen gewissen Nachteil, dass die Züge nicht mit beliebiger Geschwindigkeit fahren können, da die Lokomotiven — den Eigenschaften asynchroner Motoren entsprechend — stets nur auf einigen bestimmten Geschwindigkeitsstufen laufen können. Nach Ansicht einiger liegt aber in diesem Umstande kein Nachteil, vielleicht eher noch ein gewisser Vorteil, weil bei festgesetzten Geschwindigkeiten die Einhaltung des Fahrplans leichter erscheint. Ein *entschiedener Nachteil* des Drehstromsystems ist jedoch der Umstand — der übrigens sehr bald seine weitere Entwicklung vollkommen verhinderte — dass *zwei Fahrleitungen* erforderlich sind, was einerseits namhafte Mehrkosten für die Anlage bedeutet, andererseits bei den Weichen und Gleiskreuzungen in Bahnhöfen mit vielen Gleisen die gegenseitige Isolierung der Phasen mit genügender Sicherheit — besonders im Falle höherer Spannungen — praktisch schwer durchführbar macht.

Ein Vorteil des *Einphasen-Wechselstromsystems* ist, dass die Spannung der Fahrleitung — die selbstverständlich nur aus einem einzigen Fahrdraht besteht — sehr hoch (15—20 kV) gewählt werden kann, was die Wirtschaftlichkeit in hohem Masse verbessert. *Nachteile* sind : einerseits der Kommutator-Wechselstrommotor selbst, der jedoch im Laufe der letzten Jahre sehr vervollkommnet wurde und heute schon völlige Betriebsicherheit bietet ; andererseits der Umstand — and dies ist heute der erheblichste Nachteil — dass *besondere Kraftwerke und Fernleitungen von 16 Perioden* oder aber eine grosse Anzahl von Umformerwerken erfordert werden, die der Umformung des Stromes von 50 Perioden auf die niedrigeren Periodenzahlen dienen, was kostspielige und mit namhaften Verlusten arbeitende Anlagen nötig macht.

Die Motoren des *Gleichstromsystems* bieten eine einwandfreie Betriebsicherheit, doch erfordert das System wegen der anzuwendenden niedrigen Spannung (1,5—3 kV) die Investierung sehr grosser Mengen von Leitungsmaterial — z. B. statt der beim Einphasenstromsystem angewendeten Fahrleitungen von 100 mm² Querschnitt solche von 270 bis 750 mm², d. h. die 2,7 — bis 7,5fache Menge an Leitungsmaterial. Überdies sind bei diesem System sehr viele, dicht angeordnete Umformerwerke notwendig. Die erwähnten zwei Umstände bedingen einerseits *grosse Anlagekosten und namhafte Verschwendung von Rohstoffen*, andererseits sind auch die Energieverluste sehr bedeutend, einestheils wegen der bekannten hohen Anfahrverluste der Gleichstrommotoren, andernteils

wegen der durch die hohen Stromstärken verursachten, erheblichen Fahrleitungsverluste.

Abgesehen von der Drehstromelektrifizierung in Oberitalien wurde die Elektrifizierung der Vollbahnen überall in der Welt im allgemeinen mittels Einphasenstromes von niedriger Periodenzahl oder mittels Gleichstromes ausgeführt.

So wurde die Elektrifizierung mittels Gleichstromes von 3 bzw. 1,5 kV begonnen bzw. fortgesetzt in Italien, in der Sowjetunion, in England, Frankreich, Holland, Spanien, Südafrika, Australien, in einzelnen südamerikanischen Staaten, in Indien und Japan, wogegen die schweizerischen, österreichischen, deutschen, schwedischen und norwegischen Bahnen ihre Linien mit Einphasenstrom von 16 Perioden und mittels Kommutatormotoren elektrifizierten.

In den Vereinigten Staaten von Amerika war die Entwicklung nicht einheitlich; die Elektrifizierung geschah teils mit Gleichstrom, teils mit Einphasenstrom von 25 Perioden, in letzterem Falle kamen sowohl Kommutatormotoren wie auch asynchrone Mehrphasenmotoren, die von einem niedergespannten Phasenspalter von normaler Bauart gespeist wurden, zur Verwendung.

Wegen der Schwierigkeiten, die sich anfänglich bei den Kommutator-Einphasenmotoren zeigten, wurden auch Lokomotiven gebaut, die mit Motordynamos versehen wurden, welche den Einphasenwechselstrom von 16 Perioden in Gleichstrom verwandelten.

Ähnlich ausgeführt war die erste, schon im Jahre 1904 erbaute kleine 50 Hz Versuchslokomotive von 400 PS der schweizerischen Fabrik Oerlikon, die mit 50 Hz Einphasenstrom gespeist wurde. Die Umformung des zugeführten 50 Hz Einphasenstromes in 600 V Gleichstrom besorgte ein in die Lokomotive eingebauter Motordynamo.

Diese Versuchsausführung wurde kurz nach ihrer Inbetriebnahme zu einer 15 Hz Einphasenstromlokomotive umgebaut — und es verstrichen über 40 Jahre, bevor sich Oerlikon wieder mit Fahrzeugen von 50 Perioden zu befassen begann, als sie für die Französischen Staatsbahnen — natürlich in einer ganz anderen Konstruktion — eine 3800 PS 50 Hz Lokomotive baute, die gegenwärtig, da die in Ungarn in den Jahren 1939—1943 gebauten zwei 4000 PS Lokomotiven im Weltkrieg stark beschädigt und nicht von neuem gebaut wurden, die grösste 50 Hz Lokomotive der Welt ist.

*

Bereits in den Jahren 1912 und 1916 wurde auch im Auslande erwähnt, dass die Elektrifizierung der Vollbahnen nur bei Verwendung von 50 Perioden wirklich wirtschaftlich werden könnte, weil nur in diesem Falle die Anlagekosten — infolge Fortfallens des besonderen Speisernetzes von 16 Perioden bzw. der kostspieligen Umformerwerke — wesentlich vermindert werden

könnten. Der gleiche Gedanke tauchte auch auf der Londoner Weltkraftkonferenz von 1924 wieder auf. Es wurden auch kleinere Strecken mit ganz kleinen Leistungen — im allgemeinen vorübergehend — mit 42 — 50 Hz elektrifiziert, so z. B. in Österreich im Jahre 1904 eine Lokalbahn von 18 km, auf welcher Triebwagen von ganz kleiner Leistung (50 PS) liefen, die von Winter-Eichberg'schen Kommutatormotoren angetrieben wurden.

Nichtsdestoweniger war *K. Kandó*, dem sich später *Prof. L. Verebely* anschloss, lange Zeit der einzige, der sich seinerzeit mit der Frage der 50 Hz Elektrifizierung der Vollbahnen intensiv und erfolgreich befasste. Bereits 1917 war Kandó weit über das Studium theoretischer Erwägungen hinaus und hatte eine 50 Hz Lokomotive von 2700 PS Leistung entworfen, die 1923 zugleich mit der Fertigstellung der 50 Hz Elektrifizierung der Versuchsstrecke Budapest—Alag von 16 km Länge (doppelgleisig, elektrifizierte Gesamtgleislänge 41 km) in Betrieb genommen wurde (Abb. 1/a). Sowohl Kandó wie Verebely setzten somit alles daran, die Frage der Vollbahnelektrifizierung mit 50 Hz einer endgültigen Lösung zuzuführen.

Durch diese Leistung hatten sich die ungarischen Ingenieure auf dem Gebiete der Elektrifizierung der Vollbahnen zum zweitenmal an die Spitze der Entwicklung gesetzt, zumal Kandó als erster auf der ganzen Welt eine, im Betriebswirtschaftlich verwendbare 50 Hz Hochleistungs-Vollbahnlokomotive tatsächlich erbaut hatte, ferner da Kandó zusammen mit Verebely — der die entscheidenden wirtschaftlichen Vorteile der 50 Hz Elektrifizierung ebenfalls sofort erkannt hatte — und mit der Firma Ganz — welche die Pionierarbeit und das Risiko der Entwicklung und der Fabrikation von 32 Lokomotiven eines vollkommen neuen Systems übernommen hatte — mit zäher, zielbewusster Arbeit durchsetzte, dass *als erste leistungsfähige 50 Hz Vollbahnelektrifizierung auf der ganzen Welt die 187 km lange doppelgleisige internationale Hauptlinie Budapest—Hegyeshalom in Ungarn mit einer elektrifizierten Gesamtgleislänge von 520 km vollendet wurde. Der Verkehr auf dieser Strecke ist voll elektrifiziert und wird seit 1932 von 32 elektrischen 50 Hz Lokomotiven System Ganz-Kandó versehen.* Durch die Elektrifizierung dieser Strecke war Ungarn der Entwicklung um 20 Jahre vorausgeeilt.

Gleichzeitig wurde die Elektrifizierung im Auslande bei Verwendung von Gleichstrom oder 16 bzw. 25 Hz Einphasenstrom weiter fortgesetzt.

Die Ergebnisse der im Jahre 1932 in Betrieb genommenen, mit 50 Hz elektrifizierten ungarischen Hauptstrecke, ferner verschiedene neu aufgetauchte Lösungsmöglichkeiten der 50 Hz Lokomotiven liessen das Interesse des Auslandes ab 1933 für eine Zeit wiederaufleben. Verebely hat auf der Weltkraftkonferenz 1933 in Stockholm einen ausführlichen Bericht über das ungarische 50 Periodensystem erstattet und ergänzte ihn mit den Ergebnissen des im Betrieb bereits bewährten Systems. Gleichzeitig verfocht Boveri in seinem Rapport die Wirtschaftlichkeit des 50 Periodensystems und wies auf die Möglichkeit

neuer Lösungen — vermittelt Gleichrichter — hin. In dieser Studie lieferte Boveri den Nachweis, dass die Speisung mit 50 Hz Einphasenstrom wirtschaftlich so grosse Vorteile bietet, dass das 50 Hz Elektrifizierungssystem auch in jenem Falle als wirtschaftlich angesehen werden müsste, wenn sich die Kosten der 50 Hz Lokomotiven um 30—40% höher erweisen sollten als die Kosten von Lokomotiven anderer Systeme.

Es sei erwähnt, dass der Verfasser der vorliegenden Abhandlung bereits auf der Weltkraftkonferenz Gelegenheit hatte vorzubringen, dass der Vergleich des 50 Periodensystems mit anderen Systemen nur bei pessimistisch gewählten Bedingungen eine Differenz von 30—40% zu Gunsten des ersterwähnten Systems ergibt; bei durchschnittlichen Bedingungen kann dieser Vergleich noch viel günstiger ausfallen.

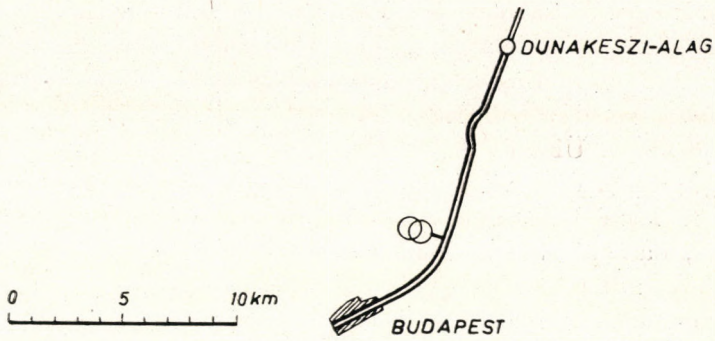
Unter dem Eindruck der ungarischen Ergebnisse und verschiedener einschlägiger Studien war die *Deutsche Reichsbahn* die erste, welche die Weiterentwicklung des 50 Hz Systems in die Hand nahm und versuchsweise eine 50 Hz Elektrifizierung durchführte, u. zw. an der 56 km langen Höllentalbahn (gesamte elektrifizierte Gleislänge 90 km, Abb 1/b). Es wurden im Jahre 1934 vier Versuchslokomotiven von etwa 2700—3200 PS bei vier verschiedenen Firmen (AEG, BBC, Siemens, Krupp) in Auftrag gegeben. Die Kruppsche Lokomotive formt den Einphasenstrom in den Triebmotoren mit Doppelläufer in Drehstrom um, die Siemenssche Lokomotive arbeitet mit Kommutatormotoren, die Lokomotiven der BBC und AEG lösen die Aufgabe mit Hilfe von Gleichrichtern.

Als Spannung der Fahrleitung musste statt der üblichen 15 kV eine solche von 20 kV gewählt werden, um hierdurch die infolge des niedrigen Leistungsfaktors* der Lokomotiven verursachten grossen Spannungsgefälle wenigstens teilweise ausgleichen zu können. Mit Rücksicht hierauf wurde überdies die nur 56 km lange Fahrleitung an weiteren drei Stellen auch durch 20 kV Leitungen gespeist.

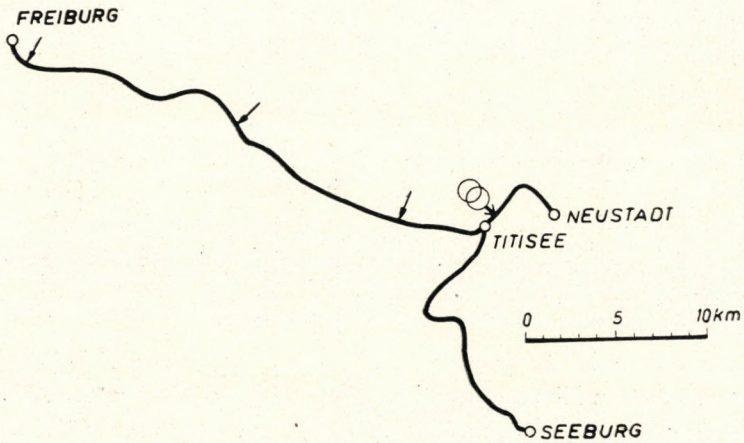
Auf Grund der im 1936 begonnenen Versuchsbetrieb gewonnenen Erfahrungen beurteilte die Deutsche Reichsbahn kurz vor Beginn des zweiten Weltkrieges die Ergebnisse bzw. die Konstruktionen der Lokomotiven noch für unbefriedigend und entschied sich für die weitere Fortsetzung der Elektrifizierung mit 16 Hz.

Abgesehen von den in Ungarn auch in der Zwischenzeit fortgesetzten Arbeiten, auf die späterhin noch ausführlich zurückgekommen werden soll, wurde die Frage der 50 Hz Vollbahnlokomotiven im Auslande von der Tagesordnung praktisch abgesetzt, und zwar bis zum Jahre 1945, als die Französischen Staatsbahnen die Frage wieder aufgriffen.

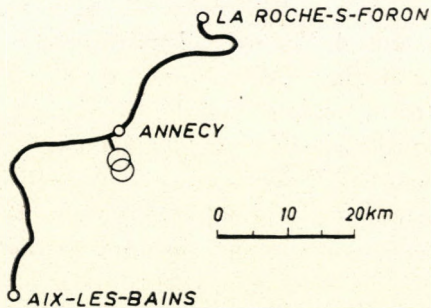
*Lediglich bei der Kruppschen Lokomotive beträgt der Leistungsfaktor $\cos \varphi \cong 1$.



a) Budapest—Alag
In Betrieb genommen 1923. Streckenlänge 16 km (doppelgleisig). Mit Fahrleitung
ausgerüstete Gleislänge 41 km.



b) Höllentalbahn
In Betrieb genommen 1936. Streckenlänge 56 km (eingleisig). Mit Fahrleitung
ausgerüstete Gleislänge 90 km. → Weitere Speisung durch 20 kV Leitungen



c) Aix-les-Bains—La Roche-sur-Foron
In Betrieb genommen 1950. Streckenlänge 78 km (eingleisig)
Abb. 1. Die Versuchslinien der 50 Hz Bahnelektrifizierungen

Erwähnenswert ist, dass das Forschungsinstitut für Bahnelektrifizierung der Sowjetunion sich schon im Jahre 1932 an Verebélý wandte, einerseits um Daten über die in Ungarn gewonnenen Erfahrungen zu erbitten, andererseits um mitzuteilen, dass die Erbauung einer 50 Hz Versuchsstrecke von 130 km Länge geplant sei. Über diese geplanten Versuche ist zwar hier weiter nichts bekannt geworden, doch wurden im Rahmen der 1940 begonnenen sowjetisch-ungarischen Handelsvertragsverhandlungen in Moskau — ungeachtet des Umstandes, dass die Sowjetunion zu jenem Zeitpunkte bereits über ein sehr umfangreiches mit Gleichstrom elektrifiziertes Netz verfügte — Besprechungen bezüglich der damals bereits im Bau befindlichen, ungarischen 50 Hz Lokomotiven neuen Typs begonnen. Die im folgenden Jahr eingetretenen Kriegereignisse verhinderten dann die Fortsetzung und den Abschluss dieser Vorverhandlungen.

Das Verdienst, dass die 50 Hz Elektrifizierung in den Staaten Westeuropas endlich in den Mittelpunkt des Interesses rückte und seinen Siegeszug im Ausland antrat, dürfen zweifellos die Französischen Staatsbahnen und ihr Generaldirektor *L. Armand* für sich in Anspruch nehmen.

Die *Französischen Staatsbahnen* kamen auf Grund von seit 1945 unternommenen, auch die Erfahrungen der Höllentalbahn in Betracht ziehenden, sehr ausführlichen Studien zur Feststellung — was 1947 auch veröffentlicht wurde — dass die Fortsetzung der von ihnen begonnenen Elektrifizierung mittels Gleichstromes von 1,5 kV in grösserem Massstabe — ungeachtet dessen, dass sich das System im Betrieb vorzüglich bewährt hatte — bei Beibehaltung dieses Systems aus Wirtschaftlichkeitsgründen nicht in Frage käme und für die Elektrifizierung neuer Strecken als einzig richtiger Weg die Einführung des 50 Hz Einphasensystems betrachtet werden müsse. Gleichzeitig wurde darauf verwiesen, dass, »wie es scheint, der vorher unausführbare Traum der Ingenieure, dank der ungarischen Ergebnisse von *Kandó* und den Versuchen an der Höllentalbahn nunmehr schon in das Stadium der Verwirklichung getreten sei«. Die Französischen Staatsbahnen gaben dann auf Grund theoretischer Studien und Feststellungen im Jahre 1948 bei drei Firmen (*Oerlikon*, *Alsthom*, *Creusot-MÉSW*), insgesamt 4 Versuchslokomotiven grosser Leistung, ferner mehrere Triebwagen für 50 Hz in Auftrag, von denen einige durch Einphasenstrom-Kommutatormotoren, andere durch Gleichrichter und Gleichstrommotoren angetrieben wurden. Bei keiner der bestellten Lokomotiven erreicht der Leistungsfaktor einen der Einheit angenäherten Wert, so dass schon von vornherein mit grossen Spannungsabfällen gerechnet werden musste. Zwecks Ausführung der Versuche wurde eine von *Aix-les-Bains* ausgehende Bergstrecke (Abb. 1/c) mit 50 Perioden elektrifiziert. Die Spannung musste mit Rücksicht auf den durch den niedrigen Leistungsfaktor verursachten ungünstigen Spannungsabfall — ebenso wie bei der Höllentalbahn — auf mindestens 20 kV festgesetzt werden.

Als erste wurde 1950 die bei Oerlikon in Auftrag gegebene Lokomotive mit Einphasenstrom-Kommutatormotoren von 3800 PS in Betrieb genommen. Die Betriebsergebnisse entsprachen durchaus den Erwartungen. An der nach der Inbetriebsetzung der Versuchsstrecke abgehaltenen *Konferenz von Annecy* bildete sich auf Grund von ausführlichen Berichten und sehr gründlichen und wertvollen Studien die allgemeine Meinung heraus, *dass die Zukunft der Elektrifizierung der Vollbahnen wegen der entscheidenden wirtschaftlichen Vorteile im 50 Periodensystem liegt*, wobei der Einführung dieses Systems nichts mehr im Wege steht, da entsprechende und wirtschaftliche 50 Hz Lokomotiven bereits zur Verfügung stehen und sich weitere Typen in Entwicklung befinden. Infolgedessen leiteten auch die Französischen Staatsbahnen die weitere, allgemeine Elektrifizierung mit 50 Hz ein. Die Richtigkeit der hier in Ungarn vor mehr als 35 Jahren, nämlich 1917, begonnenen und seither erfolgreich fortgesetzten Arbeit erscheint somit als in vollem Umfange bewiesen, und die Elektrifizierung mit 50 Hz, die jetzt überall in den Mittelpunkt des Interesses gerückt ist, hatte damit im Auslande in grossem Massstabe ihren Anfang genommen.

Es soll noch bemerkt werden, dass 1951 für die Eisenbahnen in Belgisch-Kongo bei den Werken Jeumont und Charleroi acht 50 Hz Lokomotiven von je 1680 PS für 22 kV Fahrleitungsspannung in Auftrag gegeben wurden, welche unter Montage stehen. Hier sei auch erwähnt, dass die General Electric Co. und die Westinghouse Electric Co. zwecks Studium der 50 bzw. 60 Hz Lokomotiven 1952 für die Pennsylvanischen Bahnen der USA eine bzw. zwei mächtige Ignitron-Zwillingslokomotiven von 5000 bzw. 6000 PS Stundenleistung geliefert haben, die zwar mit 25 Hz im Betrieb stehen, deren System aber naturgemäss für 50 Hz prinzipiell genau so gut verwendbar ist. Ausserdem studieren noch verschiedene Länder, wie die Sowjetunion, Italien, Polen, Rumänien, England und Indien, die Anwendung des 50 Periodensystems bei weiteren Elektrifizierungen von Vollbahnen.

*

In weiteren soll über einige wichtige Gesichtspunkte der 50 Hz Elektrifizierung und über die wichtigsten Phasen der Entwicklung der Kandó'schen Vollbahnlokomotiven mit Phasenumformer berichtet werden.

Die erste 50 Hz Lokomotive mit Phasenumformer System Ganz-Kandó wurde 1917 entworfen; der Bau wurde 1918 in Angriff genommen, doch wegen der Schwierigkeiten nach dem ersten Weltkriege erst 1923 vollendet (Abb. 2. Seite 18). Die wichtigsten Daten dieser Versuchslokomotive waren

Achsenanordnung	OEO
Gewicht	80 t
Maximaler Achsendruck	16 t

Stundenleistung	2700 PS
Maximale Zugkraft	20 t
Geschwindigkeitsstufen	25, 33, 50 und 66 km/St.

Auf die Einzelheiten der ursprünglichen Kandó'schen Lokomotiven mit Phasenumformer soll im Rahmen der vorliegenden Studie nicht näher eingegangen werden, da in zahlreichen Studien und Vorträgen über die Konstruktion und die Betriebsergebnisse dieser Lokomotiven und über die Elektrifizierung der Linie Budapest—Hegyeshalom ausführlich berichtet worden ist.*

Um aber die richtige Beurteilung der Bedeutung der 50 Hz Elektrifizierung zu erleichtern, dürfte es angezeigt sein, an dieser Stelle dennoch einige wesentliche Gesichtspunkte, die sich auf die Phasenumformerlokomotive und auf die Elektrifizierung mit 50 Hz beziehen, kurz zu erwähnen.

*

Der Triebmotor der Ganz-Kandó'schen Lokomotive ist ein Mehrphasenmotor, dessen elektrische Eigenschaften — wie bekannt — den Traktionszwecken, abgesehen vom Nachteil der beschränkten Geschwindigkeitsstufenzahl, vorzüglich angepasst sind, dessen Wirkungsgrad gut und dessen Konstruktion einfach und betriebssicher ist. Der für die Motoren benötigte Strom wird durch einen rotierenden Phasenumformer aus Einphasenstrom in Mehrphasenstrom umgewandelt.

Um die durch das 50 Hz System gebotenen wirtschaftlichen Vorteile voll ausnützen zu können, war nach Kandó folgendes sicherzustellen :

1. $\cos \varphi$. Die Lokomotiven sollen mit einem Leistungsfaktor $\cos \varphi \cong 1$ laufen, damit der durch die 16 Perioden dreimal übertreffende Periodenzahl hervorgerufene dreifache induktive Spannungsabfall nicht nur ausgeglichen, sondern im Verhältnis zum 16 Periodensystem noch vermindert werden könne.

Zur Kennzeichnung der Bedeutung des guten $\cos \varphi$ ist zu bemerken, dass falls in einer Fahrleitung von 16 Hz bei bestimmter Belastung und $\cos \varphi = 0,85$ ein Spannungsabfall von z. B. 10% auftritt, dann der *Spannungsabfall* bei gleicher Belastung und bei $\cos \varphi = 0,7$ im Falle von 50 Hz *auf 34% anwächst*. Falls aber die gleiche Belastung bei $\cos \varphi = 1$ auftritt, dann beträgt der Spannungsabfall nur 8%, also wesentlich weniger als selbst bei 16 Hz.

Gleichzeitig ist im Vergleich zu der Belastung mit dem Leistungsfaktor $\cos \varphi = 0,7$ der Leitungsverlust um etwa 50%, die Leistung der Umspannwerktransformatoren um etwa 35% geringer. Es ist somit offenkundig, dass der *Leistungsfaktor für den gegenseitigen Abstand der Speisepunkte, sowie für die Anlage- und Betriebskosten der Umspannwerke und der Leitungen von entscheidender Bedeutung ist.*

* Siehe Seite 72

Ferner ist darauf hinzuweisen, dass auch die durch die Einphasenbelastungen verursachte Spannungsasymmetrie des die Bahnstrecke speisenden Dreiphasennetzes viel kleiner ist und die durch die Einphasenbelastung verursachte Erwärmung des Läufers der Generatoren bei $\cos \varphi \cong 1$ sich wesentlich günstiger gestaltet, so dass den Rechnungsergebnissen zufolge bei Lokomotiven, die mit $\cos \varphi \cong 1$ arbeiten, sowohl die Spannungsasymmetrien wie die Erwärmung des Generators schon bei Dreiphasennetzen von *ganz kleiner Leistung* vollkommen vernachlässigbar werden.

Aus dieser Betrachtung, deren jeder einzelne Punkt schon an und für sich sehr wesentlich ist, wird sofort ersichtlich, dass *die Frage des hohen $\cos \varphi$ bei der Elektrifizierung mit 50 Hz* — wie das Kandó von Anfang an betont hatte — *ein entscheidender Gesichtspunkt ist*, den man bei der weiteren Ausgestaltung der Lokomotivkonstruktionen stets vor Augen halten muss.

2. *Spannung.* Zwecks Verminderung des Spannungsabfalls ist die Spannung der Fahrleitung möglichst hoch zu wählen. Von diesem Gesichtspunkt aus ist die Kandósche 50 Hz Lokomotive den 16 Hz Lokomotiven gleichwertig. Bei den 16 Hz Systemen wurde im allgemeinen eine Spannung von 15–16 kV gewählt. Indem Kandó dadurch, dass er die Wicklung des Phasenumformers in Öl einsetzte, von jeder Einschränkung bezüglich der Wahl der Spannung frei war, wünschte er schon seinerzeit 20 kV als Spannung für die Fahrleitung zu wählen, um dadurch noch grössere Abstände zwischen den Umspannwerken möglich zu machen. Mit Rücksicht auf den Umstand, dass die Isolatoren und Armaturen für die Fahrleitung (die für die Strecke Budapest—Hegyeshalom nach den Plänen der Ungarischen Staatsbahnen von BBC, AEG, Siemens und Bergmann geliefert und montiert wurden) für 16 kV normiert waren und entsprechende Betriebserfahrungen damals nur für diese Spannung zur Verfügung standen, wurde auch in Ungarn eine Betriebsspannung von 16 kV gewählt.

3. *Die Regelung der Triebmotorspannung.* Eine weitere Forderung, die Kandó an das von ihm entwickelte System stellte, war, dass die Triebmotoren — unabhängig von der Spannung der Fernleitung und der Fahrleitung und deren Schwankungen — eine von der Belastung der Lokomotive abhängige Spannung erhalten sollten, weil auf diese Weise die Lokomotive in der Beschleunigungsperiode eine grosse Zugkraft entwickeln kann, ohne dass es nötig wäre, die Triebmotoren zu überdimensionieren, bzw. dass die Triebmotoren während des Betriebes, wenn viel geringere Zugkräfte erforderlich sind, nicht mit schlechtem Wirkungsgrad und ungünstigem $\cos \varphi$ zu arbeiten brauchen.

Diesen Bedingungen entspricht der von Kandó konstruierte Phasenumformer in folgender Weise :

Der Ständer des Phasenumformers ist mit zwei Wicklungen ausgerüstet, u. zw. mit einer hochgespannten Einphasenwicklung und mit einer niedriggespannten Mehrphasenwicklung, welche die Triebmotoren speist. Der Ständer, welcher

vom Läufer mittels eines Isolierzylinders getrennt ist, befindet sich in Öl, wodurch ermöglicht wird, dass die für Hochspannung dimensionierte Einphasenwicklung unmittelbar an die Fahrleitung von 16 kV angeschlossen werden kann, so dass Gewicht, Raumbedarf und Verlust des Lokomotivtransformators zum Teil eingespart werden könnten. Die Einphasen- und Dreiphasenwicklungen sind im Ständer derart angeordnet, dass zwischen ihnen eine *namhafte magnetische Streuung* auftritt. Durch Regelung der Erregung des synchronen Läufers lässt sich einerseits der Leistungsfaktor ständig auf annähernd $\cos \varphi = 1$ halten, andererseits lässt sich durch entsprechende Gestaltung der Streucharakteristik erreichen, dass gleichzeitig die Motoren — praktisch unabhängig von dem konstanten bzw. infolge der Belastung schwankenden Wert der Spannung der Fahrleitung — die ihrer Belastung entsprechende, vom Standpunkt der Zugkräfte bzw. des Wirkungsgrades günstigste Spannung erhalten.

Die den obigen Ausführungen Gemässe Regelung der Spannung und des Leistungsfaktors geschieht mit Hilfe eines entsprechend einstellbaren Wattrelais in völlig automatischer Weise.

Anstatt des unmittelbar an die Hochspannung angeschlossenen Phasenumformers der beschriebenen Konstruktion kann man natürlich auch einen an einen einphasigen Transformator von hoher Kurzschlussspannung angeschlossenen, niedriggespannten Synchronphasenpalter bekannter Konstruktion verwenden, doch hätte diese Ausführungsart ein Mehr an Gewicht und Raumbedarf erfordert und höhere Verluste ergeben.

Das Kandósche System unterscheidet sich von dem in den Vereinigten Staaten um 1913 von Lamme entwickelten, weiter oben bereits erwähnten, mit durch Phasenspalter gespeisten 25 Hz Drehstrommotoren arbeitenden Einphasensystem, welches das allererste Einphasen-Dreiphasensystem war, grundsätzlich dadurch, dass die 50 Hz Lokomotiven von Kandó automatisch, *von der Belastung unabhängig, ständig mit einem Leistungsfaktor von annähernd $\cos \varphi = 1$ arbeiten*. Um dies zu erreichen, hat Kandó einerseits einen mit Gleichstrom erregten *synchronen Umformer* angewendet, andererseits zwischen die die Triebmotoren speisende dreiphasige Wicklung und an die Fahrleitungsspannung gelegte Einphasenwicklung *ein Element von hoher magnetischer Streuung eingeschaltet*, das derart dimensioniert war, dass $\cos \varphi = 1$ bei jeder Belastung in einer Weise erreicht werden konnte, bei der die Triebmotoren zugleich die günstigste Spannung erhielten. Das ist das Wesentliche an Kandós Idee und System und nicht die — ziemlich weit verbreitete — Ansicht, wonach das Wesentliche darin bestehe, dass infolge geeigneter Konstruktion des Phasenumformers kein separater Transformator erforderlich ist. Der Umstand, dass der Phasenumformer mit einem Transformator von grosser Streuung in einer Maschine vereinigt ist, kann an und für sich zwar wichtig sein, ist aber nicht von entscheidender Bedeutung, denn es werden hierdurch gewisse Einsparungen an

Gewicht und Verlusten erzielt, doch steht diesem Vorteil der Nachteil gegenüber, dass der Phasenumformer eine verwickeltere und somit heiklere Konstruktion darstellt.

Die Frage des $\cos \varphi$ hingegen ist, wie schon wiederholt betont, eines der wichtigsten Gesichtspunkte der 50 Hz Elektrifizierung. Im Jahre 1922 kam auch bei der in den Vereinigten Staaten von Amerika angewandten Lösung mittels Phasenspalters — eben auf Kandós Vorschlag — die $\cos \varphi = 1$ gewährleistende synchrone Ausführung zur Anwendung, die zwar auch dort ihre Vorteile hat, jedoch angesichts der 25 Perioden nicht von so ausschlaggebender Bedeutung ist.

Da der Phasenumformer, durch den naturgemäss die ganze Leistung durchgehen muss, ein recht bedeutendes Gewicht hat und namhafte Verluste verursacht, erschien es angezeigt, bei allen Einrichtungen des Kandóschen Systems besonders sorgfältig auf die möglichen Einsparungen an Gewicht und Verlusten zu achten. Kandó gelang es auch zu erreichen, dass die von ihm konstruierte Lokomotive von den spezifischen Lokomotivgewichten, wie sie den *damaligen* Verhältnissen entsprachen, nicht wesentlich abwich. Was die Verluste anbelangt, so ist die Phasenumformerlokomotive selbst, da die Verluste des Phasenumformers durch den besseren Wirkungsgrad der Asynchronmotoren und den Wegfall des Transformatorverlustes nur teilweise wettgemacht werden können, ohne Zweifel anderen Systemen gegenüber etwas weniger günstig gestellt, doch verschwindet dieser Nachteil gegenüber den entscheidenden Vorteilen, welche die unmittelbare Speisung aus dem 50 Hz Überlandnetz bei $\cos \varphi = 1$ bedeutet; der letztere Umstand macht allein schon durch die an Leitungsverlust entstehende Einsparung den bei der Lokomotive auftretenden Wirkungsgradunterschied wett.

Entsprechend der Eigenschaft der asynchronen Triebmotoren speist die Kandósche Lokomotive bei Talfahrt, auf geneigter Strecke, unter Beibehaltung ihrer Geschwindigkeit, Strom in das Netz zurück, was bei Bergstrecken teils aus Gründen der Energieersparnis, teils wegen Verminderung der Abnutzung von Radkränzen und Bremsklötzen von wesentlicher Bedeutung ist.

Es soll hier nicht auf die Einzelheiten der mechanischen und elektrischen Einrichtungen der Lokomotiven eingegangen werden, doch sei erwähnt, dass die vier verschiedenen Geschwindigkeitsstufen der Lokomotive bei der endgültigen Ausführung durch Umschaltung auf vier verschiedene Polzahlen der asynchronen Triebmotoren erzielt wurden. Die Notwendigkeit der Umschaltung auf viererlei Polzahlen liess natürlich die Verwendung von rasch laufenden, kleindimensionierten Motoren nicht zu und es mussten daher langsam laufende Motoren in der Lokomotive angebracht werden, welche die Triebachsen mittels des bekannten Kandóschen Gelenkrahmens antreiben. Die Notwendigkeit, *mechanischen Kurbelantrieb anzuwenden*, war zweifelsohne schon seinerzeit *als bedeutender Nachteil* empfunden und in Kauf genommen worden, obwohl hier darauf hingewiesen werden muss, dass zu jener Zeit — zwischen 1920 und

1930 — der Stangenantrieb auch bei anderen Systemen noch gang und gäbe war. Der seither allgemein verbreitete Einzelachsenantrieb begann sich damals erst zu entwickeln und zur Anwendung zu kommen.

Die erste Versuchslokomotive (Abb. 2) in der sich ein Phasenumformer mit luftgekühltem Läufer von 3000 Umdrehungen befand, bewies auf der im Jahre 1923 in Betrieb genommenen, 16 km langen, mit 50 Perioden gespeisten Versuchsstrecke Budapest—Alag (Abb. 1/a) die Richtigkeit der Grundsätze des neuen Systems, sowohl in bezug auf die Traktionseigenschaften wie auch in bezug

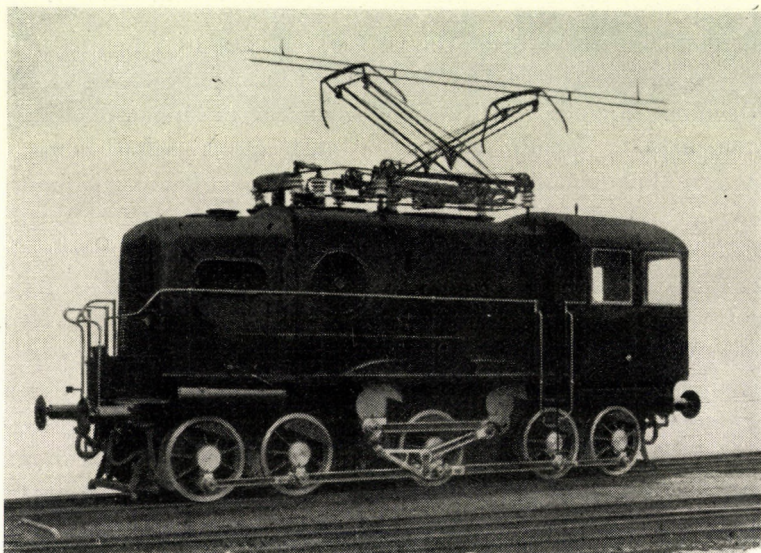


Abb. 2. Die 2700 PS 50 Hz Versuchslokomotive System Ganz-Kandó.
Bestellt 1918, in Betrieb genommen 1923

auf Regulierung und Leistungsfaktor. Die mit der in allen ihren Teilen völlig neuen Konstruktion gemachten Erfahrungen liessen jedoch bestimmte Konstruktionsänderungen erforderlich erscheinen, welche zwar die Grundprinzipien der Wirkungsweise der Lokomotiven überhaupt nicht berührten, rein konstruktiv aber ziemlich belangreich waren. Vor allem erschien der Phasenumformer in bezug auf Erwärmung als unterdimensioniert, zumal in seinem Läufer, ungeachtet der starken Dämpferwicklung, infolge des inversen Magnetfeldes übermässige Erwärmung auftrat. Mit Rücksicht hierauf wurde für die Versuchslokomotive ein völlig neuer Phasenumformer angefertigt. Bei Beibehaltung des Prinzips des in Öl versenkten Ständers wurde der neue Phasenumformer vierpolig, mit *wassergekühltem* Läufer ausgeführt. Auch die geplante Leistung der Lokomotive musste in einem gewissen Ausmasse herabgesetzt werden und die Motoren mit Kaskadenschaltung wurden durch Motoren mit Polumschaltung für insgesamt drei Geschwindigkeitsstufen ersetzt.

Die umgebaute Versuchslokomotive wurde 1928 wieder in Betrieb genommen; die Ergebnisse der Versuchsfahrten mit Personenzügen von 560 Tonnen und Güterzügen von 1450 Tonnen fielen so überaus günstig aus, dass nach einer zurückgelegten Strecke von 56 000 km, wobei keinerlei bemerkenswerte Fehler auftraten, die Ungarischen Staatsbahnen noch *im Jahre 1928 die volle Elektrifizierung der 187 km langen, doppelgleisigen Hauptstrecke Budapest—Hegyeshalom mit 50 Hz Einphasenstrom beschlossen.*

Die grosszügig angelegten Elektrifizierungsarbeiten wurden noch im Jahre 1928 in Angriff genommen und zu ihrer Ausführung die staatliche Ungarische Transdanubische Elektrizitäts A.G. gegründet. Als erstes bestellte die neue A.G. den Bau des Überlandkraftwerkes Bánhida, das mit drei

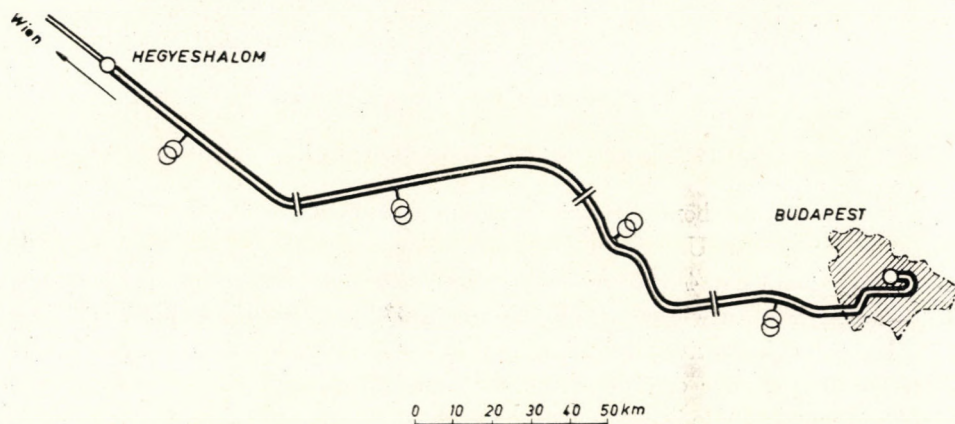


Abb. 3. Die erste mit 50 Hz elektrifizierte doppelgleisige Hauptbahnstrecke Budapest—Hegyeshalom (nach Wien)

In Betrieb genommen 1932. Streckenlänge 187 km. Mit Fahrleitung ausgerüstete Gleislänge 520 km. Mittlere Entfernung der Umspannwerke 46 km. Zahl der im Betrieb stehenden 50 Hz Lokomotiven 32

Turboeinheiten von je 26 000 kVA bereits im Jahre 1930 den Betrieb aufnahm.

Die 187 km lange, doppelgleisige Hauptstrecke besitzt insgesamt 520 km lange mit Oberleitung versehene Gleise. Sie wird von Einphasentransformatoren, die in vier, je ründ 46 km von einander entfernten Umspannwerken aufgestellt sind, mit Strom von 16 kV gespeist. Die Transformatoren erhalten ihren Strom aus Abzweigungen des dreiphasigen Überlandnetzes von 100 kV, das vom erwähnten Kraftwerk aus gespeist wird (Abb. 3).

Die Einphasentransformatoren der Umspannwerke sind — zwecks Verminderung der Einphasenbelastung des Überlandnetzes — je Umspannwerk an zwei verschiedene Phasen der 100 kV Drehstromleitung angeschlossen. Die Umspannwerke der zwei westlichen Abschnitte von kleiner Belastung sind bei normalem Betrieb auf identische Phasen geschaltet.

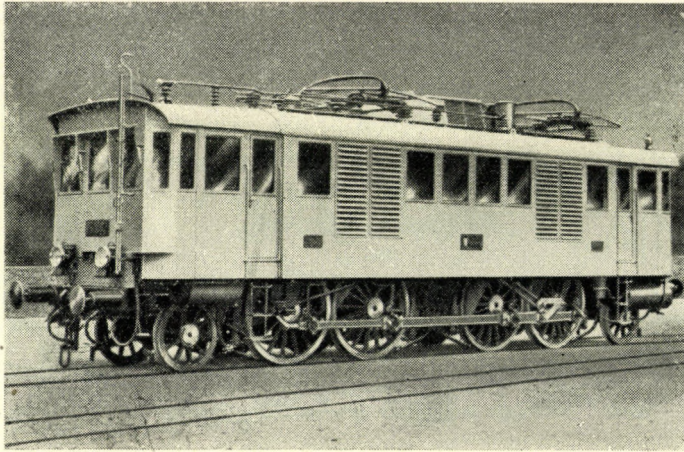


Abb. 4. Die 1D1 2500 PS 50 Hz Serienlokomotive System Ganz-Kandó der Strecke Budapest—Hegyeshalom.
Seit 1932 im Betrieb, insgesamt 32 Lokomotiven

Die insgesamt benötigten 32 Lokomotiven von 50 Perioden wurden im Jahre 1931 von den Ungarischen Staatsbahnen bei der Firma Ganz bestellt. Es wurden zunächst 4 Lokomotiven hergestellt und, da diese ausgezeichnete Betriebsresultate aufwiesen, auch die übrigen 28 sukzessive geliefert.

Die 32 Lokomotiven (Abb. 4 und 5) unterschieden sich im wesentlichen nur insoweit von der erprobten Versuchsausführung, als bei ihnen statt der zwei Triebmotoren, die insgesamt drei Geschwindigkeitsstufen besaßen, nur ein einziger auf (4 Geschwindigkeitsstufen entsprechenden) 4 Polzahlen umschaltbarer Triebmotor zur Anwendung kam. Des grundsätzliche Hauptstromkreisschema der Lokomotive ist aus Abb. 6 ersichtlich.

Der Antrieb der Achsen erfolgte natürlich auch in diesem Falle mittels des Kandó'schen Gelenkrahmens.

Die wichtigsten charakteristischen Daten dieser Lokomotiven sind folgende:

Achsenanordnung	1D1
Gesamtgewicht	98 t
Maximaler Achsendruck	17,5 t
Stundenleistung	2500 PS
Maximale Zugkraft	16,2 t
Geschwindigkeitsstufen	25, 50, 75, 100 km/St.
Spezifisches Gewicht	39 kg/PS

Den Versuchsergebnissen zufolge waren die Lokomotiven für Schnellzüge und Güterzüge in gleicher Weise geeignet, daher kamen von den zu Anfang bestellten drei Güterzuglokomotiven mit Achsenanordnung OFO und 68 km/St.

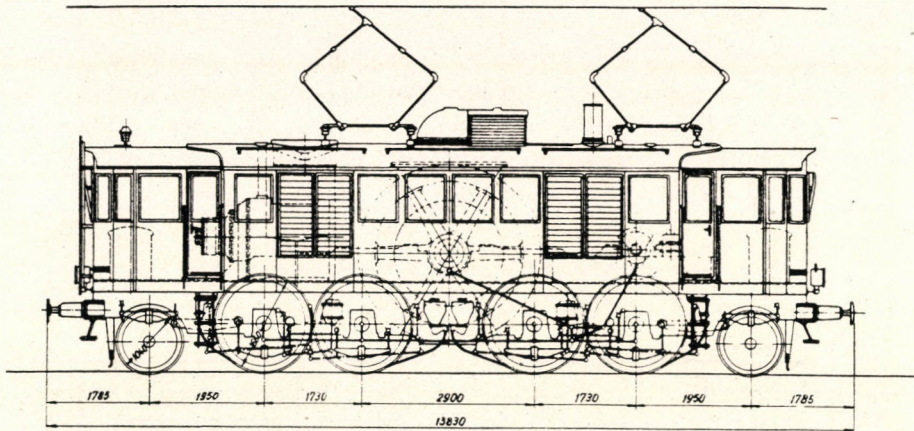


Abb. 5. Anordnungsskizze der ID1 2500 PS Ganz-Kandó 50 Hz Serienlokomotiven

maximaler Geschwindigkeit, die jedoch bezüglich der elektrischen Einrichtung mit den ID1 Lokomotiven identisch waren, keine weiteren zur Ausführung.

Die ersten Lokomotiven legten während des Übernahmeprobebetriebes in 9 Monaten über je 100 000 km zurück, was jährlich 130 000 km entspricht, wobei sie den vorgeschriebenen Belastungen und auf den Probefahrten vollauf entsprachen, ohne dass sich irgendwelche Defekte ergeben hätten.

Von den im Jahre 1931 bestellten 32 Lokomotiven lieferte die Firma Ganz die ersten vier innerhalb eines Jahres, d. h. im Jahre 1932, ab. Die Fabrikation der übrigen wurde erst in Arbeit genommen, nachdem der Versuchsbetrieb dieser Maschinen mit vollem Erfolg seinen Abschluss gefunden hatte. Von Mitte 1934 bis Mitte 1935, d. h. im Laufe eines einzigen Jahres, wurden sodann weitere 24 Lokomotiven zur Ablieferung gebracht.

Die gesamte elektrische Einrichtung der Lokomotiven wurde von der Firma Ganz angefertigt, mit Ausnahme der Triebmotoren, welche nach den Angaben und Entwürfen der Ganz-Werke von der Firma Metropolitan Vickers & Co. hergestellt wurden. Die Lokomotiven liefen jährlich durchschnittlich ca. 110 000 km, indem sie den gesamten Schnell-, Personen- und Güterzugverkehr des ungarischen Abschnittes der internationalen Hauptstrecke Budapest—Wien versahen.

Hier sei erwähnt, dass seit der bereits vor 20 Jahren durchgeführten Elektrifizierung der Strecke Budapest—Hegyeshalom *Ungarn auch heute noch das einzige Land der Welt* ist, wo eine wichtige Hauptlinie mit dem 50 Hz System voll elektrifiziert ist und wo der Betrieb von *Serienlokomotiven* von 50 Hz versehen wird.

Wie schon berichtet, begann das Interesse des Auslandes in den Jahren 1932—1934 teils infolge der günstigen ungarischen Ergebnisse, teils auf Grund

der Boverischen und anderer Studien sich der Elektrifizierung mit 50 Hz zuzuwenden, was 1936 die Inbetriebnahme der 56 km langen Höllentalbahn mit 50 Hz zur Folge hatte. Diese Strecke war jedoch ein ausgesprochener Versuchsbetrieb mit vier Versuchslokomotiven verschiedener Konstruktion. Später wurde in Frankreich, auf Grund von 1945—1947 in die Wege geleiteten Studien, im Jahre 1950 die 78 km lange mit 50 Hz Einphasenstrom gespeiste Strecke Aix-les-Bains—La Roche-sur-Foron gleichfalls als Versuchsstrecke in Betrieb genommen, auf welcher vier Versuchslokomotiven, die ebenfalls verschiedenen Systemen angehörten, erprobt wurden. Während aber die 1936 in das Betriebssta-

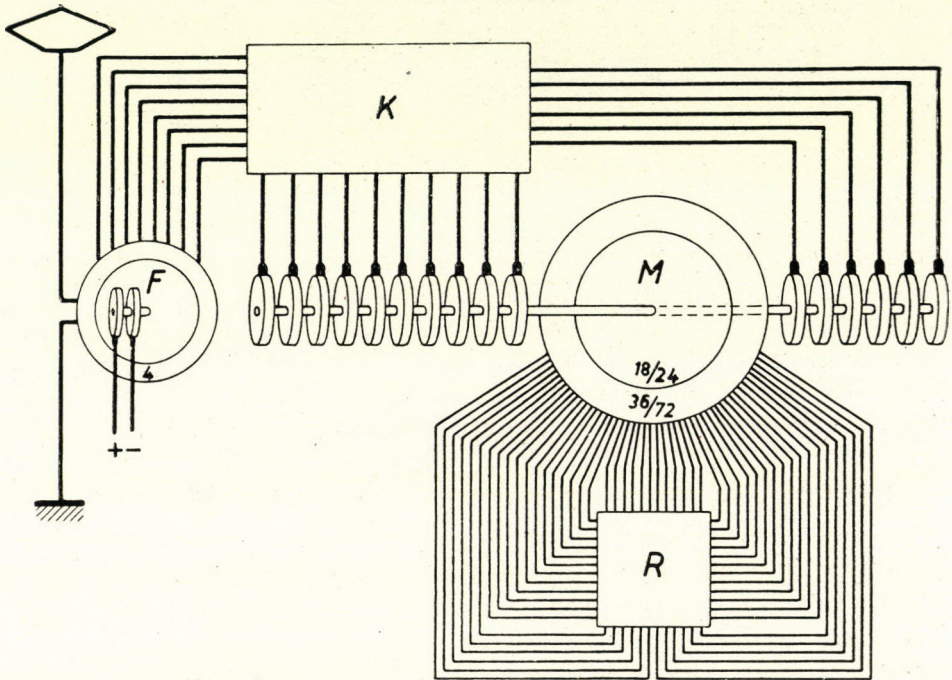


Abb. 6. Haupschema der 2500 PS Ganz-Kandó 50 Hz Serienlokomotiven

F = Phasenumformer

M = Triebmotor

K = Hauptstrom-Schaltvorrichtung (Polumschaltung, Reversierung usw.)

R = Anlasswiderstand

Die Zahlen entsprechen den Polenzahlen

dium eingetretenen Versuche in Deutschland seinerzeit nicht bis zur Anerkennung und Einführung des 50 Hz Systems gediehen, erkannten die Französischen Staatsbahnen auf Grund der in den Jahren 1945—1951 in Frankreich unternommenen, eingehenden und höchst wertvollen Studien und Versuchsergebnisse die entscheidende wirtschaftliche Bedeutung des 50 Hz Systems vollkommen an und beschlossen eine grosszügige Weiterelektrifizierung ihrer Linien mit 50 Hz Einphasenstrom.

Auf die ausländischen Versuche, Studien und Ergebnisse, welche die in Rede stehende Frage schliesslich auch im Auslande zu Gunsten des 50 Hz Systems entschieden, soll nach Erörterung der weiteren Entwicklung in Ungarn noch zurückgekommen werden.

Die Entwicklung der Elektrifizierungen mit 50 Hz geht auch aus Abb. 7

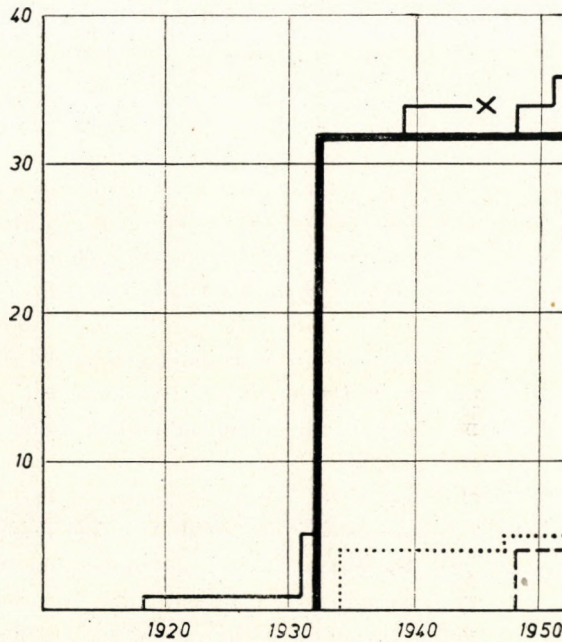


Abb. 7. Die Zahl der in den Jahren 1918—1951 bestellten 50 Hz Lokomotiven.

- Versuchslokomotiven der ungarischen Staatsbahnen
- Serienlokomotiven der ungarischen Staatsbahnen
- Versuchslokomotiven der deutschen Reichsbahnen
- - - Versuchslokomotiven der französischen Staatsbahnen
- × im Kriege vernichtet

hervor, wo die Anzahl der bestellten und in Betrieb genommenen Versuchs- und Betriebslokomotiven ab 1918 nach Ländern angegeben ist.

*

Der erste Abschnitt der ungarischen Vollbahnelektrifizierung mit 50 Hz war mit der Elektrifizierung der Hauptstrecke Budapest—Hegyeshalom und mit der Ablieferung der 32 Lokomotiven abgeschlossen. Die Lokomotiven ent-

sprachen den Erwartungen und den *damaligen* Ansprüchen vollauf, die elektrifizierte Hauptstrecke ist seit 20 Jahren in tadellosem Betriebe.

Die elektrische Ausrüstung der Lokomotiven befriedigte die Ansprüche des Betriebs vollkommen, zeigte sich als äusserst betriebssicher und erforderte nur minimale Instandhaltungskosten. Der Phasenumformer — der wegen seiner komplizierten Konstruktion anfänglich gewisse Bedenken hervorrief — hat sich als eine Maschine von einwandfreier Betriebssicherheit erwiesen: während des bisherigen 20 jährigen Betriebs traten Defekte am Phasenumformer sozusagen überhaupt nicht auf. Bei den Triebmotoren sind am Anfang infolge von Überlastung beim Anfahren Beschädigungen aufgetreten, die aber durch Hartlöten der Wicklungsköpfe vollkommen eliminiert werden konnten.

Gewisse Schwierigkeiten zeigten sich aber beim mechanischen Triebwerk der Lokomotive, und hierüber soll im folgenden noch ausführlich die Rede sein.

Versuche und Betrieb haben auch jene Berechnungen vollauf gerechtfertigt, die sich auf die von der Einphasenbelastung auf das Dreiphasennetz ausgeübte Wirkung bezogen, wobei auch auf Grund tatsächlicher Betriebserfahrung festgestellt wurde, dass die Einphasenbelastung der Bahn in dem die Umspannwerke speisenden Dreiphasensystem keinerlei bemerkbare Asymmetrie hervorruft. Namhafte Veränderungen haben sich weder in der Verschiebung der Phasenspannungen noch in der Erwärmung der Läufer der Generatoren gezeigt, und zwar auch dann nicht, wenn die ganze elektrifizierte Strecke von einem *einzigem* Drehstromgenerator von 26 MVA gespeist wurde. Das bezüglich der Asymmetrie gehegte Bedenken, das — besonders im Auslande — gegenüber dem 50 Periodensystem mehrfach auftauchte, hat sich den Voruntersuchungen entsprechend als völlig vernachlässigbar erwiesen. Zu bemerken ist hierbei, — worauf schon weiter oben hingewiesen wurde — dass dieses berechnete und durch Erfahrung bestätigte besonders günstige Resultat zum Teil die Folge des $\cos \varphi = 1$ betragenden Leistungsfaktors war. Beim Betrieb von Lokomotiven anderer Systeme, deren Leistungsfaktor 0,6–0,8 beträgt, sind die Ergebnisse natürlich weder bezüglich Spannungsasymmetrie noch bezüglich Erwärmung der Generatorläufer derart günstig, doch treten auch in diesem Falle keine beträchtlichen Schwierigkeiten auf, falls die Speisung aus einem Netz von grösserer Leistungsfähigkeit erfolgt.

Das Periodenumformersystem

(Entwicklung, Ergebnisse, Zukunft und Vergleich)

I.

Auf Grund der günstigen Ergebnisse betrieblicher und wirtschaftlicher Art haben die Ungarischen Staatsbahnen schon im Jahre 1935 die Elektri-

fizierung weiterer Strecken ins Auge gefasst, zugleich jedoch mit Rücksicht auf die zu erwartende Entwicklung grössere Anforderungen an die zu liefernden Lokomotiven gestellt. Es wurde die Lieferung von Lokomotiven von 4000 PS und 125 km/St. Höchstgeschwindigkeit verlangt, statt der bisherigen 2500 PS und 100 km/St.

Dieser Wunsch liess sich aber durch Weiterentwicklung des vorhandenen Typs nicht erfüllen, zumal bei diesem Typ der Triebmotor wegen der viererlei Polzahlen nur für langsam laufenden Kurbelantrieb geeignet war. Bei höheren Geschwindigkeiten waren beim Kurbelantrieb Schwierigkeiten zu erwarten, wobei zugleich bemerkt werden soll, dass der Kurbelantrieb selbst z. Zt. als eine bereits stark überholte Konstruktion angesehen werden musste.

Die Betriebserfahrung hatte gelehrt, dass der Kurbelantrieb der Kandó'schen Lokomotive schon bei einer Geschwindigkeit von 100 km/St. eine sehr genaue Einstellung und sehr sorgfältige Instandhaltung erfordert, wenn Risse — über das beim Kurbelantrieb von Lokomotiven auch sonst zu tolerierende Mass hinaus — vermieden werden sollten. Wegen der nicht vollkommen entsprechenden betriebsmässigen Instandhaltung und der nicht ganz genauen Einstellung zeigten sich auf der Linie Budapest—Hegyeshalom in der Mitte der dreissiger Jahre wegen beginnender Rissbildungen am mechanischen Triebwerk recht beträchtliche Lokomotivenausfälle. Diese Erscheinung konnte zwar nach eingehender Untersuchung durch entsprechende Organisation der sorgfältigen Instandhaltung, der präzisen Einstellung und einer ständigen Kontrolle — was freilich zu einer bedeutenden Erhöhung der Instandhaltungskosten führte — auf ein erträgliches Mass herabgesetzt werden, doch war nicht daran zu denken, Lokomotiven von noch grösserer Leistung und noch höherer Geschwindigkeit mit Kurbelantrieb anzufertigen.

Infolge dieser Schwierigkeiten kam die Ausdehnung der Elektrifizierung auf andere Linien, wo in Zukunft Lokomotiven grösserer Leistung und höherer Geschwindigkeit erforderlich gewesen wären, vorübergehend auf einen toten Punkt, und zwar um so mehr, als Kandós Genialität, die auch im internationalen Verhältnis keinen Vergleich zu scheuen hatte, wegen seines leider viel zu früh — im Jahre 1931 — erfolgten Todes nicht mehr zur Verfügung stand.

Im Laufe einiger Jahre konnte die Firma Ganz in der Frage der neuen Lokomotiven, die wesentlich höheren Anforderungen entsprechen sollten, keine neuen Fortschritte erzielen, so dass die Ungarischen Staatsbahnen sich bereits gezwungen sahen, auch bei ausländischen Firmen bezüglich Lokomotiven mit 50 Hz Umfrage zu halten. Zu jener Zeit hatten die Probefahrten der Versuchslokomotiven der deutschen Höllentalbahn eben begonnen, und da vorausgesetzt werden konnte, dass die eine oder andere der Versuchslokomotiven sich bewähren würde, verfolgten die Ungarischen Staatsbahnen die Probefahrten mit regem Interesse. Auch die Firma Ganz sah sich veranlasst, Lizenzverhandlungen mit ausländischen Firmen anzuknüpfen, um für den Fall, dass die Loko-

motiven der Höllentalbahn sich bewähren sollten, wenigstens die Deckung des ungarischen Bedarfes durch heimische Erzeugung sicherstellen zu können. An einen Export wäre in diesem Falle freilich nicht zu denken gewesen. Zu dieser Zeit kam sogar der Plan zur Sprache, die Fortsetzung der Elektrifizierung mit 16 Hz vorzunehmen, da die Firma Ganz in der Lage war, auf Grund ausländischer Entwürfe bewährte Typen zu liefern. Diese Tendenz wurde jedoch wegen der beim 16 Hz System bedingten wesentlich grösseren Investitionskosten und schlechteren Wirtschaftlichkeit glücklicherweise stark beeinträchtigt. Die ungarische Elektrifizierung und das Ganz-Kandó'sche System hatten zu jener Zeit eine sehr schwere, fast hoffnungslose Krise durchzumachen.

In dieser höchst kritischen Zeit, als die Entwicklung der ungarischen Lokomotiven auf ein völlig totes Geleise geraten war und als auch noch kein entsprechend erprobtes und bewährtes ausländisches System zur Verfügung stand, andererseits aber die Ungarischen Staatsbahnen über das weitere Schicksal der Elektrifizierung entscheiden mussten, hat der Verfasser der vorliegenden Studie, der damals technischer Leiter der Elektrizitätsfabrik der Firma Ganz war, ein neues System geschaffen und entwickelt, das den Namen Periodenumformersystem erhielt. Das neue System ermöglichte mit einem Schlage — unter Beibehaltung der Grundlagen und der Vorteile des Ganz-Kandó-Systems — *die Herstellung von 50 Hz Lokomotiven beliebiger Leistung und Geschwindigkeit in zeitgemässer Ausführung, ohne die Notwendigkeit, neue Konstruktionselemente entwickeln und entsprechend zeitraubende Versuche anstellen zu müssen.*

Der Weiterentwicklung des ursprünglichen Systems Ganz-Kandó für grössere Leistungen und höhere Geschwindigkeiten stand der Kurbelantrieb, der damals auch sonst nicht mehr als zeitgemäss galt, im Wege. Kurbel und Antriebsgestänge waren seinerzeit notwendig gewesen, weil rasch laufende, auf 4 bzw. 5 verschiedene Polzahlen umschaltbare Motoren nicht so klein ausgeführt werden konnten, dass sie die Lokomotivachsen mittels des inzwischen entwickelten und verbreiteten Einzelachs antriebs durch Zahnradübersetzung unmittelbar hätten antreiben können. Um also Lokomotiven grosser Leistung und hoher Geschwindigkeit bauen zu können, schien *ein Abgehen von der Polumschaltung der Triebmotoren* unumgänglich. Da mit einem Asynchronmotor von nur einer Polzahl natürlich nur eine einzige Geschwindigkeitsstufe erzielt werden kann, liess die Beibehaltung des Systems der asynchronen Motoren nur eine einzige Lösung zu, nämlich die Motoren mit Mehrphasenstrom verschiedener Periodenzahl zu speisen.

Um aber zu ermöglichen, dass die Lokomotive mit verschiedenen, aber wenigstens mit 4 bis 5 Geschwindigkeitsstufen betrieben werden könne, musste in der Lokomotive ein weiteres Element eingebaut werden, das fähig war, die Motoren mit einem Mehrphasenstrom von veränderlicher Periodenzahl zu speisen. Ausser dem Phasenumformer musste also auf der Lokomotive auch ein Periodenumformer angebracht werden. Diese Lösung erschien anfänglich, sowohl bei

den Ungarischen Staatsbahnen wie auch in der Firma Ganz selbst, einigen Fachleuten als unausführbar und stiess auf Widerstand, wobei insbesondere auf das sehr beträchtliche Gewicht des Periodenumformers hingewiesen wurde. Das grosse Gewicht war dadurch bedingt, dass der Periodenumformer, gleich wie der Phasenumformer, gemäss der vollen Leistung der Lokomotive dimensioniert werden musste. Da dies aber damals die einzige Möglichkeit zur Beibehaltung bzw. zur weiteren Entwicklung des 50 Hz Systems in Ungarn war, so musste man sich ungeachtet der erwähnten Gegenmeinung jener, die anfänglich den neuen Gedanken als aussichtslos ansahen, mit der Frage befassen. Die Resultate bestätigten in der Folge die Richtigkeit des Grundgedankens in vollem Ausmass. Es wurde festgestellt, dass aus der Gewichtseinsparung am Hauptmotor und am Kurbelantrieb der Ganz-Kandó'schen Lokomotiven die unmittelbar antreibenden, rasch laufenden Motoren und auch der Periodenumformer nicht nur gebaut werden könnten, sondern dass überdies noch eine namhafte Gewichtseinsparung zu erzielen war.

Der Hauptmotor der ursprünglichen Ganz—Kandó'schen Lokomotive hatte nämlich wegen seiner kleinen Umdrehungszahl (333 U/Min. bei maximaler Geschwindigkeit) ein sehr beträchtliches Gewicht, wogegen die mit Zahnradübersetzung antreibenden, schnell laufenden Motoren (bei max. Geschwindigkeit z. B. 2500 U/Min.) sehr leicht sind. Charakteristisch für diese Verhältnisse ist, dass während das Gesamtgewicht des Hauptmotors und des Antriebsgestänges der Ganz-Kandó'schen Lokomotiven rund 25 Tonnen betrug, das Gewicht der rasch laufenden Tatzenlagermotoren einschliesslich Zahnradübersetzung nicht ganz 9 Tonnen ausmacht, demnach eine Ersparnis von 16 Tonnen gewährt. Da aus dieser Gewichtseinsparung bzw. aus noch wesentlich kleinerem Gewicht ein rasch rotierender Periodenumformer von entsprechender Leistung angefertigt werden kann, erschien dieser Grundgedanke zur Weiterentwicklung des Ganz-Kandó'schen Systems auch praktisch möglich.

Betreffs der Ausführung des Periodenumformers boten sich damals zugleich dreierlei verschiedene Lösungen :

a) *stufenloser* Periodenumformer mit *beliebig* einstellbarer Periodenzahl,
 b) *gestufter* Periodenumformer, mit mindestens 4—5erlei Periodenzahlen, bei dem auch der Übergang von der einen zu einer anderen Periodenzahl *stufenweise* erfolgt,

c) *gestufter* Periodenumformer, mit mindestens 4—5erlei Periodenzahlen, bei dem der Übergang von der einen zu einer anderen Periodenzahl *stufenlos* erfolgt.

Die Lösung a) mit beliebiger Periodenzahl ist vom Gesichtspunkt der Traktion grundsätzlich die vorteilhafteste, weil in diesem Falle das Fahrzeug mit beliebiger Geschwindigkeit bei gutem Wirkungsgrad laufen kann und weil Beschleunigung und Bremsen kontinuierlich und verlustfrei vor sich gehen. Es wird jedoch eine vergleichsweise schwerere Maschinenausrüstung benötigt, weil die kontinuierliche Änderung der Periodenzahl Kommutatorhilfsmas-

schinen von veränderlicher Umdrehungszahl und von recht beträchtlicher Leistung erfordert.

Bei den unter *b)* und *c)* angeführten, zumindest 4- bis 5erlei Periodenzahlen bietenden Lösungen kann das Fahrzeug zwar nur mit 4- bis 5erlei Geschwindigkeiten fahren, doch ist die Ausführung einfacher und lässt sich mittels einer leichteren maschinellen Einrichtung lösen, da die verschiedenen, bestimmten Periodenzahlen auch durch ganz einfache synchrone oder asynchrone Maschinen erzeugt werden können.

Wegen ihrer vom Gesichtspunkt der Traktion bei weitem am vorteilhaftesten Eigenschaften sowie — wie im nachstehenden noch gezeigt werden soll — wegen der Anwendbarkeit von Käfigankermotoren als Triebmotoren wurden in erster Linie die verschiedenen Möglichkeiten der Lösung *a)* einer eingehenden Prüfung unterzogen. Wegen der komplizierteren Konstruktion einiger Varianten entsprechend geringeren Gewichts und in Anbetracht einer je früheren Ablieferung der Versuchslokomotiven musste jedoch seinerzeit *als erste Ausführung für die Lokomotiven* die Lösung des aus einfachen Asynchronmaschinen bestehenden, 4—5erlei Periodenzahlen liefernden Periodenumformers in Betracht gezogen werden. Bei diesem Entschluss musste auch berücksichtigt werden, dass für einen raschen Entwurf und eine rasche Herstellung der für die Lokomotiven bei der Lösung *a)* erforderlichen Kommutatormaschinen von hoher Leistung in einer zeitgemässen, entsprechend leichten Ausführung die damalige technische Bereitschaft und Erfahrung der Firma Ganz nicht als vollkommen zureichend erschienen. Für Triebwagen kam indessen schon damals — worauf im weiteren noch zurückzukommen sein wird — eine einfache Variante der Lösung *a)* zur Ausführung, da in diesem Fall nur Kommutatormaschinen von geringerer Leistung benötigt wurden.

Nun war es aber klar, dass die für die Lokomotiven benötigte, 4—5erlei Periodenzahlen liefernde Maschine, bei der für jede Periodenzahl eine Polumschaltung oder eine besondere Wicklung erforderlich ist, einerseits ein sehr hohes Gewicht hat, und andererseits wegen ihrer Kompliziertheit aus Gründen der Betriebssicherheit nicht entsprechen würde. Daraus ergab sich die Notwendigkeit, die Periodenumformung durch die — im allgemeinen bereits bekannte — Drehstromerregung zu lösen. Bei der Drehstromerregung dreht sich das Feld bekanntlich auch bei stehendem Läufer mit einer von der Polzahl abhängigen Umlaufgeschwindigkeit. Lässt man überdies auch den Läufer rotieren, so entsteht im Ständer eine der Summe der Umdrehungszahlen von Läufer und Feld, bzw. bei entgegengesetzter Schaltung eine der Differenz dieser Umdrehungszahlen entsprechende Periodenzahl. Auf diese Weise ergibt eine einzige Polzahl bei gleichgerichteter und entgegengesetzt gerichteter Drehrichtung zweierlei Periodenzahlen, zu denen die Periodenzahl der Stromquelle als dritte Periodenzahl hinzukommt. (Wird der Periodenumformer mit Gleichstromerregung kombiniert, so lässt sich eine weitere Periodenzahl erzielen.)

Die für Lokomotiven mittlerer Geschwindigkeit erforderlichen, wenigstens 4erlei Periodenzahlen lassen sich somit mittels *einer einzigen* Wicklung erzielen, die eine nur im Verhältnis von 1 : 2 umschaltbare Polzahl besitzt, wobei diese Umschaltung bekanntlich sehr einfach zu lösen ist. Gleichzeitig stehen aber für Lokomotiven von grösserer Geschwindigkeit 5erlei Periodenzahlen, demnach 5 Geschwindigkeitsstufen zur Verfügung, indem auch von den 50 Perioden Gebrauch gemacht wird, die durch die Dreiphasenwicklung des Phasenumformers unmittelbar gegeben sind.

Somit wurde auf Grund des hier erläuterten grundsätzlichen Prinzips die Anwendung eines rasch rotierenden *Periodenumformers von sehr einfacher Konstruktion* ermöglicht, womit die Frage der Periodenumformung bei kleinem Gewicht und völlig betriebssicherer Ausführung gelöst war.

Das Wesen des seinerzeit — während der Jahre 1935-1938 — ausgearbeiteten Periodenumformersystems *Ganz-Kandó-Ratkovszky* ist also folgendes :

1. *Statt des auf 4- bis 5erlei Polzahlen umschaltbaren, langsam rotierenden Hauptmotors mit Kurbelantrieb werden rasch rotierende, die Achsen mittels Zahnradgetriebes treibende, einfache, asynchrone Triebmotoren ohne Polumschaltung verwendet, deren beliebige oder zumindest 4—5erlei Geschwindigkeitstufen dadurch erzielt werden, dass ein in der Lokomotive angeordneter Periodenumformer beliebige oder einschliesslich der 50 Perioden der Stromquelle insgesamt mindestens 4—5erlei Periodenzahlen liefert. Die Anwendung des Periodenumformers wird durch die bedeutende Gewichts- und Raumersparnis infolge des Fortfallens des langsam rotierenden Hauptmotors und des Kurbelgetriebes ermöglicht, wobei das Periodenumformersystem letzten Endes gegenüber dem ursprünglichen Kandóschen System eine namhafte Gewichtsersparnis darstellt.*

2. *Die einfachste konstruktive Lösung der obigen Grundidee wird durch einen aus einer einfachen asynchronen Maschine gebildeten Periodenumformer verwirklicht, der mittels eines Mehrphasenstromdrehfeldes derartig erregt wird, dass der Drehsinn des Feldes mit dem Drehsinn der einen Wicklung des Periodenumformers bei bestimmten Geschwindigkeiten gleich, bei anderen entgegengesetzt ist.*

Das neue Periodenumformersystem ist natürlich bezüglich seiner elektrischen Eigenschaften — $\cos \varphi$, Regelung der Motorspannung, weitgehende Unabhängigkeit von Schwankungen der Netzspannung, Stromrückgewinnung usw. — den Eigenschaften der ursprünglichen Ganz-Kandóschen Lokomotiven ähnlich geblieben, daher bedurfte es diesbezüglich keiner besonderen Studien oder neuen Probeausführungen.

Zum Gegenstand besonderer Erwägungen musste man jedoch bei dem neuen System die allfälligen Folgen der ungleichen Abnützung der Radkränze machen, da im neuen System jede Achse durch einen besonderen Asynchronmotor angetrieben wird.

Der Schlupf beträgt bei normalen asynchronen Motoren etwa 1—2% und Abnützungen in ungefährr dem gleichen Ausmasse können an den Durchmessern

der Radkränze zwischen den Zeitpunkten zweier Nachdrehungen vorkommen.

Werden die Radkränze einzelner Radsätze infolge ungleicher Beanspruchung, Ungleichmässigkeiten im Material oder verschiedenen Druckes der Bremsbacken ungleich abgenützt und entstehen infolgedessen grössere Verschiedenheiten in den Durchmesser, so können eventuell einzelne Triebmotoren in unzulässigem Masse überlastet werden. Infolge des geringen Wertes des Schlupfes sind Asynchronmotoren gegenüber Abweichungen der Umdrehungszahlen naturgemäss sehr empfindlich. Handelt es sich z. B. um 4 Triebachsen, 2% Schlupf und 1% Differenz in den Raddurchmessern, so wird im ungünstigsten Falle, wenn nämlich drei von den vier Radsätzen sich gleichmässig abnützen, einer aber einen um 1% grösseren Durchmesser behält, der Triebmotor des letzteren um 60% überlastet. Das Beispiel zeigt, dass es nötig war, die Frage gründlich zu untersuchen, obwohl natürlich in Fällen, wo die gesamte Abnützung zwischen zwei Nachdrehungen der Radkränze insgesamt nur 1% beträgt, der Unterschied zwischen den einzelnen Raddurchmessern lediglich einen Bruchteil von 1% ausmachen kann, und daher in Wirklichkeit nur viel geringere Belastungsunterschiede als der oben angeführte vorkommen können.

Die Untersuchung ergab schon von Anfang an, dass *die Gefahr einer ungleichen Überbelastung der Triebmotoren nicht vorliegt*, und dies aus zweierlei Gründen.

Einerseits sind die Triebmotoren, die auf den verschiedenen Geschwindigkeitsstufen selbstverständlich mit verschiedenem Schlupf laufen — bei der Stundenleistung der ersten Geschwindigkeitsstufe mit einem Schlupf von etwa 7–8%, auf der höchsten Geschwindigkeitsstufe mit etwa 1–2% — im allgemeinen in den Beschleunigungsperioden am stärksten belastet, sie laufen aber gerade dann mit sehr grossem (100–10%igem) Schlupf. In den *Beschleunigungsperioden* werden demnach durch Raddurchmesserunterschiede — wegen des grossen Schlupfes — lediglich Unterschiede in der Stromaufnahme der Motoren verursacht, die praktisch vollkommen vernachlässigt werden dürfen.

Andererseits ist aber stets derjenige Motor stärker belastet, dessen Radkränze weniger abgenützt sind, und durch die derart entstandene stärkere Inanspruchnahme nützen sich die weniger abgenützten Radkränze automatisch stärker ab. Das System wirkt also *selbstaussgleichend*, indem sich die weniger abgenützten Räder automatisch mehr, die mehr abgenützten aber weniger abnützen und allfällige Unterschiede sich so ausgleichen bzw. Unterschiede überhaupt nicht entstehen. Bei den praktisch vorkommenden Schlupfprozenten und Abnützungen braucht man demnach mit *Überlastungen einzelner Motoren innerhalb ein und derselben Lokomotive nicht zu rechnen*.

Im Falle, dass Züge von zwei Lokomotiven gezogen werden, darf aber die Möglichkeit nicht ausser acht gelassen werden, dass zwischen den Radkränzen der zwei Lokomotiven schon beim Zusammenkuppeln ein wesentlicher, auch mehrere Prozente betragender Durchmesserunterschied bestehen kann.

Sofern nun auch ausserhalb der Beschleunigungsperioden (wo ein grosser Schlupf auftritt), also bei den Betriebsgeschwindigkeiten ein Bedarf für die volle Leistung beider Lokomotiven besteht (z. B. auf Bergstrecken), kann in diesem Sonderfalle, wo es sich um zwei gekuppelte Lokomotiven handelt, — je nach Grösse des Schlupfes der Motoren — die Notwendigkeit auftreten, den Schlupf durch den Anlasswiderstand auszugleichen.

Ein wesentliches Kennzeichen des oben charakterisierten Systems ist der Umstand, dass es zahlreiche Ausführungsalternativen gibt, die *keine neuen verwickelten oder noch nicht erprobten Elemente enthalten*. Es war daher möglich, neue Lokomotiven ohne viel Versuche und ohne grundsätzlich neue Konstruktionen rasch und mit sehr wenig Risiko zu bauen. Als Phasenumformer lässt sich auch die schon bekannte und bewährte Ausführung verwenden, die Motoren sind gewöhnliche Drehstrommotoren mit einer einzigen Wicklung, und auch der Periodenumformer besteht in seiner einfachsten Ausführungsform aus einer dreiphasigen Asynchronmaschine mit einer einzigen Wicklung.

Der einzige grundsätzliche Unterschied zwischen einem Periodenumformer und den gewöhnlichen Asynchronmotoren mit Polumschaltung besteht lediglich darin, dass in den Läufern der Motoren bei normalem Betrieb nur ein dem Schlupf entsprechender Strom von etwa einer Periode pro Sekunde auftritt, wogegen, falls man die gleiche Maschine als Periodenumformer benützt, auch im Läufer ein Strom von 50 — eytl. auch mehr — Perioden fliesst. Bei der Konstruktion des Periodenumformers ist daher das Augenmerk diesem einzigen Umstand zuzuwenden, damit in der Befestigung bzw. Bandage der Wicklungsköpfe infolge der Ströme von hoher Periodenzahl keine unzulässige Erwärmung und kein Defekt auftreten; alle anderen Konstruktionsteile dürfen normaler Art sein.

Der Wirkungsgrad des Periodenumformersystems ist wegen der Verluste im Periodenumformer natürlich etwas ungünstiger als der des einfachen Phasenumformersystems, ungeachtet dessen, dass ein Teil der vom Periodenumformer verursachten Mehrverluste dadurch wettgemacht wird, dass die rasch laufenden Maschinen des Periodenumformersystems naturgemäss einen höheren Wirkungsgrad besitzen als der langsam laufende Hauptmotor. Der durchschnittliche Wirkungsgrad des Periodenumformersystems wird auch noch durch den Umstand erhöht, dass bei einer gewissen Geschwindigkeit der Lokomotive — der wirtschaftlichen Geschwindigkeitsstufe — der Wirkungsgrad um etwa 5—7% günstiger ist als bei den übrigen Stufen, und zugleich auch günstiger als bei den Ganz-Kandóschen Lokomotiven. Das ist diejenige Geschwindigkeit, bei der die Triebmotoren mit unmittelbar von der Dreiphasenwicklung des Phasenumformers abgenommenem 50 Hz Strom arbeiten und daher die Verluste des Periodenumformers grösstenteils in Wegfall kommen.

Das gemäss dem in 1. und 2. niedergelegten Grundgedanken ausgeführte Periodenumformersystem konnte — entsprechend den unter a), b), und c)

angegebenen Lösungen — in sehr zahlreichen Varianten ausgeführt werden. Von diesen vielen Varianten sollen die einfacheren im weiteren besprochen werden.

Wie bereits erwähnt, konnte seinerzeit der Variante *a*) entsprechende kontinuierliche Periodenumformer wegen der zu seiner Entwicklung erforderlichen langen Zeitdauer und aus anderen bereits angeführten Gründen für die Probelokomotive nicht in Betracht kommen. Es wurden daher die Ausführungsmöglichkeiten eines 4—5stufigen Periodenumformers untersucht.

Die scheinbar einfachste Lösung bot natürlich die Variante *b*), und zwar entweder in der Anordnung, bei welcher der auf der Lokomotive ohnehin zur Verfügung stehende, auch als Synchronmotor verwendbare Phasenumformer oder ein besonderer Motor den auf verschiedene Polzahlen umschaltbaren Periodenumformer mit *konstanter* Umdrehungszahl antreibt. Zur Bestimmung der vorteilhaftesten Lösung war es zuerst notwendig, die Möglichkeiten der Geschwindigkeitsstufen für diese einfache Lösung festzustellen.

In Tabelle I sind die Periodenzahlen der im Ständer induzierten Spannungen des mit konstanten Umdrehungszahlen von 3000, 1500, 1000, 750 und 500 je Minute durch den Phasenumformer (oder durch besonderen Motor) angetriebenen rotorseitig erregten Periodenumformers in Abhängigkeit von den verschiedenen Polzahlen des Periodenumformers, ferner in Abhängigkeit davon angegeben, ob der Drehsinn des Drehfeldes mit dem Drehsinn des (+ Läufers) übereinstimmt oder ob er dem erwähnten Drehsinn zuwiderläuft.

Aus nebenstehender Tabelle lässt sich sogleich feststellen, dass im Falle eines Periodenumformers mit *einer einzigen Wicklung*, falls die Wicklung im Verhältnis 1 : 2 umschaltbar ist,

bei einer konstanten Tourenzahl des Periodenumformers von 3000 nur drei entsprechend ansteigende Periodenzahlen, d. h. drei Geschwindigkeitsstufen erreichbar sind, und zwar im Falle von 2 : 4 Polen : 50, 100 und 150 Perioden ;

bei einer konstanten Tourenzahl von 1500 und Polumschaltung 2 : 4 sind die Periodenzahlen 25, 75 und 100 zu erreichen, was, mit der Periodenzahl 50 des Netzes ergänzt, vier Geschwindigkeitsstufen ergibt ;

bei der konstanten Tourenzahl 1000 lassen sich im Falle einer Polumschaltung 2 : 4 die Periodenzahlen 16, 33, 67 und 83 erzielen, was, mit den 50 Perioden des Netzes ergänzt, zu fünf Geschwindigkeitsstufen führt.

Versieht man den Periodenumformer mit noch einer Wicklung (oder einer dritten Umschaltmöglichkeit) von 6 Polen, so lässt sich in allen drei obigen Fällen noch eine weitere entsprechende Geschwindigkeitsstufe verwirklichen.

Bei einer konstanten Tourenzahl von 750 lassen sich mit *einer* Wicklung keine brauchbaren Kombinationen von gleichmässig ansteigenden Periodenzahlen erzielen ; mit einer Polumschaltung 2 : 4 und einer zweiten 6poligen Wicklung lassen sich jedoch 12, 25, 37, 62, 75 und 87 Perioden erzeugen, was mit den 50 Perioden ergänzt sieben gleichmässige Geschwindigkeitsstufen ergibt.

TABELLE I

Konstante Tourenzahl des Läufers: + 3000 Umdrehungen/Minute

Polzahl des Perioden- umformers	Tourenzahl des Drehfeldes	Relative Tourenzahl*	Periodenzahl
2	+3000	+6000	100
2	-3000	0	0
4	+1500	+4500	150
4	-1500	+1500	50
6	+1000	+4000	200
6	-1000	+2000	100
8	+ 750	+3750	250
8	- 750	+2250	150

Konstante Tourenzahl des Läufers: + 1500 Umdrehungen/Minute

2	+3000	+4500	75
2	-3000	-1500	25
4	+1500	+3000	100
4	-1500	0	0
6	+1000	+2500	125
6	-1000	+ 500	25
8	+ 750	+2250	150
8	- 750	+ 750	50
12	+ 500	+2000	200
12	- 500	+1000	100

Konstante Tourenzahl des Läufers: + 1000 Umdrehungen/Minute

2	+3000	+4000	67
2	-3000	-2000	33
4	+1500	+2500	83
4	-1500	- 500	16
6	+1000	+2000	100
6	-1000	0	0
8	+ 750	+1750	116
8	- 750	+ 250	16
12	+ 500	+1500	150
12	- 500	+ 500	50

Konstante Tourenzahl des Läufers: + 750 Umdrehungen/Minute

2	+3000	+3750	62
2	-3000	-2250	37
4	+1500	+2250	75
4	-1500	- 750	25
6	+1000	+1750	87
6	-1000	- 250	12
8	+ 750	+1500	100
8	- 750	0	0
12	+ 500	+1250	125
12	- 500	+ 250	25

* Relative Tourenzahl des Feldes (im Falle von Läuferregung)
= Tourenzahl des Rotordrehfeldes + ständige Tourenzahl des Läufers

Konstante Tourenzahl des Läufers: + 500 Umdrehungen/Minute

Polzahl des Periodenumformers	Tourenzahl des Drehfeldes	Relative Tourenzahl	Periodenzahl
2	+3000	+3500	58
2	-3000	-2500	41
4	+1500	+2000	67
4	-1500	-1000	33
6	+1000	+1500	75
6	-1000	-500	25
8	+750	+1250	83
8	-750	-250	16
12	+500	+1000	100
12	-500	0	0

Bei einer konstanten Tourenzahl von 500 lassen sich bei Anwendung von zwei Wicklungen, von denen die eine 2 : 4, die andere 6polig ist, die Periodenzahlen 25, 33, 41, 58, 67 und 75 realisieren, d. h. dass bei Berücksichtigung der 50 Perioden sieben Geschwindigkeitsstufen zur Verfügung stehen.

Die Anzahl der mit einem Periodenumformer von konstanter Tourenzahl erzeugbaren Geschwindigkeitsstufen, die miteinander in einem praktisch verwertbaren Verhältnis stehen, ist bei Berücksichtigung auch der zur Verfügung stehenden 50 Perioden des Netzes in Tabelle II angegeben.

TABELLE II

Konstante Tourenzahl	Anzahl der Wicklungen	Anzahl der Geschwindigkeitsstufen	Verhältnis der Geschwindigkeiten	Periodenzahl	
				min.	max.
3000	1	3	1:2:3	50	150
3000	2	4	1:2:3:4	50	200
1500	1	4	1:2:3:4	25	100
1500	2	5	1:2:3:4:5	25	125
1000	1	5	1:2:3:4:5	16	83
1000	2	6	1:2:3:4:5:6	16	100
750	2	7	1:2:3:4:5:6:7	12	87
500	1	5	1:2:3:4:5	16	83
500	2	7	3:4:5:6:7:8:9	25	75

Die in bezug auf Gewicht und Selbstkosten der Maschinen wirtschaftlichste Tourenzahl ist bei den in Rede stehenden Lokomotiveleistungen in der Gegend von 1500 und 1000 Touren/Min. zu suchen, wozu noch zu bemerken ist, dass in bezug auf die Wirtschaftlichkeit der Maschinen natürlich die Varianten mit höherer Periodenzahl im allgemeinen günstiger sind.

Bei Zusammenfassung der bestehenden Möglichkeiten, wobei nur die beiden eben erwähnten, wirtschaftlich bevorzugten Tourenzahlen in Betracht gezogen werden sollen, kann folgendes festgestellt werden.

Bei der konstanten Tourenzahl 1500 lassen sich mittels eines Periodenumformers, der auf die Polzahl 2 : 4 umschaltbar ist und *eine einzige Wicklung* besitzt, vier Geschwindigkeitsstufen erzielen (z. B. 25, 50, 75 und 100 km/St.); zur Erzielung einer fünften Geschwindigkeit (125 km/St.) ist eine zweite Wicklung erforderlich. Die wirtschaftliche Geschwindigkeit mit dem günstigsten Wirkungsgrad liegt bei Geschwindigkeitsstufe, II, d. h. bei der Geschwindigkeit 50 km/St.

Bei der konstanten Tourenzahl 1000 lassen sich mittels eines Periodenumformers, der auf die Polzahl 2:4 umschaltbar ist und *eine einzige Wicklung* besitzt, fünf Geschwindigkeitsstufen erzielen (25, 50, 75, 100, 125 km/St.), wobei die wirtschaftlichste Geschwindigkeit bei Stufe III (75 km/St.) erreicht wird. Mit einer Wicklung mehr lassen sich sechs Geschwindigkeitsstufen gewinnen.

Die Anwendung einer zweiten Wicklung bedeutet natürlich ein Mehrgewicht und Mehrkosten, sowie eine weniger einfache Ausführung, welche aber im allgemeinen noch mit voller Betriebssicherheit verwendbar ist. Der Umstand, dass im Läufer auch ein 50 Hz Strom fliesst, muss natürlich bei der Konstruktion der Bandage der Doppelwicklung entsprechend berücksichtigt werden.

Zu bemerken ist, dass von den beiden Ausführungen diejenige zu 1500 Umdrehungen wegen der grösseren Periodenzahlen natürlich ein etwas günstigeres spezifisches Gewicht aufweist. Ausserdem besteht ein Unterschied auch im gegenseitigen Verhältnis der Leistungen der verschiedenen Geschwindigkeitsstufen. Die Ausführung zu 1000 Umdrehungen bietet verhältnismässig höhere Leistungen bei Geschwindigkeiten von 75 km aufwärts, wogegen die Ausführung zu 1500 Umdrehungen die höheren Leistungen von 75 km abwärts aufweist. Daher erschien — bei einstweiliger Ausserachtlassung aller sonstigen Gesichtspunkte — *für Last- und Personenzugslokomotiven die Ausführung zu 4 Geschwindigkeiten und 1500 Umdrehungen, für Schnellzugslokomotiven jene zu 5 Geschwindigkeiten und 1000 Umdrehungen als günstiger*. In gewissen Fällen kann es ausschlaggebend sein, dass der Läufer des Phasenumformers *ohne Wasserkühlung* mit 1000 Touren bedeutend leichter ausführbar ist.

Nach obigen Feststellungen soll die Lösung c) — gestufter Periodenumformer mit kontinuierlichem Übergang zwischen den Stufen — bzw. deren einfachste Ausführung, bei welcher der Periodenumformer durch einen vermittelten Polumschaltung auf mehrere konstante Geschwindigkeiten umschaltbaren, besonderen Motor angetrieben ist, im folgenden ausführlich besprochen werden.

Vorher ist jedoch noch eine sehr wichtige Frage, nämlich die Ausführung der Triebmotoren zu behandeln.

Die Triebmotoren des Fahrzeuges können — je nach den Varianten *a-c* — entweder *Schleifringmotoren* oder *Käfigankermotoren* sein. Schleifringmotoren finden Anwendung, falls der Übergang von einer Periodenzahl zur andern sprungweise erfolgt, während bei kontinuierlicher Periodenänderung Triebmotoren mit Käfiganker anzuwenden sind.

Das Anwendungsgebiet der Schleifringmotoren und der Triebmotoren mit Käfiganker gestaltet sich somit bei dem Periodenumformersystem wie folgt :

Es sind anzuwenden bei

Lösung *a*) — kontinuierlicher Periodenumformer — Käfiganker-Triebmotoren ;

Lösung *b*) — gestufter Periodenumformer mit gestufter Umschaltung — Schleifring-Triebmotoren ;

Lösung *c*) — gestufter Periodenumformer mit kontinuierlichen Übergängen — Käfiganker-Triebmotoren.

Bei Triebmotoren mit Schleifringen ist der Anlasswiderstand an die Schleifringe der Triebmotoren angeschlossen, wogegen im Falle von Käfigankermotoren die Maschinengruppe des Periodenumformers durch den Anlasswiderstand von der einen konstanten Tourenzahl zur andern beschleunigt wird, wobei die mit dem Periodenumformer unmittelbar verbundenen Käfiganker-Triebmotoren, die mit dem Periodenumformer nahezu synchron laufen, zugleich mit diesem beschleunigt werden.

Nach Klärung der Ausführung der Triebmotoren sollen nunmehr die Ausführungsmöglichkeiten der Lösung *c*) betrachtet werden.

Vor allem sei festgestellt, dass weil die Beschleunigung der Lokomotive kontinuierlich erfolgen muss, das Drehmoment der Triebmotoren bei der Umschaltung von einer Geschwindigkeitsstufe zur andern höchstens für die aller kürzeste Zeit, d. i. selbst auf ebenen Strecken nur für wenige Sekunden, ausgeschaltet bleiben darf. Dies bedeutet, dass die Umschaltung der Geschwindigkeitsstufen nur vermittels einer Schaltoperation erfolgen darf, ohne plötzliche Änderung der Tourenzahl des Periodenumformers. Die Tourenzahl des Periodenumformers muss sich also von der Periode 0 bis zum Maximum kontinuierlich ändern.

Es sei bemerkt, dass in dieser Abhandlung zahlreiche Varianten der Lösung *c*) — z. B. die mit Doppelläufer — nicht behandelt werden sollen, da diese neue und komplizierte Konstruktionen erfordern würden. Im nachstehenden wird nur jene einfache Variante besprochen, bei der ein aus einer einfachen Asynchronmaschine bestehender Periodenumformer durch einen Asynchronmotor von umschaltbarer Polzahl angetrieben wird.

Tabelle III enthält eine Aufstellung darüber, welche Periodenzahlen mit den Kombinationen von verschiedenen Polzahlen des den Periodenumformer treibenden Motors und von verschiedenen Polzahlen des Periodenumformers

erhältlich sind. Die einzelnen Werte lassen sich auf Grund der bezüglichen Tourenzahlen und Polzahlen aus Tabelle I leicht bestimmen.

In sämtlichen Fällen kann natürlich auch noch von den 50 Perioden des Phasenumformers Gebrauch gemacht werden.

TABELLE III

Nr	Polzahlen des Motors des Periodenumformers	Polzahl des Periodenumformers	Erhältliche Periodenzahlen
1	4/8	4	25, 75, 100
2	4/8	6	12, 25, 87, 125
3	6/12	4	16, 33, 67, 83
4	4/8—6	4	16, 25, 75, 83, 100
5	4/8—6	6	12, 25, 87, 100, 125
6	4/8—6	8	16, 50, 100, 116, 150
7	4—6/12	4	16, 33, 67, 83, 100
8	4—6/12	6	25, 75, 100, 125
9	4—6/12	8	16, 50, 83, 116, 150
10	4/8—6/12	4	16, 25, 33, 67, 75, 83, 100
11	4/8—6/12	6	12, 25, 75, 87, 100, 125

Von den Kombinationen der Tabelle III sind diejenigen mit Nr. 1, 3, 7, 10 und 11 so geartet, dass ihre Periodenzahlen in einem praktisch verwertbaren Verhältnis zueinander stehen.

Die Ausführungen gemäss Nr. 1 und 3 sind mit einer *einzig* Wicklung und bieten 4 bzw. 5 Geschwindigkeitsstufen. Die Varianten gemäss Nr. 7, 10 und 11 erfordern bereits *zwei* Wicklungen, sind also komplizierter; demgegenüber ist die Zahl der erhältlichen Geschwindigkeitsstufen 6, 8 bzw. 7.

Die Tourenzahlen des Periodenumformers, die Polumschaltungen und die erhältlichen Periodenzahlen für die angeführten fünf Varianten sind in Tabelle IV zusammengestellt.

Alle fünf Varianten entsprechen der Forderung, dass die Tourenzahl des Motors des Periodenumformers sich kontinuierlich von Periode 0 bis zum Maximum ändere, und zwar höchstens von -1500 Umdrehungen bis zu $+1500$ Umdrehungen.

Das Anfahren und die Beschleunigung der Lokomotiven geschieht wie folgt. Als Beispiel möge die Variante Nr. 1 dienen. Bei stehender Lokomotive ist der Periodenumformermotor auf 4 Pole geschaltet und läuft mit 1500 Touren. Hierbei entsteht im Periodenumformer, da die relative Umdrehungszahl 0 beträgt, keinerlei Spannung. Beim Anfahren der Lokomotive wird der Motor auf 8 Pole umgeschaltet und gleichzeitig wird durch allmähliches Kurzschliessen des Anlasswiderstandes der Periodenumformer auf die der Geschwindigkeit I entsprechende Tourenzahl von 750 verlangsamt, während die relative Feldumkehrungszahl im Periodenumformer von 0 auf 750, und dementsprechend die Periodenzahl von 0 auf 25 ansteigt. Die mit dem Periodenumformer unmittel-

TABELLE IV

Nr.	Geschwindigkeitsstufe	Umdrehungszahl des Drehfeldes	Polzahl des Motors	Umdrehungszahl des Motors	Relative Umdrehungszahl	Periodenzahl	Verhältniszahl
1	Motor : 4/8polig; Periodenumformer : 4polig						
	0	1500	4	-1500	0	0	
	I	1500	8	-750	750	25	1
	II	1500		0		50	2
	III	1500	8	+750	2250	75	3
IV	1500	4	+1500	3000	100	4	
3	Motor : 6/12polig; Periodenumformer : 4polig						
	0	1500		-1500	0	0	
	I	1500	6	-1000	500	16	1
	II	1500	12	-500	1000	33	2
	III	1500		0		50	3
IV	1500	12	+500	2000	67	4	
V	1500	6	+1000	2500	83	5	
7	Motor : 4-6/12polig; Periodenumformer : 4polig						
	0	1500	4	-1500	0	0	
	I	1500	6	-1000	500	16	1
	II	1500	12	-500	1000	33	2
	III	1500		0		50	3
	IV	1500	12	+500	2000	67	4
V	1500	6	+1000	2500	83	5	
VI	1500	4	+1500	3000	100	6	
10	Motor : 4/8-6/12polig; Periodenumformer : 4polig						
	0	1500	4	-1500	0	0	
	I	1500	6	-1000	500	16	2
	II	1500	8	-750	750	25	3
	III	1500	12	-500	1000	33	4
	IV	1500		0		50	6
	V	1500	12	+500	2000	67	8
	VI	1500	8	+750	2250	75	9
VII	1500	6	+1000	2500	83	10	
VIII	1500	4	+1500	3000	100	12	
11	Motor : 4/8-6/12polig; Periodenumformer : 6polig						
	0	1000	6	-1000	0	0	
	I	1000	8	-750	250	12	1
	II	1000	12	-500	500	25	2
	III	1000		0		50	4
	IV	1000	12	+500	1500	75	6
	V	1000	8	+750	1750	87	7
VI	1000	6	+1000	2000	100	8	
VII	1000	4	+1500	2500	125	10	

bar metallisch verbundenen Käfiganker-Triebmotoren werden gleichzeitig, dem Ansteigen der Periodenzahl entsprechend, in nahezu synchroner Weise automatisch auf Geschwindigkeit I beschleunigt. Beim Beschleunigen auf die weiteren Stufen wird der Motor — gleichfalls in 8poliger Schaltung — reverteert und durch allmähliches Kurzschliessen des Anlasswiderstandes von 750 auf 0 Touren abgebremst und hernach in entgegengesetzter Richtung auf 750 Touren beschleunigt. Unterdessen steigt die relative Feldumdrehungszahl von 750 kontinuierlich auf 2250, die Periodenzahl steigt von 25 auf 75 und die Käfiganker-Triebmotoren werden dementsprechend nahezu synchron auf Geschwindigkeit III beschleunigt. Beim Übergang auf Geschwindigkeit IV wird der Motor mit Hilfe des Anlasswiderstandes von 750 auf 1500 Touren beschleunigt, wodurch die relative Feldumdrehungszahl auf 3000, die Periodenzahl auf 100 steigt. Soll die Lokomotive auf Geschwindigkeitsstufe II laufen, dann werden die Triebmotoren während des Beschleunigens zwischen den Geschwindigkeiten I und III vom Periodenumformer unmittelbar auf die Dreiphasenwicklung des Phasenumformers umgeschaltet, sobald die Periodenzahl den Wert von 50 erreicht.

Anfahren und Beschleunigung erfolgen bei den Varianten Nr. 7, 10 und 11 in vollkommen gleicher Weise, jedoch bei Variante Nr. 3 mit dem Unterschied, dass weil mit dem 6/12poligen Motor die für die Periode 0 erforderliche Umdrehungszahl 1500 nicht zu erreichen ist, die Maschinengruppe des Periodenumformers vor dem Anfahren der Lokomotive nicht durch den Motor auf die Tourenzahl gebracht wird, sondern vom Periodenumformer selbst, der in diesem Falle als Motor wirkt. Wenn man den Anlasswiderstand an die Schleifringe des Periodenumformers anschliesst (bzw. was zweckmässiger ist, wenn man einen — infolge des Leerlaufanlassens ganz kleindimensionierten — einstufigen, kurzschliessbaren, gesonderten Series-Widerstand beim Anlassen des Periodenumformers in den Hauptstromkreis der Triebmotoren einschaltet), so kann der Periodenumformer als Motor angelassen werden. Der Periodenumformer läuft als Motor bis zum Anfahren der Lokomotive leer, ohne dass die Triebmotoren inzwischen ein Drehmoment ausüben würden. Beim Anfahren der Lokomotive sinkt die Tourenzahl des auf 6 Pole geschalteten Periodenumformermotors infolge der allmählichen Kurzschliessung, ähnlicherweise wie oben für die Variante Nr. 1 beschrieben, von 1500 auf 1000, was zur Folge hat, dass die Triebmotoren die Lokomotive entsprechend der Erhöhung der Periodenzahl mit voller Kraft beschleunigen.

Auf Grund der Tabellen II und IV lassen sich die unter *b)* und *c)* angegebenen prinzipiellen Lösungen des Periodenumformersystems bezüglich der Anzahl der erzielbaren *Geschwindigkeitsstufen* miteinander vergleichen.

Durch einen Periodenumformer bzw. Periodenumformermotor mit *nur einer Wicklung* lassen sich nach Lösung *b)* bei 1500 Touren 4 Geschwindigkeiten, bei 1000 Touren 5 Geschwindigkeiten erzielen. Bei der unter *c)* ange-

fürten Lösung erzielt man je nach den Polzahlen des Periodenumformers ebenfalls 4 bzw. 5 Geschwindigkeiten.

Mit einer *zweiten Wicklung* des Periodenumformers bzw. Periodenumformers erreicht man nach Lösung *b)* bei 1500 Touren 5 Geschwindigkeiten, bei 1000 Touren 6 Geschwindigkeiten, nach Lösung *c)* je nach den Polzahlen 6, 7 bzw. 8 Geschwindigkeiten.

Vom Gesichtspunkt der *Geschwindigkeitsstufen* sind also die beiden Lösungen *b)* und *c)* bei Maschinen mit nur einer Wicklung einander gleichwertig, hingegen bietet die Lösung *c)* mit Käfiganker-Triebmotoren bei Anwendung von zwei Wicklungen mehr Möglichkeiten.

Vom Gesichtspunkt der *Anfahrverluste* ist die Lösung gemäss *c)* weniger günstig, da man den den Periodenumformer antreibenden Motor in die Gegenrichtung umschalten und so den Periodenumformer erst abbremsen und hernach beschleunigen muss, was natürlich einen grösseren Anfahrverlust zur Folge hat.

Bei den ursprünglichen Ganz—Kandó'schen Lokomotiven wurde *als Anlasswiderstand* ein *Flüssigkeitsanlasser* mit unbeweglichen Elektroden und mit Wasserspiegelregulierung verwendet, einesteils weil ein solcher in bezug auf Schaltapparate einfacher ist, vor allem aber aus dem Grunde, weil es bei einem Wasseranlasser sehr einfach möglich war, die Polumschaltungen in der Sekundärwicklung des Triebmotors zu ersparen, zumal die Sekundärwicklung, die wie bereits erwähnt im Ständer angeordnet und vielphasig ausgebildet war, die entsprechende Wirkungsweise des gleichfalls vielphasigen Wasseranlassers bei beliebiger Polenzahl ermöglichte.

Beim Periodenumformersystem bestehen die obigen Gründe wegen der einfachen Polumschaltung nicht mehr, daher könnte ohne weiteres auch der bekannte, mehrstufige Metallanlasswiderstand zur Anwendung kommen. Bei Lösung *c)* lässt sich für den Motor des Periodenumformers ein einziger Metallanlasser in einfacher Weise verwenden; bei Lösung *b)* benötigt dagegen jeder einzelne Triebmotor einen besonderen Anlasser. Aus diesem Grunde ist die Lösung *b)* für die Verwendung von Metallanlassern weniger günstig.

Ausser den oben ausführlich behandelten Lösungen *b)* und *c)*, die sich aus asynchronen Maschinen einfachster Bauart zusammenstellen lassen, muss aber *nachdrücklich auf Lösung a)* hingewiesen werden. Bei dieser Lösung kann der Periodenumformer — wie schon erwähnt — die Triebmotoren mit kontinuierlich veränderlicher beliebiger Periodenzahl speisen und ermöglicht dadurch für die Lokomotive beliebige ständige Geschwindigkeiten. Diese Lösung ist vom Gesichtspunkt der Traktion unbedingt die günstigste, erfordert aber eine kompliziertere bzw. schwerere maschinelle Einrichtung.

Diese Lösung lässt auch zahlreiche Varianten zu. Für sämtliche Varianten ist der Umstand charakteristisch, dass eine der Wicklungen des Periodenumformers von einem Motor angetrieben werden muss, welcher ständig mit

beliebiger Tourenzahl laufen kann, weswegen dieser ein Kommutatormotor sein muss.

Zwar soll hier nicht unerwähnt bleiben, dass bei komplizierteren Konstruktionen, bei denen z. B. beide Wicklungen des Periodenumformers drehbar sind oder z. B. der Periodenumformer mit dem Phasenumformer in einer Ausführung mit Doppelläufer zusammengebaut ist, eine entsprechende Gewichtseinsparung und Verlustverminderung erzielt werden können, doch sollen diese sonst beachtenswerten, doch komplizierteren Ausführungen — obzwar ähnliche Doppelläuferkonstruktionen bei den Motoren des Systems Krupp-Schön auch bereits in der Praxis angewendet wurden — im Rahmen dieser Abhandlung nicht behandelt werden.

Im nachstehenden sei nur jene auch in der Praxis bereits angewandte Variante der Lösung *a)* besprochen, die zwar ein grösseres Gewicht aufweist, bei welcher aber nur einfache, bekannte Elemente zur Verwendung kommen. Diese Variante ist die Kombination des Periodenumformersystems mit dem Ward—Leonardschen System. Diese Ausführung wurde bereits im Jahre 1940 für Triebwagen durch die Ungarischen Staatsbahnen in Auftrag gegeben.

Bei dieser Variante wird eine der Maschinen des Ward—Leonardschen Systems unmittelbar vom Phasenumformer angetrieben, während die andere mechanisch mit dem Periodenumformer verbunden ist. Der Periodenumformer ist eine Asynchronmaschine üblicher Bauart, deren eine Wicklung durch die dreiphasige Wicklung des Phasenumformers erregt wird (Abb. 10/I. Seite 48).

Als Beispiel sei ein 4poliger, auf der Ständerseite erregter Periodenumformer gewählt. Wenn in dem mit 1500 Touren rotierenden Feld der Läufer des Periodenumformers durch eine, mit ihm unmittelbar verbundene Maschine des Ward—Leonardschen (oder eines ähnlichen) Systems innerhalb +1500 und —1500 Touren gedreht wird, entsteht an den Klemmen des Periodenumformers eine zwischen 0 und 100 Perioden variierende Dreiphasenspannung.

Durch die in bekannter Art und Weise erfolgende Regelung der Erregung der Ward—Leonardschen Maschinengruppe — deren ideale Leistung bei dieser Ausführung je Maschine etwa die Hälfte der Fahrzeugleistung beträgt — lässt sich die Periodenzahl von 0 bis 100 ohne Widerstandsverlust in beliebiger Weise verändern.

Bei dieser Ausführung kann also das Fahrzeug ständig mit beliebiger Geschwindigkeit ohne Widerstandsverlust laufen. Beim Bremsen rekuperiert das System in vollem Ausmasse, automatisch, ohne Widerstandsverlust.

Die Maschinen und Apparate, die bei dieser Lösung Verwendung finden, bestehen ebenfalls nur aus bekannten, bewährten Elementen, daher ist die Betriebssicherheit bei dieser Lösung auch besonders hoch. Das Gewicht der maschinellen Einrichtung ist natürlich grösser als bei den Lösungen, die mit reinem Wechselstrom und Polumschaltung arbeiten, doch vermindert sich

der Gewichtsunterschied infolge des Fortfallens des Anlasswiderstandes und der Schalteinrichtung des Hauptstromkreises in bedeutendem Ausmass.

Da nämlich in den Hauptstromkreisen ausser dem Reversieren im stromlosen Zustande keine sonstige Schaltung stattfindet, besteht kein Bedarf für eine Hauptstrom-Schaltvorrichtung. Beschleunigung und Einstellung der Geschwindigkeit erfolgt mittels Regelung der Erregung. Betrieb und Handhabung des Fahrzeuges sind besonders einfach und betriebssicher.

Vom Standpunkt des Wirkungsgrades ist die Lösung wegen der Verluste der beiden Gleichstrommaschinen ungünstiger, doch kann bei häufigen Beschleunigungen und Bremsen dieser Nachteil wegen des verlustlosen Anfahrens und der Rekuperation beim Bremsen eventuell wettgemacht werden.

Es muss noch auf einen Vorteil der in Rede stehenden Lösung im Vergleich zu *b*) und *c*) hingewiesen werden, und zwar darauf, dass — da das Beschleunigen vollkommen kontinuierlich erfolgt — die Zugkraft der Lokomotive auch nicht für die kürzeste Zeit ausfällt. Dieser Nachteil der Lösungen *b*) und *c*) kann auf Strecken von ebenem Charakter vollkommen vernachlässigt werden, wogegen auf schwierigen Bergstrecken sowohl die während der Zeit des Umschaltens eintretende Verzögerung wie die infolge plötzlichen Ausbleibens der grossen Zugkraft eventuell eintretenden Stösse in bestimmten Fällen störend werden können.

Es sei erwähnt, — ohne dass auf Details eingegangen werden soll — dass dem erwähnten, auf schwierigen Bergstrecken unter Umständen eintretenden Nachteil auch bei den Lösungen *b*) und *c*) in gewissem Masse abgeholfen werden kann, und zwar dadurch, dass man die Triebmotoren beim Wechsel der Geschwindigkeitsstufe nicht gleichzeitig umschaltet, doch verursacht dies natürlich gewisse Komplikationen. Das Problem lässt sich relativ einfach (mit Hilfe doppelter Anlasswiderstände oder aber eher durch separat ermöglichte Kurzschliessung eines Teiles der Triebmotoren) lösen, falls die angegebene Umschaltungsweise nur bei Geschwindigkeitsstufen um 50 Perioden herum notwendig ist. Wenn im Stromkreis des Flüssigkeitsanlassers sämtliche Triebmotoren eine überbrückende Kurzschlusschaltung und eine den Flüssigkeitsanlasser in der Anfangsstellung vorbereitende Schaltung angewendet werden, so kann die Umschaltungszeit der einzelnen Stufen um einige Zehntelsekunden verringert werden.

Schliesslich soll noch darauf hingewiesen werden, dass bei jeder Lösung des Periodenumformersystems an Stelle des Kandóschens zusammgebauten Phasenumformers ebenso gut auch jeder beliebige von der Fahrleitung durch Transformator gespeiste niedergespannte Phasenspalter von normaler Bauart, dessen Dreiphasenwicklung den Periodenumformer erregt, verwendet werden kann. Durch entsprechende Wahl der Streuspannung des Transformators lassen sich die erforderlichen Eigenschaften genau so gut sicherstellen wie bei der zusammgebauten Ausführung, daher kann das Fahrzeug in bezug auf

Motorspannung und auf $\cos \varphi$ ganz gleich betrieben werden wie die ursprünglichen Kandó'schen Lokomotiven. Bei Triebwagen von geringer Leistung kann an Stelle des Synchronmotors auch ein einfacher Käfigankermotor für den Antrieb der Gleichstrommaschine in Frage kommen. Im Falle von Triebwagen grösserer Leistung, oder falls eine grössere Zahl von Triebwagen im Verkehr steht, sowie bei Lokomotiven, kommt jedoch — mit Rücksicht auf den für die Wirtschaftlichkeit so wichtigen $\cos \varphi$ -Wert — nur die Lösungsmittels Synchronmotors als allein wirtschaftlich in Betracht.

Nach obiger Zusammenfassung der wichtigsten Varianten des Ganz—Kandó—Ratkovszkyschen Periodenumformersystems, wie sie der Verfasser der vorliegenden Abhandlung in den Jahren 1935—38 bei der Firma Ganz entwickelt hat, sowie nach Kennzeichnung der festgesetzten wichtigsten Charakteristiken dieser Varianten, soll im nachfolgenden über die Entwicklung der nach dem Periodenumformersystem tatsächlich angefertigten Ausführungen berichtet werden, bzw. ihre Beschreibung erfolgen.

II.

Zwecks Feststellung der definitiven, zuerst zu bauenden Type hatte die Firma Ganz die wichtigeren Varianten auch im einzelnen in bezug auf Gewicht und Wirtschaftlichkeit miteinander verglichen. Darüber hinaus aber war eines der entscheidendsten Gesichtspunkte bei der Wahl der Type, *eine möglichst rasche Entwicklung der neuen Lokomotive* in betriebssicherer Ausführung zu gewährleisten.

Im Hinblick hierauf sollte die Lokomotive — nach übereinstimmender Meinung der Firma Ganz und der Ungarischen Staatsbahnen — womöglich aus bekannten, einfachen Elementen zusammengestellt werden, hinsichtlich deren Betrieb und Betriebssicherheit keine Überraschungen zu gewärtigen waren. Aus diesem Grunde musste die schon erwähnte, scheinbar einfachste Lösung *b)*, bei welcher ein — am Läufer Leine für 50 Hz Rotorströme dimensionierte Bandage besitzender — zweiwickliger Periodenumformer von 1500 Touren mit dem ohnehin schon komplizierten Phasenumformer zu einer Einheit zusammenzubauen war, seinerzeit fallen gelassen werden, zumal nach damaliger Meinung der Firma Ganz die Entwicklungszeit für eine betriebssichere Ausführung dieser Lösung nicht vollkommen zu überblicken war, und zwar wegen der verschiedenen Schwierigkeiten, die bei einer völlig neuen, komplizierten Konstruktion zu gewärtigen sind. Dies hätte den Beginn der Serienfabrikation der neuen Lokomotiven eventuell auf Jahre hinaus verzögern können.

Daher entschieden sich die Firma Ganz und die Ungarischen Staatsbahnen für die *aus einfachen Konstruktionselementen* bestehende Lösung mit besonderem Motor und Periodenumformer. Bei dieser Lösung enthielt die Lokomotive

zwar eine Maschine mehr, was zweifelsohne als Nachteil zu werten war, doch erschien für die Firma Ganz und für die Ungarischen Staatsbahnen *eine Mehr, das aus einer einfachen, bekannten Maschine besteht*, im damaligen Zustand der Elektrifizierung weniger nachteilig *als die Verwendung einer verwickelten, völlig neuen Konstruktion*. Die zusätzliche Maschine brachte natürlich auch ein gewisses Mehrgewicht mit sich, doch nahmen die Staatsbahnen den durchaus richtigen Standpunkt ein, dass *die grössere Betriebssicherheit und das rasche Anlaufen der Serienfabrikation eine gewisse Gewichts-differenz aufwiege*.

Was die Triebmotoren anbelangt, so konnte sowohl die Ausführung mit Schleifringanker wie auch die mit Käfiganker in Frage kommen. Wie aus dem Obigen hervorgeht, besteht bei einem mit besonderem Motor angetriebenen Periodenumformer von Gesichtspunkte der Einfachheit der Periodenumformergruppe zwischen den beiden Lösungen kein Unterschied.

Der kurzgeschlossene Triebmotor bedeutet aber an und für sich die *ideale Lösung für Fahrzeuge*. Er erfordert keinerlei Instandhaltung oder Wartung, besitzt keine heiklen Bestandteile, kann, von der Ventilierung abgesehen, in völlig geschlossener Bauart hergestellt werden und man braucht sich im Betriebe um ihn überhaupt nicht zu kümmern.

Die Lösung mittels Käfigankermotoren ist für die fortwährenden Schlägen, Rütteln, Feuchtigkeit und Schmutz ausgesetzten *Triebmotoren zweifelsohne die einfachste und betriebssicherste Ausführungsform*, betriebssicherer als jedes andere System. Mit Rücksicht hierauf haben die Ungarischen Staatsbahnen seinerzeit im Einvernehmen mit der Firma Ganz zu Gunsten der Käfigankermotoren Stellung genommen, ungeachtet des Umstandes, dass — wie schon vorhin erwähnt — die Anfahrverluste und das Lokomotivgewicht bei dieser Ausführung etwas grösser sind, ferner dass die Handhabung der Lokomotive etwas weniger einfach ist. Auf die Lösung mit Schleifringmotoren sollte nur in jenem Falle zurückgegriffen werden, wenn der durch die Firma Ganz auszuführende Vorversuch unerwarteter Weise negativ ausfallen sollte. Seinerzeit wurde die wesentlich grössere Sicherheit der kurzgeschlossenen Ausführung der Triebmotoren sowohl von den Staatsbahnen wie von der Firma Ganz wesentlich höher eingeschätzt als die erwähnten Nachteile.

In Verbindung mit der herzustellenden Lokomotive gab es zwischen den Staatsbahnen und der Firma Ganz eine wesentliche Meinungsverschiedenheit nur in einer Frage, nämlich in der der Achsenanzahl und der Achsenanordnung. Die Firma Ganz wünschte beim Bau der Lokomotive die wesentlich leichtere Ausführung mit 6 Achsen, Anordnung C_0-C_0 mit Tatzenlagermotoren, anzuwenden, bei welcher eine sehr bedeutende, ca. 20%ige Gewichtseinsparung möglich war und welche für das Periodenumformersystem mit Rücksicht auf dessen sehr kleine Triebmotorgewichte besonders geeignet schien.

Demgegenüber zeigten damals die Staatsbahnen dieser Ausführung gegenüber noch eine gewisse Scheu; man sah die Ausführung im Vergleich zu

anderen Konstruktionen als nicht genügend sicher und erprobt an, und wünschte eine mit Secheron-Federantrieb versehene, 8achsige Anordnung 2—D₀—2.

Die Daten der ersten durch die Firma Ganz entworfenen Lokomotive im Periodenumformersystem gestalteten sich in den beiden Ausführungen wie folgt :

	I.	II.
Achsenanordnung	C ₀ —C ₀	2—D ₀ —2
Max. Achsendruck t	19,5	20
Gesamtgewicht t	115	144
Stundenleistung PS	4000	4000
Max. Zugkraft t	22	22
Geschwindigkeitsstufen km/St..	25, 50, 75, 100, 125	25, 50, 75, 100, 125
Spezifisches Gewicht kg/PS	29	36

Die Staatsbahnen bestellten im August 1939 zwei Versuchslokomotiven mit den unter II. angegebenen Daten. Nach Ausführung des bereits erwähnten Vorversuches, dessen Ergebnis den Erwartungen vollauf entsprach, wurden die beiden Versuchslokomotiven mit Käfiganker-Triebmotoren gemäss der Lösung c) und der Variante Nr. 3 auf Tabelle IV während des zweiten Weltkrieges fertiggestellt (s. Abb. 8 u. 9). Die Fabrikation nahm, obwohl sie infolge des Krieges natürlich nur verzögert vor sich ging, einen völlig normalen Verlauf. Besondere Fabrikationsschwierigkeiten traten nicht auf, was der einfachen und bekannten Konstruktion der Maschinen zu danken war.

Das prinzipielle Hauptstromkreisschema der Lokomotive (ohne innere Schaltung der Maschinen) wird in Abb. 10. II. gezeigt. Dieses Schema stellt den Fall dar, wo der Periodenumformer von der Ständerseite erregt wird. Der Übersichtlichkeit halber wurde der erwähnte kleine Anlasshilfswiderstand der Periodenumformer nicht dargestellt; es wurde auch vernachlässigt, dass der Periodenumformer bei der tatsächlichen Ausführung auf den ersten zwei Stufen — bei Vertauschen der Rollen von Ständer und Läufer — vom Läufer aus erregt wurde. Auf diese Weise lässt sich nämlich — bei einer vom Verhältnis 1 : 1 abweichenden Wahl der Übersetzung des Ständers und Läufers — erreichen, dass bei den ersten zwei Stufen, wo für kurze Zeit grosse Zugkräfte erfordert werden, die Triebmotoren eine noch höhere Spannung erhalten und so noch besser ausgenutzt werden können, ohne dass bei den übrigen Stufen die Motorspannung überflüssig hoch zu sein braucht.

Während der Berechnung der Maschinen gelangte die Firma Ganz zu der Feststellung, dass die kurzgeschlossenen Motoren wegen der kleinen, in der Nähe von Null befindlichen Anlassperiodenzahlen mit einem den normalen Wert übertreffenden Läuferwiderstand und einem sehr kleinen Ständerwiderstand gebaut werden müssen und daher nicht nur nicht leichter, sondern im

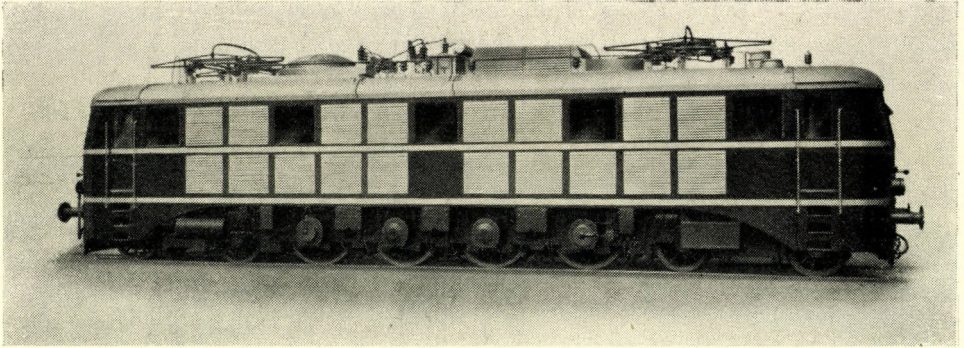


Abb. 8. Die 2-Do-2 4000 PS 50 Hz Periodenumformerlokomotive.
Bestellt 1939. In Betrieb genommen 1943

Gegenteil etwas schwerer ausfallen werden als mit Schleifringausführung, Ausserdem musste auch der Periodenumformer, ebenfalls wegen der kleinen gegen Null betragenden Anlassperiodenzahl, schwerer dimensioniert werden.

Die Traktionsversuche der im Jahre 1943 fertig gewordenen Lokomotive haben dann in vollem Umfange bestätigt, dass *das grundsätzlich neue Periodenumformersystem den Anforderungen der Vollbahntraktion vollkommen entspricht.*

Die neue Lokomotive entsprach sowohl bei den Versuchen im Prüfraum als auch bei den Traktionsversuchen allen im Vertrag vorgesehenen Vorschriften, erwies sich sogar in bezug auf Leistung als stark überdimensioniert und absolvierte die für die provisorische Übernahme erfordernten Fahrten. Die Bandage der Wicklung des Periodenumformers erlitt infolge eines einfachen Konstruktionsfehlers zweimal Schäden, indem die die Wicklungsköpfe des Läufers festhaltende Bandage wegen der hohen Periodenzahl des Rotors sich stark erhitze. Die Proben mussten aber im Jahre 1944 wegen der Kriegsergebnisse schon nach 15 800 km abgebrochen werden.

Obwohl dies vom Gesichtspunkt des neuen Systems ohne Bedeutung ist, so sollen hier der Vollkommenheit halber ausser den vorzüglichen Probeergebnissen auch die bei den Probefahrten beobachteten Nebenerscheinungen Erwähnung finden.

Im ersten Teil der Proben traten zeitweise Schwingungserscheinungen im Stromkreis der Triebmotoren auf, die durch den nicht entsprechenden Übergangswiderstand des Kurzschlusskontaktes des Hilfsanlasswiderstandes verursacht wurden. Nach Einbau von entsprechenden Kontakten hörte diese Erscheinung vollständig auf und wiederholte sich auch nie mehr wieder. Gewisse Unbequemlichkeiten traten dann in der Handhabung und im Betrieb der Lokomotiven infolge der unrichtigen Konstruktion und des unbefriedigenden Funktionierens des auf die dritte Geschwindigkeit umschaltenden Periodenrelais auf. Eine weitere Unzuläng-

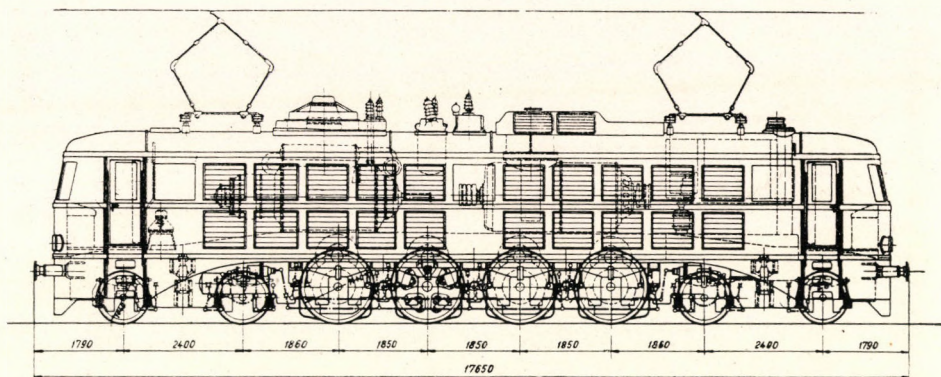
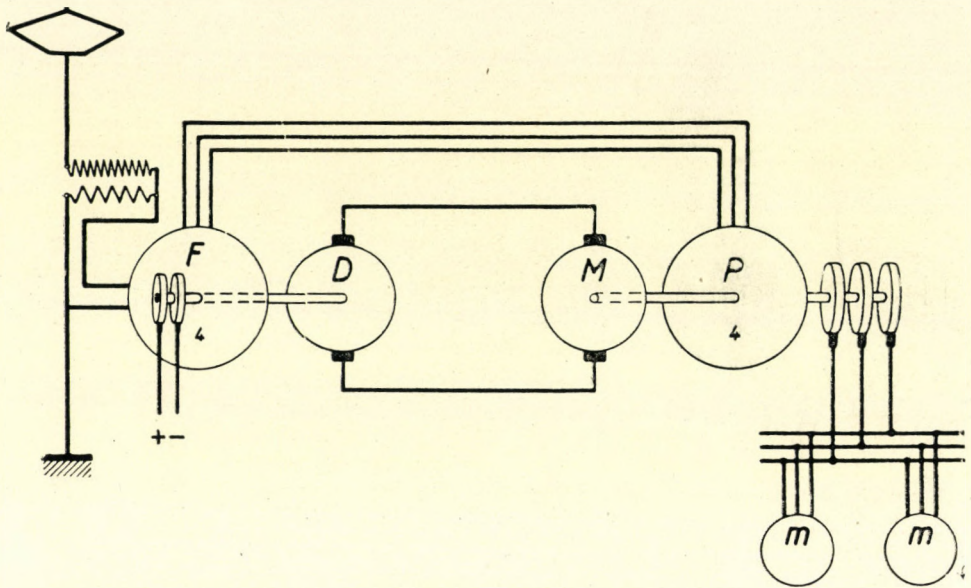


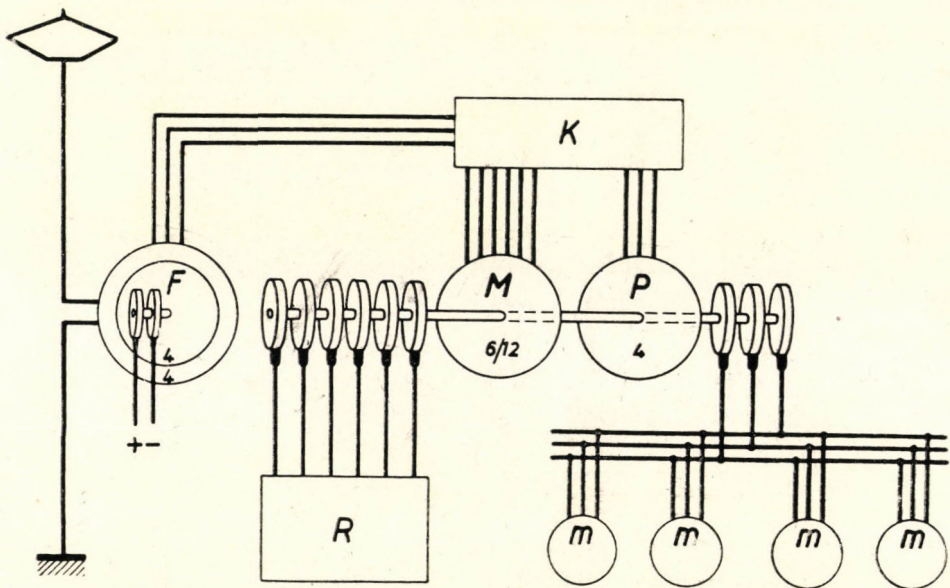
Abb. 9. Anordnungsskizze der 4000 PS 50 Hz Periodenumformerlokomotive

lichkeit bestand darin, dass wenn der Phasenumformer aus irgendeinem Grund aus dem Synchronismus gefallen war, die Wiederaufnahme der Belastung eine längere Zeit erforderte. Die vollkommene Behebung dieser vom prinzipiellen Teil des Systems völlig unabhängigen Nebenerscheinungen wurde zwar durch die Kriegereignisse des Jahres 1944 verhindert, doch hatte dies natürlich keinerlei Einfluss auf die Bewertung des Systems.

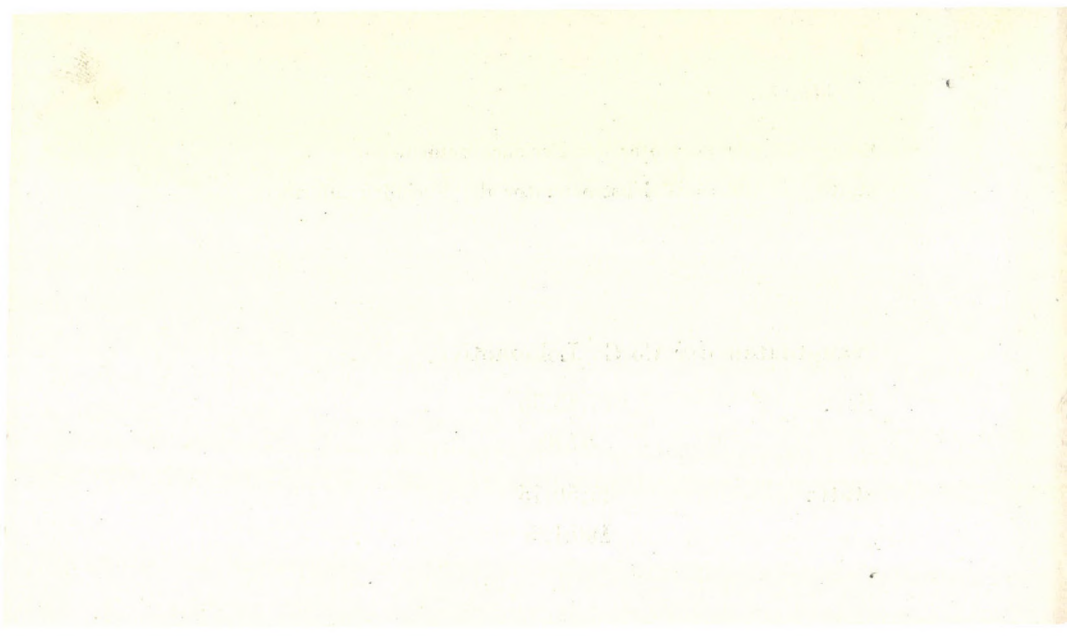
Auf Grund der günstigen Versuchsergebnisse unterbreiteten die Ungarischen Staatsbahnen — sich den damals von deutscher Seite geäußerten Wünschen widersetzend, wonach die Elektrifizierung auch in Ungarn, wenigstens auf den Transithauptstrecken, mit 16 Perioden erfolgen sollte — der Regierung in den Jahren 1943—44 Vorschläge zur 50 Hz Elektrifizierung der 67 km langen, doppelgleisigen Hauptstrecke Budapest—Hatvan und zur Bestellung von 17 Periodenumformerlokomotiven. Ausserdem gaben die Ungarischen Staatsbahnen für die Strecke Budapest—Hegyeshalom im Jahre 1944 weitere 4 Lokomotiven in Auftrag. Diese Lokomotiven wurden der Dringlichkeit halber in einer mit den 2—D₀—2 Periodenumformer-Probelokomotiven identischen Ausführung bestellt, obwohl die Ungarischen Staatsbahnen die von der Firma Ganz empfohlene, leichte C₀—C₀ Ausführung mit Tatzenlagern damals für die in Zukunft zu bestellenden Lokomotiven bereits akzeptiert hatten. Die Ungarischen Staatsbahnen veröffentlichten am Anfang 1944 ihren Beschluss, die von der Firma Ganz im Jahre 1943 auf Grund der mit den Probelokomotiven gewonnenen Erfahrungen ausgearbeiteten zwei Periodenumformer-Lokomotiventypen (für Schnellzüge bzw. Lastzüge) für die neuen Strecken als Serientypen einzuführen. Die beiden Typen unterschieden sich voneinander nur in der mechanischen Ausrüstung, wogegen die elektrischen Einrichtungen in bezug auf einheitlichen Bau, Reserven usw. grösstenteils identisch waren.

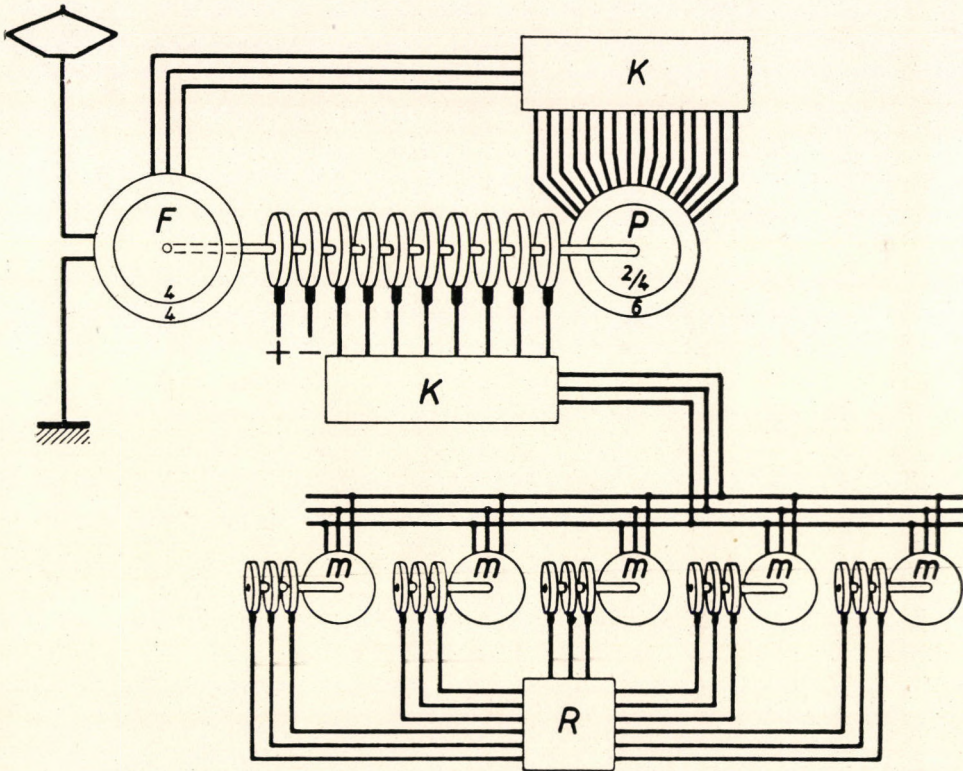


I. Schema des 660 PS 50 Hz Triebwagens
(Stufenloser Periodenumformer, Käfiganker-Triebmotoren, Ausführung *a*)
Bestellungsjahr 1940



II. Schema der 4000 PS 50 Hz Versuchslokomotive
(Gestufte Periodenumformer, Käfiganker-Triebmotoren, Ausführung *c*)
Bestellungsjahr 1939





III. Schema der 3200 PS 50 Hz Versuchslokomotive.
(Gestufter Periodenumformer, Schleifring-Triebmotoren, Ausführung b)
Bestellungsjahr 1948

Abb. 10. Hauptschemen der Periodenumformerlokomotiven verschiedener Ausführungsarten

F = Phasenspalter bzw. Phasenumformer D = Gleichstrommaschine P = Periodenumformer M = Gleichstrommotor des Periodenumformers m = Triebmotoren K = Hauptstrom-Schaltvorrichtung R = Anlasswiderstand

Die Zahlen entsprechen den Polenzahlen der Maschinen.

Die Zweiwicklungsmaschinen sind mit einem Doppelkreise bezeichnet

Die Hauptdaten der beiden Typen waren folgende :

Achsenanordnung	1 B ₀ -B ₀ 1	C ₀ -C ₀
Gesamtgewicht t.....	111	120
Max. Achsendruck t	19,5	20
Stundenleistung PS	5000	5000
Max. Zugkraft t	24	36
Höchstgeschwindigkeit km/St.	25, 50, 75	25, 50, 75
	100, 125	100, 125
Spezifisches Gewicht kg/PS	22,2	24

Die beiden seitens der Ungarischen Staatsbahnen angenommenen Serientypen hatten die gleiche elektrische Einrichtung mit Käfiganker-Triebmotoren wie die der beiden Probelokomotiven, mit der Abweichung, dass auf Grund

der Prüffeldergebnisse und Erfahrungen der überdimensionierten Probelokomotiven die Leistung wesentlich erhöht werden konnte. Infolgedessen und wegen der gewählten Achsenanordnung hatten diese Lokomotiven sehr niedrige spezifische Gewichte, *niedriger als* alle bis dahin im Betrieb befindlichen, mit Gleichstrom oder mit Wechselstrom von 16 Perioden betriebenen Lokomotiven. In bezug auf das spezifische Gewicht wiesen zu dieser Zeit nur die damals schon in Bau genommenen schweizer 16 Hz 4000 PS Lokomotiven der Firma BBC und die 6000 PS Lokomotiven der Firma Oerlikon, deren hervorragende Eigenschaften und leichte Gewichte auf der ganzen Welt Aufsehen erregten, günstigere Werte auf. *Das spezifische Gewicht der Periodenumformerlokomotiven stand damals an einer der allerersten Stellen der Welt.*

Die im Jahre 1944 in Auftrag gegebenen 4 Periodenumformerlokomotiven des Typs 2—D₀—2 konnten wegen des Krieges nicht mehr in Arbeit genommen werden und auch die beiden Versuchslokomotiven erlitten während der im zweiten Halbjahr 1944 eingetretenen schweren Kriegereignisse sehr starke Beschädigungen.

Vor dem Bericht über die Ergebnisse der jüngsten Zeit und dem Ausblick auf die Zukunft soll noch die Frage der elektrischen Triebwagen für Vollbahnen mit einigen Worten erwähnt werden. Ein zeitgemässer Vollbahnverkehr ohne Triebwagen bzw. Triebwagenzüge ist kaum denkbar. Somit musste natürlich auch das Problem der 50 Hz Vollbahntriebwagen gelöst werden, und dies um so mehr, als einer der weiteren Vorteile der Elektrifizierung der Bahnen darin besteht, dass ein rascher und bequemer Personenverkehr mittels Triebwagenzüge ermöglicht wird, ohne Rohölmotoren benutzen und Rohöl verbrauchen zu müssen.

Das ursprüngliche nur mit Phasenumformung arbeitende System war sichtlich für Triebwagen ungeeignet, weil für Triebwagen lediglich im Drehgestell angeordnete, rasch laufende Motoren in Betracht kommen können. Kandó hatte sich zwar schon seinerzeit mit der Ausarbeitung einer für Triebwagen geeigneten Lösung beschäftigt, kam jedoch — besonders wegen der wesentlich erhöhten Anforderungen gegenüber den Triebwagen — zu keinem praktisch befriedigenden Ergebnis.

Es soll vorausgeschickt werden, dass für 50 Hz Triebwagen mangels einer anderen Lösung auch das altbekannte Ward-Leonard'sche System entspricht und dass daher eigentlich kein unbedingter Bedarf zur Entwicklung eines neuen Systems für Triebwagen bestand. Für Lokomotiven ist diese Lösung, wie bekannt, wegen der geforderten grossen Leistungen weniger günstig, obwohl sie natürlich auch hier angewendet werden kann.

In Ungarn griff unabhängig vom Obigen vor etwa 15 Jahren die Entwicklung auch auf das Gebiet von Triebwagen über und zeitigte Aufträge in zweierlei Systemen. 1940 bestellten die Ungarischen Staatsbahnen bei der Firma

Ganz je einen vierachsigen 50 Hz Versuchstriebwagen gemäss dem heimischen Periodenumformersystem bzw. dem Siemensschen Kommutatormotorsystem.

Bei dem Triebwagen nach dem Periodenumformersystem kam die unter a) weiter oben bereits beschriebene Lösung in der erwähnten Kombination mit dem Ward-Leonardschen System zur Anwendung, bei welcher der Leistung der Motorwagen sowie den häufigen Beschleunigungen und Bremsungen besser entsprechende, beliebige konstante Geschwindigkeiten und ein verlustfreies Beschleunigen und Bremsen gesichert werden konnten (Abb. 10/I.). Die Gleichstrommaschinen hatten — zwecks Erreichung einer elastischen Charakteristik — eine kombinierte Nebenschluss- und Hauptstromerregung, wodurch ein weiches Anfahren trotz grosser Beschleunigung erzielt werden konnte.

Sämtliche Maschinen waren — wie bereits erwähnt — von einfacher und bekannter Bauart und die Triebmotoren auch in diesem Falle von dem Käfigankertyp.

Der im Jahre 1940 bestellte Triebwagen mit Periodenumformer besass eine Stundenleistung von 660 PS und eine maximale Anfahrzugkraft von 4,6 Tonnen. Das Gesamtgewicht der elektrischen Einrichtung betrug einschliesslich von zwei Käfiganker-Triebmotoren mit Tatzenlagern seinerzeit 17 Tonnen, die Höchstgeschwindigkeit 125 km, bzw. nach Austausch der Zahnradübersetzung 150 km/St.

Die Stundenleistung des ebenfalls im Jahre 1940 in Auftrag gegebenen Triebwagens System Siemens war um 16% niedriger, nämlich 550 PS, die Höchstzugkraft beim Anfahren 2,8 Tonnen, das Gewicht der elektrischen Einrichtung einschliesslich zwei Kommutatormotoren 14 Tonnen, bzw. falls für Stromrückgewinnung gebaut, 16 Tonnen. Das Gewicht der Triebmotoren betrug je Motor 2,5 t, wogegen ein Triebmotor des Periodenumformer-Triebwagens bei 20% höherer Leistung nur 1,5 t wog.

Der Vorteil des Siemensschen Systems bestand in seinem kleineren Gewicht, was aber wegen des wesentlich teureren spezifischen Preises der Kommutatormotoren und seiner sonstigen Ausrüstung in bezug auf die Anschaffungskosten keinen Vorteil darstellte. Diese Ausführung enthält keine rotierenden Hilfsmaschinen, ihr Wirkungsgrad ist besser, demgegenüber besteht aber der Nachteil, dass die Kommutatortriebmotoren einerseits ein wesentlich grösseres — auf gleiche Leistung bezogen fast doppeltes — Gewicht aufweisen, andererseits dass sie mit einem ungünstigen Leistungsfaktor arbeiten. Da im allgemeinen keine Rückstromgewinnung stattfindet, geht bei Triebwagenbetrieb mit vielen Beschleunigungen der Vorteil des besseren Wirkungsgrades verloren.

Das Gesamtgewicht des Periodenumformer-Triebwagens ist zweifellos etwas höher (um etwa 3—4%), obgleich das spezifische Gewicht der elektrischen Ausrüstung bei Berücksichtigung der mit den ersten Probeausführungen gemachten Erfahrungen — so wie auch bei den Lokomotiven — noch hätte vermin-

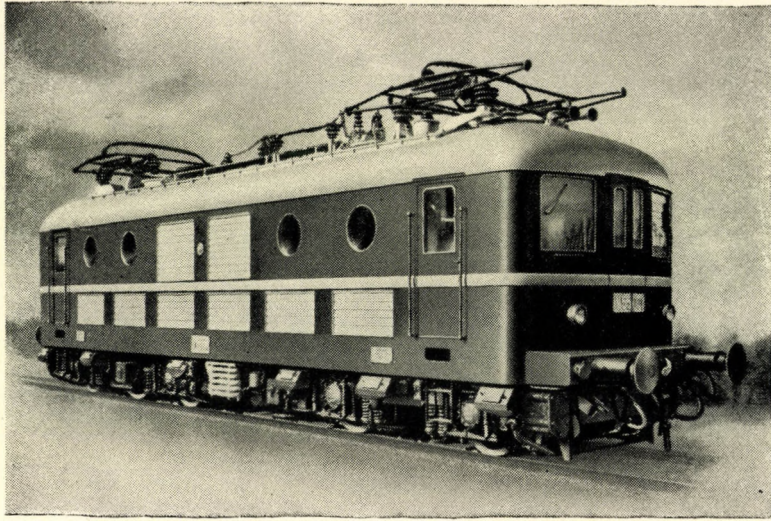


Abb. 11. Die Bo-Co 3200 PS 50 Hz Periodenumformerlokomotive.
Bestellt 1948. In Betrieb genommen 1950

dert werden können. Ausserdem enthält er rotierende Hilfsmaschinen, welche aber bekannte Maschinen von einfacher Konstruktion sind. Ein zweifelloser Vorteil dieses Systems ist die Anwendung des leichten und betriebssicheren Käfiganker-Triebmotors, ferner der gute Leistungsfaktor.

Die Fabrikation beider Motorwagen ging wegen der Ausbreitung des II. Weltkrieges auf Ungarn nur sehr schleppend vor sich und schliesslich gingen die fertiggestellten Einrichtungen im Jahre 1944 infolge der Kriegereignisse teilweise zugrunde.

*

Nach den Verwüstungen des Krieges rückte die Fortsetzung der Elektrifizierung der Vollbahnen zwecks einer möglichst raschen Hebung der wirtschaftlichen Entwicklung des Landes sehr bald in den Brennpunkt des allgemeinen Interesses. Die ungarische Regierung sah die Wichtigkeit der Frage sofort ein und beschloss als ersten Schritt die Elektrifizierung der 182 km langen Strecke Budapest—Hatvan—Miskolc und liess 1948 die Firma Ganz die Ausführung zweier Versuchslokomotiven von 50 Perioden in Arbeit nehmen.

Um eine Einsparung an Material zu erzielen, bestellten die Staatsbahnen, entsprechend ihrem Entschlusse vom 1943, die Lokomotiven nunmehr mit Tatzenlagermotoren. Ebenfalls im Interesse einer Gewichtsersparnis griff die Firma Ganz zu der Ausführung mit Schleifringmotoren zurück und nahm diesmal die Konstruktion der Phasen- und Periodenumformer in einer gemeinsamen zweilagerigen Einheit vor, nachdem die Ungarischen Staatsbahnen ihren seinerzeit gemeinsam mit der Firma Ganz

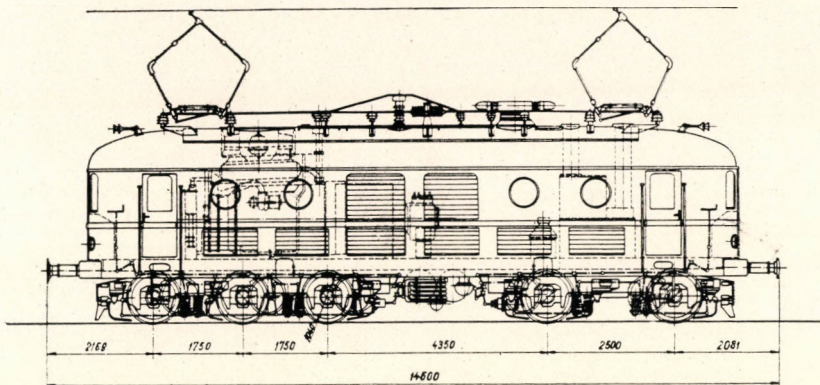


Abb. 12. Anordnungsskizze der Bo-Co 3200 PS 50 Hz Periodenumformerlokomotive

eingenommenen Standpunkt in bezug auf die Verwendung von Käfiganker-Triebmotoren fallen gelassen hatten. Sowohl bei Ganz wie bei den Staatsbahnen gewann in diesen Jahren die Auffassung die Oberhand, dass die einfachere, keine Instandhaltung erfordernde Konstruktion, sowie die grössere Betriebssicherheit der Käfiganker-Triebmotoren keine genügende Begründung für eine Aufsichtnahme der grösseren Anfahrverluste und des Mehrgewichtes der Lösung *c)* biete. Obzwar die neuen Probelokomotiven aus diesem Grunde mit Schleifring-Triebmotoren gebaut wurden, soll auf diese Frage noch zurückgekommen werden. Bei Berücksichtigung des allgemeinen volkswirtschaftlichen Interesses kamen die Staatsbahnen auch zur Feststellung, dass die Leistung der 1939 in Auftrag gegebenen Lokomotiven von 4000 PS und die der im Jahre 1943 geplanten Lokomotiven von 5000 PS überflüssig gross sei, so dass sie sich mit einer Stundenleistung von 3200 PS begnügten, wobei zugleich der Höchstachsendruck mit Rücksicht auf die verschlechterten Oberbauverhältnisse von 20 auf 18 Tonnen herabgesetzt wurde.

Die charakteristischen Hauptdaten der neuen Versuchslokomotiven sind :

Achsenanordnung	B_0-C_0
Max. Achsendruck	18 t
Gesamtgewicht	89 t
Stundenleistung	3200 PS
Max. Zugkraft.....	21 t
Geschwindigkeitsstufen	25, 50, 75, 100 125 km/St.
Spezifisches Gewicht	27,8 kg/PS

Die Lösung des Periodenumformers entspricht der früher bereits gekennzeichneten Lösung *b)*, bei welcher der Periodenumformer mit dem Phasenumformer zusammengebaut ist und ständig mit 1500 Touren läuft und bei der,

um 5 verschiedene Geschwindigkeiten erreichen zu können, zwei Wicklungen erforderlich sind. (Abb. 10/III).

Die Lösung ist, wie dies bereits zur Zeit der Entwicklung des Periodenumformersystems festgestellt worden war, in bezug auf die Verluste und das Gewicht zweifellos günstiger, — das spezifische Gewicht ist nur wegen der geringeren Leistung der Lokomotive grösser als das der im Jahre 1943 entwickelten 5000 PS Type mit Käfiganker-Triebmotoren — hingegen lässt sich die Entwicklungsdauer wegen der vollkommen neu zu entwickelnden, zusammengebauten Umformer weniger genau abschätzen, weswegen bis zum Beginn der Serienfabrikation schon von vornherein mit einer längeren Frist zu rechnen ist.

Von den beiden Versuchslokomotiven wurde die erste im August 1950, die zweite in etwas veränderter Ausführung im Januar 1952 in Betrieb genommen (Abb. 11 u. 12).

Den mit der Lokomotive ausgeführten Versuchen zufolge hatte das Prinzip der elektrischen Einrichtung den Traktionsanforderungen vollauf entsprochen, so dass auch diese Ausführung die hervorragende Eignung des Periodenumformersystems für Vollbahnlokomotiven in vollem Masse bestätigte. Zugleich erbrachten die Versuche den Nachweis, dass die Anwendung der Tatzenlagermotoren — entgegen den seinerzeit seitens der Staatsbahnen geäusserten Befürchtungen — den Anforderungen ebenfalls Genüge leistet.

Die konstruktive Ausführung selbst erforderte gemäss den Erfahrungen der Probefahrten gewisse Abänderungen, was auch eine entsprechende Verlängerung des Probetriebes zur Folge hatte.

Ausser den erwähnten zwei Versuchslokomotiven bestellten die Ungarischen Staatsbahnen bei der Firma Ganz im Jahre 1950 noch zwei 50 Hz Verschiebelokomotiven und zwei 50 Hz Triebwagen, und zwar um eine baldige Fertigstellung ohne Vorversuche zu ermöglichen, alle mit einfachem Synchron-Ward-Leonardschen Antrieb.

Die elektrische Ausrüstung des neuen 660 PS Triebwagens System Ward-Leonard wiegt 17 Tonnen, sie ist also praktisch gleich schwer wie die des im Jahre 1940 bestellten Triebwagens, bei dem das Periodenumformersystem mit dem Ward-Leonardschen System kombiniert wurde. Ihr Vorteil gegenüber der letzteren bestand darin, dass ihr Betrieb allseits bekannt und daher ohne jede Verzögerung lieferbar ist; ihr Nachteil ist, dass infolge des um 50% schwereren Triebmotors die ungefederten Massen grösser sind und dass ausserdem die grösseren Abmessungen des Gleichstrommotors die *Maximalleistungen pro Achse beschränken*.

Zum Schlusse sei noch erwähnt, dass die Firma Ganz im Jahre 1951 zwei weitere Lokomotiven in Arbeit nahm, die abgesehen von einigen weiteren kleineren Konstruktionsabänderungen im Wesen gleich wie die bereits abgelieferten zwei Versuchslokomotiven gebaut werden.

III.

Auf Grund der bisher mit den Periodenumformerlokomotiven gewonnenen Erfahrungen sowie der verschiedenen möglichen Varianten lassen sich hinsichtlich der weiteren Zukunft folgende Feststellungen machen :

Falls es richtig ist, dass es sich nicht lohnt, für die jede andere Lösung wesentlich übertreffende Betriebssicherheit der Käfiganker-Triebmotoren und für das Wegfallen jeder Instandhaltung der Triebmotoren gewisse Opfer zu bringen, dass ferner 4 bis 5 Geschwindigkeitsstufen für die Lokomotiven im allgemeinen genügen, — auf welche Gesichtspunkte noch zurückgekommen werden soll — so ist als leichteste Lösung des mit Periodenumformer arbeitenden Systems die unter *b*) angegebene anzusehen, bei welcher der Phasenumformer und Periodenumformer zu einer Einheit zusammengesetzt sind. Die Verluste sind bei dieser Lösung auch am günstigsten. Die Entwicklungsdauer der ersten Ausführung und auch der weiteren Typen ist aber — wie schon erwähnt — bei dieser Lösung länger.

Die kürzeste Entwicklungszeit erfordert, wie ebenfalls schon bemerkt, der Typ mit besonderem Motor für den Periodenumformer, da dieser Typ aus einfachen Elementen aufgebaut wird ; sein Gewicht und sein Wirkungsgrad sind allerdings etwas ungünstiger. Diese Ausführung kann sowohl mit Schleifring- als auch mit Käfigankermotoren angefertigt werden.

Von den verschiedenen Ausführungsarten lässt sich keine als die günstigste erklären, da jede ihre Vor- und Nachteile hat.

Bei Berücksichtigung sämtlicher Gesichtspunkte dürfte vielleicht jene Feststellung am besten zutreffen, dass — sofern für Lokomotiven von mittlerer Geschwindigkeit 4, für Lokomotiven grösserer Geschwindigkeit 5 Geschwindigkeitsstufen genügen,

für Last- und Personenzugslokomotiven die Alternative mit 1500 Umdrehungen und 4erlei Geschwindigkeiten,

für Schnell- und Personenzugslokomotiven die Alternative mit 1000 Umdrehungen und 5erlei Geschwindigkeiten am zweckmässigsten ist.

Beide Ausführungsformen lassen sich mit dem betriebssichersten, einwickeligen Periodenumformer verwirklichen.

Was die Achsenanordnung betrifft, so sind je nach den gewünschten Leistungen und den zulässigen Achsdrücken die Ausführungen B_0-B_0 oder C_0-C_0 , oder B_0-C_0 anzuwenden. Zur Orientierung sei erwähnt, dass der über viererlei Geschwindigkeiten verfügende Typ B_0-B_0 bei 20 t max. Achsdruck für eine Leistung von rund 3000 PS und der über 5 Geschwindigkeitsstufen verfügende Typ C_0-C_0 für eine Leistung von rund 5500 PS gebaut werden kann.

Sollte eine grössere Anzahl von Geschwindigkeitsstufen erwünscht sein, so lässt sich bei beiden Ausführungen durch Anbringung einer zweiten

Wicklung am Periodenumformer je eine entsprechende Geschwindigkeitsstufe mehr gewinnen, wobei sich die Leistungen gegenüber den obigen Angaben etwas vermindern.

Wenn zunächst die allernächsten Jahre in Betracht gezogen werden, so ergibt sich wegen der *ausserordentlichen volkswirtschaftlichen Bedeutung und Vordringlichkeit der Elektrifizierung der Vollbahnen*, ferner infolge des Umstandes, dass gemäss allgemeiner, über die Grenzen Ungarns bereits weit hinausgehender Meinung die Elektrifizierung in wirtschaftlicher Weise nur mit 50 Perioden ausgeführt werden kann, dass die bisherigen Ergebnisse der 50 Hz Lokomotiven unter dem erwähnten, entscheidende Bedeutung besitzenden Gesichtspunkt gewertet werden müssen. Da 50 Hz Lokomotiven schon zweifelsohne in wirtschaftlicher Ausführung auch in grösseren Anzahl lieferbar sind, steht dem Beginn bzw. der Fortsetzung einer Vollbahnelektrifizierung mit 50 Hz nichts im Wege. Die Unkosten etwa noch notwendig werdender kleinerer Änderungen an einigen Lokomotiven fallen angesichts der grossen allgemeinen volkswirtschaftlichen Interessen überhaupt nicht ins Gewicht und dürfen unter keinen Umständen die Fortsetzung der Bahnelektrifizierung beeinträchtigen.

Auf Grund der mit den Periodenumformerlokomotiven ausgeführten Versuche und der obigen Überlegungen lassen sich für die nächste Zukunft folgende Feststellungen machen:

1. Das Periodenumformersystem ist für die 50 Hz Elektrifizierung von Vollbahnen vollkommen geeignet, sowohl für ebene wie für Bergstrecken und für Lokomotiven jeglicher Leistung und jeglicher Geschwindigkeit.

2. Die Fabrikation von Lokomotiven für vier Geschwindigkeiten von 25, 50, 75 und 100 km, die den bestehenden ungarischen Bedürfnissen, und auch den von vielen Ländern, noch für Jahre hinaus in befriedigender Weise entsprechen dürfte, kann in einer Konstruktion, die jener der Versuchslokomotiven im wesentlichen gleich ist, in dem nötigen Rahmen in Arbeit genommen werden.

3. Auf Grund des unter 1. und 2. Gesagten ist die 50 Hz Bahnelektrifizierung dringend weiter zu entwickeln.

4. Ausser den obigen Massnahmen, die der Deckung des Bedarfes der allernächsten Zeit dienen, ist auch eine *Weiterentwicklung des Periodenumformersystems* in Angriff zu nehmen, wobei auch die Entwicklung und der Bedarf im Auslande zu berücksichtigen sind.

Was die Weiterentwicklung des Periodenumformersystems anbelangt, so muss nachdrücklich darauf hingewiesen werden, dass bei der Wahl der Typen das Gewicht der Lokomotive keinesfalls als ausschlaggebend betrachtet werden darf. Ebensowenig scheint es richtig zu sein, anstatt mindestens zwei Haupttypen — für Last- und Schnellzüge — einen Einheitstyp zu forcieren. Die Verwendung eines einzigen Typs bedeutet zweifelsohne gewisse Vor-

teile, doch ist diese Lösung, falls die Elektrifizierung in grösserem Masse geplant ist, weniger wirtschaftlich.

Ein wesentlicher Gesichtspunkt ist hingegen, dass alle eventuellen, wenn auch kleineren *Nachteile*, die das Periodenumformersystem gegenüber Lokomotiven für 16 Hz, für Gleichstrom, bzw. gegenüber 50 Hz Lokomotiven anderer Systeme aufweisen kann, *je gründlicher zu beheben und zugleich die Vorteile des Periodenumformersystems je mehr zur Geltung zu bringen sind.*

Von den bisher aufgezählten charakteristischen Eigenschaften, die eventuell als Nachteile im Vergleich zu anderen Systemen gewertet werden können, sollen erwähnt werden :

- die beschränkte Anzahl von Geschwindigkeitsstufen,
- das Ausbleiben der Zugkraft beim Geschwindigkeitswechsel,
- die Wasserkühlung des Phasenumformers,
- die Anwendung eines Flüssigkeitswiderstandes,
- die verwickeltere Konstruktion einzelner Bestandteile.

Die wichtigsten Vorteile gegenüber anderen Systemen sind folgende :

- der günstige Wert des Leistungsfaktors ($\cos \varphi \cong 1$),
- die Möglichkeit der Ausführung durch Zusammenstellung einfacher, erprobter Konstruktionselemente,
- die äusserst betriebssichere und einfache Ausführung der Triebmotoren infolge der Verwendung von Schleifringmotoren statt Kommutatormotoren, welche bei Verwendung von Käfiganker-Triebmotoren noch mehr zur Geltung kommt.

Aus Obigem folgt, dass für die Zukunft, ausser dem schon entwickelten Typ auch die Entwicklung von Typen schleunigst untersucht und bearbeitet werden muss, bei welchen

- mit Hilfe einfachster Konstruktionselemente die meisten Geschwindigkeitsstufen oder stufenlose Geschwindigkeiten erreichbar sind,*
- die Zugkraft überhaupt nicht oder doch nur in beschränktem Masse ausbleibt,*
- der Phasenumformer statt mit Wasserkühlung mit Luftkühlung ausgestattet ist,*
- der Wasserwiderstand wegfällt oder mit einem Metallwiderstand ersetzt werden kann.*

Auch die Frage der *Triebmotoren mit Käfiganker* soll nochmals zum Gegenstand weiterer und eingehender Überlegungen gemacht werden, da es sich hier zweifelsohne um eine vom Betriebsstandpunkt als ideal zu betrachtende Ausführungsart für Triebmotoren handelt.

Man muss die Entwicklung der unter a) erwähnten Lösung mit kontinuierlichem Periodenumformer gründlich prüfen, da es sich hierbei um eine *vom Gesichtspunkt der Traktion ideale Lösung* des Periodenumformersystems handelt. Es ist zu bedauern, dass der nach diesem System im Jahre 1940 in Auftrag gegebene und zum grossen Teil auch fertiggestellte Triebwagen, dessen während des Krieges beschädigten Bestandteile seither hätten ersetzt werden

können, noch nicht zur Ablieferung kam. Diese Lösung ist sowohl für Triebwagen wie für Lokomotiven (besonders auf Bergstrecken) von grösstem Interesse, da

das Fahrzeug ohne Geschwindigkeitsstufen, bei beliebiger Geschwindigkeit fahren kann,

die Beschleunigung ohne Ausbleiben der Zugkraft kontinuierlich ist, mehrere Fahrzeuge miteinander gekuppelt werden können, unabhängig von eventuellen Abnützungen der Radkränze ;

ein Wasseranlasser nicht vorhanden ist, da im Hauptstromkreis kein Widerstand benötigt wird ;

das Anfahren ohne Verluste erfolgt ;

die Triebmotoren Käfiganker haben ;

die Ausführung aus vollkommen bekannten, einfachen Elementen zusammengesetzt ist ;

ihre Traktionseigenschaften die allergünstigsten sind und

eine automatische verlustlose Stromrückspeisung sowohl bei konstanter Geschwindigkeit wie beim Bremsen gewährleistet wird.

Den angeführten zahlreichen und wichtigen Vorteilen steht als Nachteil lediglich der Umstand gegenüber, dass das Gewicht grösser ist, obwohl der Unterschied infolge des Wegfalls des Wasseranlassers und der Schaltvorrichtung im Hauptstromkreis reichlich vermindert wird, und ferner, dass der Wirkungsgrad ungünstiger ist, was aber durch das verlustfreie Anfahren und Bremsen teilweise ausgeglichen wird. Natürlich muss auch das rasche Wiederanlassen entsprechend für den Fall gesichert werden, dass die Maschinen eventuell aus dem Synchronismus fallen.

Bezüglich der oben angeführten Vor- und Nachteile ist noch folgendes zu sagen.

Ist das Klima von mittlerer Temperatur, so können die Eliminierung der Wasserkühlung des Phasenumformers und das Weglassen des Wasseranlassers eventuell wünschenswert, nicht aber unbedingt nötig sein. In einem kalten Klima jedoch, wie z. B. in dem der Sowjetunion, kommen weder Wasserkühlung noch Wasseranlasser überhaupt in Frage.

Auf ebener Strecke ist das Ausbleiben der Zugkraft während des Umschaltens der Geschwindigkeitsstufen ohne jede Bedeutung und die Erhöhung der Geschwindigkeitsstufenzahl mag wünschenswert sein, ist aber ebenfalls nicht unbedingt erforderlich — eine Feststellung, die durch die zwanzigjährige Betriebserfahrung auf der Strecke Budapest—Hegyeshalom vollauf bestätigt wurde. Demgegenüber können auf einer Bergstrecke sowohl die Frage des Ausbleibens der Zugkraft wie die der Erhöhung der Zahl der Geschwindigkeitsstufen zu erwägende Gesichtspunkte darstellen.

Eine Vereinfachung der Konstruktionen und zugleich damit die Möglichkeit der raschen Entwicklung verschiedener Typen, sowie eine erhöhte Betriebs-

sicherheit sind in allen Fällen wünschenswert. Es ist zu betonen, dass *in der Praxis die Einfachheit und Betriebssicherheit einer Konstruktion viel wichtiger sind als die grössere theoretische Wirtschaftlichkeit einer verwickelteren Ausführung, bei der Gewicht und Verluste etwas geringer sein mögen*. Zieht man die Kosten und den Bedarf an Arbeitskräften für die Entwicklung einer neuen komplizierten Ausführung in Betracht, sowie die für die Entwicklung erforderliche Zeitdauer, während welcher die Erzeugungskapazität langfristig in Anspruch genommen ist, ohne dass einstweilen die erstrebten Vorteile bereits ausgebeutet werden könnten, stellt man ferner die Betriebsstörungen der Entwicklungsperiode sowie deren Folgen und Kosten in Rechnung, so kann nicht genug betont werden, dass sich *in der Praxis letzten Endes stets die einfachste und am meisten betriebssichere Konstruktion als am wirtschaftlichsten erweist*.

Bezüglich der Anwendung von Käfigankermotoren soll noch bemerkt werden, dass das Periodenumformersystem gegenüber den in rascher Entwicklung befindlichen Kommutatormotor- und Gleichrichtersystemen zwei ausschlaggebende Vorteile hat: *den guten Leistungsfaktor und die sehr einfachen und betriebssicheren Triebmotoren*.

Der Vorteil des guten Leistungsfaktors wird durch die rasche Entwicklung der Wirtschaftlichkeit und Betriebssicherheit der Serieskondensatoren in der Zukunft immer mehr aufgehoben. Es ist unzweifelhaft, dass die Schleifring-Asynchronmotoren bedeutend einfacher und betriebssicherer sind als die Kommutatormotoren, aber man darf nicht vergessen, dass ausser dem Periodenumformersystem *bei keinem* System der Welt Käfiganker-Triebmotoren verwendet werden können, die keine Bürsten besitzen, keinen Verschleiss haben und überhaupt keine Instandhaltung benötigen. Aus diesem Grunde verdient diese Frage — auf deren Wichtigkeit seitens der SNCF auch an der Konferenz von Annecy sehr betont hingewiesen wurde — mit der grössten Aufmerksamkeit richtig studiert zu werden.

IV.

Im weiteren soll als Abschluss — um eine Beurteilung des Periodenumformersystems im internationalen Massstab zu ermöglichen — auf Grund einiger charakteristischer Gesichtspunkte ein kurzer Vergleich des Periodenumformersystems mit den verschiedenen 50 Hz Lokomotivsystemen des Auslandes gezogen werden. Es sei vorausgeschickt, dass dieser Vergleich nur in grossen Zügen vorgenommen werden kann, einerseits weil über keines der Systeme entsprechende Daten und Details in genügendem Ausmasse zur Verfügung stehen, andererseits aber, weil alle diese Systeme sich noch im Stadium einer sprunghaften Entwicklung befinden.

In Tabelle V sind die charakteristischen Daten der Lokomotiven verschiedener Systeme zu 50 Perioden zusammengestellt.

Es sollen die verschiedenen Systeme vom Gesichtspunkt des Lokomotiv-

gewichts, des Triebmotorgewichts, des $\cos \varphi$, des Wirkungsgrades und der Konstruktion einander kurz gegenübergestellt werden, wobei ausserdem noch etwaige andere ins Gewicht fallende Unterschiede erwähnt werden sollen.

1. *Lokomotivgewicht.* Betont sei, dass ein Vergleich der spezifischen Lokomotivengewichte nur eine annähernde, grosszügige Orientierung ermöglicht. Das spezifische Gewicht hängt auch von der Leistung der Lokomotive und von der Anzahl und Anordnung der Lokomotivachsen usw. ab und ist daher für ein System allein naturgemäss nicht charakteristisch. Ausserdem ist ein richtiger Vergleich auch aus dem Grunde nicht möglich, weil sich Zugkraft und Leistung in Abhängigkeit von der Geschwindigkeit bei verschiedenen Systemen in verschiedenem Masse ändern. So können z. B. Lokomotiven mit Phasenumformern bzw. Periodenumformern ihre Höchstleistung auch bei den höchsten Geschwindigkeiten unverändert entfalten, wogegen z. B. die verwendbare Leistung der einphasigen Kommutatorlokomotiven bei hohen Geschwindigkeiten wesentlich abfällt. Daher ist zum Vergleichszwecke das spezifische Gewicht von einphasigen Kommutatorlokomotiven — in Abhängigkeit von ihrer Charakteristik — noch, wie bekannt, um ca. 10–15% zu erhöhen.

Es muss betont werden, dass der Vergleich des Gewichtes des elektrischen Teils allein keinesfalls als richtig zu betrachten ist, da das angewandte elektrische System das Gewicht des mechanischen Teils stark beeinflussen kann. Das Gewicht des elektrischen Teils des Periodenumformersystems ist z. B. zweifelsohne grösser als das des Kommutatormotorsystems, die Verwendbarkeit der ausserordentlich leichten Triebmotoren ermöglicht aber Vereinfachungen und Gewichtersparnisse im mechanischen Teil in einem solchen Ausmass, dass sich die Differenz ausgleicht und sich im Gesamtgewicht der Lokomotive kein nennenswerter Unterschied zeigt.

Vergleicht man zur Orientierung das spezifische Gesamtgewicht der ursprünglichen Ganz-Kandóschen, im Jahre 1928 entworfenen und im Jahre 1932 in Betrieb genommenen 2500 PS Serienlokomotiven, das 39 kg/PS betrug, mit dem spezifischen Gewicht anderer Lokomotiven, z. B. der in der gleichen Zeitperiode für die Schwedischen Staatsbahnen gelieferten 16 Hz Lokomotiven von 2000 PS, das 40 kg/PS betrug, so lässt sich feststellen, dass das spezifische Gewicht der Kandóschen Lokomotiven mit den damals üblichen spezifischen Gewichten im Einklang stand.

Die spezifischen Lokomotivgewichte bewegten sich bei Lokomotivleistungen von 2500–4000 PS in der Mitte der dreissiger Jahre bei Lokomotiven von 16 Perioden um rund 30 kg/PS, bei Gleichstromlokomotiven um rund 33 kg/PS.

Ende der dreissiger Jahre ging das spezifische Gewicht der Lokomotiven für 16 Perioden auf 25–27 kg/PS zurück.

Tabelle V.

Höchstgeschwindigkeit km/St № 7

lies :	17,33
	50,67
	83
statt:	25,50
	75,100
	125

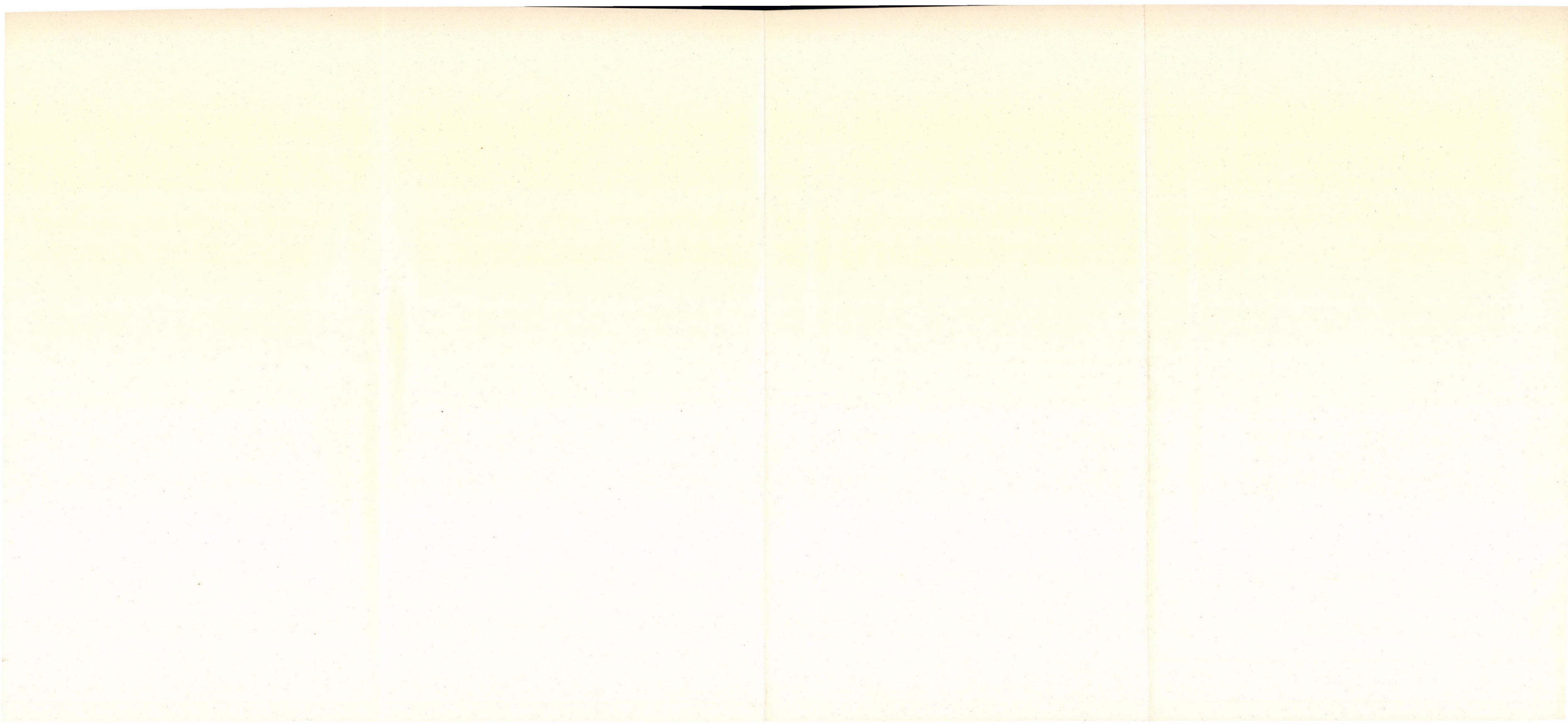
TABELLE V.

No.	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22
Bestellungsjahr	1918	1931	1931	1939	1939	1943	1943	1948	1951	1934	1948	1934	1934	1948	1934	1947	1948	1948	1951	1951	1951	1951
Anzahl der bestellten Lokomotiven	1	3	29	2+4	—	—	—	2	2	1	1	1	1	1	1	1	1	1	—	—	—	—
Erzeuger	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Ganz	Krupp	Creusot MÉSW	BBC	AEG	Alsthom	SSW	AEG	Oerlikon	Alsthom	O e r l i k o n			
Besteller	MÁV	MÁV	MÁV	MÁV	—	MÁV	MÁV	MÁV	MÁV	DRB	SNCF	DRB	DRB	SNCF	DRB	DRB	SNCF	SNCF	—	—	—	—
System	Phasen-Umformer			P e r i o d e n - U m f o r m e r							Krupp Schön	Gleichstrom Umformer	G l e i c h r i c h t e r				K o m m u t a t o r - m o t o r					
Achsenanordnung	OEO	OFO	1D1	2-Do-2	Co-Co	1Bo-Bo1	Co-Co	Bo-Co	Bo-Co	Bo-Bo	Bo-Bo-Bo	Bo-Bo	Bo-Bo	Bo-Bo	Bo-Bo	Bo-Bo	Co-Co	Co-Co	Co-Co	Bo-Bo	Bo-Bo	Co-Co
Gesamtgewicht, t	80	98	98	144	115	111	120	89	89	83	114	85	85	79	85	85	104	118	98	66	78	115
Max. Achsdruck, t	16	17,5	18	20	19,5	19,5	20	18	18	21	19	21,3	21,3	19,8	21,3	21,3	17,5	19,8	17	17	19	19
Stundenleistung PS	2700	2500	2500	4000	4000	5000	5000	3200	3200	2730	3820	3250	2700	2840	2800	3120	3780	4050	4200	2800	4000	6000
Max. Zugkraft, t	20	23	16	22	22	24	36	21	24	24	28	24	24	24	24	26	29	29	29	29	29	29
Höchstgeschwindigkeit km/St.	25, 33 50, 66	17, 34 51, 68	25, 50 75, 100	25, 50 75, 100 125	25, 50 75, 100 125	25, 50 75, 100 125	25, 50 75, 100 125	25, 50 75, 100 125	25, 50 75, 100 (125)	35, 60 83	100	85	85	105	85	85	100	100	100	100	125	125
Spez. Gewicht kg/PS		39,2	39,2	36	28,7	22,2	24	27,8	27,8	30,4	30	26,2	31,5	27,9	30,4	27,3	27,6	29,2	23,3	23,6	19,5	19,2

Die angeführten Daten beziehen sich auf die garantierten Werte. Die weiteren 4 Lokomotiven nach No. 4 wurden im Jahr 1944 nachbestellt, jedoch wegen der Kriegereignisse nicht mehr geliefert. Die Gewichte der Lokomotiven No. 14, 17 und 18 von Oerlikon bzw. Alsthom sind etwas grösser als notwendig, da sie über besonderen Wunsch der SNCF auch für Gleichstromhilfsbetrieb eingerichtet sind. Bei der Lokomotive No. 17 von Oerlikon beträgt das hierdurch bedingte Mehrgewicht etwa 7 Tonnen.

Zu erwähnen sind noch die 1950 bei der General Electric Co. und der Westinghouse Electric Co. für die Pennsylvanischen Eisenbahnen in Auftrag gegebenen ein bzw. zwei Ignitron—Zwillingslokomotiven, die zwar für 25 Perioden bestellt wurden, da aber deren System auch für grössere Periodenzahl verwendbar ist, auch für Versuchszwecke der 50 bzw. 60 Hz Elektrifizierung dienen. Die wichtigsten Daten dieser Lokomotiven sind folgende. GeCo: Zwillingslokomotive 2(Bo—Bo), Gesamtgewicht 218 Tonnen, Stundenleistung 5000 PS, maximale Zugkraft 55 Tonnen, Höchstgeschwindigkeit 99 km/St., spezifisches Gewicht 43,5 kg/PS. WeCo: Zwillingslokomotive 2)Co—Co), Gesamtgewicht 330 Tonnen, Stundenleistung 6000 PS, max. Zugkraft 83 Tonnen, Höchstgeschwindigkeit 96 km/St., spezifisches Gewicht 57 kg/PS. Hierbei ist zu bemerken, dass die spezifischen Gewichte dieser Lokomotiven nicht zu Vergleichszwecken dienen können, weil die hohen Gewichte durch die gewünschten grossen Zugkräfte bedingt sind. Die Lokomotiven kamen 1952 zur Ablieferung.

Ferner ist noch zu bemerken, dass die Bahnen von Belgisch-Kongo im Jahre 1951 acht 50 Hz Kommutatorlokomotiven von 1680 PS, 22 kV, bei den Fabriken Jeumont und Charleroi in Auftrag gegeben haben, die unter Montage bzw. Ablieferung stehen.



In der zweiten Hälfte der vierziger Jahre erreichte das spezifische Gewicht von Lokomotiven von 4000–6000 PS Leistung sowohl bei Lokomotiven für 16 Perioden wie bei Lokomotiven für 1500 V Gleichstrom rund 20 kg/PS.

Die Weiterentwicklung der 50 Hz Lokomotiven begann in Ungarn gemäss dem Periodenumformersystem, im Auslande gemäss verschiedenen anderen Systemen, in der Mitte der dreissiger Jahre.

Von den Versuchslokomotiven der deutschen Höllentalbahn besass die von Siemens gebaute einphasige Kommutatorlokomotive B_0-B_0 ein spezifisches Gewicht von 30,4 kg/PS, wogegen das spezifische Gewicht der seinerzeit in Ungarn entwickelten C_0-C_0 Periodenumformerlokomotive 28,8 kg/PS

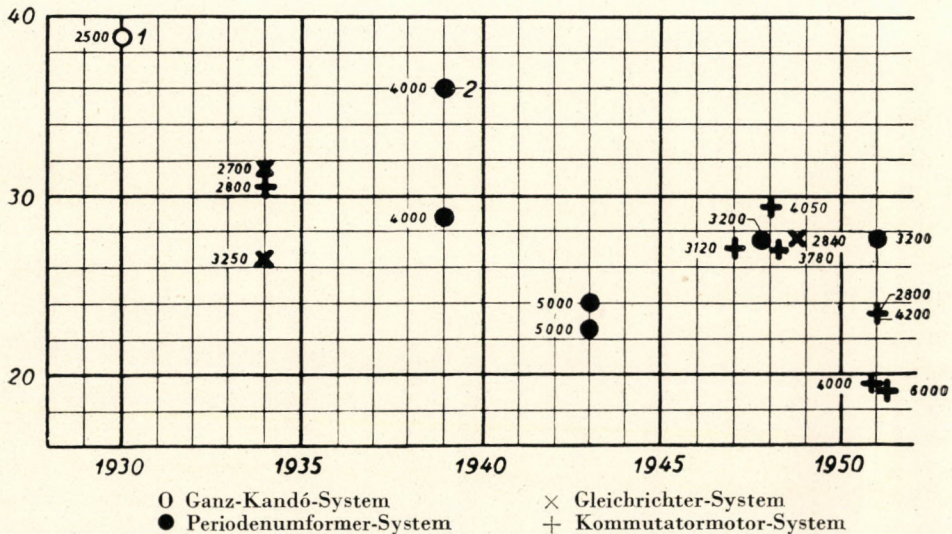


Abb. 13. Spezifische Gewichte (kg/PS) der 50 Hz Lokomotiven mit Angaben der Stundenleistungen Achsenordnung: 1. 1D1, 2. 2-Do-2, die weiteren Bo-Bo, Co-Co oder Bo-Co.

betrug. Auch diese Gewichte entsprachen ungefähr den spezifischen Gewichten der Lokomotiven von 16 Hz bzw. den Gleichstromlokomotiven der dreissiger Jahre.

Wie bereits erwähnt, betrug das spezifische Gewicht der von der Firma Ganz im Jahre 1943 entwickelten 5000 PS Lokomotive 22,2 kg/PS, was damals eines der kleinsten Werte des spezifischen Gewichts der Welt war.

Die während der zweiten Hälfte der vierziger Jahre entwickelten 50 Hz Lokomotiven verschiedener Systeme besaßen spezifische Gewichte, die — wie aus der Tabelle hervorgeht — zwischen 27,3 und 29,2 kg/PS variierten, wobei nicht berücksichtigt wurde, dass das spezifische Gewicht der einphasigen Kommutatorlokomotiven für Vergleichszwecke zu erhöhen ist. Es ist ersichtlich, dass zwischen den Gewichten der verschiedenen Systeme wesentliche Unterschiede derzeit praktisch nicht bestehen. Von diesem Standpunkt aus betrachtet sind derzeit sämtliche Systeme als gleichwertig anzusehen, wobei auch noch zu

bemerken ist, dass das Gewicht der Lokomotiven — natürlich nur innerhalb vernünftiger Grenzen — keinen entscheidenden Gesichtspunkt bei der Wahl der Lokomotive bildet, da die allfällige Gewichts-differenz im Verhältnis zum Gesamtgewicht des ganzen Zuges gegenüber den sonstigen Eigenschaften, welche die verschiedenen Systeme zu bieten vermögen, durchaus vernachlässigt werden darf. Orientierungshalber sind die spezifischen Gewichte der 50 Hz Lokomotivtypen in Abb. 13 dargestellt.

2. Gewichte der Triebmotoren. Beim Vergleich der verschiedenen Lokomotiven pflegt man im allgemeinen das Gewicht der Triebmotoren nicht gebührend zu bewerten, obwohl das Gewicht der Triebmotoren von ziemlich grosser Bedeutung für die Einfachheit der mechanischen Konstruktion der Lokomotiven, für die ungefederte Masse der Achsen und somit für die Unkosten der Erhaltung des Oberbaues ist.

In dieser Beziehung ist die Periodenumformerlokomotive mit ihrem spezifischen Motorgewicht von 2,9 kg/PS weitaus am günstigsten, gegenüber den 4,6—4,7 kg/PS der Lokomotiven der Firmen Oerlikon und AEG und den 7,2 kg/PS der Siemenschen Lokomotive.

Tabelle VI bietet eine Zusammenstellung der spezifischen Motorgewichte der verschiedenen Elektrifizierungssysteme sowie der verschiedenen Lokomotivsysteme von 50 Perioden.

TABELLE VI
Spezifische Gewichte von Triebmotoren in kg/PS
(auf Stundenleistung bezogen)

System	Jahr	Spez. Gewicht
Einphasenstrom 16 Hz	1930—35	5,5—6,5
Einphasenstrom 16 Hz	1945—50	3,8—4,2 kg/PS
Gleichstrom 3 kV	1940—50	7,8—9,0
Einphasenstrom 50 Hz		
Kommutatormotorsystem		
Siemens B ₀ —B ₀	1934	7,2
AEG B ₀ —B ₀	1947	4,6
Oerlikon C ₀ —C ₀	1948	4,7
Gleichrichtersystem		
BBC B ₀ —B ₀	1934	4,4
AEG B ₀ —B ₀	1934	4,7
Periodenumformersystem		
Ganz B ₀ —C ₀	1948	2,9

Das ausserordentlich geringe Motorgewicht des Periodenumformersystems ermöglicht auch bei Höchstgeschwindigkeiten die Verwendung von Motoren mit Tatzenlagern, wodurch der mechanische Antrieb wesentlich vereinfacht wird, ohne dass hierdurch die ungefederten Massen vergrössert werden würden, zumal die kleinen Abmessungen des Motors auch noch wesentlich verkleinerte Raddurchmesser und -gewichte ermöglichen.

Als charakteristisch sei noch erwähnt, dass bei dem Periodenumformersystem die ungefederten Massen, sogar bei Lokomotiven von grösster Leistung und höchster Geschwindigkeit, infolge der geringen Motorgewichte kleiner sind als bei Triebwagen mittlerer Leistung, die mit einphasigen Kommutatormotoren mit Tatzenlagerung ausgerüstet sind.

Was also das für die Schonung des Oberbaues wesentliche Triebmotorgewicht anbelangt, weist das Periodenumformersystem zweifellos einen entscheidenden Vorteil gegenüber den anderen Systemen auf.

3. *Cos φ* . Da der induktive Spannungsabfall bei 50 Perioden das Dreifache des Spannungsabfalls bei 16 Perioden beträgt, so musste sowohl bei Anwendung von Kommutatormotoren wie von Gleichrichtern die Spannung von 15 kV auf 20–25 kV erhöht werden, damit die Elektrifizierung bei 50 Perioden mit praktisch entsprechenden Umspannwerkabständen vorgenommen werden konnte.

Beim Periodenumformersystem ermöglicht natürlich — obwohl bei diesem wegen des günstigen $\cos \varphi$ kein zwingender Grund für die Erhöhung der Spannung auf 20–25 kV besteht — die Erhöhung der Spannung eine weitere Vergrößerung der Abstände der Umspannwerke.

Dem Leistungsfaktor $\cos \varphi = 1$ oder gar einem vorauseilenden $\cos \varphi$ des Periodenumformersystems *bei jeder Belastung und auch beim Anfahren* steht bei den einphasigen Kommutatorlokomotiven von 50 Perioden ein Durchschnittswert von $\cos \varphi = 0,70$ – $0,72$ gegenüber; bzw. beim Anfahren ein naturgemäss noch viel ungünstigerer Wert. (Der Leistungsfaktor verändert sich vom Anfahren bis zur Höchstgeschwindigkeit von 0,35 bis 0,9). Bei den Gleichrichterlokomotiven sind die Verhältnisse, besonders beim Anfahren, zwar günstiger, aber noch weitaus nicht befriedigend. Wie schon weiter oben erwähnt, beträgt bei gleichen Umspannwerkabständen, bei $\cos \varphi = 0,7$, der Spannungsabfall etwa das 4fache des bei $\cos \varphi = 1$ auftretenden Spannungsabfalles. Wegen dieses Spannungsabfalles muss die Anzahl der Umspannwerke im entsprechenden Verhältnis erhöht werden, wobei aber gleichzeitig auch die Gesamtleistung der Umspannwerke um etwa 50% steigt. Selbstverständlich kommt sowohl die Erhöhung der Anzahl der Umspannwerke wie auch die Erhöhung ihrer Leistung bei den Investitionskosten stark zum Ausdruck.

Auf der Strecke bei Aix-les-Bains wurde beim Anfahren einer einzigen einphasigen Kommutatorlokomotive von rund 4000 PS schon in der Entfernung von 38 km vom Umspannwerk ein Spannungsabfall von 40% während des Probetriebes gemessen. Daher mussten an 4 Stellen zwischen Aix-les-Bains und Annecy bereits Serieskondensatorbatterien mit einer Leistung von zunächst insgesamt 2000 kVAr eingebaut werden.

Bei $\cos \varphi = 0,7$ erhöhen sich die Leitungsverluste bei gleichen Querschnitten auf etwa den doppelten Wert, wobei der Mehrwert sich selbstverständlich durch Vermehrung der Umspannwerke vermindern lässt.

4. *Wirkungsgrad.* Der Wirkungsgrad der Periodenumformerlokomotiven ist im Vergleich zu den einphasigen Kommutatormotor- und Gleichrichterlokomotiven zweifellos niedriger; dieser Nachteil lässt sich infolge der Notwendigkeit der Phasen- und Periodenumformer auch nicht eliminieren. Stellt man aber auch die durch den $\cos \varphi$ bedingten Leitungsverluste der verschiedenen Systeme in Rechnung, so verschwindet der Nachteil, ja er kann sogar in das Gegenteil umschlagen.

Zur Information sei bemerkt, dass der Wirkungsgrad der 50 Hz Gleichrichterlokomotiven ungefähr mit dem der modernen 16 Hz Kommutatormotorlokomotiven übereinstimmt, während der Wirkungsgrad der 50 Hz Kommutatormotorlokomotiven um 3–5% ungünstiger ist.

5. *Konstruktion.* Ein Nachteil des Periodenumformersystems ist der Umstand, dass es ausser den Triebmotoren noch andere rotierende Maschinen enthält. Allerdings können aber sämtliche Maschinen von einfacher und robuster Bauart sein. Das trifft besonders für die dem Rütteln, dem Schmutz und der Feuchtigkeit ausgesetzten Triebmotoren zu, zumal sowohl der Schleifring-Asynchronmotor als auch in vermehrtem Ausmasse der Käfigankermotor die denkbar einfachsten und am betriebssichersten Maschinen sind.

Demgegenüber besitzen die einphasigen 50 Hz Kommutatormotoren eine verwickeltere Konstruktion und hohes Gewicht, sie haben Wicklungen spezieller Art und sehr stark beanspruchte Kommutatoren (mit insgesamt etwa 400–500 Bürsten je Lokomotive). Als Spannung der Motoren muss wegen der Schwierigkeiten der Kommutierung eine sehr niedrige Spannung, etwa 200–250 V, gewählt werden, daher muss mit Stromstärken von sehr hohem Wert, bei Stundenleistung von etwa 2500–3000 Amp. je Motor, und beim Anfahren mit noch wesentlich höheren Stromstärken gerechnet werden.

Obwohl während der letzten Jahrzehnte die Kommutatormotoren von 16 Perioden sich ausserordentlich vervollkommen haben und betriebssicher geworden sind, so dass sie derzeit ohne Reparatur des Kommutators auch 300 000–600 000 km laufen, so muss doch der Kommutator zweifellos als ein heikles, Wartung und Instandhaltung erforderndes Organ der Lokomotive angesehen werden.

Das Kommutieren der 50 Hz Motoren — bei deren Entwicklung die Firma *Siemens* Pionierarbeit leistete, indem sie die bis dahin ungelösten, ausserordentlichen Schwierigkeiten der 50 periodischen Kommutierung überwand und als erste für Lokomotiven geeignete 50 Hz Einphasen-Kommutatormotoren erzeugte — ist wesentlich schwieriger, ihre Stromstärke ist wegen der gezwungenerweise angewandten niederen Spannung 2- bis 3fach so gross, wodurch die Verhältnisse zweifelsohne wesentlich erschwert werden. Kommutierungsschwierigkeiten zeigen sich besonders bei schwierigem Anfahren bzw. kleinen Geschwindigkeiten und es scheint daher, dass einphasige 50 Hz Kommutatorlokomotiven bei

Berücksichtigung auch des bereits erwähnten sehr ungünstigen Leistungsfaktors beim Anfahren für häufiges, schwieriges Anfahren zunächst weniger geeignet sind.

Hier muss jedoch darauf hingewiesen werden, dass trotz der erwähnten und bekannten konstruktiven Unzulänglichkeiten des 50 Hz Kommutatormotors z. B. die Lokomotive der Firma Oerlikon — deren auf Grund des Prüffeldbetriebes festgestellte tatsächliche Leistung (4300 PS) den garantierten Wert (3800 PS) wesentlich übertraf — eine ganz hervorragende Qualität und Betriebssicherheit aufwies und schon bisher *binnen 1 1/2 Jahren in ununterbrochenem Dienst, ohne jede Reparatur mehr als 250 000 km* zurückgelegt hat.

Das Gleichrichtersystem ist vom Gesichtspunkt der Triebmotoren weit vorteilhafter als das Kommutatormotorensystem, seine Gleichrichterausrüstung und vor allem dessen Hilfseinrichtungen (Kühlung, Vakuumpumpen usw.) weisen aber auch heute noch eine komplizierte und heikle Konstruktion auf. Nichtsdestoweniger hat z. B. die von der Firma BBC für die Höllentalbahn gelieferte Gleichrichterlokomotive bisher rund 1 Million km zurückgelegt, was — so wie das obenerwähnte alleinstehende, ausgezeichnete Betriebsergebnis der Oerlikon-Lokomotive — für eine vollkommen neuartige, erste Versuchsausführung als ganz besonders hervorragendes Ergebnis betrachtet werden darf. Ein ähnlich ausgezeichnetes Resultat kann der von der Firma Westinghouse Electric Co. zu Versuchszwecken im Jahre 1948 gelieferte Ignitron-Triebwagen aufweisen, der während 2 Jahre gleichfalls mehr als 200 000 km anstandslos zurückgelegt hat. Trotz dieser guten Resultate sind jedoch in Zukunft an den Ausrüstungen des Gleichrichtersystems noch wesentliche Vereinfachungen vorzunehmen.

*

Eine Zusammenfassung der Unterschiede ergibt: In bezug auf das *Gewicht* zeigt sich, falls man die Lokomotiven auf die gleiche Basis umrechnet, derzeit letzten Endes keinerlei wesentlicher Unterschied, doch ist zu bemerken, dass bei künftiger Weiterentwicklung der Kommutatormotor- und Gleichrichtersysteme das spezifische Gewicht des Periodenumformersystems wahrscheinlich relativ etwas grösser sein wird.

In bezug auf das *Gewicht der Triebmotoren* erweist sich das Periodenumformersystem, was wegen der ungefederten Massen wesentlich ist, als allen anderen Systemen weit überlegen.

Vom Standpunkt des Triebmotorgewichtes lassen sich die drei Systeme in nachstehende Reihenfolge ordnen:

- Periodenumformersystem,
- Gleichrichtersystem,
- Kommutatormotorsystem.

In bezug auf den *Wirkungsgrad* ist die Lokomotive mit Periodenumformer zweifellos die ungünstigste.

Reihenfolge :

Gleichrichtersystem,
Kommutatormotorsystem,
Periodenumformersystem.

In bezug auf $\cos \varphi$ ist die Periodenumformerlokomotive weitaus die günstigste.

Die grosse Differenz im $\cos \varphi$ beeinflusst den Wirkungsgrad infolge der Leitungsverluste wesentlich zu Gunsten des Periodenumformersystems.

Reihenfolge :

Periodenumformersystem,
Gleichrichtersystem,
Kommutatormotorsystem.

Konstruktion. Die Triebmotoren des Periodenumformersystems sind weitaus am einfachsten, zumal sie Asynchronmotoren der robustesten Bauart von Schleifring- oder Käfigankertype sind. Dem steht entgegen, dass die elektrische Einrichtung mehr Maschinen aufweist, die aber sämtliche von einfachen und bekanntem Typ sind.

Reihenfolge betreffs Triebmotoren :

Periodenumformersystem,
Gleichrichtersystem,
Kommutatormotorsystem.

Reihenfolge betreffs sonstiger Ausrüstungen :

Kommutatormotorsystem,
Periodenumformersystem,
Gleichrichtersystem.

Bei Berücksichtigung der angeführten Gesichtspunkte steht also die *Periodenumformer-Lokomotive* von drei Gesichtspunkten aus gesehen (Triebmotorengewicht, $\cos \varphi$, Konstruktion) an der günstigsten Stelle. In bezug auf Wirkungsgrad steht sie am ungünstigsten, in bezug auf Gewicht sind heute keine wesentlichen Unterschiede vorhanden.

Die *Gleichrichterlokomotive* zeigt den besten Wirkungsgrad, in bezug auf Motorgewicht und Motorkonstruktion, ist sie vorteilhafter als die *Kommutatormotorlokomotive*, hinsichtlich $\cos \varphi$ ist sie etwas günstiger aber vom Gesichtspunkt der Konstruktion sonstiger Einrichtungen ist sie die ungünstigste.

Die *Kommutatormotorlokomotive* hat zur Zeit den grossen Vorteil, dass ihre Ausrüstung mit derjenigen der 16 Hz Lokomotiven, die in den letzten 20 Jahren sehr vervollkommen wurden, im allgemeinen gleich ist. Aus diesem Grunde sind auch die bisherigen Versuchsergebnisse der *Kommutatormotorlokomotiven* die günstigsten.

Selbstverständlich wäre es notwendig, die Systeme ausser von den angeführten, auch noch von anderen Gesichtspunkten aus miteinander zu vergleichen.

So wäre zu erwähnen, dass beim Periodenumformer- und Gleichrichtersystem der an der Lokomotive angebrachte rotierende Umformer bzw. Vakuumumformer einen Nachteil darstellt. Bei gewissen Lösungen des Periodenumformersystems kann die vergleichsweise kleine Anzahl der Geschwindigkeitsstufen einen Nachteil bilden, ebenso das volle Ausbleiben oder die Verminderung der Zugkraft bei der Umschaltung. Beim einphasigen Kommutatormotorsystem ist als Nachteil zu werten, dass wegen der Kommutierung grosser Stromstärken das System für schwieriges, lange Zeit erforderndes und häufiges Anfahren weniger geeignet ist, bei grossen Geschwindigkeiten wiederum die Nennleistung nicht völlig ausgenutzt werden kann. Bei Gleichrichterlokomotiven ist einerseits der pulsierende Gleichstrom von Nachteil, der den Einbau bedeutender Drosselspulen in die Lokomotive erfordert, andererseits belastet die Lokomotive das Netz auch mit störenden oberen Harmonischen, was besondere Schutzvorrichtungen notwendig macht. Demgegenüber sind die Traktionseigenschaften des Gleichrichtersystems überaus günstig.

Es muss betont werden, dass der hier vorgenommene Vergleich nur in grossen Zügen erfolgt ist. Um ein konkretes Urteil über die einzelnen Systeme abgeben zu können, müssen die Fragen viel eingehender studiert werden.

Auf jeden Fall lässt sich indessen feststellen, dass derzeit Vollbahnlokomotiven für 50 Hz Einphasenstrom *nach allen drei Systemen erzeugt werden können*, und wenn man die Vor- und Nachteile der einzelnen Systeme abwägt, so erscheint es nicht wahrscheinlich, dass sich demnächst Vorteile von derart entscheidender Bedeutung für eines der Systeme ergeben könnten, dass dies das Fallenlassen der übrigen Systeme zur Folge haben müsste. Viel wahrscheinlicher scheint, wenigstens für die nächste Zukunft, eine parallele Verwendung und Weiterentwicklung aller drei Systeme. In bezug auf die Weiterentwicklung scheinen — soweit sich dies heute beurteilen lässt — die grössten Möglichkeiten im Gleichrichtersystem zu bestehen, wo unter anderem auch die amerikanischen Ignitronfahrzeuge die grösste Beachtung verdienen.

In Verbindung mit der Weiterentwicklung soll darauf hingewiesen werden, dass alle drei Systeme noch ganz am Anfang ihrer Entwicklung halten, so dass auf diesem Gebiete in der Zukunft noch mit sehr bedeutenden Ergebnissen gerechnet werden muss. Zur Illustration sei z. B. angeführt, was für eine gewaltige Entwicklung die Motorgewichte beim Kommutatormotorsystem schon bisher durchgemacht haben. Während das spezifische Motorgewicht der SSW-Lokomotive des Jahres 1934 7,2 kg/PS betrug, lag es bei den Lokomotiven der Jahre 1947—48 der Firmen AEG und Oerlikon nur mehr bei 4,6—4,8 kg/PS. Das spezifische Motorgewicht der neuesten Motoren der Firma Oerlikon — bei deren Entwicklung die mit der ersten Oerlikon-Lokomotive gemachten Erfahrungen bereits berücksichtigt werden konnten — ist kaum 4,0 kg/PS. Es ist also ersichtlich, was für ein riesiger Fortschritt auf Grund der Versuchsergebnisse einiger Probelokomotiven erzielt werden konnte. Dieses Beispiel möge als

Hinweis dienen, dass in Zukunft noch sehr gewaltige Fortschritte erwartet werden dürfen.

Wie die 50 Hz Lokomotive der Zukunft beschaffen sein wird, das lässt sich heute noch nicht voraussagen. Mit Sicherheit lässt sich aber feststellen — und das ist eines der wesentlichen Gesichtspunkte der vorliegenden Abhandlung — dass 50 Hz Vollbahnlokomotiven für alle Anforderungen der Zugförderung bereits heute gebaut werden können.

In den Investitionskosten und dem Rohstoffbedarf der Bahnelektrifizierung, die in Zukunft in stets grösserem Rahmen mit immer wachsender volkswirtschaftlicher Bedeutung erfolgen wird, besteht ein Unterschied von so ausschlaggebendem Ausmass zu Gunsten des 50 Hz Systems, dass eine sich auf mehrere Jahrzehnte erstreckende Investierung auf keinen Fall gemäss einem in entscheidender Weise weniger wirtschaftlichen System begonnen oder in grossangelegtem Rahmen länger als während weniger Übergangsjahre fortgesetzt werden darf. Fahrzeuge mit 50 Perioden können schon derzeit zu ungefähr gleichen Bedingungen geliefert werden wie solche anderer Systeme, wobei auch nicht ausser acht gelassen werden darf, dass die allernächsten wenigen Jahre eine sehr weitgehende Vervollkommnung im Bau der 50 Hz Fahrzeuge bringen werden, da das 50 Hz System jetzt im Brennpunkt des allgemeinen Interesses steht und immer mehr 50 Hz Fahrzeuge in Betrieb genommen werden.

Die ungarischen Ingenieure und die ungarische Industrie haben in der Elektrifizierung der Vollbahnen mit 50 Perioden eine auch in internationalem Massstabe hervorragende Pionierarbeit eben dadurch geleistet, dass sie sich nicht darauf beschränkt hatten, theoretisch festzustellen, dass die Elektrifizierung der Vollbahnen mit 50 Perioden richtig wäre, falls entsprechende Lokomotiven zur Verfügung stünden, sondern dass sie die den jeweiligen Anforderungen entsprechenden Lokomotiven auch wirklich erzeugt und die Elektrifizierung mit 50 Perioden schon vor mehr als 20 Jahren tatsächlich eingeführt haben.

Die damals durch Kandó und die Firma Ganz entwickelte und hergestellte Lokomotivtype ist heute, also nach 20 Jahren, selbstverständlich bereits überholt, doch entsprach sie angefäh den damaligen Anforderungen und der damaligen allgemeinen Entwicklung. Als sich dann die Anforderungen in bezug auf Leistung, Geschwindigkeit, Einzelantrieb usw. weiterentwickelten, wurden nach verhältnismässig kurzem, nur wenige Jahre dauerndem Stagnieren im Verlaufe der zweiten Hälfte der dreissiger Jahre, gleichfalls in Ungarn, das neue 50 Hz Periodenumformersystem entwickelt, wobei dieses System den damaligen und auch den heutigen Anforderungen in vollem Masse gerecht wird.

Es besteht bei der heutigen Entwicklung der Technik kein Zweifel, dass man in 1 bis 2 Jahrzehnten noch zeitgemässere Lokomotiven bauen wird. Dafür spricht vor allem der Umstand, dass sich in den letzten Jahren ausser den Ungarischen Staatsbahnen bereits die Eisenbahnen zahlreicher anderer

Länder eingehend mit dieser Frage beschäftigen, wie z. B. in *Frankreich, Deutschland, in der Sowjetunion, in Belgien, in den Vereinigten Staaten von Amerika, in Italien, Rumänien, Polen, England, Indien usw.*; des weiteren spricht dafür, dass ausser der Firma Ganz zahlreiche ausländische technisch führende Weltfirmen, wie *Siemens, AEG, Oerlikon, BBC, Alsthom, General Electric, Westinghouse Electric, Charleroi usw.* Erzeugung und Entwicklung auf das ernsteste in die Hand genommen und bereits hervorragende Ergebnisse von entscheidender Bedeutung erzielt haben, die aber noch keinen Abschluss bedeuten, sondern erst die Grundlage weiteren Fortschritts bilden. Diese rasche Weiterentwicklung konnte jedoch nur *dadurch* zustandekommen, dass die 50 Hz Elektrifizierung tatsächlich in Gang kam, sich weiterentwickelte und sich hierbei stets auf einem zeitgemässen Niveau halten konnte. Zu dieser Entwicklung hatte Ungarn mit einer auch im internationalen Massstab einzigartigen Pionierarbeit Entscheidendes beigetragen.

Schliesslich sei in diesem Zusammenhange darauf hingewiesen, dass das Ausland, wo die Entwicklung erst andere Bahnen verfolgt hatte, sich der Anwendung des Phasen- und Periodenumformersystems verschloss, in letzter Zeit aber, *und zwar auf Grund der mit den anderen Systemen gewonnenen Ergebnisse* — und das gibt der neuen Wendung besonderes Gewicht — sich mit Interesse auch den Lösungen des Periodenumformersystems, und zwar besonders deren Lösungen mit Käfiganker-Triebmotoren zuzuwenden beginnt.

In diesem Zusammenhang sollen aus der auf der Konferenz von Annecy gehaltenen Rede des Generaldirektors der Französischen Staatsbahnen, *L. Armand*, mit dessen erfolgreichen Tätigkeit und Namen die seit 1945 im Ausland angebaute und heute bereits hervorragende Ergebnisse zeitigende Anwendung der 50 Hz Elektrifizierung vor allem verknüpft sind — folgende Worte zitiert werden:

»Was mich anbelangt, — sagte Generaldirektor Armand — so bin ich geneigt zu glauben, dass in den kommenden Jahren auf Grund von *Kandós* Arbeiten eine der interessantesten Lokomotivtypen das Licht der Welt erblicken wird. Seine Ideen haben es möglich gemacht, dass der mit einem Kommutator arbeitende Traktionsmotor, an dem wir so lange, von einem technischen Vorurteil befangen, gehangen haben, durch einen Drehfeldmotor ersetzt werden konnte, der uns hoffen lässt, mit minimalen, fast Null betragenden Instandhaltungskosten auszukommen, wobei die Lokomotive nur rotierende Maschinen von kurrentem Typ enthält, deren Wartung genau so einfach ist wie die von stationären Maschinen, und die sich an die Achsen mit mechanisch ausserordentlich robusten Elementen anschliessen.

Es ist möglich, dass diese Lokomotive den Traum des Konstrukteurs wie des Benutzers wahr machen wird und dass wir wie in Kavernen untergebrachte, vor Staub geschützte Einrichtungen zu sehen bekommen

werden, welche Kilometer auf Kilometer häufen, ohne etwas anderes zu verlangen als Speisung mit Strom und einen Wechsel der Reifen.

Das sind die schönen Perspektiven für die Eisenbahn, die wir *Kandó* zu verdanken haben, und Sie werden noch über die neuesten Studien hören, die auf diesem Gebiete gemacht worden sind.«

Die Französischen Staatsbahnen haben die Frage der Elektrifizierung mit 50 Perioden auf das gründlichste untersucht und zahlreiche Feststellungen und Berechnungen von entscheidender Bedeutung gemacht. Sie haben grosszügige Versuchsaufträge erteilt und die Weiterelektrifizierung mit 50 Perioden auch beschlossen. Gerade darum ist den oben angeführten Aussprüchen des Leiters der Französischen Staatsbahnen ein besonderes Gewicht und eine besondere Bedeutung zuzumessen, weil aus ihnen hervorgeht, dass nicht nur die praktisch von Ungarn ausgegangene 50 Hz Elektrifizierung im allgemeinen, sondern eventuell auch die ebenfalls in Ungarn entwickelte neuere Lösung zur Weiterentwicklung des 50 Hz System im Interesse sämtlicher Völker allgemein anerkannt und eingeführt wird.

ZUSAMMENFASSUNG

Die vorliegende Abhandlung schildert die Entwicklung der 50 Hz Vollbahnelektrifizierung, wobei zuerst die gerade vor 50 Jahren in Betrieb genommene Valtellinabahn erwähnt wird, welche von Dr. h. c. K. *Kandó* und der Firma Ganz in Budapest im Jahre 1898 entworfen wurde und welche die allererste Elektrifizierung einer Vollbahn von grosser Leistung mit Hochspannung war. Im weiteren findet auch die Entwicklung der 16 2/3 Hz und der Gleichstromsysteme eine kurze Erwähnung.

In Verbindung mit der 50 Hz Vollbahnelektrifizierung weist die vorliegende Arbeit auf die Pionierleistung *Kandós* hin, der nach Bestimmung der zur 50 Hz Elektrifizierung notwendigen technischen Bedingungen schon im Jahre 1917 an den Entwurf einer gemäss dem von ihm entwickelten System zu bauenden 50 Hz Lokomotive geschritten war, welche die erste 50 Hz Hochleistungslokomotive von 2700 PS auf der Welt darstellte. Diese Lokomotive nahm dann im Jahre 1923 auf der 16 km langen Versuchsstrecke Budapest—Alag den Probetrieb auf. Die Ungarischen Staatsbahnen beschlossen im Jahre 1928 die Einführung der 50 Hz Elektrifizierung, und im Jahre 1932 wurde dann der erste Teil des 187 km langen, mit 50 Hz elektrifizierten ungarischen Abschnitts der internationalen Hauptlinie Wien—Budapest mit 32 Lokomotiven System Ganz—*Kandó* von 2500 PS Leistung in Betrieb genommen. Es wird auch die im Jahre 1936 mit 50 Hz eröffnete Höllentalbahn sowie die im Jahre 1950 gleichfalls als Probestrecke in Betrieb genommene Linie Aix-les-Bains — La Roche-sur-Foron erwähnt. Auf Grund der in Verbindung mit dieser Linie

vorgenommenen ausführlichen Untersuchungen und der mit ihr gemachten günstigen Erfahrungen beschlossen dann die Französischen Staatsbahnen die Fortsetzung der Elektrifizierung mit 50 Hz. Infolge der erreichten hervorragenden Ergebnisse breitet sich die 50 Hz Elektrifizierung ausser in Ungarn auch schon sonst überall auf der Welt aus.

Ausführlich wird sodann das 50 Hz Periodenumformersystem behandelt, das vom Verfasser vorliegender Abhandlung in den Jahren 1935—1938 bei der Firma Ganz entwickelt worden war. Nach eingehender Beschreibung der verschiedenen Varianten des Periodenumformersystems — wobei darauf hingewiesen wird, dass das Periodenumformersystem das einzige auf der ganzen Welt ist, bei dem die weitaus am betriebssichersten, Instandhaltung und Wartung überhaupt nicht erfordernden Käfiganker-Triebmotoren Verwendung finden können — werden die nach dem Periodenumformersystem gebauten Lokomotiven, ihre Eigenschaften und Versuchsergebnisse geschildert.

Auf Grund der Eigenschaften der einzelnen Varianten und der Versuchsergebnisse gelangt der Verfasser einerseits zur Feststellung, dass die Periodenumformerlokomotiven zur Deckung des ungarischen Bedarfes im Serienbau hergestellt werden können und dass daher die vom volkswirtschaftlichen Gesichtspunkt so wichtige Bahnelektrifizierung mit 50 Hz je rascher fortzusetzen ist, andererseits weist er auf jene Richtlinien hin, nach denen — bei Berücksichtigung auch des ausländischen Bedarfes — die Weiterentwicklung des Periodenumformersystems zu erfolgen hat.

Schliesslich werden die Periodenumformerlokomotiven mit den für die deutschen und französischen Versuchsstrecken gelieferten Gleichrichter- und Kommutatormotorlokomotiven verglichen. Auf Grund des Vergleiches — der vorderhand nur in grossen Zügen angestellt werden kann — wird die Feststellung gemacht, dass das Periodenumformersystem vom Gesichtspunkt des Wirkungsgrades den anderen Systemen gegenüber im Nachteil ist, dass aber vom Gesichtspunkt des Gewichtes der Triebmotoren, ihrer einfachen Konstruktion und des bei der Wirtschaftlichkeit der 50 Hz Elektrifizierung so ausschlaggebenden $\cos \varphi$ das Periodenumformersystem bei weitem am günstigsten abschneidet. Bezüglich des spezifischen Gewichtes der Lokomotiven besteht heute zwischen den drei Systemen praktisch kein Unterschied. Nach Erwähnung einiger anderer vorteilhafter und nachteiliger Eigenschaften der einzelnen Systeme weist die vorliegende Abhandlung auf die von Ungarn auf dem Gebiete der 50 Hz Bahnelektrifizierung geleistete bahnbrechende Arbeit und auf die in Ungarn erzielten Ergebnisse hin. Zum Abschluss gelangt der Verfasser zu zwei Feststellungen: einerseits können heute die 50 Hz Lokomotiven bereits nach mehreren Systemen in entsprechender Ausführung und Wirtschaftlichkeit gebaut werden, so dass das schon auf der ganzen Welt anerkannt wirtschaftlichste 50 Hz System überall eingeführt werden kann; andererseits weist bei Berücksichtigung sämtlicher Gesichtspunkte heute kein System dem anderen

gegenüber einen derartigen Vor- oder Nachteil auf, der von ausschlaggebender Bedeutung wäre, so dass vorläufig alle drei 50 Hz Lokomotivsysteme parallel zur Anwendung gelangen und sich rasch weiterentwickeln werden.

SCHRIFTTUM

L. Verebely: A New System for Main Line Electrification. Bericht der Weltkraftkonferenz in London 1924.

L. Verebely: A New System of Main Line Electrification. The Engineer. Dezember 1924.

L. Verebely: Die Elektrotechnischen Grundlagen eines neuen Phasenumformer-Systems zur Elektrisierung von Hauptbahnen. ETZ 1925. Heft 2.

L. Verebely: Die Verwendung von 50 periodigem Wechselstrom zur Elektrisierung von Haupt- und Vorortbahnen. Bericht für den III. Internationalen Kongress des Internationalen Strassenbahn- und Kleinbahnvereines 1925.

F. Punga u. *L. Schön*: Das 50 periodische Bahnsystem mit Krupp-Motoren. E. u. M. 1927.

L. Verebely: Die Elektrisierung der Linie Budapest—Hegyeshalom. Elektrische Bahnen. Februar 1932.

L. Verebely: Main Line Electrification with 50 Cycles A. C. Bericht der Weltkraftkonferenz in Scandinavia 1933 und Ergänzungen zum Bericht.

Th. Boveri: Stromsystem für elektrische Bahnen. Bericht der Weltkraftkonferenz in Scandinavia 1933.

L. Verebely: Betriebserfahrungen auf der mit 50 Hz Wechselstrom elektrisierten Linie Budapest—Hegyeshalom. Elektrische Bahnen. April 1934.

Elektrische Bahnen 1936 1936. Heft 9. (Über die 50 Hz Elektrisierung der Höllentalbahn).

Elektrische Bahnen 1937. Heft 3/4. (Über die 50 Hz Lokomotiven der Höllentalbahn).

Technische Beschreibung der Ganz-Kandó-Ratkovszkyschen V44 Lokomotive der Ung. Staatsbahnen. Ganz-Ausgabe 1943.

R. Fritsche u. *E. Kilb*: Ergebnisse des 50 Hz-Betriebes auf der Höllentalbahn. Elektrische Bahnen. 1944. Heft 3/4.

F. Krohne: Zur Systemfrage für elektrische Fernbahnen. Elektrizitätswirtschaft 1944. S. 3.

L. Armand: Problèmes Techniques posés par la Traction Monophasée à 50 P/s et leurs Solutions. Rev. gén. Chem. fer. 1948. S. 40.

P. Sztrokay: Le nouveau développement de l'équipement de transformation des locomotives monophasées à 50 périodes, à convertisseur de phase, et l'influence du service de traction sur le réseau industriel. Bericht für die Conférence Internationale des Grands Réseaux Électriques à Haute tension 1948.

P. Müller: Die elektrischen Vollbahnen und das 50 Perioden-System. Fortschritte der Technik 1948. Heft 5.

Neuere Entwicklung des 50 Hz Phasenumformer-Traktionssystems. Ganz-Ausgabe 1948.

F. Moldenhauer: Der Einfluss der Betriebsbedingungen auf die Beanspruchung der Induktoren von Turbogeneratoren. Elektrizitätswirtschaft 1949. S. 53/56 und 86/88.

P. Leyvraz: Elektrische Traktion mit Einphasenstrom von 50 Hz. Bull. Schweiz. E. T. V. 1950. Nr. 20.

Elektrische Traktion mit Einphasenstrom 50 Per/s. Bulletin Oerlikon, 1950. Nr. 285.

L. Armand: Le projet d'électrification de la ligne Valenciennes-Thionville. Rev. française de l'énergie 1951. S. 273,78.

Bulletin de la Société Française des Électriciens 1951. No. 9. La traction par courant monophasé à 50 Hz.

Revue Générale des Chemins de Fer 1951. Novembre. L'Électrification en courant monophasé 50 Hz et les Journées Techniques d'Information d'Annecy 1951. Octobre.

H. Kother: Zur Wahl von Bahnstromsystemen. Elektrische Bahnen 1951. S. 159/69 u. 189/97.

L. N. Mathur: Main Line Electrification in India and Effect of Some Recent Developments of 50 Cycles Monophasé Commutator Motor Thereon. World Power Conference New Delhi 1951.

ЭЛЕКТРИФИКАЦИЯ ЖЕЛЕЗНЫХ ДОРОГ НОРМАЛЬНОЙ КОЛЕИ ПЕРЕМЕННЫМ ТОКОМ ЧАСТОТОЙ 50 ПЕРИОДОВ

Ф. РАТКОВСКИЙ.

член-корр. АН Венгрии.

Резюме

Данная статья занимается вопросом развития электрификации железных дорог током частотой 50 периодов, предварительно упоминая о введенной ровно 50 лет тому назад в эксплуатацию железнодорожной линии Вальтеллина (проект которой был составлен Кальманом Кандо и будапештским заводом Ганца в 1898 году); эта была первая в мире электрификация железной дороги током высокого напряжения большой мощности. Далее статья занимается с развитием систем однофазного тока частотой 16 периодов и постоянного тока.

По вопросу электрификации железных дорог нормальной колеи автор упоминает о деятельности пионера в этой области, почетного доктора технических наук Кальмана Кандо, который, определив технические предпосылку электрификации железнодорожных линий током частотой 50 периодов, уже в 1917 году приступил к конструированию (по разработанной им системе) первого в мире мощного (2700 л. с.) электровоза, который был пущен впервые в 1923 году в пробную эксплуатацию на опытной линии Будапешт-Алаг, протяжением в 16 км. В 1928 году Управление Государственных железных дорог Венгрии приняло решение о введении тока частотой 50 периодов при электрификации участков железных дорог; в результате этого был пер дан в эксплуатацию (на токе частотой 50 периодов) венгерский участок электрифицированной магистрали Будапешт — Вена, протяжением в 187 км, на котором стали курсировать электровозы системы Ганца — Кандо 32, мощностью в 2500 л. с. Автор упоминает об опытной электрификации в 1932 году железнодорожной линии Желлентала и о введенной в эксплуатацию в 1951 году тоже опытной линии Aix-les-Bains-La Roch-s-Tozon, работающих также на переменном токе частотой 50 периодов. На основе очень детального изучения работы этой последней дороги и достигнутых при этом благоприятных результатов управление Государственными железными дорогами Франции приняло решение о продолжении электрификации железных дорог переменным током частотой 50 периодов. На основе этих достижений и за пределами Венгрии — во всем мире для электрификации железных дорог начали применять переменный ток частотой 50 периодов.

Статья детально знакомит с системой частотного преобразования, 50 периодов с развитой автором 1935—1938 г. г. на заводе Ганца. После детального ознакомления с различными вариантами системы частотного преобразования, в связи с чем автор указывает, что система частотного преобразования является единственной в своем роде во всем мире, при которой возможно использовать самые надежные в эксплуатации с точки зрения конструкции, и совершенно не требующие ухода и надзора короткозамкнутые приводные моторы, далее автор знакомит с электровозами, изготовленными по системе частотного преобразования, с их свойствами и результатами испытаний.

На основе свойств отдельных вариантов и результатов испытаний, автор устанавливает, что имеется возможность серийного производства электровозов с частотным преобразованием для покрытия внутренних потребностей страны и что необходимо быстрыми темпами продолжить электрификацию железных дорог, переменным током частотой 50 периодов и имеющую с точки зрения народного хозяйства решающее значение. С другой стороны автор указывает на руководящие принципы тенденции, которых — с учетом и заграничного спроса — следует придерживаться в области дальнейшего развития системы частотного преобразования.

В заключение в статье сравниваются электровозы с частотными преобразователями споставленными для французских и германских опытных линий электровозами с выпрямительными установками и коллекторными моторами. Автор на основе сравнения, которое возможно сделать пока лишь в общих чертах, устанавливает, что с точки зрения к. п. д. система частотного преобразования имеет по сравнению с другими системами недостаток, но по весу приводных моторов, их простой конструкции и их экономичности с точки зрения получения лучшего косинуса фи при электрификации током частотой 50 периодов — система частотного преобразования является из всех остальных систем наиболее выгодной. В отношении удельного веса электровозов, можно сказать, что между тремя системами в настоящее время практически нет существенной разницы. Перечисляя

некоторые прочие преимущества и недостатки отдельных систем, автор указывает на передовую работу, проведенную в Венгрии в области электрификации железных дорог переменным током частотой 50 периодов и на достигнутые в этой области результаты. Автор устанавливает далее, что электровозы, питающиеся переменным током частотой 50 периодов, ныне могут изготавливаться по целому ряду систем, с соблюдением соответствующих качественных требований и условий экономичности; таким образом ныне можно приступить к электрификации железных дорог, при помощи признанной во всем мире наиболее экономичной системы переменного тока частотой 50 периодов. Далее автор указывает, что ввиду того, что с учетом всех точек зрения ни одна система не обладает такими преимуществами, или недостатками, которые по сравнению с остальными системами являлись бы решающими, то пока все три типа электровозов с питанием от переменного тока частотой 50 периодов будут использоваться параллельно и развиваться в быстрых темпах.

SOME NOTES CONCERNING THE QUESTION OF ISOSTASY

by L. EGYED

(Manuscript received 4th May 1951.)

Theoretical considerations show rotating fluid masses to be in mechanical equilibrium in their own gravity field only if the rotation is taking place around the main axis of inertia with a constant angular velocity and the equation

$$d p = \rho d V,$$

(where p is the pressure, V the potential function of gravity and ρ that of density) is valid in all points of the mass.

From this equation follows that the surface of a rotating mass in equilibrium is a level surface and on all level surfaces within the mass pressure and density are constant.

Considering the primeval state of the Earth, we must suppose it to be fluid, [1] therefore the first surface of the Earth was a level surface. Today the surface of the Earth is rugged enough but it bears the marks of its first state nevertheless. The earthquakes show the inside of the Earth consisting of concentric shells. Indeed, the ellipticity of the inner shells may be observed [2].

Also the outer crust of the Earth consisting of continents and oceans shows the primeval features of a fluid Earth: *the continental parts of the crust are immersed in the denser magma as floating bodies, and to all changes taking place on the surface or in the magma they react corresponding to the laws of floating bodies.* This is the idea of isostasy.

The conditions of equilibrium show that the shape of the fluid Earth, consisting of concentric shells, and the gravity are in close connection. The continental masses and the high mountainous regions within disturb the distribution of gravity concerning the Earth consisting of homogeneous concentric shells. This affects the whole figure of the Earth. If one knows the thickness, structure and density of the disturbing masses, the changing of gravity and deformation of the geoid may be calculated. The method by which the gravity data are reduced in respect to the fact of isostasy to an Earth consisting of homogeneous shells is called *isostatical reduction*. If the data of the crust are not known or are not known enough to accomplish the isostatical reduction, we have to agree to a model by which the Earth crust may be approximated.

The principles by which the dimensions of the model may be determined are :

1. the isostasy subsists,
2. the dimensions are suitable, if the gravity data reduced according to this model show the minimum square deviation from theoretical gravity values of the Earth consisting of concentric homogeneous shells.

It should be proved at first that the »free-air« reduction is an isostatical reduction which does not need the second supposition on an area where the surroundings of the observation stations are on the same level as the station itself.

Supposing isostasy, there is a compensation level on which pressure is constant. If the density of the layers under Station-1. (fig. 1.) are $\sigma_1, \sigma_2, \dots, \sigma_\nu$

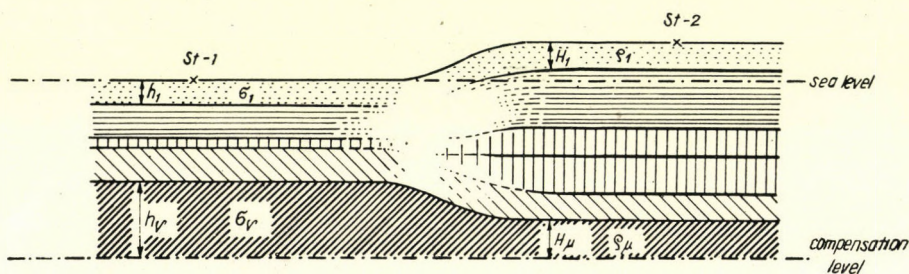


Fig. 1

and thickness of these layers are h_1, h_2, \dots, h_ν , the pressure of the compensation level, in first approximation is

$$\sum_i \sigma_i g h_i.$$

If, at Station-2. density and thickness of the layers between surface and compensation level are $\rho_1, \rho_2, \dots, \rho_\mu, H_1, H_2, \dots, H_\mu$ respectively the pressure on the compensation level is given by the formula

$$\sum_K \rho_K g H_K.$$

From the supposition of isostasy follows that

$$\sum_i \sigma_i h_i = \sum_K \rho_K H_K.$$

The attraction of the layers over the compensation level at Station-1. is

$$\Delta g_1 = 2\pi f \sum_i \sigma_i h_i$$

at Station-2.

$$\Delta g_2 = 2\pi f \sum_K \rho_K H_K.$$

Regarding the former equation these components of gravity are equal

$$\Delta g_1 = \Delta g_2$$

that is, the observed gravity values at Station-1. and -2. remain the same if the layers at Station-2. are substituted by those of Station-1. (fig. 2). In this case, however, the Earth consists of concentric shells. The theoretical values on the sea level may be received by »free air reduction«.

From these follows that the former imagination, according to which by »free air reduction« the masses over the sea level are compressed on the sea level, is incorrect. Taking into account the above restriction, by aid of free air correction the gravity values are reduced to an Earth consisting of homogeneous concentric shells the structure of which is identical with the structure of the real Earth on areas where the surface coincides with sea level.

From these considerations follows also that the structure of the Earth

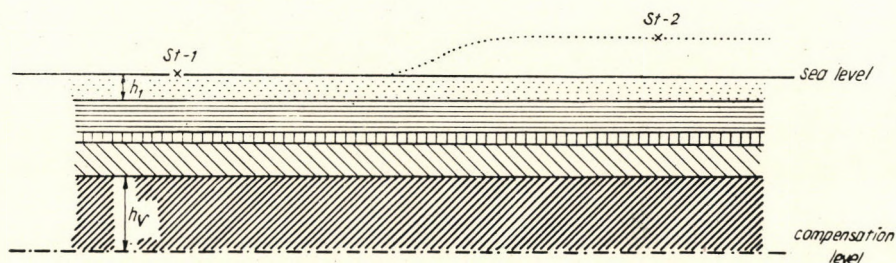


Fig. 2

may be investigated by isostatical gravitational methods only where the topography shows level-differences, f. i. on the border of mountains and plains.

¶ In the Airy-Heiskanen model the crust consists of a granit-like mass with a density of 2.67 immersed into a substratum of a density of 3.27. The isostatical adjustment of gravity data by this model gave a thickness of 30 kms for the Earth's crust.

This model and the results obtained by it are only approximations because the following facts have not been taken into consideration :

1. The crust is partly covered by sediments of several kilometres thickness the density of which is below 2.67.
2. The crust is two-layered (according to data of seismology).
3. The crust is more or less rigid.

It is surprising that the results of the most exact seismic observations obtained by the explosion at Heligoland [3] and later at Haslach [4] gave nearly the same thickness for the crust. The data received by these two observations and other researches made obvious that the crust is two-layered, consisting of a granitic layer and a gabbroic layer. The results confirmed also the underlying substratum to be a peridotite mass (density of these rocks on the surface [5]: 2.67, 2.98, 3.23 resp.).

Refining the investigation of the Earth's crust by isostatic-gravimetric method, the Airy-Heiskanen model is to be substituted by a better approximation. The experiences made by Airy-Heiskanen isostatical reduction show the refining the isostatical reduction has a meaning only if we consider :

1. the sedimentary strata,
2. the two-layering of the crust.

The effect of sedimentary strata be may considered if we know

1. the thickness of sediments,
2. the change of sediment-density with depth.

The reduction considering sedimentary strata, the so-called geological reduction, does not require any exact knowledge of thicknesses. The map of »isosediments« can be by 1/10 as detailed as the maps used for calculating topographic effects. This results from the fact that densities used by topographic reductions are between 2.0—2.6, while those of geologic corrections are only between 0.1—0.5. In the new model density variation of clay sediments has only to be regarded, because the limestones, especially those close to the basement according to their density may be considered belonging to the granitic layer.

In the new model, the second part of approximation is based on the fact that we are reckoning with the crust consisting of two layers. To this effect it is necessary to know the relation of the two layers to each other and to what extent they are taking part in mountain-root formation. The data of Heligoland and Haslach show that this relation may be very different. According to data of Heligoland the granitic layer in the Northern part of Germany is only a quarter of that of gabbroic layer. On the other hand, in the Southern part of Germany the granitic layer is — according to the data of Haslach — twice as thick as the gabbroic one. By this essential difference the question arises, whether isostasy is equally valid for both regions. To decide this question, we computed the pressures on the level surface at 50 kms depth supposing the density of sediments to be 2.5, that of granitic layer 2.67, that of gabbroic layer 2.98 and the density of peridotite magma 3.23. The result we get is a pressure of 15,032 kg/cm² for Northern Germany and 14,932 kg/cm² for Southern Germany. Considering the pressure at 50 kms depth under the Atlantic Ocean, computed after the observations of Ewing, and al. being 14,888 kg/cm², we can say that these data show a very good agreement (0.5% difference.). To complete these data for comparison, the following tables represent the pressures at 50 kms depth in various continental areas, computed from near focus earthquakes and for oceanic areas at the most frequent depth of 4.7 kms, supposing a sedimentary layer of 1.5 kms thickness over the peridotite substratum.

In the above computation the convergence of the verticals has not been taken into account. A more precise determination of pressures is superfluous because the precision of data obtained by near-focus earthquakes is not too high. In the case of more precise seismic investigation at Haslach, Heligoland and under the Atlantic Ocean (Ewing), the pressure values on the computed level, are as follows :

Heligoland	15,290	kg/cm ²
Haslach	15,276	»
Atlantic Ocean	15,287	»

if we take into account also the convergence of verticals and for density the geologically more probable values :

Ocean water	1,03
sedimentary layer	2,40
granitic layer	2,70
gabbroic layer	3,00
peridotite magma	3,30

As we see these pressure data nearly perfectly agree with each other.

By our computations we could have taken into consideration also the change of gravity in vertical. This change reaching to the bottom of the crust is less than 3/1000th of the whole value and the relative change of pressure value caused by it is much less. Consequently it may be neglected.

These data show from the point of view of seismic investigation that the Earth is in perfect equilibrium ; the isostasy subsists over the whole Earth except a very little part of unstable areas. Whether regional or local isostasy exists is a question, we shall not nearer discuss. There are computing methods for regional compensations. We note only, the regionality is a function of time. By a greater and faster change (f. i. mountain-building, ice-caps, sedimentation etc.) the crust behaves as a non-plastic body and the equilibrium at first is restored only regionally, the isostasy is regional. (For example Scandinavia or the Carpathian basin.) A finer analysis shows, however, an effort to local isostasy. This is proved also by the fact, that on areas covered by thick sediments the deep structures determine the direction of waters, the deep structures are nearly always water-sheds. The explanation is the following : The filling up of the area by sediments resulted faster than the local restoring of isostatic equilibrium, consequently the pressure derived from sediments and crust is greater over the troughs than over buried hills. In consequence of this, the areas of buried hills compared to the areas of troughs filled with sediments, show a rising tendency and this determines the flow of waters.

From this and other considerations follows that the precision of the new model is not spoilt by supposing a local isostatic compensation.

The new isostatic model takes into account :

1. the geological correction, and
2. the two-layered crust.

The model will be determined by following data :

- I. The density of ocean water 1,03
 - » » » granitic layer 2,70
 - » » » gabbroic » 3,00
 - » » » peridotite magma 3,30
- II. The isostasy is supposed to be subsisting.
- III. The relation of thickness of gabbroic layer to that of granitic is supposed to be linear : $h_2 = a + \beta \cdot h_1$
- IV. The outer shell of the theoretical Earth over the peridotite magma consists of a sedimentary layer of a thickness of 1.8 kms under a water-column of 4.7 kms. On the surface of compensation the pressure corresponds to the above layer-distribution.
- V. The dimensions of the model are suitable if the gravity data reduced according to this model, show the least square deviation from the theoretical gravity values of the Earth consisting of homogeneous shells.

For the geological correction isosediment maps are necessary. Theoretically, the thickness of sedimentary layers may be determined by aid of seismic waves. Practically, however, this way is less suitable : surveying is expensive, needs a large staff and frequently does not give a true picture of the bottom. The greater part of seismic surveys, made from a practical point of view, happen to be over anticlines. On the contrary, the use of the method of telluric currents give us the opportunity to obtain isosediment maps of sufficient accuracy in case we are able to connect them occasionally with points of known sedimentary thicknesses and, to a certain extent, know the change of the resistivity of rocks.

This surveying method is independent from isostatic conditions and from topography. Surveying by telluric currents is, as to expenses and speed, nearly identical with gravity methods. Regarding the fact that areas covered by sediments are gravitationally already surveyed, it is not difficult to establish isosediment maps in an economical way.

The correct geological reduction requires, however, the knowledge of the relation between density of sediments and depth. The large scale investigations of *L. F. Athy* show the density of clay sediments as an exponential function of depth,

$$\sigma_Z = \sigma_F + (\sigma_0 - \sigma_F) (1 - e^{-kZ})$$

where σ_z is density at depth z
 σ_F is density on the surface
 σ_0 is the maximum of density and
 k is a constant.

This relation does not apply to limestone sediments. The latter, however, are connected with the crystalline basement and their density does not differ essentially from that of the upper part of the crust, consequently cannot be isostatically distinguished from it. These parts cannot be distinguished from the sialic layer either and thus do not interfere with the above results.

In connection with Athy's results the question arises, whether the relation between depth and density is not numerically different in different areas. This question has not yet been thoroughly investigated, but density-determinations on Hungarian drill-hole cores also numerically well agree with Athy's results.

Taking into account the geological correction, the new model is suitable to a more accurate investigation of the structure of the Earth's crust by isostatical-gravitational methods. If we determine namely the constants α and β by isostatical adjustment, connecting the thickness of gabbroic layer with that of granitic by the equation $h_2 = \alpha + \beta \cdot h_1$ we get the relation between thicknesses of the two layers and the fact also, which of the two has taken a greater part in mountain-root formation. This is the significance of this method. The reduction formulae of this new model will be published later. Here only some conclusions from the above data.

- I. *The gabbroic and granitic layers fail over the oceanic areas deeper than 5 kms. If we add, however, the pressure of a sedimentary layer of 1.5 kms to the pressure of an ocean layer of 5 kms, we get the necessary pressure value only in case the peridotit layer lies directly under the sediments. Consequently on a large part of the bottom of the Atlantic Ocean the sialic layer is missing. This is also conforming to Ewing's results. According to the data of Kossinna, the most frequent depth of the Atlantic Ocean is somewhat less then 5 kms, that of the Pacific Ocean somewhat exceeds 5 kms. From this fact follows :*
- II. *The layers of deep sediments on the bottom of the Pacific Ocean are generally thinner than those of other oceans.*
- III. *The bottom structure of the Pacific Ocean is essentially not different from that of other oceans.*
 These data also agree with Ewing's results obtained by seismological methods.
- IV. *The principle of the permanence of oceans and continents may loose its validity only in coastal zones.*

Otherwise big masses of the peridotit-like ultrabasic material ought to transform into acidic and half acidic rocks which process does not agree with petrographical investigations.

- V. *The oceanic areas deeper than 6 kms cannot exist in equilibrium.* Indeed, deep-oceanic troughs are everywhere accompanied by earthquakes, active volcanoes and isostatical anomalies. Isostasy is characterized by the fact that these unstable belts cover only an insignificant part of the Earth.

LITERATURE

1. *Holmes* : An estimate of the age of the Earth. *Nature* V. 157. pp. 68—684. 1946.
2. *Bullen* : An Introduction to the Theory of Seismology. Cambridge, 1947.
3. a) *Bartels* : Wissenschaftliche Ergebnisse der geophysikalischen Beobachtungen der Sprengung auf Helgoland.
- b) *Schultze-Förtsch* : Die seismischen Beobachtungen bei der Sprengung auf Helgoland am 18. April 1947. zur Erforschung des tieferen Untergrundes.
- c) *Reich* : Geologische Ergebnisse der seismischen Beobachtungen der Sprengung auf Helgoland.
Geologisches Jahrbuch für die Jahre 1943—1949. Bd. 64. Hannover, 1950, pp. 201—266.
4. *Reich-Schultze-Förtsch* : Das geophysikalische Ergebnis der Sprengung von Haslach im südlichen Schwarzwald. *Geologische Rundschau* Bd. 36. 1948. pp. 85—97.
5. *Birch-Schairer-Spicer* : Handbook of physical constants. Baltimore, 1942.
6. *Ewing-Worzel-Hersey-Press-Hamilton* : Seismic Refraction Measurements in the Atlantic Ocean. Baltimore.
Bull. Seism. Soc. Am. Vol. 40. pp. 233—242. 1950.
7. *L. Migaux* : Une méthode nouvelle de géophysique appliquée : La prospection par courants telluriques. *Annales de Géophysique*. Vol. 2. 1946.
8. *L. F. Athy* : Density, Porosity and Compaction of Sedimentary Rocks.
Bull. Am. Ass. Petr. Geol. Vol. 14. p. 1—30. 1930.
9. *Kossina* : Die Erdoberfläche. (Handbuch d. Geoph. Bd. II. 1933).
10. *Ewing-Press* : Crustal Structure and Surface-Wave Dispersion. *Bull., Seism. Soc. Am.* Vol. 40. p. 271—280. 1950.

SUMMARY

It is first examined how far the results of gravitational researches agree with those of recent more precise seismic observations as to the equilibrium of the Earth's crust. It is shown that isostasy exists everywhere with the exception of a negligible small area. Another point of view of investigation was the refining of the Airy-Heiskanen isostatical reduction, and it was established that this is possible only by using the geological correction and taking into consideration the double layering of the Earth's crust. Author gives the definition and principles of the new refined isostatic model, using Athy's density function and the method of telluric currents for the geological correction. The new model gives the possibility of more precise investigations of the Earth's crust by gravitational methods. At last some geological consequences of the observed data are established.

The value of pressure on the level surface at a depth of 50 kms calculated from the most frequent continental level (100 mts above sea level)

I. CONTINENTAL AREAS

(Date of the upper row to be understood in kilometers, those of lower row in kg/cm²)

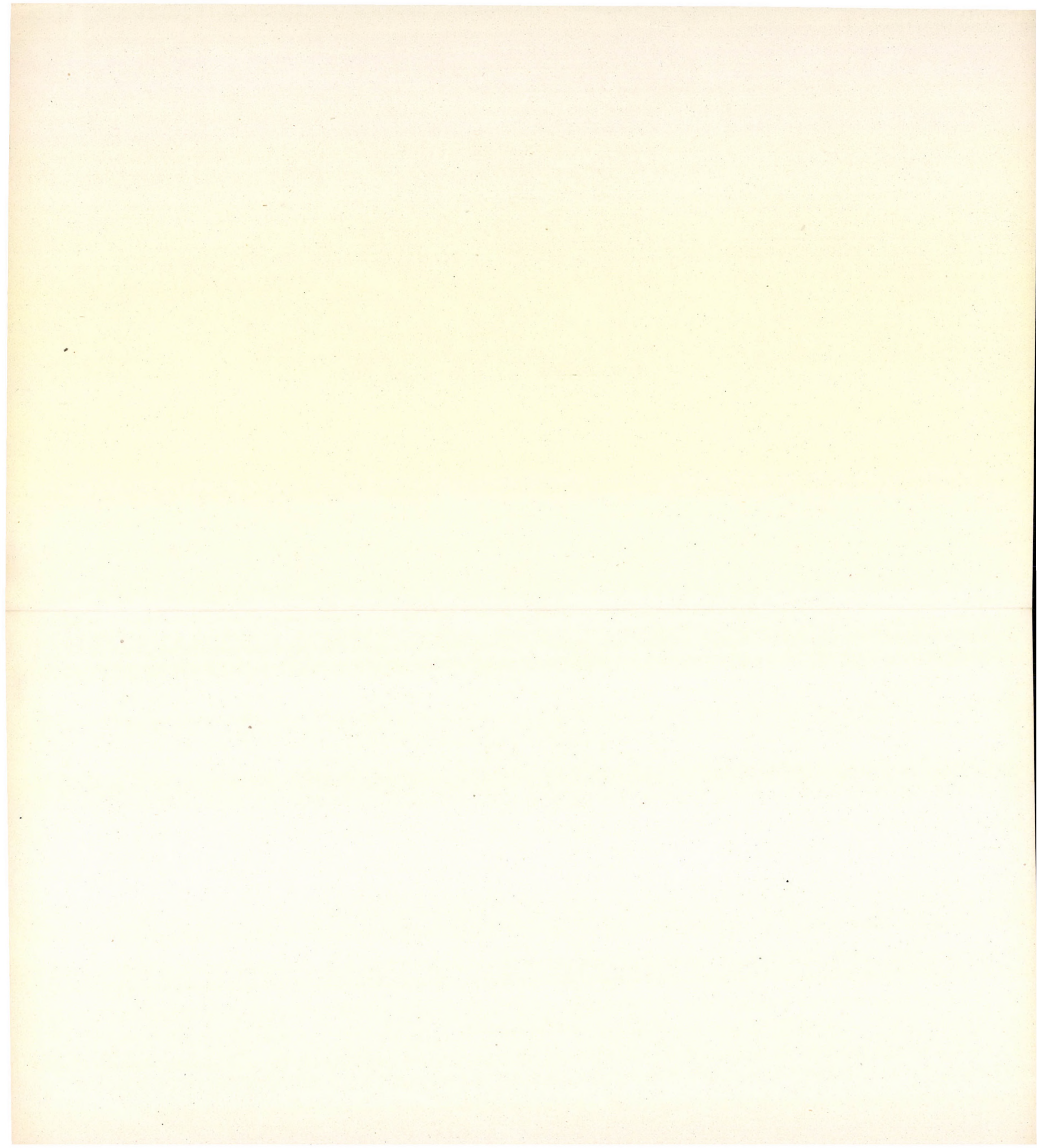
Area	Water layer 1,03	Sedimentary layer 2,5	Granitic layer 2,67	Gabbroic layer 2,98	Peridotitic magma 3,23	Total pressure kg/cm ²	% of deviation from av.	Notes
Heligoland (Reich)	—	6 1500	5 1335	16 4768	23 7429	15032	0,62%	Artificial explosion
Haslach (Reich)	—	—	21,6 5767	7 2086	22 7106	14959	0,06%	The average height of the area was taken 600 m-s. Artificial explosion
Balkan (Jeffreys)	—	—	12 3204	25 7450	13 4199	14853	0,58%	From the data of Mohorovicic Near-focus earthquake in Kulpa valley
North-Europe (Jeffreys)	— —	— —	10 2670	20 5960	20 6460	15090	1,00%	Computed from the earthquakes in Jersey and Herefordshire
North-Europe (Lee)	—	1 250	14 3738	15 4470	20 6460	14918	0,15%	Computed from the earthquake of the North Sea
Balkan (Jeffreys) 1937	—	—	17 4539	9 2682	24 7752	14973	0,22%	A new evaluation of the Balkanic data
Middle and North California (Byerly and Wilson)	—	1 250	12 3204	18 5364	19 6137	14955	0,10%	The layers of 6,96 km/sec and 7,5 km/sec velocity were supposed to be gabbroic
Middle and South California (Byerly)	—	—	9 2403	22 6556	19 6137	15096	1,05%	
South California (Gutenberg)	—	—	14 3738	17 5066	19 6137	14941	0,01%	The layers of 6,05 km/sec and 6,83 km/sec velocity were supposed to be gabbroic, that of 7,6 and 7,94 km/sec velocity to be peridotitic
New England (Lee)	—	—	16 4272	20 5960	14 4552	14754	1,24%	
Missouri (Robertson)	—	—	16 4272	13 3874	21 6783	14929	0,07%	
Balkan (Lee)	—	1 250	12 3204	25 7450	12 3876	14780	1,07%	

II. OCEANIC AREA

Area	Water layer 1,03	Sedimentary layer 2,5	Granitic layer 2,67	Gabbroic layer 2,98	Peridotitic magma 3,23	Total pressure kg/cm ²	% of deviation from av.	Notes
Atlantic Ocean (Ewing, etc.)	5,13 528	1,37 342	—	—	43,4 14018	14888	0,35%	Artificial seismic survey
Average Ocean	4,7 484	1,5 375	—	—	43,7 14115	14974	0,23%	Computed at the most frequent oceanic depth, assuming an average thickness 1,5 kms of Sedimentary layer

III. UNSTABLE AREAS

New Zealand	—	0,7 175	0,3 80	16,5 4917	32,5 10498	15670	4,87%	
Tango p. i. (Japan, Hodgson)	—	—	—	16 4768	34 10982	15750	5,41%	
Japan (Matusawa)	—	—	20 5340	30 8940	—	14280	3,58%	



К ВОПРОСУ ИЗОСТАЗИИ

Л. Эдьед

Резюме

Континентальные части земной коры плывут в пластичной подкорковой магме. Поэтому все изменения на поверхности и в недрах континентов подчинены законам плавающих тел. Это сущность теории изостази.

Метод, согласно которому гравитационные данные пересчитываются на изостатическое положение, называется изостатической редукцией. Принцип определения т. н. изостатической модели:

1. Предположение изостази.

2. Размерности являются правильными в том случае, если сумма квадратов расхождений от гомогенной земли минимальная.

Автор во-первых доказывает, что лучшей изостатической редукцией является редукция «free-air» в том случае, когда окружность имеет одинаковые отметки с пунктом изостатического измерения.

Система Эри-Гейсканен является хорошим приближением к структуре земной коры, но она ошибочно не учитывает седиментационные свиты коры, двойную слоистость и ее хрупкость.

Уточнение метода возможно с помощью геологической коррекции и с учетом гранитного и габброевого слоев земной коры. Новые сейсмические исследования, произведенные в Гельголанде, Гаслахе и в Атлантическом океане, дали различные данные о структуре земной коры. Автор при своих расчетах использовал следующие данные:

1. океанская вода	удельный вес	1,03
2. седиментальный слой	»	» 2,4
3. гранитный слой	»	» 2,7
4. габброевый слой	»	» 3,0
5. перidotитовый слой	»	» 3,3

На основе этих данных автор произвел расчет величины давления на глубине 50 километров следующих территорий:

Гельголанд	15290 кг/см ²
Гослах	15276 »
Атлантический океан	15287 »

Эти данные почти полностью совпадают и кроме этого показывают, что в земной коре действительно существует изостази.

Изоседиментальные карты для геологических коррекций можно составить с помощью теллурических линий.

Новая модель, учитывающая геологическую коррекцию и двойную слоистость земной коры, дает следующие основные данные:

1. 1. океанская вода	удельный вес.	1,03
2. гранитный слой	»	» 2,7
3. габброевый слой	»	» 3,0
4. перidotитовый слой	»	» 3,3

II. Предполагается существование изостази.

III. Связь между гранитным и габброевым слоями линейна: $h_2 = a + \beta h^2$

IV. Глубина океанов на теоретически представленной земле 4,7 км., мощность седиментального слоя 1,8 км. На поверхности компенсации давление соответствует вышеупомянутой структуре земной коры.

V. Размерность новой модели является правильной, в том случае, если сумма квадратов расхождений от теоретически представленной земли минимальна.

Новая модель является более пригодной для гравитационно-изостатических измерений.

На основе своих работ автор делает следующие выводы :

1. На территориях, где глубина океанов превышает 5 километров, отсутствуют гранитные и габброевые слои.
2. Мощность седиментальной свиты на дне Тихого океана меньше, чем в других океанах.
3. Структура дна Тихого океана принципиально не отличается от структуры дна других океанов.
4. Теория неизменности океанов теряет свое значение только в прибрежных зонах.
5. Территории океанов, глубиной свыше 6 км, находятся в равновесии.

ИССЛЕДОВАНИЕ ОКИСЛЯЕМОСТИ УГЛЕЙ, В ОСОБЕННОСТИ¹ АНОДНЫХ УГЛЕЙ.*

Э. Папп, А. Ромвальтер, Х. Антонеску

(Поступила 14 мая 1951 г.)

Исследовательский институт промышленности алюминия и легких металлов производил исследование анодных углей различного происхождения и состава.

В процессе производства исследований стал необходимым такой метод исследований, который бы осветил вопрос относительных размеров окисляемости углей.

Окисляемость углей можно исследовать при сравнительно низких температурах (ниже 200°) в водном растворе, а также и при более высоких температурах в окисляющем расплаве или в окисляющем газовом потоке.

Последние два метода несомненно стоят ближе к физическим явлениям, происходящим во время электролиза алюминия, всетаки мы, в порядке очередности, прибегли к первому способу исследований, который является более быстрым и простым и дает ориентировочные данные. Окисление, производимое при более высоких температурах, дает сложные, расходящиеся результаты, и мы желали освободиться от их влияния на ориентировочные данные первых исследований.

Вообще говоря, окисление при более высокой температуре дает уже два газообразных продукта: CO_2 и CO . Литература очень подробно занимается теоретическими и практическими вопросами этих двух процессов горения.

Считается общепринятой теорией, что первичным продуктом горения является CO_2 , образующийся при теплотворности в 7 849—8 126 кал/гр. CO является вторичным продуктом, теплотворность которого составляет всего лишь 2 200 кал/гр угля. О сложности процесса окисления угля наиболее откровенно высказывается А. Мартин.¹ Он изучал реакцию твердого угля и газообразного кислорода при различной температуре и низком давлении и определил, что механизм горения на уровне наших современных знаний — еще недостаточно изучен.

Р. Виггинтон² считает, что первичным продуктом горения является образование комплексных соединений углерода и кислорода.

* Опубликовано на венгерском языке в журнале: «Kohászati Lapok» за 1951 г. № 1, стр. 13.

Х. Дэвис и Х. Е. Хоттел³ утверждают, что во время горения угля поверхность углей покрыта тонкой перепонкой (пленкой), и через эту пленку происходит диффузия кислорода в уголь, а из угля — продуктов горения.

Он проводит многочисленные опыты для определения математических параметров горения. Устанавливает, что первичным продуктом горения является углекислый газ. В дальнейших сериях опытов он производил измерение скоростей горения.

Он считает, что соотношение сгорания падает по мере роста графитизации.

Йоситани Фукуда⁴ выводит дифференциальное уравнение скорости горения.

Р. Виггинтон.⁵ Горение обеззоленного алмаза, цейлонского графита и графита Ачесон измеряет путем определения веса образовавшегося CO_2 . Графит Ачесон окисляется наиболее быстро.

Г. Тамман и Г. Банделл⁶ наблюдают у некоторых углей защитный слой, замедляющий горение. Исследуют соотношение между продуктами горения: CO_2 — CO .

А. Ейкен⁷ измеряет скорости горения углей до температуры 1600° .

Мадхавлаг Шулах.⁸ При исследовании продуктов сжигания углей определяет ниже 280° соединение C_xO_y .

Е. Пиваворский, Р. Фогель.⁹ При сжигании углей, нефтяного кокса и графита находят между ними большую разницу.

Р. Т. Хаслам.¹⁰ Исследует скорость диффузии образующейся на углях газовой пленки.

И. Т. Гамблем.¹¹ Считает наиболее важным способность к диффузии образующейся вокруг угля газовой пленки при различной интенсивности горения.

К. Х. Куллгрэн¹² исследовал влияние воды, как ускорителя реакции.

Ц. Куллберг.¹³ Исследует соотношение между окисью углерода и углекислым газом при сжигании сухим воздухом.

М. Кописаров.¹⁴ По его мнению основным регулятором механизма горения является молекулярная структурная пористость. Он выводит математическую зависимость, в которой основную роль играют число атомов, имеющих в одной молекуле угля, температура и парциальное давление кислорода.

И. Р. Парлингтон¹⁵ представляет ту точку зрения, что первичным продуктом горения является CO , а на степень образования CO_2 влияет содержание золы.

Р. Е. Джонс и Д. Т. А. Тоуненд.¹⁶ Исследуют предварительный период окисления угля, образование перекиси комплекса $\text{C—O—H}_2\text{O}$. Они определили, что перекисный комплекс ниже 80° является стабильным, до 350°

может быть еще найден при вакууме, выше 80° разлагается уже эндотермически.

Б. А. Онусаитис и А. И. Хрисанфова¹⁷ измеряли изменение коллоидо-химической структуры угля при окислении, путем определения температуры увлажнения углей.

Р. Х. Буссо¹⁸ измеряет скорость окисления графита и определяет, что у графита ниже 1300° образуются активные места, что при температуре $1300—1400^\circ$ имеет место перекристаллизация и здесь снижается степень окисления, что однако при температурах выше 2000° вновь повышается из-за возгонки.

Фумидо Имада¹⁹ анализирует процесс окисления активированного древесного угля при помощи кварцевых пружинных весов.

С кинетикой и механизмом окисления угля занимаются Штрикленд—Констэбл²⁰, а в дальнейшем Дюваль.²¹ Они в основном занимаются теоретическим определением теплоты активирования и режима реакции.

Бриджер²² изменял соотношение $\frac{CO}{CO_2}$ при сжигании угля воздухом с помощью введения соединений, содержащих Cl.

Х. И. Колочев²³ измеряет образование $CO—CO_2$ при окислении электродных углей в функции от толщины слоя, скорости газа, влияния N.

В. Сихвонен, П. Салмела и П. Брик²⁴ производили исследования реакций водяного пара — угля в присутствии различных катализаторов, при различной температуре и различных режимах давления. Считают решающим влияние кристаллической структуры углей.

Р. Андурберт²⁵ исследует количества $CO—CO_2$ при температурах ниже и выше 1500° . Измеряет степень ультрафиолетового излучения и устанавливает явления цепной реакции.

С этим же вопросом он занимается в своей другой статье, но уже подходит к вопросу путем математического анализа.

Й. В. Крейлер²⁶ окисляет различные образцы углей при температуре $150—250^\circ$, измеряет образовавшиеся количества CO_2 и H_2O .

Х. Е. Неваль²⁷ измеряет скорость распространения горения угля в присутствии примесей. Определяет, что присутствие $FeCl_3$, $MnCl_2$, KBr , $Na_2M_2O_4$, Na_2CO_3 ускоряет, а присутствие $BaCl_2$, $Al_2(SO_4)_3$, $Na_2B_4O_7$, $NaNH_2PO_4$ замедляет скорость распространения при горении.

Х. И. Колочев²⁸ в качестве дальнейшего развития своей предыдущей работы исследует влияние зернистости угля на соотношение CO/CO_2 .

Л. Н. Хитрин.²⁹ Занимается математическим исследованием поверхностных процессов окисления угля.

О. А. Чуханова.³⁰ При исследовании образования первичного и вторичного CO определяет, что восстановление CO_2 с C при температуре 1200°

происходит лишь на 5,3% (угольные электроды на стенках трубок!). Исследует также влияние паров иода.

И. Р. Артур и И. Р. Боуринг³¹ производили исследование влияния галогенных соединений на повышение соотношения CO/CO_2 у электродных углей.

В. Гумз³² исследует химическую структуру углей и по его мнению т. н. аморфный уголь состоит из графитовых кристаллов.

Д. А. Франк—Каменецкий³³ изучает первичные и вторичные процессы, возникающие при сжигании угля, обращая особое внимание на процессы диффузии.

Ш. Е. Хайкина³⁴ скорость окисления в зависимости от температуры выражает формулой Аррениуса: $K = K_0 e^{-E/RT}$.

В. Сивхонен³⁵ исследует роль кетоновых и кетеновых радикалов, имеющих в структуре угля, при горении угля.

В. Н. Перешов, М. Х. Карапетянц³⁶ Занимаются изучением разрушения поверхности графита (активных мест).

И. Д. Ламберт³⁷ Определяет, что на поверхности чистого С образование CO_2 выше, чем на поверхности древесного угля, обработанного Fe или Mn.

В. Ф. Орешко³⁸ Исследует различные угли при температуре 100° в атмосфере воздуха и кислорода. Возникающий при этом различной степени рост веса он приписывает комплексам кислорода. При температуре 130 — 150° происходит уменьшение веса: это он объясняет распадом комплексов. Выше этой температуры вновь происходит рост веса, что является следствием образования новых комплексов, другого характера.

В. Ф. Орешко³⁹ на основе дальнейших исследований определяет: при температуре 70 — 80° образование первого нестабильного комплекса С—О, при 80 — 130° распад комплекса, при 130 — 290° образование второго стабильного С—О комплекса, который распадается только при горении.

Далее В. Ф. Орешко занимается изучением образующихся в третьем периоде стабильных комплексов С—О и исследует скорость их окисления.

Как из вышеперечисленного видно, многие исследователи занимаются глубоким изучением химических и физических процессов при окислении углей. Из многочисленных исследований можно сделать лишь следующие общие выводы:

1. Горение (окисление) углей зависит от их материальной природы, крупности зерен, размера поверхности и кристаллической структуры

2. Процессы горения являются сложными, и вероятно многоступенчатыми реакциями.

3. На характер процесса горения влияет большое количество внешних факторов, т. е. кроме температуры, давления, парциального давления газовых продуктов — в первую очередь качество и количество катализирующих примесей.

Как мы уже выше говорили, нашей целью было в первую очередь найти опытным путем характерный и могущий быть воспроизведенным метод исследования окислительных процессов. По этому поводу мы привели многочисленную ссылку на литературные данные.

Известен способ Коппера (Z. vet. D. Ing. 65 533—1925) по определению способности к реакции. Он загружает 1 гр навески кокса крупностью 0,5—1,0 мм в вертикальную кварцевую трубку, высота слоя 15 см (диаметр трубки 6 мм) и пропускает через трубку в течении 10 минут сухой CO_2 со скоростью 30 $\text{cm}^3/\text{мин}$ при температуре газа 1000°. После чего производит анализ газа. Если процентное содержание CO_2 обозначим через «а», а CO через «б», то способность к реакции можно выразить следующей формулой :

$$R = 100 \cdot \frac{б}{a + \frac{б}{2}}$$

С этим прибором схож также и прибор Агде и Смитта⁴⁰ (Angew. Chem. 401006. 1927.), однако они измеряют способность к реакции не суммарно, а растянуто по времени — путем анализа газа через каждые 5 минут.

Хиткоут⁴¹ производит окисление углей в водном растворе при помощи перманганата и измеряет расход перманганата.

Г. Н. Подбельский⁴² о степени окисляемости углей судит по их способности поглощать пары пиридина.

По мнению В. Фанцис⁴³ перманганатное окисление происходит 5-ю степенями.

О. И. Егорова⁴⁴ считает, что число, выражающее расход перманганата, может служить для определения степени окисляемости угля.

М. В. Вологдин и Е. А. Камендровицкая.⁴⁵ Пытаются определить степень окисляемости угля, смешав навеску угля с FeCl_3 и определив ионы Fe^{2+} и Fe^{3+} полученного раствора.

А. Е. Балфор, Х. Л. Рилей⁴⁶ окисляемость углей определяют на основе хромокислого гидроокисления (H_2SO_4 или H_3PO_4). Представляет интерес их установление, что степень окисления повышается по мере роста температуры обугливания! Проникновение окисляющего вещества играет существенную роль.

В. Фукс, Т. Ш. Полянский и А. Г. Зондгофф.⁴⁷ Производят окисление различных образцов угля воздухом при температуре до 60° С. Получаются соединения кислотного характера, из которых готовят суспензии с водой и затем их титрирует с NaOH .

Х. Л. Рилей⁴⁸ подробно занимается с исследованиями окисления углей при помощи жидких химикалий.

Он применяет окисление при помощи хромовой кислоты — фосфорной кислоты и при аналогичных условиях получает следующие суммарные количества образования CO_2 :

полученный при 700° сахарный уголь	42	мг	CO_2
алмаз	43	«	«
газовый кокс	106—137	«	«
электродный уголь	564	«	«
цейлонский графит	824	«	«
графитированный дуговой электродный уголь	1392	«	«
графит Ачесон	1006—1259	«	«

Как видно, при данных условиях наибольшая окисляемость получается у графита. Это явление он объясняет легкостью раскрытия кристаллических решеток графита в среде жидкости и образованием «графитовых солей».

Во всяком случае это хороший и интересный метод для определения степени графитизации.

Анализируя результаты проведенных до сего времени исследований, казалось целесообразным, чтобы исследование характеристики окисляемости углей, используемых для анодных масс, временно попытались бы производить простыми способами.

Нам казалось, что мы можем достигнуть желаемого результата путем окисления с хромовой кислотой. Мы предполагали, что при аналогичных условиях можем найти характерную химическую постоянную исследуемых анодных углей при помощи т. н. «числа расхода хромовой кислоты».

Состав анодных углей является переменным. Вообще речь идет о смеси кусков кокса или угля различной зернистости (возможно и различного качества) со смолой.

Целесообразные и однозначные исследования можно производить над этими анодными углями только тогда, если сначала отделим вязущий материал от твердых частиц и последние исследуем отдельно.

Дальнейшей целью поставили себе то, чтобы на основе знания показателей окисления произвести сравнения, объяснить работу анодных углей во время производственного процесса, а возможно и синтезировать новые сорта смесей анодных масс.

Исследование окисления углей при помощи раствора CrO_3 .

Мы производили исследование окисляемости различных сортов кокса по нижеописанному методу. В основном измерения производили с коксовыми остатками, полученными из анодных масс путем экстрагирования при помощи бензола. После просева на ситах, мы сравнили в одном материале окисляемость зерен крупностью : 1,5, 1,0, 0,6, 0,3, 0,2, 0,1 и крупнее 0,06 мм и зерен мельче 0,06 мм.

Ход исследования был следующим: к 1 гр навески кокса в избыточном количестве добавили (15 см^3) 40%-ный раствор CrO_3 , затем в течении 30 мин. подогревали на водяной ванне, после чего, прилив 300 см^3 холодной дистиллированной воды, приостановили реакцию. Потом отфильтровали раствор от частичек кокса и разбавив фильтрат до 500 см^3 , взяли аликвотные количества раствора, в которых количества CrO_3 , не израсходованные на окисление, определяли иодометрическим титрованием.

Из числа расходуемого $\text{Na}_2\text{S}_2\text{O}_3$ вычислили эквивалентный с ним CrO_3 , и вычитав это из добавленных к нему первоначальных 15 см^3 , учтя разбавление, получили количество израсходованного на окисление CrO_3 .

На рисунках на оси ординат отложено число кубических сантиметров 40%-ного раствора CrO_3 , расходуемого на окисление 1 гр кокса, а на оси

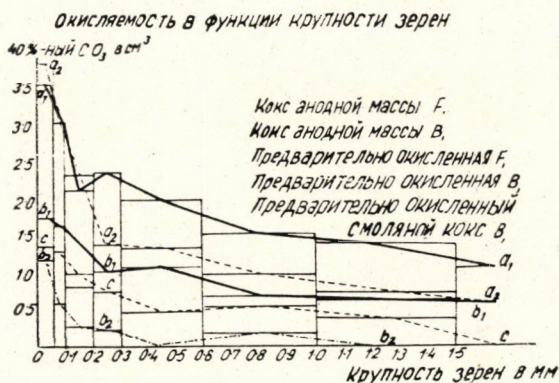


Рис. 1

абсцисс обозначена крупность зерен (ограничено размерами по 2 сита): на рис. 2 на оси абсцисс время от начала окисления.

Из рис. 1 следует, что по мере уменьшения крупности степень окисляемости очень сильно растет. Между отдельными сортами кокса также наблюдается определенная разница (кривые a_1 , a_2 , и c).

Произведя контрольные измерения мы нашли, что полученные после экстрагирования бензолом путем просева на ситах зерна с крупностью менее $0,06 \text{ мм}$ показали значительно больший расход (примерно в 1,5 раза) CrO_3 , чем зерна крупностью менее $0,06 \text{ мм}$, полученные из зерен крупностью $1,5 \text{ мм}$ путем их измельчения. Это в согласии с прочим опытом дало основание к выводу, что степень окисления в большой степени зависит от количества вяжущего вещества, прилипающего к поверхности зерен и нерастворимого в бензоле. (Естественно, что в случае зерен, полученных путем измельчения более крупных зерен, это составляет относительно меньшее количество, т. к. уд. поверхность более крупных зерен значительно меньше.)

При исследовании скорости окисления мы установили, что окисление в основном заканчивается уже после первых 5—10 минут; после чего процесс очень сильно замедляется. Изображая число кубических сантиметров, израсходованного при окислении CrO_3 , в функции времени продолжительности окисления (рис. 2), видим, что кривая в начале круто поднимается вверх, потом скоро становится пологой, т. е. скорость окисления резко падает.

Из накопленного опыта следовало, что предварительно необходимо снять путем окисления с поверхности коксового остатка анодной массы прилипшее вязущее вещество; после чего вновь (при помощи прежнего метода) продолжали исследование окисляемости поверхности полученных таким образом зерен. Полученные таким образом и обозначенные на рис. 1 буквой

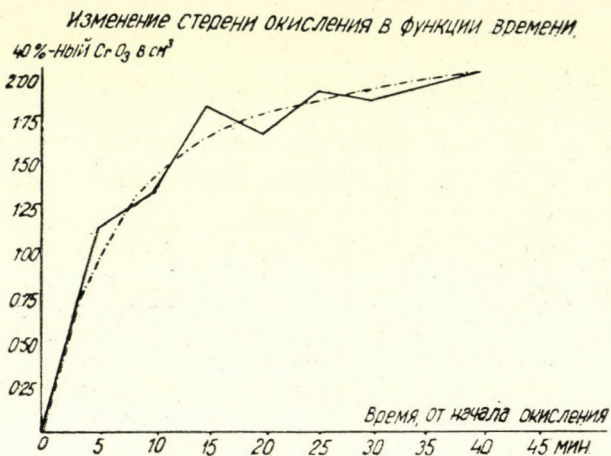


Рис. 2

b кривые расположены под кривыми, обозначенными буквой *a*. Следовательно, окисляемость очищенной таким образом поверхности угля, как и следовало ожидать, оказалась меньшей, чем первоначальная окисляемость.

Однако можно предположить, что предварительное окисление различных сортов углей при аналогичной продолжительности окисления и аналогичных условиях вызывает различной силы влияние, т. к. они в первоначальном своем виде окисляются в различной степени. Имеется также и та опасность, что вышеупомянутой предварительной обработкой мы разрушаем именно те характерные поверхностные слои, которые позволили бы сделать вывод относительно свойств поверхности угля.

На основании вышеупомянутых измерений и выводов из них можем определить, что желательно было иметь такой способ исследований, при помощи которого мы имели бы возможность наблюдать изменение скорости окисления по времени, без того, чтобы для записи каждой точки кривой

было бы необходимо производить отдельные измерения, как это имеет место при вышеупомянутом методе исследований.

Из дальнейших наших измерений стало ясным, что наш метод не является удовлетворительным также и с точки зрения точности.

Одна из неточностей нашего метода вытекает из того, что только очень небольшая часть прибавленного к коксу 15 см^3 40%-ного раствора CrO_3 израсходовалась на окисление. (Для обратного титрования избыточного количества Cr_2O необходимо было взять из 500 см^3 5 см^3 раствора, чтобы получить соизмеримую величину, что соответствует 100-кратному разбавлению.) Из первичного 15 см^3 раствора в среднем расходуется на окисление $1,2\text{--}1,5 \text{ см}^3$, а в случае смоляного кокса и нефтяного кокса (обозначаемых буквой b) расходуются количества менее 1 см^3 . Это ограничивает точность метода исследования.

Поэтому мы стремились производить измерения с меньшим избытком CrO_3 и в более жидких растворах. Далее к аналогичному количеству раствора CrO_3 прибавлять больше угля. Полученные таким образом отрицательные результаты показывают, что CrO_3 развивает значительное окисляющее действие только при такой большой концентрации и при применении в большом избытке.

Проведенные нами измерения с сырым (непрокаленным), а в дальнейшем прокаленным при различных температурах нефтяным коксом показывают, что нефтяной кокс, прокаленный при более высокой температуре, расходует меньше CrO_3 , чем кокс, прокаленный при более низкой температуре или непрокаленный кокс. Но и при этом методе также выявился недостаток этого способа исследований. Выше 930° мы уже не имели возможности измерять окисляемость нефтяного кокса. То есть, здесь абсолютное значение количества расходуемого CrO_3 на столько уменьшилось, что по величине оно было в пределах погрешности данного метода исследований. В это же время кривые, построенные в функции крупности зерен различных веществ, также настолько приблизились друг к другу, что не давали надежного основания к выводу. Например, кривые (нефтяного кокса), снятые при температуре 800° и 930° , пересекают друг — друга. Следовательно, метод является недостаточно селективным.

После этого мы пытались повысить чувствительность этого метода.

В первую очередь мы стремились достигнуть большого абсолютного расхода. Увеличили время процесса окисления: вместо 30 минут, окисление продолжалось 12 часов. В таком случае для того, чтобы избежать испарение, мы применили противоточный холодильник. С этим способом достигли в действительности большой расход CrO_3 , что и понятно, ведь кривая 2, хотя и полого, но неуклонно поднимается вверх. Однако этот способ был очень длительным. Для производства серий измерений, параллельных и глухих опытов, ввиду зависимости от времени и изменя-

ющейся крупности зерен было бы необходимым иметь 10—20 приборов, снабженных противоточным холодильником, чтобы можно было получить результат в течении короткого промежутка времени. Следовательно этот метод в качестве производственного способа является совершенно неподходящим. В это же время нельзя было ожидать от него, даже и при большем абсолютном расходе, чтобы отмечались большие относительные отклонения между отдельными сортами углей, следовательно, чтобы он был селективнее предыдущего метода.

Мы пытались увеличить степень окисления также путем добавления к раствору различных количеств серной кислоты. Проведенные таким образом опыты (как в случае окисления горячим способом, так и холодным способом) по мере увеличения количества серной кислоты дали растущие значения, но проведенные параллельно глухие опыты дали также рост расхода CrO_3 . А величина, полученная за вычетом глухого опыта, была незначительно больше, чем величина полученная при первоначальном опыте. (Верхним пределом увеличения количества серной кислоты было выпадение осадка.) Следовательно, мы не считали целесообразным продолжать далее в этом направлении опыты, и таким образом ввести еще один неопределенный фактор в этот метод. (В присутствии серной кислоты окисление продолжается также и при холодном способе с измеряемой скоростью, следовательно, прекращение реакции нельзя достигнуть просто охлаждением, и поэтому необходимо точно выдержать время, немедленно производить фильтрацию и переработку, что однако затрудняет проведение серийных измерений.)

Несколько измерений мы провели также и в серноокислой среде с $1/10$ n раствором $KMnO_4$. Полученные при этом величины, за вычетом полученных при глухих опытах величин, оказались меньшими, чем достигнутые расходы с раствором CrO_3 . То есть при стоянии перманганатного раствора в серноокислой среде этот раствор разлагается на столько быстро, что он для такого рода измерений не является подходящим. При окислении, проводимом горячим способом, этот недостаток показывается еще в большей степени. С катализатором также не удалось повысить окисление в такой степени, чтобы после вычета глухого опыта осталась бы значительная величина.

Второй общей ошибкой вышеупомянутых измерений окисления было то, что мы измеряли расход окисляющего вещества, а не количество образовавшегося продукта окисления. Таким образом могло иметь место такое положение, что окисление протекает несколькими ступенями и у различных сортов угля с различными промежуточными продуктами, и нам из расхода растворителя неизвестно, что до какой степени произошло окисление.

На основе опыта, полученного при вышеупомянутых исследованиях, мы начали изыскивать такой метод, который: 1. легко мог бы следовать за изменением скорости окисления по времени, 2. измерял бы не расход

окисляющего вещества, а образовавшиеся продукты сгорания, 3 являлся бы более селективным, чем вышеупомянутый метод и его селективность, по мере надобности, могла бы быть повышена, 4. по возможности независим от субъективных факторов, до некоторой степени может быть автоматизирован и пригоден также для производственных серийных исследований.

На основе этого мы начали разрабатывать наш новый метод исследований. Новый метод исследований берет за основу для измерения окисляемости углей не расход растворителя, а темп образования углекислоты. Построив диаграмму, в которой на оси ординат откладываем количества образовавшегося CO_2 , а на оси абсцисс время, получаем для каждого сорта угля специальную характеристическую кривую окисления.

Эти кривые пологи у плохо окисляющихся сортов углей, где образованное количество CO_2 невелико, и крутые у хорошо окисляющихся углей.

Сжигание угля, измерение образовавшейся углекислоты должно происходить по строго определенному и могущему быть повторенным методу.

Для этой цели мы сконструировали специальную аппаратуру.

Объем его взяли возможно меньшим, чтобы образовавшийся за единицу времени углекислый газ могли бы полностью пропустить через аппаратуру, с соответствующим потоком азота. Если мы поступили бы иначе, тогда для двуокиси углерода получили бы меньшие значения, т. к. часть оставалась бы в реакционном сосуде в момент измерения количества углекислого газа. Определение количества углекислого газа производили при помощи измерения изменения сопротивления 2—х%-ного раствора гидроокиси бария, температура которого была точно 20°C .

Аппарат, как это видно из приложенного рисунка (рис. 3), состоит из двух промывочных сосудов (*B*, *C*) с калийным щелочом и из одной склянки (*D*) с натровой известью, далее, для отнятия от потока азота — углекислого газа из манометра (*E*), который одновременно измеряет также и количество азота, проходящего через манометр, из реакционного сосуда на 100 см^3 (*A*), верхняя часть которого снабжена шариковым дефлегматором. Верхняя часть последнего снабжена сосудом (*G*) для хромовой кислоты, необходимой для процесса окисления, а также трубкой для отвода образовавшегося углекислого газа и тока азота. Потом следует один промывочный сосуд (*H*) с серной кислотой для поглощения влаги или возможных капель хромовой кислоты, далее стеклянная трубка (*I*) с силикагелем для связывания капелек серной кислоты, образованных потоком газа. Трубка с силикагелем снабжена с трехходовым краном, а кран соединен с промывочным сосудом (*F*) специально для промывки газа, где происходит поглощение углекислого газа при помощи раствора гидроокиси бария. В растворе гидроокиси бария размещены два платиновых электрода (*K*), которые измеряют изменение сопротивления раствора при помощи мостика Уитстона. Поглотительный сосуд с гидроокисью бария размещен в термостате, который поддерживает температуру

раствора гидроокиси бария точно на уровне температуры в 20°C , чтобы исключить изменение сопротивления вызванное изменением температуры. Окисление проводили над водяной ванной с температурой в 100°C . Скорость потока азота была 6 л/г.

Использованная для окисления хромосерная кислота количественно при каждом опыте составляла 10 см^3 , состав ее был 24% CrO_3 и 30% H_2SO_4 .

Естественно, что степень окисления зависит также и от зернистости исследованного сорта угля. (рис. 1, 3). Здесь мы исследовали окисляемость сырого антрацита с учетом различной степени зернистости. Мы взяли предметом исследования антрацит из-за того, что у антрацита влияние порис-

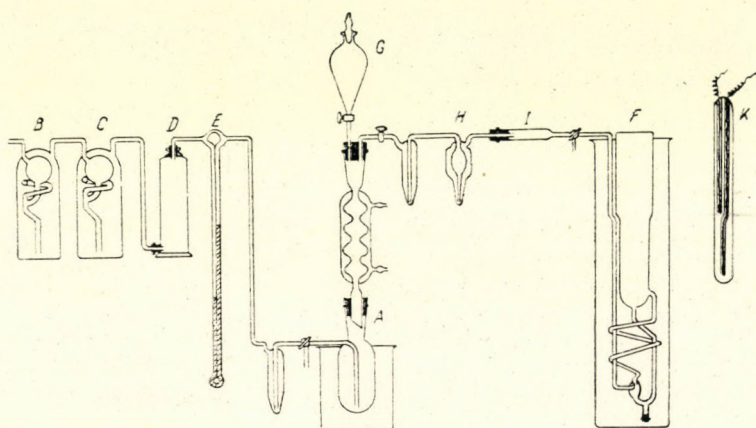


Рис. 3

тости на результат в общем исключено ввиду его плотности и таким образом только площадь поверхности зерна определяет окисляемость. Представим себе небольшой кубик со сторонами в 0,3 мм, его поверхность составляет $0,3^2 \cdot 6 = 0,54\text{ мм}^2$. Если мы этот кубик раздробим на кубики со сторонами в 0,06 мм, то площадь образовавшихся новых поверхностей составит $0,06^2 \cdot 6 \cdot 125 = 2,7\text{ мм}^2$, соотношение площадей составит :

$$\frac{2,7}{0,54} = 5.$$

Следовательно, площадь поверхностей увеличилась в пять раз. В противоречии с этим, количество образовавшегося углекислого газа при зернистости в 0,06 мм составило $73,5\text{ см}^3$, а у 0,3 мм зерен 17 см^3 . Следовательно, образовалось в 4,32 раза больше, в то время как площадь поверхности возросла в пять раз. Принимая во внимание то, что поверхность зерен не является кубикообразной, становится понятной и допустимой разница между 5 и 4,32. Следовательно, согласно вышеприведенному расчету, как

это и следовало ожидать, окисляемость изменяется линейно с ростом поверхности. Поэтому в дальнейшем мы сравнивали окисляемость одинаковой крупности образцов углей. Наиболее целесообразным при данном сравнении оказалось сравнение образцов углей с зернистостью 0,3 мм. В каждом случае использованная навеска составляла 0,5 гр.

Образовавшийся углекислый газ поглощается в абсорбере (F) с 2—х%-ным $\text{Ba}(\text{OH})_2$. Более концентрированный раствор гидроксида бария является уже неопределенным в отношении гомогенности, т. к. близок к насы-

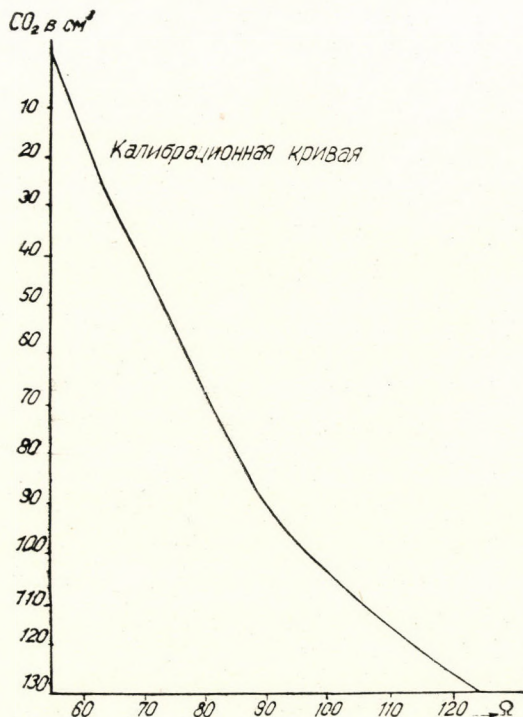


Рис. 4

шенности, а более слабый раствор поглощает сравнительно небольшое количество CO_2 .

Поглощенная углекислота соответственно формулы $\text{Ba}(\text{OH})_2 + \text{CO}_2 = \text{BaCO}_3 + \text{H}_2\text{O}$ наряду с образованием нерастворимого углекислого бария снижает содержание свободного $\text{Ba}(\text{OH})_2$. Соответственно этому уменьшается проводимость раствора в абсорбере (F), которую мы можем постоянно измерять.

Таким образом для прибора можем построить простую калибровочную кривую, откладывая на оси абсцисс значения сопротивления раствора, а на

оси ординат значения количеств углекислого газа, редуцируя к нормальному объему (рис. 4).

На основе этой кривой при каждом сжигании простым способом можем дать в функции измеренных значений сопротивления количества углекислого газа, поглощенного до данного момента.

Измерение сопротивления происходит по принципу мостика Уитстона. Измерительный прибор изготовлен на основе опыта Электрохимического

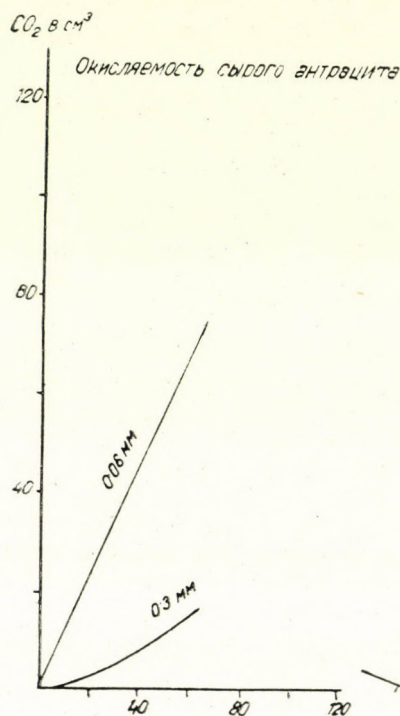


Рис. 5

института технического университета. Прибор сконструирован инженером Кальманом Янчо.

В целях упрощения измерения сопротивления ползунков реостата мостика Уитстона, соединенный с нулевым прибором, поместили на середину и таким образом изменяли известное сопротивление, пока полностью не скомпенсировали протекающий через нулевой прибор ток. В это время сопротивление раствора гидроокиси бария соответствовало значению известного сопротивления. В качестве нулевого прибора был использован нулевой прибор с магическим глазом. Этот прибор действует от переменного тока с напряжением 110 вольт и состоит из трансформатора, выпрямительной лампы, пентода и магического глаза. Трансформатор имеет четыре

вторичных обмотки. Одна из вторичных обмоток питает мостик Уитстона с током напряжением в 4 вольта, другая питает нить накала пентода и магического глаза напряжением также 4 в. Третья обмотка дает напряжение 220 вольт, которое выпрямляется при помощи выпрямительной лампы. Отрицательное напряжение снимается со свободного конца повышающей обмотки, а положительное со средней точки обмотки питания накала выпрямительной лампы. Ток, образовавшийся на мостике Уитстона, подводится к управляющей сетке пентода. Изменение напряжения на управляющей сетке вызывает изменение анодного тока величиной, зависящей от проницаемости лампы. Этот анодный ток управляет триодную часть магического глаза. Следовательно, пентод работает в качестве усилительной лампы. Если сопротивление раствора гидроокиси бария соответствует значению известного сопротивления, то тогда на мостике Уитстона отсутствует ток, на управляющую сетку пентода не подается напряжение, анодный ток на триодной части магического глаза образует такое напряжение, чтобы через магический глаз протекал ток, соответствующий режиму покоя. Соответственно этому при максимальной разности напряжений на экранирующей и управляющей сетках напряжение запирания получается наибольшим. Если на мостике не имеет место равновесие, то смещение на управляющей сетке пентода вызовет изменение анодного напряжения. Это изменение анодного напряжения даст смещение на управляющую сетку триодной части магического глаза, вследствие чего напряжение запирания будет меньше или возможно совершенно исчезнет.

При помощи этого метода, вследствие быстроты и большой точности измерения сопротивления, становится возможным быстро и точно наблюдать за процессом образования углекислого газа.

При помощи вышеописанного аппарата производили множество опытов с аналогичного сорта, количества и зернистости веществом, для определения возможности репродукции данного способа. Этот способ оказался вполне надежным. Рассеяние наблюдалось очень редко, но и оно было небольшой величины.

На рис. 3 изображены кривые окисления серии опытов с аналогичным сортом, но различной зернистости веществом, при его сжигании. Из рисунка видно сильно отличающийся друг от друга тангенс угла кривых окисления.

После этого нами исследовались образцы углей различной материальной природы с неизменной зернистостью (0,3 мм) и аналогичным образом предварительно обработанные. Предварительная обработка производилась по специальному режиму сжигания: в железной трубке, в атмосфере инертного газа в течении 8-ми часов температура была доведена до 1000°, после чего в течении 30 минут температура образца поддерживалась на этом уровне.

Затем образец угля медленно охлаждался в атмосфере инертного газа. Исследованию подвергались следующие вещества (см. рис. 4):

графит Ачесон,
антрацит,
беззольный уголь М,
угольный орешник
нефтяной кокс,
смоляной кокс В
анодная масса Sz,
анодная масса F,
анодная масса B,
анодная масса OI.
анодная масса O. .

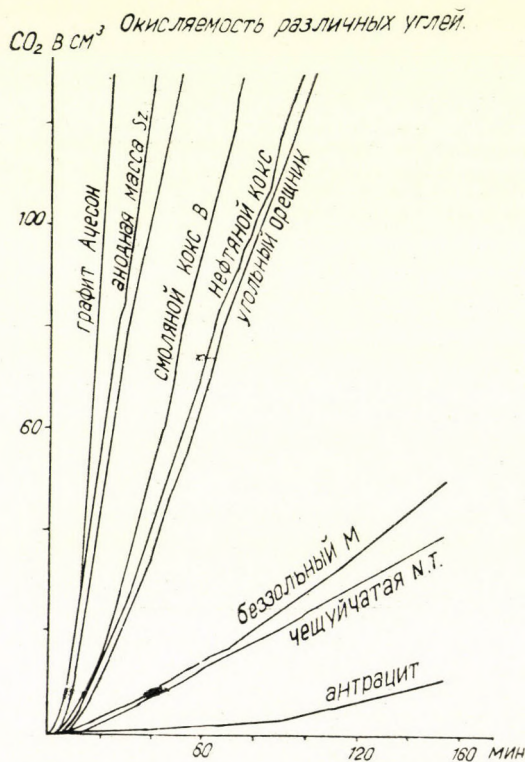


Рис. 6

Как видно из кривых рис. 6 наилучшую окисляемость дает графит Ачесон, в это же время антрацит окисляется меньше всего. Трудно окисляется также и беззольный уголь марки М. Лучше его окисляются нефтяной кокс и угольный орешник, окисляемость которых почти одинакова. Лучше

упомянутых окисляется смоляной кокс В. А что касается анодных масс, то их окисляемость очень близка друг к другу, если окисление производится при вышеупомянутых условиях. Они окисляются труднее чем графит Ачесон и легче чем смоляной уголь В. В дальнейшем мы прообвали растянуть кривые окисления анодных масс таким образом, чтобы, снизив концентрацию окисляющего вещества на половину, т. е. используя 12% ный раствор триоксида хрома, снизили скорость реакции и этим продолжительность реакции повысили с 50 мин до 150 мин (рис. 7). Полученные таким образом кривые

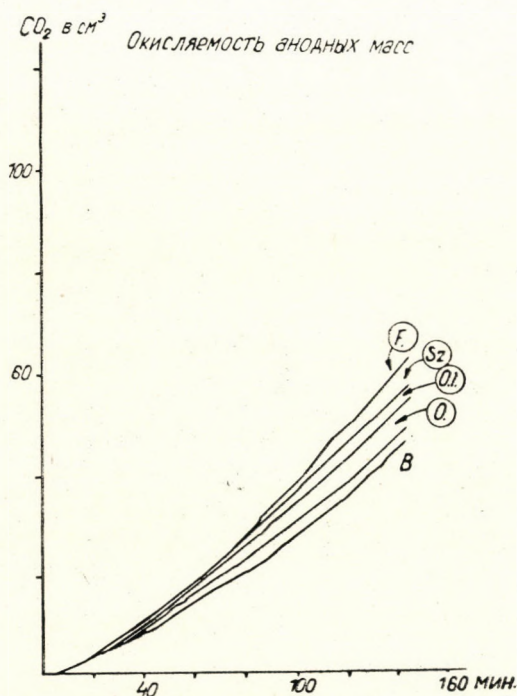


Рис. 7

показывают, что труднее всего окисляется анодная масса В, после нее следуют анодные массы О, ОI, Sz, F.

Целью одной из серий опытов была та, чтобы установить, возможно ли использовать кривую, снятую при помощи этого способа, для селективного определения окисляемости в случае одновременного присутствия двух различных сортов угля.

Для этого экстрагируется при помощи бензола анодная масса (анодная масса марки F), которая таким образом освободилась от растворимых в бензоле составляющих частей связывающего вещества, однако еще не освободившейся от смоляной сажи.

Полученная при этом кривая окисления показана на рис. 8.

Из рисунка видно, что после сжигания одного из сортов угля (сажа) при образовании всего 231 см^3 углекислого газа (что соответствует 96 миллиграммам С) кривая резко преломляется. При сжигании остальных сортов угля кривая окисления имеет другой тангенс угла.

Ориентировочные расчеты показывают, что из навески угля в 500 мг до первой точки преломления сгорел 96 мг. Если он присутствовал как отложившаяся на поверхности сажа и до точки преломления кривой другого сорта уголь не сгорал вовсе, то можем сказать, что 19%-ов является более

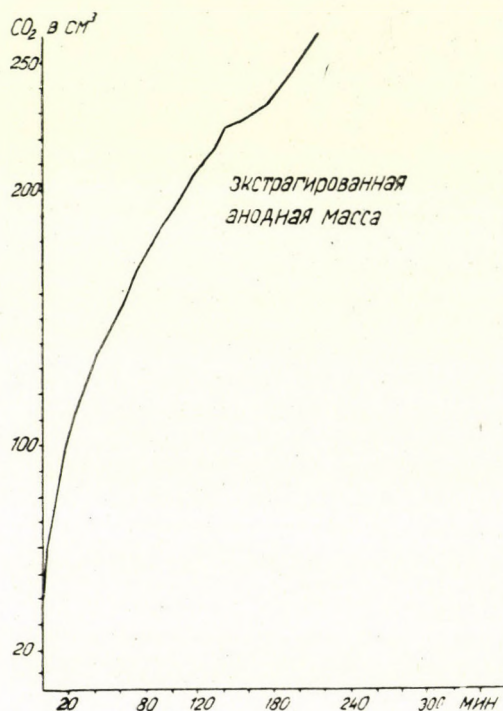


Рис. 8

быстро горючим веществом, а 81% является углем с меньшей скоростью сгорания. Эта гипотеза в таком виде является неправильной, т. к. естественно, что из более стойкого угля в первый период также окислилось некоторое количество (на это указывает участок кривой до точки преломления, отдельные точки которого имеют также убывающий характер). В этом случае количественное распределение может быть правильно оценено, учитывая что после сжигания 19%-ов смеси угля наступит падение скорости сгорания с характером резкого преломления кривой, следовательно к этому времени израсходуется легкоокисляющаяся часть (сажа).

После этого мы еще испытали наш метод в одной области. Что показывают кривые окисления с аналогичным сортом и зернистости угля, но термообработанные при различной температуре? На это дают ответ кривые рис. 9.

Далее мы подвергли исследованию нефтяной кокс одинаковой зернистости (0,3 мм) после его прокалики при различных температурах. Результаты показывают, что окисляемость нефтяного кокса падает при прокалике до определенной температуры (напр. до 800° С), потом вновь поднимается с повышением температуры прокаливания. Это же явление имело место также и в

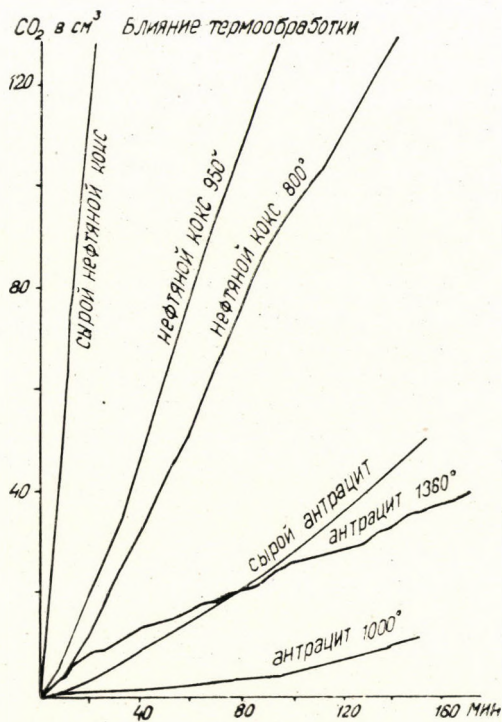


Рис. 9

случае антрацита. Антрацит, прокаленный при температуре 1360°, окисляется легче, чем антрацит, прокаленный при температуре 1000°, и труднее, чем сырой антрацит.

Вышеперечисленные группы исследований подтверждают нижеследующие результаты:

а) Сконструированный для этой цели прибор позволяет быстро и безошибочно снимать «кривые окисления», которые могут быть точно повторены.

б) Окисляемость образцов углей, в зависимости от площади их поверхности, приближено линейно пропорциональна.

в) При окислении этим способом различных сортов углей получают резко отличающиеся величины. Лучше всего окисляется графит Ачесон (кривые окисления анодных масс проходят рядом друг с другом), хуже всего окисляется антрацит.

г) Окисляемость одинаковых образцов углей изменяется в зависимости от термообработки угля. У исследованных образцов углей (нефтяной кокс, антрацит), вследствие термообработки, окисляемость до некоторого периода падает, а после продолжительной термообработки (при высокой температуре) круто поднимается вверх.

Эти серии опытов и достигнутые при этом результаты дают в дальнейшем возможность для быстрого определения окисляемости различных образцов углей, для оценки окисляемости различных анодных масс и составляющих частей угля. Легко можно себе представить, что при помощи этого метода с использованием производственного опыта, а также анализов газа и образования шлака совместно с кривыми окисляемости, будет возможно составить соответствующий рецепт анодной массы.

РЕЗЮМЕ

Авторы исследуют окисляемость различных сортов углей. Их цель — характеризовать угольные компоненты анодных масс из этой точки зрения.

Сообщают о таком методе, где, используя окисление с хромовой кислотой, образующийся CO_2 поглощается $\text{Ba}(\text{OH})_2$ и измерением сопротивления $\text{Ba}(\text{OH})_2$ и получают непосредственно «кривую окисления», характерную для угля.

ЛИТЕРАТУРА

1. Mayers Chem. Rev. 14. 31—53. 1934.
2. C. A. 27. 5514—5962.
3. Ind. Eng. chem. 26. 749. 1934. 889. 1934.
4. Journ. Soc. Chem. Ind. Japan, 246. 1933.
5. Fuel 12. 118. 1933.
6. Z. f. Anorg. Allg. Chem. 199. 109. 1938.
7. Z. Angew. Che. 43. 986. 1930.
8. S. I. Chem. Soc. 76. 2161. 1929.
9. Giesserei 16. 147. 1929.
10. Proc. I. Fuel Tech. 8. 1927.
11. Ind. Eng. Chem. 19. 1927.
12. Gas u. Wasser 67. 226. 1924.
13. Tekn. Tids 53. 41. 1923.
14. Chem. News. 118. 301. 1919.
15. Chem. News. 118. 50. 1919.
16. Soc. Chem. Ind.
17. Известия АН СССР, 1947, 895.
18. Compt. Rend. 228. 1946. 1949.
19. Techn. Rep. Kyushu Imp. Univ. 18. 47. 1943.
20. Chem. a. Ind. 771. 1948.
21. J. ch. phys. 44. 296. 1947.
22. Nature 158. 1946.
23. Физико-химия, Москва, СССР, 19, 417, 1945.

24. Ann. Akad. S. Feun. A. 54.
25. J. Chim. Phys. 42. 40. 1945. Bull. soc. chim. 12. 318.
26. Rec. Trav. Chim. 62. 215. 1943.
27. Fuel 17. 292. 1938.
28. Известия Всесоюзного Теплотехнического Института, 14, 17, 1941.
29. Известия АН СССР, 1948, 341.
30. Bull. Ak. Sc., Kl., Techn. CCCR. 1947. 375.
31. Journ. Chem. Soc. 1. 1949.
32. Feuerungstechnik 26. 337. 1938.
33. Успехи Химии, 7, 1277, 1938.
34. Техн. физ., СССР, 8, 53, 1938.
35. Trans. Farad. Soc. 34. 1062. 1938.
36. Химический Журнал, СССР, 9, 1269, 1936.
37. Trans. Farad. Soc. 32. 1584. 1936.
38. Известия АН СССР, 240, 1949.
39. Известия АН СССР, 748, 1949.
40. Известия АН, 1642, 1949.
41. Fuel 12. 118. 1933.
42. Известия АН СССР, 518, 1947.
43. Fuel. 17. 363. 1938.
44. Bull. Ak. Sc. URSS Kl. Sc. techn. 107. 1942.
45. Химия Твёрдого Топлива, 7, 22, 1936.
46. Journ. Soc. Chem. Ind. 57. I. 1938.
47. Ind. Eng. Chim. 35. 343. 1943.
48. Chem. a. Ind. 869. 1948.

ÜBER DIE BESTIMMUNG DER OXYDIERBARKEIT VON KOHLEN, INSBESONDERE VON ANODENKOHLEN

Von

E. PAPP, A. ROMWALTER und A. ANTONESCU

ZUSAMMENFASSUNG

Zur Wertbestimmung der Anodenkohlen liefert die Kenntnis der Oxydierbarkeit von Kohlen wichtige Anhaltspunkte. Die Untersuchung der Oxydierbarkeit ist unter 200° C in wässriger Lösung durchführbar, es besteht aber auch die Möglichkeit, bei höherer Temperatur in oxydierender Schmelze oder in oxydierendem Gasstrom zu arbeiten.

Die auf letzterer Möglichkeit beruhenden Methoden sind der betriebsmässigen Herstellung von Aluminium durch Elektrolyse ähnlich. Da ihre Anwendung aber ziemlich schwerfällig ist, haben die Autoren zuerst in wässriger Lösung ablaufende Reaktionen untersucht.

Nach ausführlicher Besprechung der diesbezüglichen Fachliteratur, werden von den Autoren 2 Methoden beschrieben:

1. Bestimmungsverfahren mittels einer CrO_3 -Lösung.

2. Eine neue Methode, laut der die Bestimmungen durch Einleitung der während der Oxydation entstehenden Kohlensäure in $\text{Ba}(\text{OH})_2$ und gleichzeitige Beobachtung der elektrischen Leitfähigkeitsänderung der Barytlauge durchgeführt werden.

Ad. 1. Zu 1 g Einwaage des aus der rohen Anodenmasse durch Benzolextraktion gewonnenen Koksrestes werden 15 ml einer 40%-iger wässrigen CrO_3 -Lösung zugegeben. Die Lösung wird eine halbe Stunde lang auf einem Wasserbade erwärmt, hernach wird die Oxydation durch Zugabe von 300 ml eiskaltem dest. Wasser abgestellt. Die Lösung wird filtriert und das Filtrat auf 500 ml aufgefüllt. Aus letzterem wird ein bestimmter Teil jodometrisch titriert und daraus der unveränderte CrO_3 -Überschuss bestimmt.

Dieses Verfahren hatte mehrere Nachteile. Es waren viele Einwaagen notwendig, und ausserdem wurde festgestellt, dass die Ergebnisse unsicher sind.

Ad 2. Von den Autoren wurde ein Verfahren ausgearbeitet, bei dem

1. die zeitliche Veränderung der Oxydationsgeschwindigkeit leicht beobachtbar ist ;
2. das entstandene Reaktionsprodukt (CO_2) und nicht der verbliebene Überschuss des Oxydationsmittels bestimmt wird ;
3. die ungehinderte Verfolgung der wechselnden Kohlen-Oxydationsgeschwindigkeit besser als mit der früheren, nur Durchschnittswerte liefernde Methoden ermöglicht wird ;
4. der Vorteil besteht, dass es von subjektiven Faktoren unabhängig, automatisch und für betriebliche Bestimmungen gut verwendbar ist.

Zu den Versuchen wurde von den Autoren auch ein neuartiger Apparat konstruiert, der sich in der Folge bestens bewährte.

Das Wesen des Verfahrens : das zu untersuchende Material wird in einem geschlossenen, mit neutralem Gase (N_2) gefüllten Raume (Kolben) durch Chromschwefelsäure oxydiert. Die entstandene Kohlensäure wird mittels Stickstoffstroms in eine 2%-ige $\text{Ba}(\text{OH})_2$ -Lösung eingeleitet. Die elektrische Leitfähigkeit der Barytlauge vermindert sich wegen des durch CO_2 verursachten BaCO_3 . Diese Änderung kann mittels einer elektrischen Kompensations-einrichtung (näheres in der Originalarbeit) genau gemessen werden.

Die mit der obigen Apparatur durchgeführten Bestimmungen von verschiedenen Kohlen-sorten ergaben nachstehende Resultate :

a) Die Oxydierbarkeit der Anodenkohlen ist zu den Oberflächenwerten der Proben annähernd linear.

b) Die Reihenfolge der Oxydierbarkeit von verschiedenen Kohlenarten : am leichtesten oxydierbar ist Acheson-Graphit, am schwersten Anthrazit. Die Oxydierbarkeit der verschie-denen Anodenmassen ist ziemlich gleich und liegt zwischen obigen Grenzwerten.

c) Die Oxydierbarkeit von gleichen Kohlenproben ändert sich mit der Wärmeverbehand-lung des Materials.

d) Durch Untersuchung jeder Kohlenprobe lässt sich eine charakteristische »Oxydations-*kurve*« ermitteln, deren Ablauf und Richtungstangente über die Art, Zusammensetzung und Wärmeverbehandlung der Proben Aufschluss geben.

Die neue Methode und die benützte Einrichtung bieten eine gute Möglichkeit zur Wert bestimmung der Anodenkohlen und die Resultate liefern — wie aus den Versuchsdaten her-vorgeht — einwandfreie Werte.

DIE TRANSFORMATION GAUSS-KRÜGER'SCHER KOORDINATEN ZWECKS DARSTELLUNG IN KLEINEM MASSTABSVERHÄLTNIS

ST. HAZAY

(Eingegangen am 19. Nov. 1951.)

In Ungarn wird derzeit von der Geodätischen Landesanstalt ein neues Triangulationsnetz erster Ordnung entwickelt und es sollen die Punkte des neuen Dreiecksnetzes durch *Gauss—Krüger'sche Koordinaten* bestimmt werden. Die Darstellungsweise nach Gauss—Krüger ist von allen bisher bekannten geodätischen Projektionen die einzige Projektion von internationalem Charakter und wird dieselbe von den meisten Ländern bereits angewandt oder es wird die Anwendung zumindest beabsichtigt. Für uns in Ungarn bietet die Ausgestaltung des neuen Triangulationsnetzes erster Ordnung die günstigste Gelegenheit um auch auf dem Gebiete der Darstellung in der Ebene den fortschrittlichen Weg zu betreten.

Das Wesentliche an der Gauss—Krüger'schen Darstellungsweise ist, dass sie von den allgemein bekannten *Soldner'schen* ellipsoidischen rechtwinkligen Koordinaten (*Abb. 1*) die Abszisse x , die sich am Anfangsmeridian ergibt, bei der Darstellung in der Ebene unverändert beibehält, die senkrecht auf dieselbe verlaufende Ordinate y hingegen derart abändert, dass die Darstellung winkeltreu (konform) wird. Nachdem die Längenverzerrung bei steigender Entfernung vom Anfangsmeridian stetig wächst und in einem bestimmten Abstand den zulässigen Höchstwert erreicht, hat man das Ellipsoid mittels Meridianen von gleicher geographischer Längendifferenz in sphäroidische Zweiecke aufgeteilt und es bildet jedes dieser Zweiecke je einen sogenannten Projektionsstreifen. In der Ebene liefert das als Gerade erscheinende Abbild des Aequators die y -Achse des ebenen Koordinatensystems, wogegen jeder einzelne Projektionsstreifen eine besondere x -Achse besitzt, die das Abbild des mittleren Meridians des Streifens ebenfalls in Form einer Geraden und senkrecht auf die y -Achse verlaufend liefert (*Abb. 2*).

Nun aber muss die Streifenbreite den einzelnen Darstellungszwecken entsprechend so gewählt werden, dass — den Mittelmeridian als zerrfreien Meridian, demnach als Anfangsmeridian betrachtet — die an den Rändern der Streifen auftretende Längenverzerrung den zulässigen Höchstwert, der sich nach dem Darstellungszweck richtet, nicht überschreitet. Für geodätischen Zwecken dienende Darstellungen von grossem Masstabsverhältnis beträgt die

zulässige Längenverzerrung im allgemeinen ein Zehntausendstel der Länge, d. s. 10 cm je Kilometer. Für Kartierungszwecke bei kleinen Massstäben ist der zulässige Wert viel grösser und gelten im allgemeinen bei Massstabsverhältnissen von 1:10000 oder weniger auch Längenverzerrung von der Grössenordnung eines Meters als zulässig.

Für geodätische Zwecke ist es üblich die Streifenbreite mit 2° oder 3° zu bemessen. Im letzteren Falle tritt allerdings am Rande des Streifens eine Längenverzerrung von bereits $1,8/10000$ auf, doch pflegt man diesem Übelstande

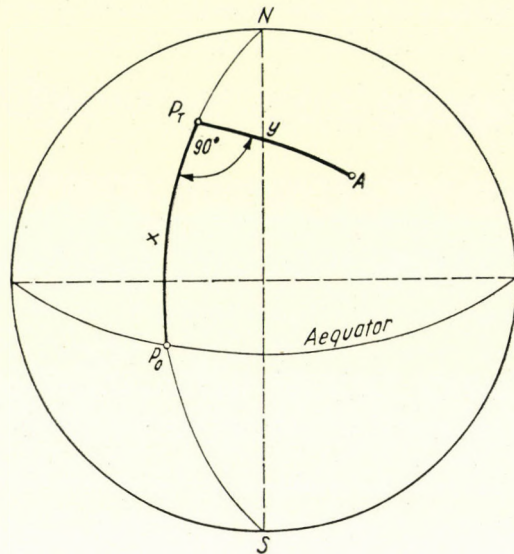


Abb. 1

durch Änderung des Projektionsmassstabsverhältnisses abzuhelpen, indem man jeden Koordinatenwert mit einer Verhältniszahl, die kleiner als Eins ist, vervielfacht. Für Kartierungen in kleinen Massstabsverhältnissen wird die Streifenbreite im allgemeinen zu 6° gewählt. Bei der internationalen 6° -Einteilung spielt der Meridian von Greenwich die Rolle eines Randmeridians. Demnach fallen die Mittelmeridiane der einzelnen Streifen mit den von Greenwich gezählten geographischen Längen von 3° , 9° , 15° , 21° , usw. zusammen. Bei dieser Einteilung erfordert die Kartierung Ungarns in kleinen Massstabsverhältnissen — mit Rücksicht darauf, dass das Gebiet des Landes zwischen die geographischen Längen von 16° und 23° fällt — die Heranziehung zweier Streifen von 6° Breite, nämlich der Streifen mit den Mittelmeridianen 15° und 21° . Es erscheint als wünschenswert, dass diese Mittelmeridiane zugleich die Mittelmeridiane der einzelnen, für geodätische Zwecke dienenden schmälere Streifen seien, weil in diesem Falle jeder breitere, der Darstellung in kleinem Massstabsverhältnis dienende Streifen mehrere vollständige geodätischen

Zwecken dienende Streifen in sich schliesst. Dementsprechend werden für die Darstellung Ungarns in grossem Massstabsverhältnis in jedem Falle 4 Streifen benötigt, ganz einerlei ob die Streifenbreite für die Darstellung Ungarns in grossem Massstabsverhältnis zu 2° oder zu 3° gewählt wurde.

Wie aus den obigen Darlegungen hervorgeht, lässt sich Ungarn weder bei einer Streifeneinteilung zu 2° , noch bei einer solchen zu 3° oder 6° auf einem *einzigem* Streifen darstellen, daher ist es zwecks Schaffung des Anschlusses zwischen benachbarten Streifen erforderlich, Umrechnungen zwischen benachbarter Streifen auszuführen, d. h. Koordinaten der am Rande der Streifen befindlichen, im Koordinatensystem des einen Streifens bestimmten Triangulie-

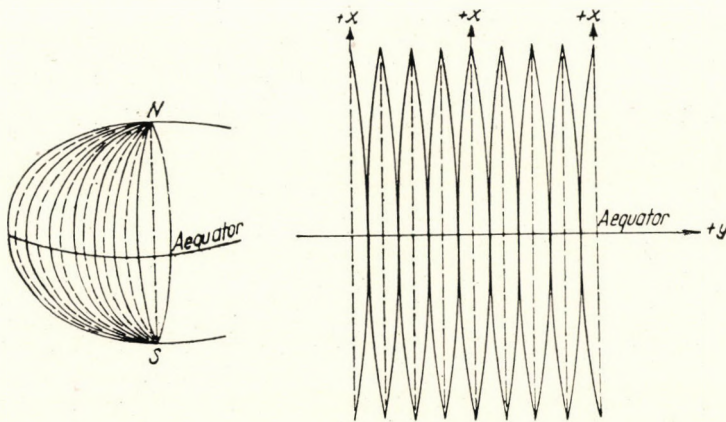


Abb. 2

rungspunkte auch im Koordinatensystem des anderen Streifens auszudrücken, ferner ist es auch erforderlich die Koordinaten der im Koordinatensystem der schmälern Streifen der Darstellung im grossen Massstabsverhältnis bestimmten Triangulierungspunkte zu Zwecken der Kartierung im kleinen Massstabsverhältnis in das System der breiteren Streifen umzurechnen. Hierbei kann auch daran gedacht werden, dass bei Aufgaben die die Darstellung unseres ganzen Landes auf einem einzigen Streifen als zweckdienlich erscheinen lassen, auch ein Streifen von 10° Breite Verwendung finden könnte, und zwar ein Streifen mit der geographischen Länge von 21° als Anfangsmeridian. Diesfalls darf aber nicht ausser acht gelassen werden, dass die Längenverzerrung am Rande des Streifens bereits 1,88 m je Kilometer ausmachen würde. Zur Darstellung Ungarns auf einem einzigen Streifen würde auch ein Streifen von 8° Breite hinreichen, doch wäre es leider nicht möglich den Mittelmeridian eines solchen Streifens in das System der Streifeneinteilung zu je 6° einzufügen. Ein derartiger Streifen könnte lediglich an das System der Streifen von 2° Breite angefügt

werden, wobei als Anfangsmeridian der mit der geographischen Länge von 19° zu dienen hätte.

Das System Gauss—Krüger verfügt über eine umfangreiche Literatur. Vor Anfertigung unserer den Projektionsrechnungen dienenden Tabellen haben wir diese Literatur gründlich geprüft. Auch für die Umrechnungen zwischen den einzelnen Streifen fanden wir in der Literatur mehrere Lösungen, die jedoch leider der von uns gestellten Anforderung nach *rascher und nichtsdestoweniger genauer* Ausführbarkeit der Umrechnungen nicht vollauf genügen. Es wurde daher von der Anwendung der in der Literatur angegebenen Lösungen abgesehen und eine neue Lösung gesucht. Die Lösung der einen Aufgabe, nämlich über

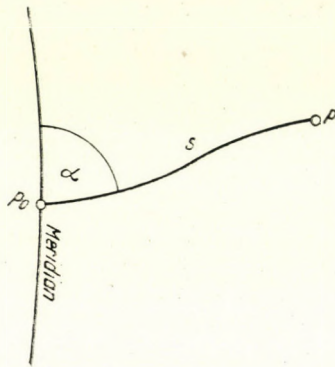


Abb. 3

die Umrechnung zwischen benachbarten Streifen von gleicher Breite hat Verfasser in einer Studie, im Band I. der Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae bereits veröffentlicht. An dieser Stelle sei über die Lösung der zweiten Aufgabe berichtet, bei der es sich darum handelt Umrechnungen von den schmälern Streifen der Kartierung in grossem Massstabsverhältnis auf die breiteren Streifen der Kartierung in kleinem Massstabsverhältnis vorzunehmen. Anders ausgedrückt handelt es sich hier um die Transformation Gauss—Krüger'scher Koordinaten zu Zwecken der Darstellung in kleinem Massstabsverhältnis.

Nimmt man zwecks Umrechnung zwischen zwei Streifen von beliebiger Breite an beliebiger Stelle einen Anschlusspunkt P_0 an, dessen Koordinaten $(x_{01}, y_{01}$ bzw. x_{02}, y_{02}) in beiden Koordinatensystemen bekannt sind, und verbindet man den umzurechnenden Punkt P und den Punkt P_0 auf dem Ellipsoid mittels der kürzesten Linie, so lässt sich der bei Punkt P_0 gebildete Azimut der die beiden Punkte verbindenden geodätischen Linie von beiden Streifen ausrechnen (Abb. 3):

$$\alpha = \delta_1 + \mu_{01} - \Delta_1 \quad \text{und} \quad \alpha = \delta_2 + \mu_{02} - \Delta_2$$

wo δ den *Richtungswinkel* der die Abbilder der Punkte P_0 und P verbindenden Geraden, μ_0 die Meridiankonvergenz der Projektion beim Punkt P_0 und Δ die *Richtungsreduktion* in dem den Indizes entsprechenden ebenen Koordinatensystem bedeutet.

Aus den obigen Gleichungen ergibt sich :

$$\delta_2 = \delta_1 + (\mu_{01} - \mu_{02}) + (\Delta_2 - \Delta_1).$$

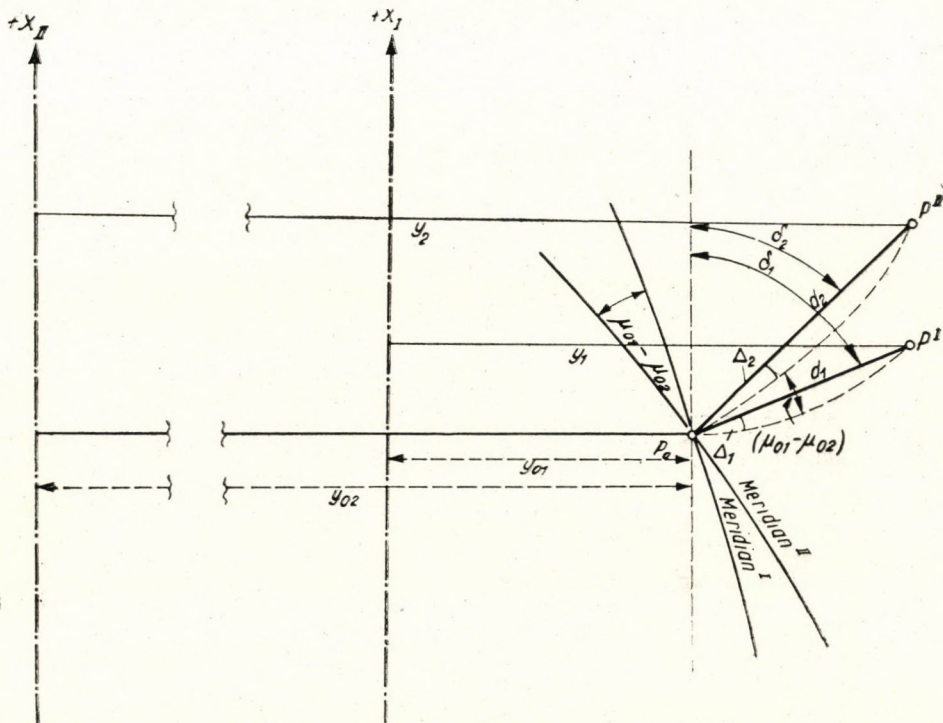


Abb. 4

Die Länge s der geodätischen Linie auf dem Ellipsoid ergibt von beiden Streifen berechnet zu :

$$s = \frac{d_1}{m_1} \text{ bzw. } s = \frac{d_2}{m_2},$$

wobei d den Abstand der Abbilder der Punkte P und P_0 , m aber den Längenverzerrungsfaktor gleichfalls in dem den Indizes entsprechenden ebenen System bedeutet. Aus den beiden Gleichungen ergibt sich :

$$d_2 = \frac{m_2}{m_1} d_1 = m d_1$$

Nach Bestimmung der Werte δ_2 und d_2 lassen sich die Koordinaten des Punktes P im zweiten System aus den entsprechenden Koordinaten des Punktes P_0 errechnen :

$$x_2 = x_{02} + d_2 \cos \delta_2 \quad y_2 = y_{02} + d_2 \sin \delta_2$$

Die den beiden Streifen entsprechende Lage ist schematisch in *Abb. 4* dargestellt.

Dieser einfache, bisher nicht beachtete Zusammenhang soll jetzt in einer für das Maschinenrechnen geeigneten Form entwickelt werden. Die Umrechnung lässt sich in drei Stufen auflösen (*Abb. 5*) :

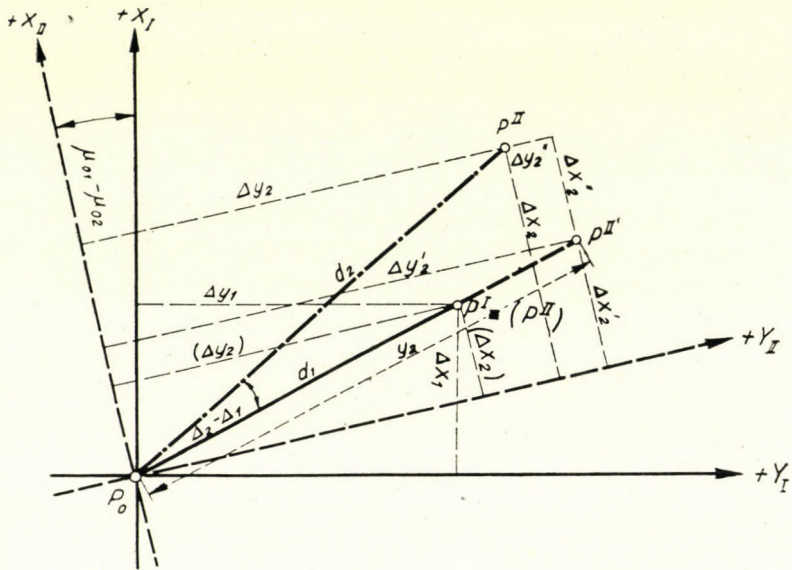


Abb. 5

1. Auf dem zweiten Projektionsstreifen erleidet die Richtung P_0P eine Wendung um den Betrag $(\mu_{01} - \mu_{02})$ gegenüber der von ihr auf dem ersten Streifen eingenommenen Lage ;

2. auf dem zweiten Projektionsstreifen ändert sich der Abstand P_0P gegenüber dem, dem ersten Streifen entsprechenden Abstand ;

3. auf dem zweiten Projektionsstreifen erleidet die Richtung P_0P noch eine weitere Wendung, und zwar um einen der Differenz der beiden Richtungsreduktionen entsprechenden Winkel.

Der Stufe 1. lässt sich durch eine einfache Transformation in der Ebene Rechnung tragen. Wenn

$$\Delta y_1 = y_1 - y_{01} \quad \text{und} \quad \Delta x_1 = x_1 - x_{01}$$

gesetzt werden und wenn man die Bezeichnungen

$$p = \cos(\mu_{01} - \mu_{02}) \quad \text{und} \quad q = \sin(\mu_{01} - \mu_{02})$$

einführt, so kann man auf dem zweiten Streifen zunächst die vorläufigen Werte

$$(\Delta y_2) = p \Delta y_1 + q \Delta x_1 \quad (\Delta x_2) = -q \Delta y_1 + p \Delta x_1$$

rechnen.

2. Zur Durchführung von Stufe 2. müssen wir den Faktor der Längenverzerrung prüfen.

Der Faktor der Längenverzerrung und dessen reziproker Wert wurde bereits von Hristow ermittelt:

$$m = 1 + e y_k^2 + f \Delta y^2 + g y_k^4$$

$$\frac{1}{m} = 1 - e y_k^2 - f \Delta y^2 + 5 g y_k^4$$

wo

$$e = \frac{1}{2 R_k^2} \quad f = \frac{1}{24 R_k^2} \quad g = \frac{1}{24 R_k^4}$$

R_k ist der mittlere Krümmungsradius des Ellipsoids in der Mitte des Liniestückes, y_k die Ordinate des Mittelpunktes des Liniestückes und Δy die Ordinaten Differenz der beiden Endpunkte.*

Dementsprechend ist der Ausdruck

$$m = \frac{m_2}{m_1} = 1 + e (y_{k2}^2 - y_{k1}^2) + f (\Delta y_2^2 - \Delta y_1^2) + g (5 y_{k1}^4 + y_{k2}^4 - 6 y_{k1}^2 y_{k2}^2)$$

gliedweise zu prüfen.

$$\begin{aligned} a) \quad I &= 1 + e (y_{k2}^2 - y_{k1}^2) = 1 + e (y_{k2} + y_{k1}) (y_{k2} - y_{k1}) = \\ &= 1 + e \left(y_{02} + \frac{\Delta y_2}{2} + y_{01} + \frac{\Delta y_1}{2} \right) \left(y_{02} + \frac{\Delta y_2}{2} - y_{01} - \frac{\Delta y_1}{2} \right) = \\ &= 1 + e \left[(y_{02} + y_{01}) (y_{02} - y_{01}) + (y_{02} - y_{01}) \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2} + \right. \\ &\quad \left. + (y_{02} + y_{01}) \frac{\Delta y_2 - \Delta y_1}{2} + \frac{\Delta y_1 + \Delta y_2}{2} \cdot \frac{\Delta y_2 - \Delta y_1}{2} \right] \end{aligned}$$

* Bei den Umrechnungen zwischen benachbarten Streifen (Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, Band I.) haben wir von einer Näherungsformel für den Faktor der Längenverzerrung Gebrauch gemacht, der dort auch in bezug auf Genauigkeit befriedigende Ergebnisse ergab. Jetzt aber kommen auch grössere Verzerrungen vor, es ist daher unumgänglich hier die präzise Formel anzuwenden.

Führen wir die folgenden Bezeichnungen ein :

$$L' = 1 + e (y_{02} + y_{01}) (y_{02} - y_{01})$$

$$W = \frac{e}{2} (y_{02} - y_{01})$$

$$Q = \frac{e}{2} (y_{02} + y_{01})$$

Setzt man diese Bezeichnungen in die obige Gleichung ein, so ergibt sich :

$$I = L' + \left[W + \frac{e}{4} (\Delta y_2 - \Delta y_1) \right] (\Delta y_1 + \Delta y_2) + Q (\Delta y_2 - \Delta y_1)$$

$$b) \quad II = f (\Delta y_2^2 - \Delta y_1^2) = f (\Delta y_2 + \Delta y_1) (\Delta y_2 - \Delta y_1)$$

$$c) \quad III = g (5y_{k1}^4 + y_{k2}^4 - 6y_{k1}^2 y_{k2}^2)$$

Durch Anwendung des im weiteren zu besprechenden Rechenverfahrens bestreben wir uns diesen Ausdruck höherer Ordnung für je eine Reihe von Anschlusspunkten durch einen Wert $P = \text{const}$ zu ersetzen, sozwar dass die Vernachlässigung stets unter dem zulässigen Höchstwert verbleibe.

d) Nach dem Zusammenziehen der Glieder I—III und Einführung der Bezeichnung $L = L' + P$ ist :

$$m = L + \left[W + \left(\frac{e}{4} + f \right) (\Delta y_2 - \Delta y_1) \right] (\Delta y_2 + \Delta y_1) + Q (\Delta y_2 - \Delta y_1)$$

Für das Gebiet von Ungarn innerhalb der von uns angestrebten Rechnungsschärfe gilt :

$$\frac{e}{4} + f = 41 \cdot 10^{-16}$$

Anstelle von Δy_2 kann der vorläufige Wert (Δy_2) in unsere Gleichung eingeführt werden, es ist dann

$$m = L + [W + 41 \cdot 10^{-16} ((\Delta y_2) - \Delta y_1)] (\Delta y_1 + (\Delta y_2)) + Q ((\Delta y_2) - \Delta y_1)$$

Vervielfacht man die vorläufigen Werte (Δy_2) und (Δx_2) mit m , so erhält man die Teilwerte

$$\Delta y'_2 = m (\Delta y_2) \quad \text{und} \quad \Delta x'_2 = m (\Delta x_2)$$

3. Die Formel der Richtungsreduktion ist nach Hristow

$$\Delta = a y_k \Delta x - b \Delta y \Delta x - c y_k^3 \Delta x + d y_k^2 \Delta y$$

wo

$$a = \frac{\rho''}{2 R_k^2} \quad b = \frac{\rho''}{12 R_k^2} \quad c = \frac{\rho''}{6 R_k^4} \quad d = \frac{\rho''}{R_k^3} \text{tg } \varphi_k \gamma_k^2$$

Ausser den schon bekannten Bezeichnungen ist Δx der Abszissenunterschied der beiden Endpunkte, φ_k die geographische Breite des Mittelpunktes des Liniestückes, η_k das ellipsoidische Glied.

Dementsprechend ist der Ausdruck

$$d \delta = \Delta_2 - \Delta_1 = a (y_{k1} \Delta x_1 - y_{k2} \Delta x_2) - b (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y_2 \Delta x_2) - c (y_{k1}^3 \Delta x_1 - y_{k2}^3 \Delta x_2) + d (y_{k1}^2 \Delta y_1 - y_{k2}^2 \Delta y_2)$$

zu untersuchen.

Gleichfalls durch entsprechende Gestaltung des Rechenverfahrens lässt sich auch hier erreichen, dass die beiden letzten Glieder der rechten Seite der Gleichung vernachlässigt werden können, so dass lediglich die Gleichung

$$d \delta = a (y_{k1} \Delta x_1 - y_{k2} \Delta x_2) - b (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y_2 \Delta x_2)$$

in eine entsprechende Form zu bringen ist :

$$d \delta = a \left[\left(y_{01} + \frac{\Delta y_1}{2} \right) \Delta x_1 - \left(y_{02} + \frac{\Delta y_2}{2} \right) \Delta x_2 \right] - b (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y_2 \Delta x_2) = a (y_{01} \Delta x_1 - y_{02} \Delta x_2) + \left(\frac{a}{2} - b \right) (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y_2 \Delta x_2)$$

Führen wir die Bezeichnungen

$$E_1 = \frac{a y_{01}}{\varrho''} \quad E_2 = -\frac{a y_{02}}{\varrho''} \quad F = \frac{1}{\varrho''} \left(\frac{a}{2} - b \right)$$

ein, berücksichtigen wir den Umstand, dass für Ungarn der Wert F zu $41 \cdot 10^{-16}$ genommen werden kann und substituieren wir für Δy_2 und Δx_2 die Werte $\Delta y'_2$ und $\Delta x'_2$, so erhalten wir :

$$d \delta = 41 \cdot 10^{-16} (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y'_2 \Delta x'_2) + E_1 \Delta x_1 + E_2 \Delta x'_2$$

Nachdem der Winkel $d \delta$ einen kleinen Wert besitzt, erhält man mit Hilfe der Formeln :

$$\Delta y_2'' = \Delta x'_2 d \delta \quad \Delta x_2'' = -\Delta y'_2 d \delta$$

auch die zweiten Teilwerte.

Unter Berücksichtigungen der errechneten Teilwerte ergibt sich das Ergebnis der Umrechnung zu :

$$y_2 = y_{02} + \Delta y'_2 + \Delta y_2'' \quad x_2 = x_{02} + \Delta x'_2 + \Delta x_2''$$

Nach Ableitung der Beziehungen sei nunmehr überlegt, welche Annahme der Anschlusspunkte zweckmässig ist, um einerseits die Umrechnung systematisch zu gestalten, andererseits um die in Punkt 2 c, sowie in Punkt 3. erwähnten Vernachlässigungen zulässig zu machen.

Untersuchen wir zunächst den Fall, wo die Umrechnung von Streifen von 2° Breite auf einen breiteren Streifen erfolgt. Die grösste Breite des letzteren nehmen wir zu 10° an.

Der Anfangsmeridian des 10° breiten Streifens ist mit dem Anfangsmeridian eines der 2° breiten Streifen identisch. Dementsprechend sei die Lage der Streifen in *Abb. 6* schematisch angedeutet. In die Abbildung wurde nur der östlich vom Anfangsmeridian des 10° -Streifens gelegene Teil eingezeichnet und es stellt der westliche Teil das Spiegelbild des östlichen vor.

Die vollständig ausgezogenen Linien bezeichnen die Randmeridiane der 2° -Streifen, wogegen die strichpunktierten Linien Anfangsmeridiane darstellen.

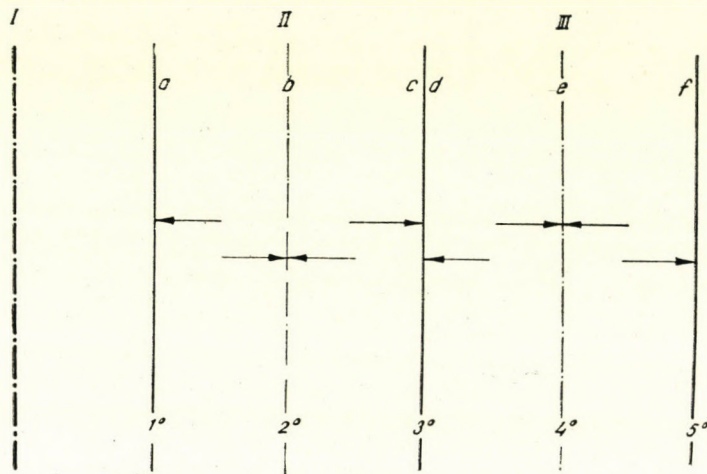


Abb. 6

Die 2° -Streifen sind mit römischen Zahlen bezeichnet. Der gemeinsame Anfangsmeridian des 10° -Streifens und des Streifens I., der *Hauptanfangsmeridian* genannt werden soll, wurde durch eine dicke strichpunktierte Linie bezeichnet.

Die auf Streifen I. gelegenen Punkte brauchen auf den 10° -Streifen nicht umgerechnet zu werden, nachdem die Koordinatensysteme des Streifens I. und des 10° -Streifens identisch sind, daher die Koordinaten der Punkte von Streifen I. auch dem Koordinatensystem des 10° -Streifens entsprechen.

Für die Umrechnung der Punkte der Streifen II. und III. nehmen wir auf je beiden Randmeridianen (den Linien *a* und *c*, bzw. *d* und *f* der Abbildung), sowie auf den Anfangsmeridianen (Linien *b* und *e*) für jede runde 5 Bogenminute der geographischen Breite je einen Anschlusspunkt an. Obwohl die Buchstaben *c* und *d* eigentlich den gleichen Meridian des Ellipsoids bezeichnen, so muss man doch bei der Ausrechnung und Tabellierung der Koeffizienten die auf diesem gemeinsamen Randmeridian gelegenen Anschlusspunkte in bezug

auf die Streifen II. und III. gesondert behandeln, nachdem diese Streifen von einander verschiedene Koordinatensysteme besitzen.

Bei der angegebenen Art der Annahme der Anschlusspunkte überschreiten die Δy -Werte an keiner Stelle 40000 m, doch die Δx -Werte 5000 m. Diesfalls aber kann der Wert

$$III = g (5 y_{k1}^4 + y_{k2}^4 - 6 y_{k1}^2 y_{k2}^2) \sim P$$

derart angenommen werden, dass die Vernachlässigung verschwindend klein wird, nachdem $g \sim 25 \cdot 10^{-30}$ beträgt.

TABELLE I

	Δy Meter	5 000	10 000	20 000	30 000	40 000
Von der Innenseite	y_{k2}	301 500	299 000	294 000	289 000	284 000
	y_{k1}	2 500	5 000	10 000	15 000	20 000
	$III = g (5 y_{k1}^4 + y_{k2}^4 - 6 y_{k1}^2 y_{k2}^2)$	$2078 \cdot 10^{-10}$	$2010 \cdot 10^{-10}$	$1879 \cdot 10^{-10}$	$1754 \cdot 10^{-10}$	$1636 \cdot 10^{-10}$
	III Δy	1,0	2,0	3,8	5,3	6,5
Millimeter						
Von der Aussenseite	y_{k2}	306 500	309 000	314 000	319 000	324 000
	y_{k1}	2 500	5 000	10 000	15 000	20 000
	$III = g (5 y_{k1}^4 + y_{k2}^4 - 6 y_{k1}^2 y_{k2}^2)$	$2204 \cdot 10^{-10}$	$2296 \cdot 10^{-10}$	$2430 \cdot 10^{-10}$	$2570 \cdot 10^{-10}$	$2708 \cdot 10^{-10}$
	III Δy	1,1	2,3	4,9	7,7	10,8
Millimeter						
	P	$2200 \cdot 10^{-10}$				
	$P \Delta y$	1,1	2,2	4,4	6,6	8,8
Millimeter						
	Grösste Vernachlässigung	0,1	0,2	0,6	1,3	2,3
Millimeter						

Berechnen wir für jede einzelne Linie zu runden Werten von Δy bei der mittleren geographischen Breite des Landes den Wert III., sowie die aus demselben sich ergebenden Längenänderungen. Bei den Linien, zu welchen ein Anschluss von beiden Seiten möglich ist, sei die Untersuchung auf beide Seiten erstreckt. Wir nehmen nunmehr den Wert P derart an, dass die dem Wert P entsprechende Längenänderung von keinem der berechneten Werte um einen nicht mehr vernachlässigbaren Betrag abweichen möge und dass überdies P sich den errechneten Werten am günstigsten einordne. Aus Tabelle I. ist die

Wahl von P beim Anfang meridian von Streifen III. ersichtlich, d. h. bei der Linie e , die 4° vom Hauptanfangsmeridian entfernt ist. In Tabelle 2. werden die Auswirkung der Wahl von P auf die Linien $a-f$ gezeigt und die grössten bei der Längenveränderung begangenen Vernachlässigungen (die ξ_1 -Werte) angeführt. In den letzteren sind bereits jene grössten Vernachlässigungen mit- einbegriffen, die sich daraus ergeben, dass die y_0 -Werte an den Landesgrenzen von den zu den gleichen geographischen Längen gehörigen y_0 -Werten in der Mitte des Landes verschieden sind.

TABELLE 2

Streifen	Abstand vom Hauptanfangs- meridian	Linie	P	ξ_1	ξ_2	ξ
	Grade		10^{-10}	Millimeter		
II.	1	a	0	0,0	0,2	0,2
	2	b	140	0,4	0,7	0,8
	3	c	280	0,2	1,1	1,1
III.	3	d	600	0,6	1,7	1,8
	4	e	2200	3,3	3,0	4,5
	5	f	3700	2,1	3,8	4,3

Die bei der Berechnung der Differenz der Richtungsreduktionen ausser acht gelassenen Glieder verursachen bei der dargelegten Art der Annahme der Anschlusspunktzeihen die in der Tabelle mit ξ_2 bezeichneten maximalen Vernachlässigungen. Den summierten Wert der Längen- und Winkelvernachlässigungen enthält die Kolonne ξ der Tabelle.

Wie aus der Tabelle ersichtlich, übersteigt die grösste gesammte Vernachlässigung am Rande des 6° -Streifens einen Millimeter nur um ein wenig und es ist diese Vernachlässigung auch beim 10° -Streifen lediglich von der Grössenordnung des Millimeters. Derartige Vernachlässigungen sind bei Landkarten von kleinem Massstabsverhältnis völlig unmerkbar.

Abb. 7 zeigt die Lage der Streifen im Falle der Umrechnung von Streifen von 3° Breite auf einen breiteren Streifen. Eine Umrechnung vom Streifen I. ist auch hier unnötig. Die Anschlusspunkte für die Umrechnung der Punkte des Streifens II. wurden am Anfangsmeridian des Streifens II. (b -Linie) und an den östlich, bzw. westlich von diesem im Abstand von 1° gelegenen Meridianen (a - und c -Linie) angenommen. Zur Umrechnung der auf dem in Betracht kommenden Streifenband von $0,5^\circ$ Breite des Streifens III. befindlichen Punkte dienen die auf dem der d -Linie entsprechenden Meridian gelegenen Anschlusspunkte. Dieser Meridian liegt in einem Abstand von 1° vom Anfangsmeridian des Streifens III. nach dem Hauptanfangsmeridian zu.

Die Grösse der Vernachlässigungen gleicht der Grösse der Vernachlässigungen bei der Umrechnung vom 2°-Streifen.

Die Umrechnung lässt sich im Endergebnis in folgenden Stufen ausführen :

1. $\Delta y_1 = y_1 - y_{01}$ $\Delta x_1 = x_1 - x_{01}$
2. $(\Delta y_2) = p \Delta y_1 + q \Delta x_1$ $(\Delta x_2) = -q \Delta y_1 + p \Delta x_1$
3. $m = [41 \cdot 10^{-16} ((\Delta y_2) - \Delta y_1) + W] (\Delta y_1 + (\Delta y_2)) + Q ((\Delta y_2) - \Delta y_1) + L$
4. $\Delta y'_2 = m (\Delta y_2)$ $\Delta x'_2 = m (\Delta x_2)$
5. $d\delta = 41 \cdot 10^{-16} (\Delta y_1 \Delta x_1 - \Delta y'_2 \Delta x'_2) + E_1 \Delta x_1 + E_2 \Delta x'_2$
6. $\Delta y''_2 = \Delta x'_2 d\delta$ $\Delta x''_2 = -\Delta y'_2 d\delta$
7. $y_2 = y_{02} + \Delta y'_2 + \Delta y''_2$ $x_2 = x_{02} + \Delta x'_2 + \Delta x''_2$

Bei den in Punkt 3. und 5. beschriebenen Operationen brauchen die Werte der Koordinationdifferenzen nur auf ganze Meter abgerundet in Rech-

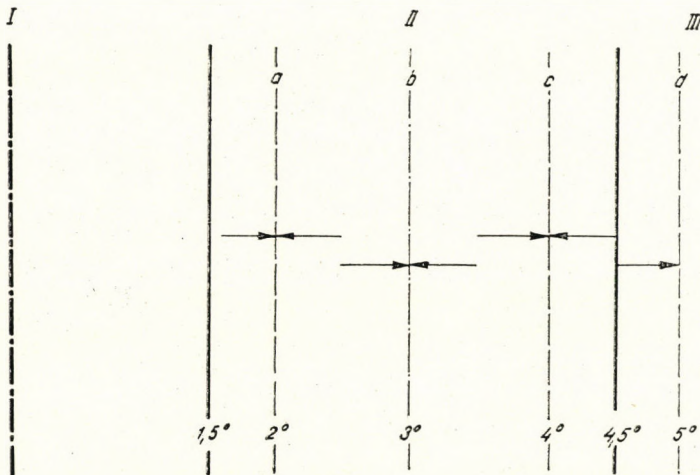


Abb. 7

nung gesetzt zu werden und es braucht bei den gleichen Operationen das Ergebnis nicht ausgeschrieben zu werden, vielmehr genügt es dasselbe in das Einstellwerk der Rechenmaschine zu verfringen und man kann dann das Multiplizieren fortsetzen.

Lässt man auch Vernachlässigungen von der Grössenordnung von Zentimetern zu, was bei Kartierungen in kleinem Massstabsverhältnis im allgemeinen erlaubt erscheint, so können die Formeln für m und $d\delta$ noch weiter vereinfacht und die einfachen Formeln

$$m = W(\Delta y_1 + (\Delta y_2)) + L$$

$$d\delta = E_1 \Delta x_1 + E_2 \Delta x'_2$$

benutzt werden.

Die grösste Vernachlässigung beträgt am Rande des 6° -Streifens 18 mm und am Rande des 10° -Streifens 48 mm.

Die im Berechnungsschema, bzw. in den Formeln vorkommenden Faktoren

$$x_{01}, y_{01}, p, q, W, Q, L, E_1, E_2, x_{02} \text{ und } y_{02}$$

haben wir für alle 5 Bogenminuten der geographischen Breite in Tabellen gefasst, und zwar für jede die Anschlusspunktzeilen enthaltende Linie besonders. Sucht man in der betreffenden Tabelle den der Abszisse x , des umzurechnenden Punktes zunächstgelegenen Wert x_{01} auf, so findet man in der gleichen Zeile der Tabelle alle zum Umrechnen erforderlichen Faktoren, die unmittelbar, ohne Interpolation zu benutzen sind.

Sehen wir uns nunmehr ein Beispiel an.

Es sei die Aufgabe gestellt, die Koordinaten eines im 3° -Str. II. östlich vom Hauptanfangsmeridian gelegenen, durch die Koordinaten

$$y_1 = + 100\,343,187 \text{ m und } x_1 = 5\,119\,235,379 \text{ m}$$

bestimmten Punktes im Koordinatensystem des Hauptanfangsmeridians auszurechnen. Die Rechnung erfolgt im Anschluss an die c -Linie (Abb. 8).

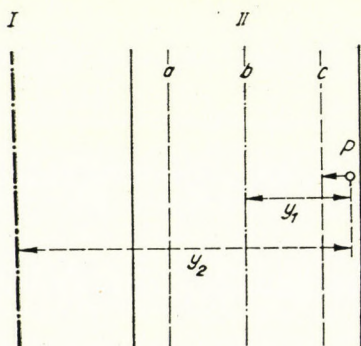


Abb. 8

Die zu $x_{01} = 5\,115\,194,617 \text{ m}$, dem x_1 am nächsten gelegenen Wert gehörigen Faktoren sind aus der bezüglichen Tabelle zu entnehmen:

$$\begin{array}{ll} p = + 0,999\,285\,32 & q = - 0,037\,800\,20 \\ W = + 142\,335\,00 \cdot 10^{-16} & Q = + 237\,230\,00 \cdot 10^{-16} \\ L = + 1,001\,099\,420 & E_1 = + 94\,894\,40 \cdot 10^{-16} \\ & E_2 = - 379\,566\,00 \cdot 10^{-16} \end{array}$$

Die Werte für y_{01} , x_{02} und y_{02} werden wir an der entsprechenden Stelle der Berechnung anschreiben. Auch die oben angeschriebenen Faktoren brauchen beim praktischen Rechnen nicht besonders angeschrieben zu werden, vielmehr können dieselben beim Gebrauch unmittelbar in die Rechenmaschine eingestellt werden.

Auf Grund der angegebenen Koordinaten und Tabellendaten geht die Umrechnung im Sinne der oben angegebenen Stufen wie folgt vor sich

$$\begin{array}{ll}
 1. & y_1 = + 100\,343,187 & x_1 = 5\,119\,235,379 \\
 & y_{01} = + 77\,233,844 & x_{01} = 5\,115\,194,617 \\
 & \Delta y_1 = + 23\,109,343 & \Delta x_1 = + 4\,040,762
 \end{array}$$

2. Nach Durchführung der Transformation :

$$\begin{array}{ll}
 (\Delta y_2) = + 22\,940,086 & (\Delta x_2) = + 4\,911,412 \\
 3. & m = 1,001\,164\,531 \\
 4. & \Delta y'_2 = + 22\,966,800 & \Delta x'_2 = + 4\,917,131 \\
 5. & d\delta = - 149\,087\,131\,230 \cdot 10^{-16} \\
 6. & \Delta y''_2 = - 0,073 & \Delta x''_2 = + 0,342 \\
 7. & y_{02} = + 308\,925,981 & x_{02} = 5\,122\,493,427 \\
 & \Delta y'_2 = + 22\,966,800 & \Delta x'_2 = + 4\,917,131 \\
 & \Delta y''_2 = - 0,073 & \Delta x''_2 = + 0,342 \\
 & y_2 = + 331\,892,708 \text{ m} & x_2 = 5\,127\,410,900 \text{ m}
 \end{array}$$

Bei Anwendung der Näherungsmethode :

$$\begin{array}{l}
 3. \quad m = 1,001\,164\,964 \\
 5. \quad d\delta = - 148\,285\,775\,160 \cdot 10^{-16}
 \end{array}$$

Und dementsprechend (unter Anführung der Werte von 4. und 6. bei 7.):

$$\begin{array}{ll}
 7. & y_{02} = + 308\,925,981 & x_{02} = 5\,122\,493,427 \\
 & \Delta y'_2 = + 22\,966,810 & \Delta x'_2 = + 4\,917,134 \\
 & \Delta y''_2 = - 0,073 & \Delta x''_2 = + 0,341 \\
 & y_2 = + 331\,892,718 \text{ m} & x_2 = 5\,127\,410,902
 \end{array}$$

LITERATUR

- Hristow* : Die Gauss—Krüger'schen Koordinaten auf dem Ellipsoid. Leipzig, 1943.
Jordan—Eggert : Handbuch der Vermessungskunde, III/2. Band. Stuttgart, 1941.
Stephan Hazay und Anton Tárcczy—Hornoch : Die Berechnung der Gauss—Krüger'schen Koordinaten (ung.). Akadémiai Kiadó (Akademischer Verlag), Budapest, 1951.

ZUSAMMENFASSUNG

Triangulationspunkte finden nicht nur bei der grossmassstäblichen Kartierung Verwendung, sondern auch bei der Anfertigung kleinmassstäblicher Landkarten. Infolgedessen ergibt sich die Notwendigkeit, die Koordinaten der Netzpunkte von den schmälere Gauss—Krüger'schen Projektionsstreifen, die bei der grossmassstäblichen Kartierung verwendet werden, auf die breiteren Streifen der kleinmassstäblichen Kartierung umzurechnen. Mit den Umrechnungen zwischen benachbarten Streifen gleicher Breite haben wir uns in einem Artikel befasst, der in der Acta Technica Academiae Scientiarum Hungaricae, Tomus I, Fasciculus 2 veröffentlicht wurde. Im vorliegenden Artikel werden die Grundsätze des dort mit Hilfe von Reduktionen entwickelten Umrechnungsverfahrens auch auf Umrechnungen zwischen Streifen verschiedener Breite angewendet.

ТРАНСФОРМАЦИЯ КООРДИНАТ ГАУССА-КРЮГЕРА ДЛЯ ЦЕЛЕЙ КАРТОГРАФИРОВАНИЯ МАЛОГО МАСШТАБА

И. Хазай

Резюме

Триангуляционные точки используются не только для картографирования крупного масштаба, но также и для составления карт с малым масштабом. Поэтому с узких проекционных поясов, служащих для карт крупного масштаба, необходимо пересчитать их координаты для более широких поясов картографирования с мелким масштабом: в Acta Technica Hungarica Tomus I. Fasciculus 2 мы занимались вопросом пересчета между соседними поясами с одинаковой шириной. Мы сейчас применили принцип метода пересчета, созданного в упомянутой работе путем редукции, для окончательных пересчетов между поясами различной ширины.

TESTING SPINDLE ALIGNMENT (CO-AXIALITY) IN MACHINE TOOLS

DESCRIPTION OF A NEW METHOD*

By

L. LÁZÁROVITS

(Manuscript received 28th November 1951.)

Spindle alignment (co-axiality) is a geometrical notion, and means that two or more surfaces of revolution possess a common geometrical axis of rotation. Translating this purely geometrical definition into the terminology of the testing of machine tools, it may be said that two or more surfaces of revolution of a mechanism, or two or more mechanisms each of which is bounded by a surface of revolution, possess a common geometrical axis of rotation.

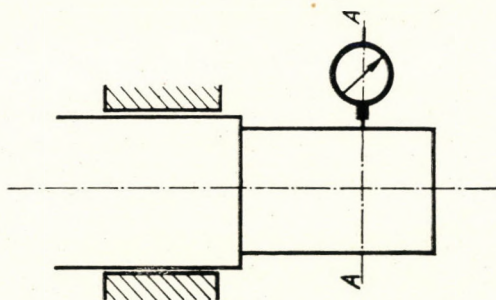


Fig. 1

Before investigating co-axiality, a mechanism itself »running true«, and in this connection, the tests to be described in what follows have to be considered.

The question as to in what extent a shaft is running true can be tested in certain cross-sections perpendicular to the axis of revolution.

Let us take section A-A on Fig. 1. The feeler of the dial gauge is made to contact a point of the periphery and by rotating the shaft slowly, all points of the periphery are successively brought under the feeler.

The deflection of the dial gauge pointer is plotted on a diagram, the abscissa of which is the developed periphery, whilst its ordinate is the deflection of the dial gauge pointer (in the figures this deflection is enlarged in a proportion of 5 : 2).

* Condensed from the paper published in Nos 4/5 of the year 1951 of the Hungarian periodical »Gép«.

Case 1. The cross-section is a perfect circle, the axis of rotation passes through the centre of the circle. The dial gauge pointer does not show any deflection, the diagram is a straight line coinciding with the abscissa axis.

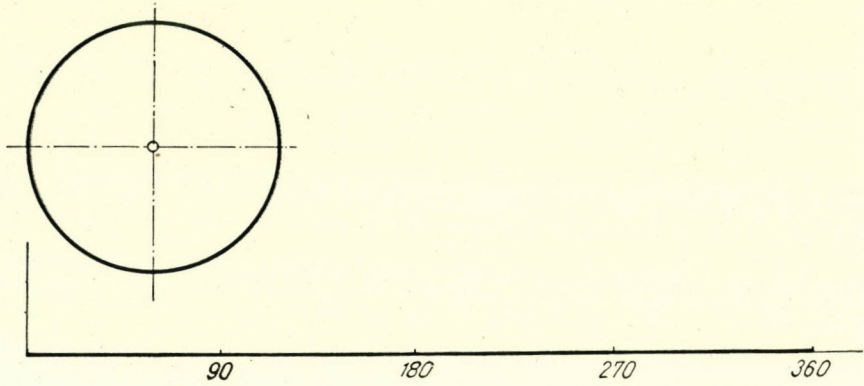


Fig. 2

Case 2. The periphery of the cross-section is a perfect circle, but the axis of rotation does not pass through the centre of this circle. The deflection of the dial gauge pointer is shown by the diagram of Fig. 3.

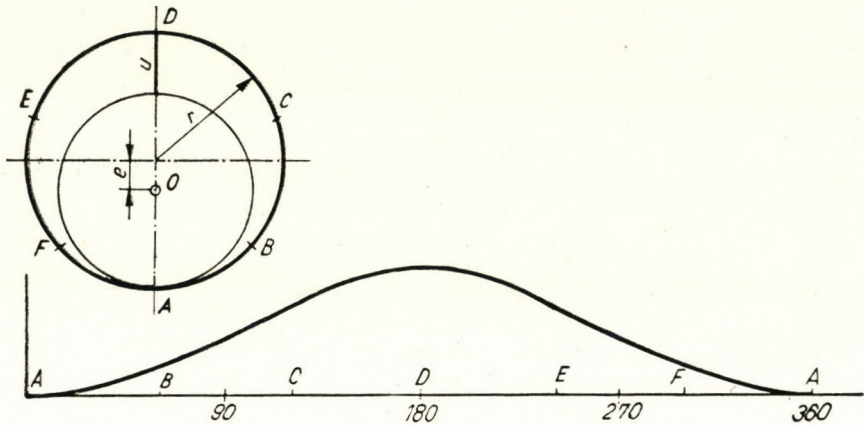


Fig. 3

$$\begin{aligned}
 u &= OD - OA \\
 OD &= r + e \\
 OA &= r - e, \text{ these substitutions made,} \\
 u &= 2e
 \end{aligned}$$

u is called the runout, e is called the eccentricity. The runout is the double of the eccentricity.

Case 3. The axis of rotation passes through the centre of the circle, but the circle is not perfect, point *A* is situated more inward than the geometrical locus (see Fig. 4).

Along arc *BCDEF* the deflection of the dial gauge pointer is constant.

Case 4. The cross-section is an ellipse, as shown of Fig. 5.

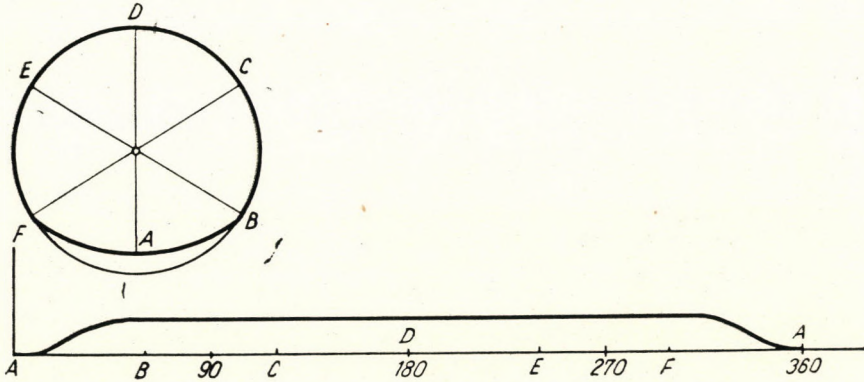


Fig. 4

Case 5. The cross-section is an equilateral arc triangle, simulating a circle. The peripheral distribution of the runout is shown in Fig. 6.

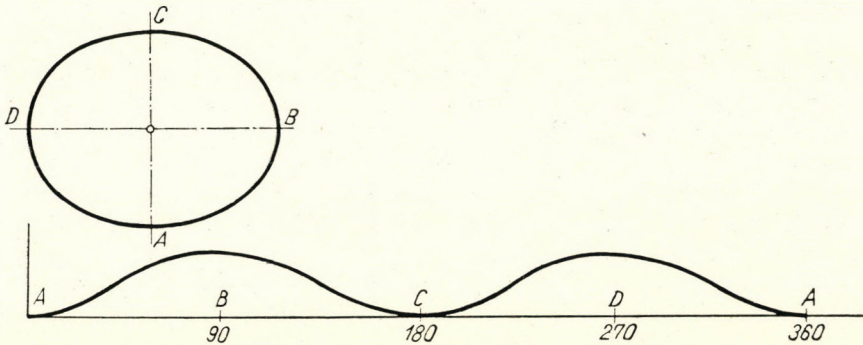


Fig. 5

Eccentricity is a concept accurately defined in geometry. The geometrical centre of the circle forming the boundary of the cross-section is called, in short, the centre, whilst the point at which the axis of rotation pierces the said cross-section is called the point of rotation. *Eccentricity is the distance between the centre and the point of rotation.* Runout is not defined geometrically in so accurate a manner. The absence of an unequivocal definition leads to an enormous number of misunderstandings and errors. The confu-

sion of the concepts of runout and eccentricity occurs even in Schlesinger's book, bearing the title : Prüfbuch für Werkzeugmaschinen.

As has been explained above, the amount of runout is determined by bringing the feeler of the dial gauge into contact with the periphery of the cross-section and making the whole periphery pass under the feeler. When recording the results of this procedure, a comparative measurement is made, comparing the distances — called radii — of the various points of the periphery from the point of rotation. What is usually meant by runout, is the difference between the maximum and the minimum of the radius, although, in principle, this is not correct, because each intermediate value is also a runout, and as

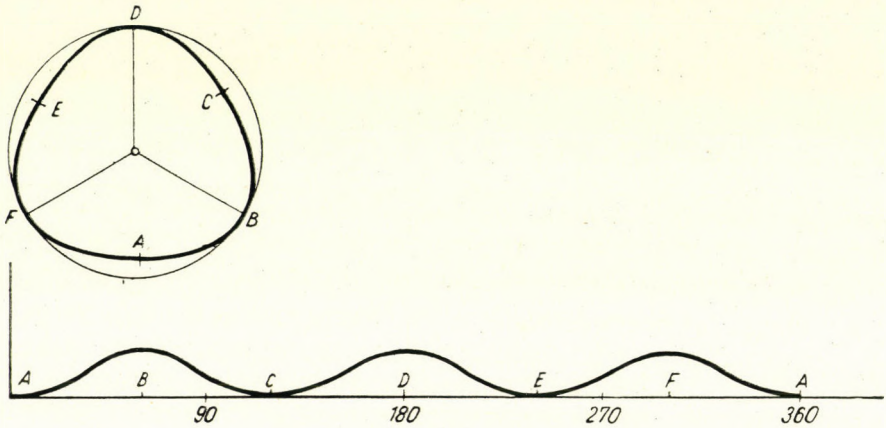


Fig. 6

shown above, it is not devoid of interest to examine the peripheral distribution of the runout. It is also evident from the test method employed, that it is not the absolute but only the relative value of the runout that is determined.

The runout resulting from the fact that the radii passing along under the feeler of the dial gauge are different, is the resultant of eccentricity and of the failure of true form of the circle.

In the preceding figures the effects of eccentricity and of deviation from true form were examined separately, viz. in case 2 it was the effect of eccentricity, whilst in the other cases it was the effect of deviation from true form that were examined. Let the combined effect of both causes be illustrated by the following two examples :

Case 6. In Fig. 7, the point of rotation is situated on the large axis of the ellipse at distance e from the centre.

Case 7. In Fig. 8, the point of rotation is situated in a general eccentric position.

In connection with case 2 (Fig. 3), it has been shown that the eccentricity amounts to one half of the maximum runout.

Eccentricity cannot be measured directly, it is only possible to conclude to it from the runout. It is generally accepted that the eccentricity amounts

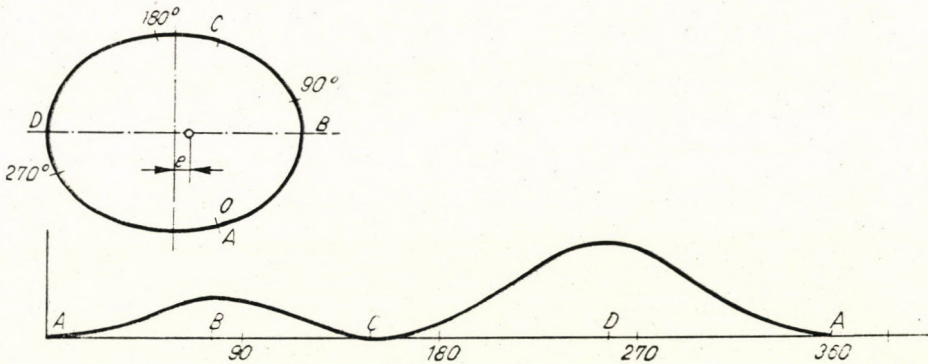


Fig. 7

to one half of the runout. *This is incorrect.* For instance, in the case of an elliptical cross-section, a runout exists without any eccentricity (see Fig. 5). In the case of Fig. 7, eccentricity does not amount to one half of the maximum deflection, but to one half of the difference of the two greatest deflections.

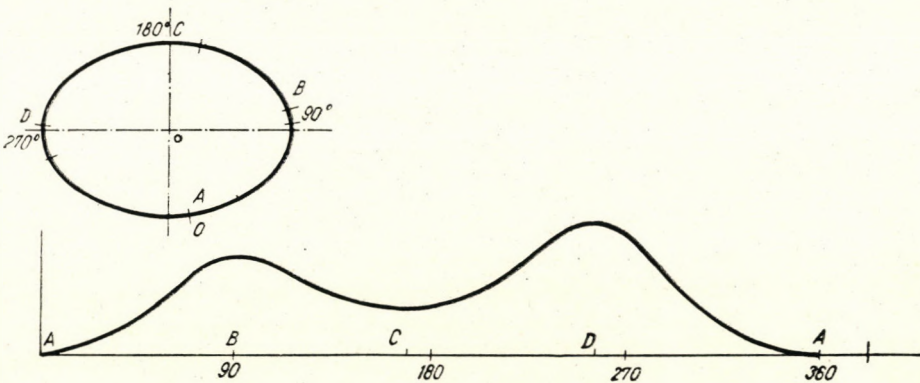


Fig. 8

What has been exposed above throws some light on what facts can be read from the peripheral distribution of the runout.

A relationship in the proportion of 2 : 1 between runout and eccentricity presupposes that the cross-section is, at least practically, a circle.

This case is dealt with when, for the purpose of determining the runout, the feeler of the dial gauge is brought into contact with the periphery of a carefully checked measuring mandrel, or measuring ring, on which any failure of the true form of the cross-section is negligible, and therefore the runout may be attributed in its totality to eccentricity. For example, in the case of checking whether the internal taper of the main spindle of a horizontal milling machine is running true, or whether lathe chucks allow accurate centring.

If the various concepts are clearly understood, any defect of true running may be characterized either by eccentricity or by runout.

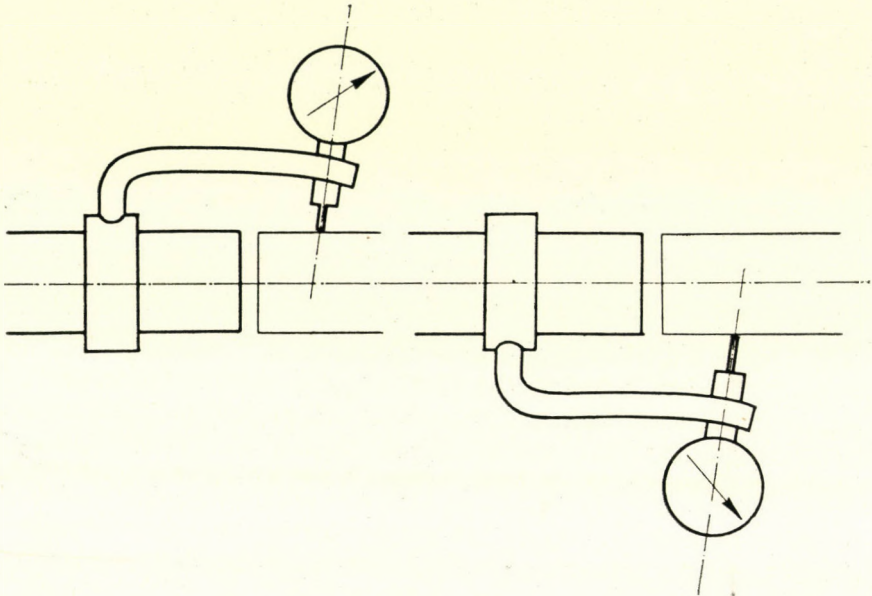


Fig. 9

The co-axiality of two or more surfaces of revolution of a mechanism, or of surfaces of revolution of two or more mechanisms will be dealt with.

Any deviation of the axes of two mechanisms, or of the surfaces of revolution of one mechanism from the theoretical common axis, represents a defect of co-axiality. The checking test determines the quantitative characteristic of the deviation.

Following this, the original paper gives a critical examination of the methods already known. From these discussions the following is pointed out: it is a well-known defect of the swing round method, that when the dial gauge pointer occupies its upper position, the weight of the feeler will increase the spring pressure exerted on the feeler, whilst in the lower position of the dial gauge pointer the weight of the feeler will reduce the spring pressure exerted on same. Another source of errors inherent in this method is that errors

of measurement resulting from the elastic deformation of the arm holding the dial gauge may also reduce the reliability of the test.

According to Fig. 9, the deformation of the arm resulting from its own weight will, in the upper position, increase the figure read, whilst in the lower position will reduce it.

The sum of these two errors caused by the deformation of the arm and by the effect of the weight of the feeler, altering the spring force can be determined easily. The dial gauge is taken up by the leverage in such a manner as to make its feeler touch the same shaft on which it has been supported.

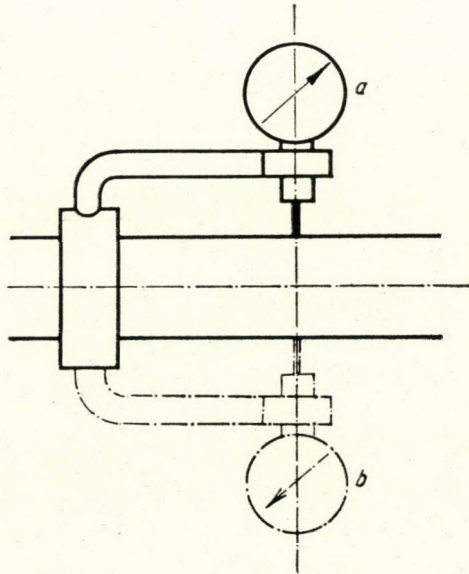


Fig. 10

Any difference between the readings taken in positions *a* and *b* represents an error attributable to the deformation in two directions of the arms, and to unequal spring forces.

Novel method for checking co-axiality

In the following, the author presents his method of testing defects of co-axiality.

This method will be described in connection with the testing of the co-axiality of the main spindle and of the arbor support of a horizontal milling machine. In the arrangement according to Fig. 11, two special mandrels are employed for the test. As shown by sections *XX* and *YY*, more than half of

the cross-sections of the mandrels *A* and *B* are removed; if the two surfaces of revolution are co-axial in cross-section the two semicircles will possess the same centre (Fig. 12).

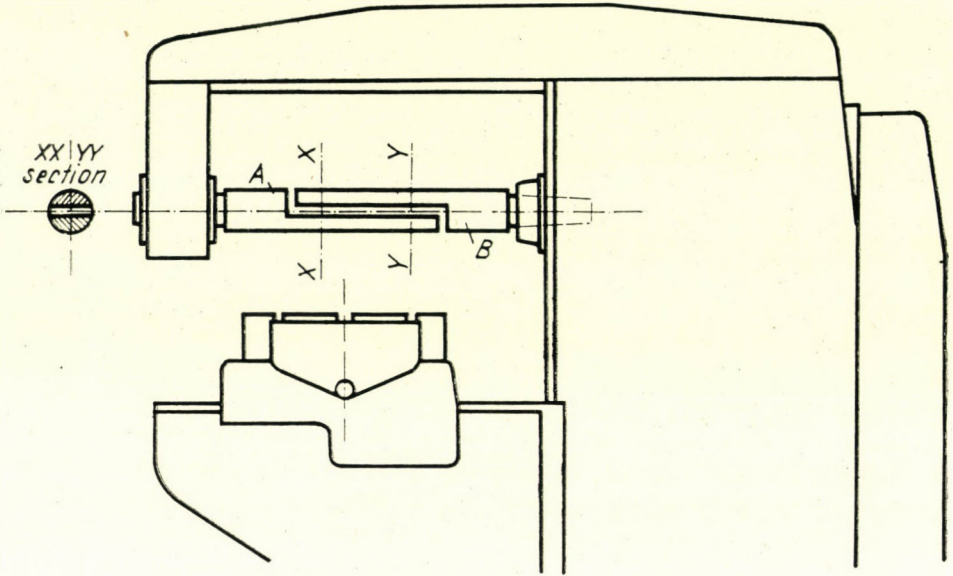


Fig. 11

If, however, the two surfaces of revolution are not co-axial the semicircles of the two cross-sections will not be situated along circles possessing a common centre. In Fig. 12, *E* is in the first case larger than *D*, whilst in the second case

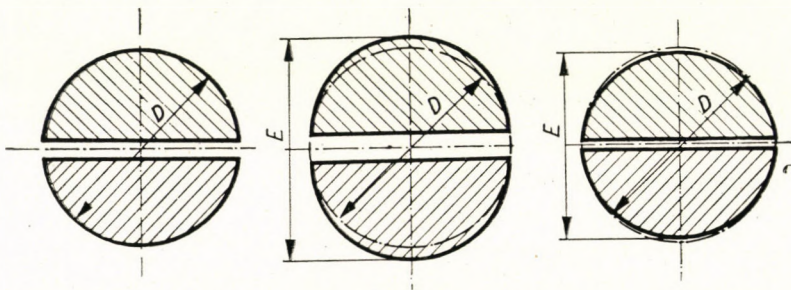


Fig. 12

it is smaller than *D*. The deviation as compared to *D* will yield immediately the amount by which the axis of rotation of *B* is situated in the first case above, or, in the second case, below that of *A*. The value of *D* is known, whilst *E* can be measured by means of a micrometer; $E - D$ will yield the fault. By making

use of these special kinds of mandrels, it is moreover possible to proceed in another manner also, viz. it is possible to measure the gap by means of limit gauges, but for this purpose it is necessary that the plane surfaces should be parallel to the cylinder generatrices. Before the test, the surfaces of the two planes should be adjusted in such a manner as to ensure that in the section perpendicular to the axis the two straight lines usually forming an angle should be parallel (Fig. 13). This can be done rapidly, if a small bar possessing a cross-section as shown on the drawing, is introduced in a direction perpendicular to the axis, and is deflected in the sense indicated by the arrow; possibly this bar may also be built in into one of the mandrels. After these preparatory

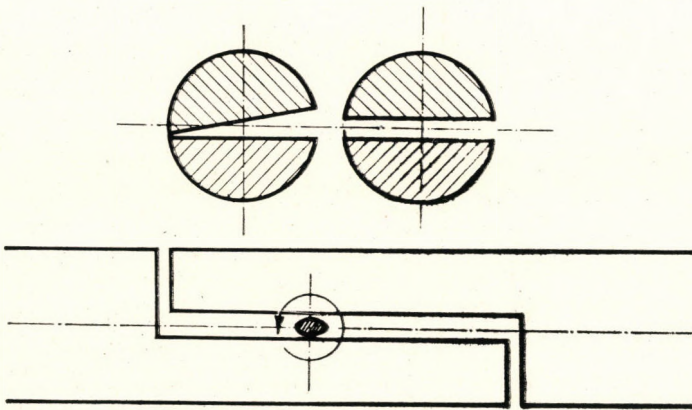


Fig. 13

steps, the gap is measured by means of limit gauges. The theoretical gap is known, the fault is represented by the difference between the measured and the theoretical gap. The test may be performed in the vertical and in the horizontal plane.

It is also possible to proceed in such a manner, that as shown on Fig. 14, the gap is adjusted under an angle of about 45° . The advantage of this method consists in the fact that checking in the vertical and in the horizontal plane can be performed in a single operation.

It is also possible to carry out the measurement for two cross-sections situated at a distance of, say, 100. mm. from each other. If it is found, for instance, that in one of the sections the fault amounts to 0,03, in the other to 0,06 mm. : in this case the tangent of the fault angle is $= 0,0003$. This is a method which can easily be mechanized. It can be employed with advantage in the case of production machines, where the possibility of mechanization and the ease of handling is worth the expense of accurate mandrels.

Further will be presented this method in its application to testing coaxiality of the main spindle and the tool hole on turret lathes (Fig. 15). After examination of the relative position of the two axes in one of the positions,

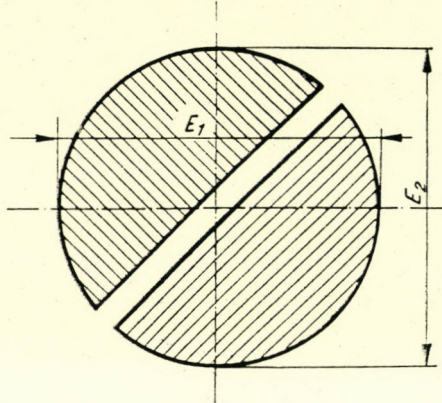


Fig. 14

the mandrel is placed into the other bore hole, and changing over the hexagon head into the other position, the test is repeated. In this case this method is very convenient, and by it checking can be performed within a substantially shorter time, and it is also more reliable than the swing round method. It can

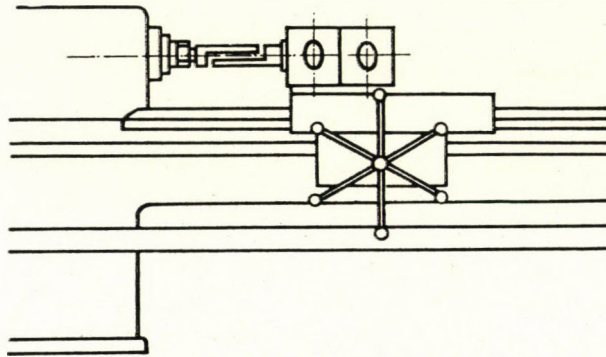


Fig. 15

be applied with particular advantage in those cases, where, owing to complicated design, the required space is not available for carrying out the swing round method, as, for instance, on automatic lathes. In fact, the new method owes its invention to the necessity for satisfying such needs.

Constantly growing demands towards the accuracy of machine tools make it imperative to carry out a far reaching analysis from a theoretical point of view even of such questions as seem relatively simple. It was this purpose that the paper, written in Hungarian, was intended to serve by providing points of view for selecting among the various methods available the one which is the most suitable in a given case, and for the correct evaluation of the results observed.

REFERENCES

- G. Schlesinger* : Prüfbuch für Werkzeugmaschinen. 5. Aufl., 1951, Niddelburg, Verlag G. W. den Beer.
Pierre Salmon : Machines-Outils. Réception-Vérification. Henri François, Paris, 1949.

SUMMARY

The paper deals with the testing of co-axiality on machine tools. It analyses in detail the testing of »true running«, and points out the connections existing between, on the one hand, the peripheral distribution of the runout, and, on the other hand, the eccentricity and the deviation from true form. The paper published in Hungarian contains a critical evaluation of the known methods for checking co-axiality, whilst in the present digest a new method for testing co-axiality is presented.

ИССЛЕДОВАНИЕ КОАКСИАЛЬНОСТИ МЕТАЛЛООБРАБАТЫВАЮЩИХ СТАНКОВ

Л. Лазарович

Резюме

Статья занимается вопросом исследования коаксиальности металлообрабатывающих станков. Подробно анализирует исследование «холостого хода» и указывает на взаимосвязь между распределением биения по периметру и эксцентricностью, а также точностью выдержанного размера. Опубликованная на венгерском языке статья дает критическую оценку известных методов контроля коаксиальности, далее приводится новый способ для исследования коаксиальности.

HYDROCYCLONE CONCENTRATION OF MANGANESE ORE TAILINGS AT URKÚT, HUNGARY

By

Prof. G. TARJÁN

(Manuscript received 6th December 1951.)

Urkút manganese ores are treated in Excelsior washers ; from the discharge »sands« are deposited in a small clarification tank of about 6 m² surface and are discharged by an elevator wheel.

TABLE 1

	Weight %	Mn %	Yield %
Concentrate	32	40	55,6
Sands.....	6	26	6,8
Rejected slimes	62	14	37,6
Feed	100	23	100,0

Actual yields of the plant are tabulated in table 1. The quantity of tailings is about 60 percent, the average of manganese lost in reject is nearly 40 percent.

To reduce this high metal loss tests were made in a hydrocyclone, of which account is rendered in this paper. The screen analysis of a sample of rejected slimes »after the elevator« is tabulated in table 2.

TABLE 2

Size mm	Weight %	Sp. gr.	Mn %	s %	c %	b %	k %
+ 0,2	8,61	3,01	26,4	8,61	26,40	12,70	16,4
0,15	2,69	3,06	27,9	11,30	26,75	12,23	21,8
0,10	3,65	3,15	29,4	14,95	27,40	11,47	29,6
0,05	2,53	3,10	29,7	17,48	27,72	10,9	35,0
— 0,05	82,52	2,63	10,9	100,00	13,85	—	100,0
	100,00	2,71	13,85				

As the above table shows, the reject of the washer plant contains s = 17,48 percent weight of grains above 0,05 mm of c = 27,72 percent Mn content, and k = 35,0 percent of the total Mn content of the tailings are contained in

this coarse size; the size under 0,05 mm representing 82,52 percent weight is of 10,9 percent Mn content, corresponding to 65 weight percent of the Mn present in the tailings. The Mn content of the tailings is 13,85 percent.

TABLE 3

Size mm	Weight %	Mn %	s %	c %	b %	k %
+0,2	6,56	26,4	6,56	26,40	13,44	12,17
0,15	3,02	27,9	9,58	26,88	12,96	18,06
0,10	4,26	29,4	13,84	27,65	12,13	26,86
0,05	5,56	29,7	19,40	28,22	10,9	38,40
-0,05	80,60	10,9	100,00	14,26	—	100,00
	100,00	14,26				

A second screen analysis of the tailings gave somewhat different weight percentages; the Mn percentages of the sizes supposed to be the same, these data are tabulated in table 3.

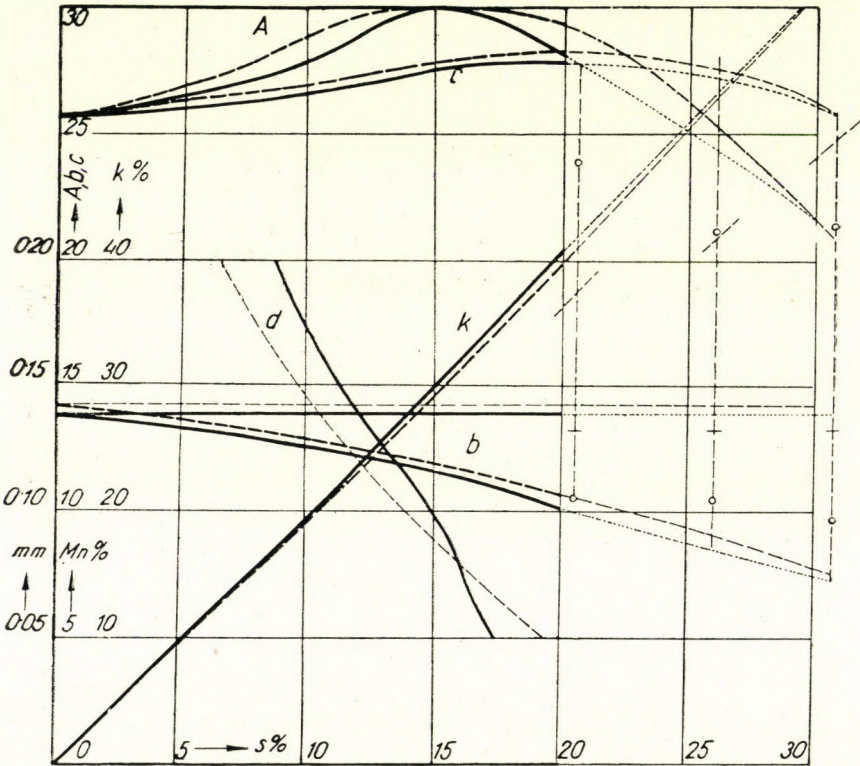


Fig. 1

Fig. 1 gives diagrams plotted with figures of tables 2. and 3. In these diagrams values of s, c, b and k actually found in tests I., II. and III (see table 5) are also graphed. Fig. 2 is the diagrammatic sketch of the small hydrocyclone

TABLE 4.

Test Nr.	Orifice mm \varnothing		Press kg/cm ²	Solid material			Pulp			Velocity m/sec			Sp. gr. of pulp		
	Over-	Under-		Feed	Underflow		Feed	Underflow		Feed	Over-	Under-	Feed	Over-	Under-
	flow				kg/hour	weight %		liters/hr	weight %		flow			flow	
I.	15	6	1,2	127	39,0	30,74	671	63,3	9,41	7,87	0,957	0,625	1,119	1,084	1,43
II.	15	6	0,5	83,5	17,2	20,54	415	26,3	6,36	4,87	0,611	0,258	1,123	1,102	1,422
III.	15	10	0,5	84	21,9	26,09	399	57,6	14,44	4,69	0,536	0,204	1,117	1,096	1,25
VI/1	15	6	4,3 m	131	30,5	23,32	650	35,3	5,41	7,63	0,968	0,347	1,133	1,108	1,534
VI/2	15	6	4,3 m	107,4	28,4	26,45	493	35,4	7,20	5,78	0,720	0,349	1,146	1,110	1,59
IV.	15	6	1,2	81,7	15,7	19,20	773	31,3	4,05	9,07	1,167	0,308	1,065	1,050	1,364
V.	15	6	0,5	47	4,9	10,42	350	12,55	3,58	4,11	0,531	0,123	1,061	1,054	1,252
VII.	15	4	1,2	81	7,0	8,60	648	14,4	2,22	7,60	0,996	0,320	1,059	1,050	1,400

TABLE 5.

	Sp. gr. of solids			Volume % solids			Dilution			Mn %			k %
	Feed	Over-	Under-	Feed	Over-	Under-	Feed	Over-	Under-	Feed	Over-	Under-	
		flow			flow			kg water/kg solids			flow		
I.	2,80	2,75	2,945	6,61	4,80	22,1	5,04	7,21	1,20	13,19	9,6	21,3	49,6
II.	2,75	2,72	2,88	7,03	5,92	22,3	4,81	5,84	1,21	13,16	10,4	23,9	37,3
III.	2,76	2,74	2,84	6,65	5,51	13,6	5,04	6,49	2,24	13,17	10,4	21,1	41,7

(— 0,05 mm size of underflow discharge of Test I. contained 15,3% Mn)

TABLE 6.

mm	I. s = 30,74%				Tromp %	II. s = 20,54%				Tromp %	III. s = 26,09%				Tromp %
	Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow	
		Weight %					Weight %					Weight %			
+0,2	10,32	0	33,58	100,00	6,18	0,00	30,10	100,00	5,80	0,00	22,27	100,00			
0,15	5,09	0,06	16,43	99,82	2,26	0,00	10,98	100,00	1,54	0,02	5,84	98,95			
0,10	2,73	0,13	8,61	96,73	4,25	0,29	19,57	94,49	3,29	0,16	12,18	96,55			
0,05	4,19	0,52	12,46	92,45	4,16	0,84	17,02	84,00	4,40	0,58	15,22	90,24			
—0,05	77,67	99,29	28,92	11,44	83,15	98,87	22,23	5,50	84,97	99,24	44,49	13,66			
	100	100	100		100	100	100		100	100	100				

mm	VI/1. s = 23,32%				Tromp %	VI/2. s = 26,45%				Tromp %	IV. (s = 19,20%)				Tromp %
	Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow	
		Weight %					Weight %					Weight %			
+0,20	8,66	0,00	37,08	100,00	10,29	0,00	38,90	100,00	0,35	0,00	1,78	100,00			
0,15	3,89	0,04	16,50	99,14	4,21	0,03	15,84	99,53	0,15	0,00	0,80	100,00			
0,10	4,25	0,25	17,36	95,48	4,26	0,07	15,92	98,83	1,28	0,00	6,68	100,0			
0,05	2,39	0,81	7,58	25,82	3,15	0,08	11,68	98,09	6,27	0,22	31,76	97,13			
0,03					5,62	5,41	6,21	29,19	11,48	7,94	26,41	44,15			
0,021	80,81	98,90	21,48	6,21	19,26	24,17	5,56	7,62	14,14	13,21	17,94	24,40			
—0,021					53,21	70,24	5,89	2,93	66,33	78,63	14,63	4,24			
	100	100	100		100	100	100		100	100	100				

mm	IV. s = 19,20%				Tromp %	V. s = 10,42 %				Tromp %	VII. s = 8,60%				Tromp %
	Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow		Feed	Over-	Under-	flow	
		Weight %					Weight %					Weight %			
+0,2	0,87	0,00	4,54	100,00	0,33	0,00	3,17	100,00	0,22	0,00	2,46	100,00			
0,15	0,41	0,02	2,06	96,81	0,29	0,005	2,86	98,55	0,16	0,00	1,85	100,00			
0,10	1,64	0,04	8,34	97,87	1,65	0,01	15,67	99,23	0,06	0,04	0,36	50,0			
0,05	4,08	0,05	21,02	98,93	3,05	0,07	28,62	97,92	3,20	0,03	37,10	99,3			
—0,05	93,00	99,89	64,04	12,32	94,68	99,92	49,68	5,48	96,36	99,93	58,23	5,2			
	100	100	100		100	100	100		100	100	100				

of 40 mm diameter. The feed orifice had 5,5 mm diameter, the overflow and underflow apertures were adjustable; the tests were conducted at 15 mm overflow and at 6, 10, and 4 mm diam. underflow apertures. The feed to the cyclone was adjustable by valves in the feed pipe and in the bypass pipe, a pressure gauge before the cyclone indicated the pressure of the feed pulp. At the tests pressures of 1,2 and of 0,5 kg/cm² were applied. (With the valve of the bypass pipe closed and with the valve of the feed pipe entirely opened, the pressure gauge indicated 3,3 kg/cm²). In tests VI/1 and VI/2 the hydrocyclone was disconnected from the pump line and pulp was fed from a height

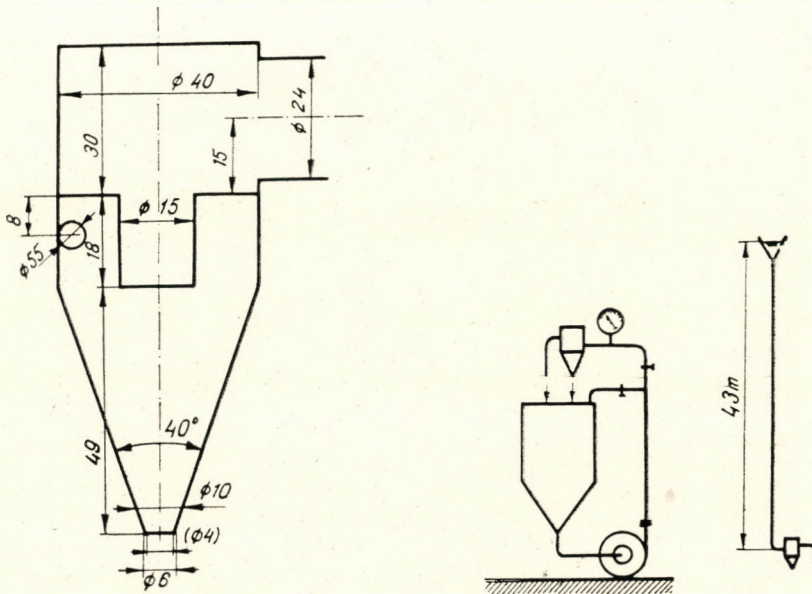


Fig. 2

of 4,3 m by a rubber hose. Tests I, II, III, VI/1 and VI/2 were made on material from samples of tailings sent from Urkút. The Hungarian Mine Research Institute had sent a sample of Urkút tailings of considerably finer grain size; on this tests IV, V, and VII. were made. Data obtained by measurements at the tests and those calculated from the latter are tabulated in tables 4, 5, and 6.

Test IV². was conducted in the same way and on about the same material as test IV., but after the impeller of the feed pump had been fastened on its shaft. Namely during test IV., and, as may be concluded from the high ($-0,05$ mm) undersize content of the product, at test III. as well of two impellers of the pump only one was keyed to the shaft, because the key of the other broke. Weight percentages of yields of test IV² were supposed to be the same as those of test IV, because direct measurement was impossible for loss of part of the products. Fig. 3 gives charts of cumulative weight percentages calcul-

able from data of table 6. On curves drawn in hard line on the left chart can be read cumulative percentages of the cyclone feed; dotted curves are cumulative graphs of the underflow products; the right hand chart gives cumulative curves of overflow products.

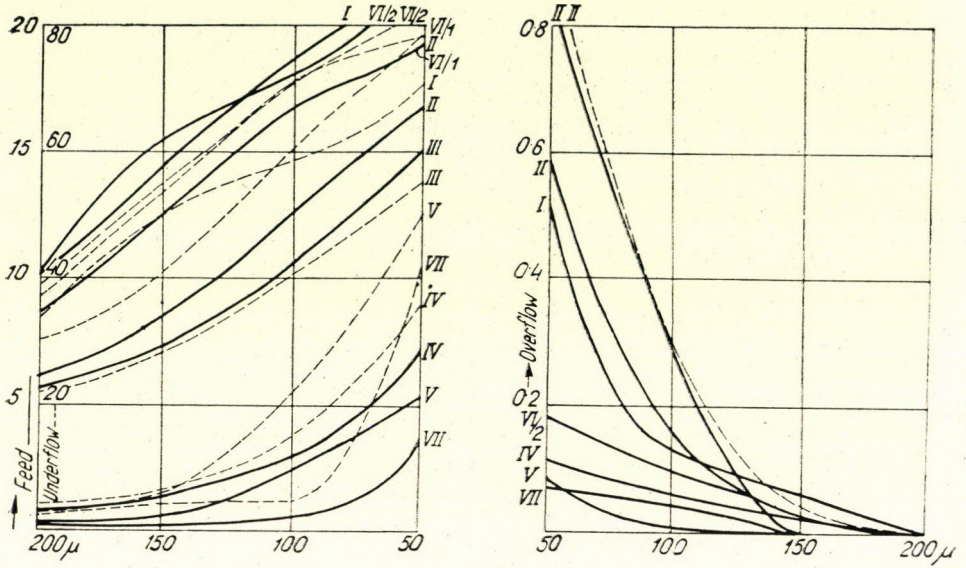


Fig. 3

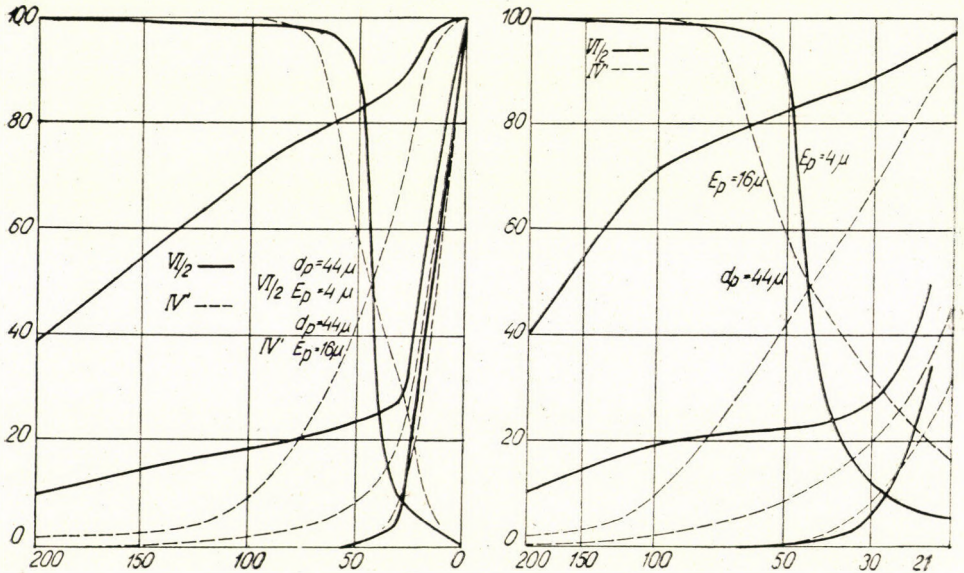


Fig. 4

Fig. 4. shows cumulative curves of the feed and of products of tests VI/2. and IV'. as well as their Tromp curves — referred to in table 6 as well— extended to smaller sizes determined by sizing test of the size under 50 microns. The Tromp or distribution curve shows what percentage of a particular size of the feed has passed in the cyclone underflow product. At size d_p coincident with the 50 percent ordinate of the Tromp curve have been separated the two products ; of larger sizes more have passed in the underflow products, of finer

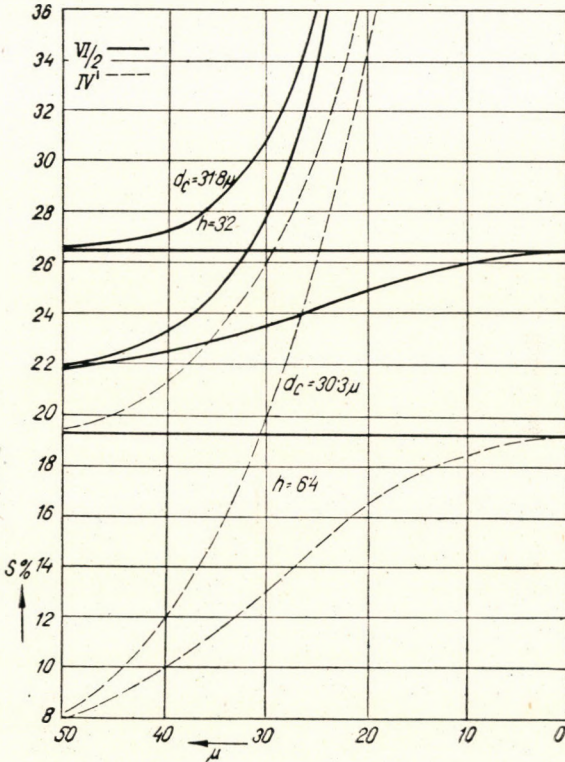


Fig. 5

particles more have passed in the overflow. On fig. 4. may be read that $d_p = 44$ microns at both tests. Efficiency of separation E_p is usually expressed with half of the difference of abscissa values coincident with the 75 and 25 percent ordinates of the Tromp curve. The smaller probable error E_p the steeper the Tromp curve and the more perfect the separation. E_p at test VI/2 was 4 ; at test IV' it was 16 microns.

Fig. 5. shows in analogy with Heidenreich's method of drafting washery curves the sections of the grain size curves of tests VI/2. and IV'., where the size feed curve intersects the weight yield line. These curves were plotted with data of table 7. (Figures »underflow« and »overflow« of table 6 multiplied

by the relative weight percentages give values referred to feed taken for 100% ; these added cumulatively give the corresponding columns of table 7).

TABLE 7

	VI/2			IV'		
	Feed	Under-	Over-	Feed	Under-	Over-
		flow			flow	
+0,2	10,29	10,29	26,45	0,35	0,35	19,20
0,15	14,50	14,48	26,47	0,50	0,50	19,20
0,10	18,76	18,69	26,52	1,78	1,78	19,20
0,05	21,91	21,78	27,58	8,05	7,87	19,38
0,03	27,53	23,42	30,56	19,53	12,94	25,79
0,021	46,79	24,89	48,35	33,67	16,36	36,48
-0,021	100,00	26,45	100,00	100,00	19,20	100,00

On the chart can be read that to the yield of separation into overflow and underflow products correspond sizes of $d_c = 31,8$ microns at test VI/2. and of $d_c = 30,3$ microns at test IV' : in perfect classification based on size, separation would have been made at this size with the yields in question. On the curves can also be read that the number of »false« (incorrectly classified) grains is $h = 3,2\%$ at test VI/2 and $h = 6,4$ weight per cent at test IV'. The efficiency of »separation based on size« attained by the hydrocyclone is thus

$$\eta_{VI/2 \cdot 31,8 \mu} = \frac{s(100 - s) - 100h}{s(100 - s)} = \frac{26,45 \cdot 73,55 - 320}{26,45 \cdot 73,55} = 83,5\%$$

$$\eta_{IV' \cdot 30,3 \mu} = \frac{19,2 \cdot 80,8 - 640}{19,2 \cdot 80,8} = 58,8\%$$

As regards practical results, according to data of table 5., from tailings of 13,2 per cent Mn content products of 21,1–23,9 per cent Mn content (average 22,5 per cent) were recovered with 9,6–10,4 (average 10,0) per cent Mn content of the rejected slimes. With these values $s = \frac{13,2 - 10}{22,5 - 10} = 25,6$ per cent is the weight yield, and $k = 25,6 \frac{22,5}{13,2} = 43,6$ per cent is the metal recovery.

From tailings of table 1. of 62 per cent weight and 14 per cent Mn, by hydrocyclone separation, middlings of $0,62 \cdot 25,6 = 15,9 \approx 16$ weight per cent and 22,5–23 per cent Mn can be recovered by reducing the Mn content of the discarded slimes of $62 - 16 = 46$ weight per cent to as low as 10 per cent. Herewith the present metal loss of 37,6 per cent will be reduced to $37,6 - 16,4 = 21,2$ per cent by an additional metal recovery of $37,6 \cdot 0,436 = 16,4\%$.

Table 8 shows prospective results of betterment of the tailings of the Exelsior washer, by retreatment in the hydrocyclone if, instead of 14 per cent

Mn as per table 1, 13,3 per cent — more close to the material tested — are assumed in the feed to the hydrocyclone.

TABLE 8

	Weight %	Mn %	Recovery %
Concentrate	32	40	56,5
Sands I.	6	26	6,9
Sands II. (Hydrocyclone product)	16	23	16,3
Rejected slimes	46	10	20,3
Feed	100	22,6	100

By dilution and retreatment in the cyclone of the underflow products of 22–23% Mn, these can be deslimed from the bulk of -50μ particles, and the metal content of the product can be further increased at the expense of a slight metal loss. After first cyclone treatment of the Urkút sample of tailings, which contained about 80% -50μ material, about 20–30 weight percent of -50μ slimes remained in the underflow products under actual test conditions. (The treatment of the sample of tailings received from the Mining Research Institute, containing about 95% -50μ slimes, left about 50–60 percent of particles under 50μ in the underflow.).

For instance, at $0,5 \text{ kg/cm}^2$ pressure, 15 mm diameter of overflow and 6 mm diameter of underflow orifice, under test conditions essentially the same as at test II. except the defective state of the feed pump, the hydrocyclone treatment of the tailings gave 15% underflow product in terms of the feed, the solids composition of which was :

mm	Weight %
0,2	13,90
0,15	4,23
0,10	8,53
0,05	4,42
-0,05	68,92
	100,00

The underflow product of about 2 litres, 1:2 density, was diluted to 10 litres and re-separated: the new underflow product was 6 weight percent of the feed. Sizing test of the -50μ material of the overflow product of the first cyclone treatment and of the overflow and underflow products of the retreatment gave the following classes :

Microns	First	Second	Second underflow
	overflow		
50—21	18,24	41,99	99,65
—21	81,76	58,01	0,35
	100,00	100,00	100,00

Filtering tests on these three -50μ products and of the $+50 \mu$ material gave results shown in table 9 and fig. 6.

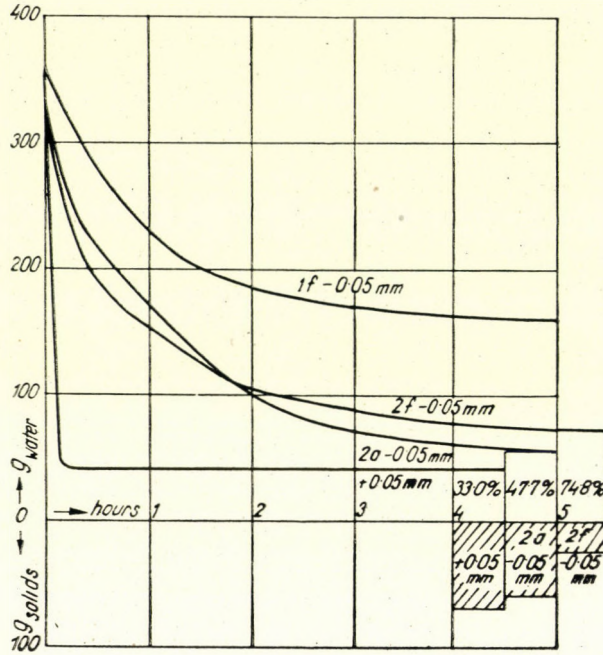


Fig. 6

TABLE 9

Hour	g water in the filter funnel			+ 0,05 mm
	- 0,05 mm			
	First	Second	Second	
	overflow		underflow	
0	360	322	332	346
1/6	324	260	272	43
1/2	280	190	217	41
1	231	153	168	41
2	185	104	99	41
3	169	88	71	41
5	160	75	58	41
18	158	75	57,4	41
g solids	?	23,3	59,1	69,3
Final water %.....	?	74,8	47,7	33,0

(Over the first overflow product water stood even after 18 hours⁷ filtering.).

Results of filtering tests on samples containing 50g solids in different proportions above and under 50 microns are shown in table 10 and fig. 7.

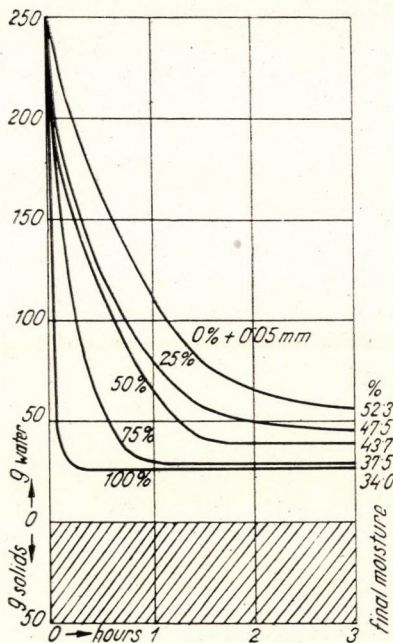


Fig. 7

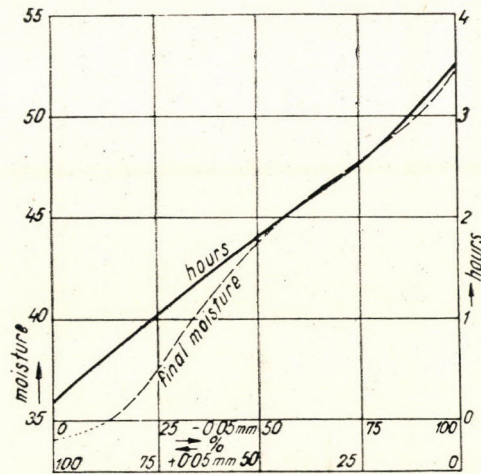


Fig. 8

In figure 8 is shown in what time solids of 50 g reached final moisture content in the filtering cone. The necessary filtering time increases at an almost linear rate with the percentage of fines.

TABLE 10

+ 50 μ - 50 μ	100	75	50	25	0%
	0	25	50	75	100%
Hours	g water in filter funne				
0	241	223	232	237	261
1/6	28	124	166	167	211
1/2	26	59	113	122	166
1	26	31	65	81	114
2	26	30	39	48	66
3	26	30	39	45	57
17	26	30	39	45	55
g solids	50	50	50	50	50
% water ..	34,0	37,5	43,7	47,5	52,3

From a practical point of view it is important that slurry of 25% fines and 37,5% moisture does not adhere to a metal spoon and, knocked against the table, readily falls from it. Such slimes can be shovelled without greater difficulty.

SUMMARY

Tailings of the Urkút manganese ore dressing plant, containing 13—14% Mn can be concentrated by hydrocyclone treatment to a product of about the same concentration (23% Mn) as the present »sands«. This additional product, amounting to 16 weight per cent of the feed reduces the present metal loss of about 40 per cent to 20 per cent. The reject contains 10% Mn.

ОБОГАЩЕНИЕ ШЛАМА МАРГАНЦЕВОЙ РУДЫ ИЗ УРКУТ ГИДРОЦИКЛОНОМ

Г. Тарьян

Резюме

Потери марганца в отходе шлама, содержащего 13—14% Мп, обогатительной фабрики в Уркут, достигающие в настоящее время около 40%, могут быть снижены до прибл. 20% дополнительным обогащением гидроциклоном за счет извлечения из шлама продукта с весовым содержанием в 16%, аналогичного по качеству с теперешним полупродуктом »песком«, содержащим 23% Мп. Оконечный отход с весовым процентом в 46 будет содержать 10% Мп.

DER NIEDERSPANNUNGSFUNKEN ALS LICHTQUELLE DER QUANTITATIVEN SPEKTRALANALYSE

II. Mitteilung [1]

DIE UNTERSUCHUNG DES HÜTTENALUMINIUMS

FR. MACHER

(Eingegangen am 10. Dez. 1951.)

I.

Die mittels des Niederspannungsfunkens angeregten Spektren sind — wie dies aus der ersten Mitteilung bekannt ist — im allgemeinen bedeutend bogenähnlicher als die mit dem *Feussner*-Apparat erzeugten, und die Möglichkeit einer Änderung des Spektralcharakters ist auch viel geringer. Man kann — zu mindest bei Atmosphärendruck — ausgesprochen funkenmässige Spektren überhaupt nicht anregen. Der Niederspannungsfunken weist hingegen den Vorzug auf, viel lichtstärker zu sein. Dies hat insofern praktische Bedeutung, als hierdurch die Belichtungszeiten und somit die Dauer der Analysen stark verkürzt werden. Als besonderer Vorteil ist zu erwähnen dass die Spannungsschwankungen des Ladestromes den Spektralcharakter praktisch *nicht* beeinflussen. Diese Beobachtung besitzt deshalb eine grosse praktische Bedeutung, weil man so erwarten darf, dass die Schwankungen der Netzspannung beim Gebrauch dieser Art von Anregung keinen Einfluss auf die Analysenergebnisse ausüben werden.

Trotz dieser letztgenannten, besonders für die quantitative Spektralanalyse so günstigen Eigenschaft des Niederspannungsfunkens fehlt es immer noch an Veröffentlichungen, welche den Vorteil einer solchen Anregungsart auf diesem Gebiete behandeln.

Das Ziel der vorliegenden Arbeit soll nun sein, diese Lücke teilweise auszufüllen, d. h. nachzuprüfen, wie weit sich der obenerwähnte Vorteil des Niederspannungsfunkens bei der quantitativen Analyse bewährt.

Die Anregung. Die Schaltung, welche zur Anregung des Niederspannungsfunkens benützt wurde, ist aus *Abb. 1* ersichtlich. Sie entspricht der von *Pfeilsticker* [2] angegebenen Schaltung und bringt somit grundsätzlich nichts Neues. Die Werte der einzelnen Elemente sind aus der Abbildung zu ersehen, bzw. aus der ersten Mitteilung zu entnehmen. Bemerkte sei noch, dass die Sekundärspule des Tesla-Transformators eine Selbstinduktion von 0,1 mH, die Spule im Entladekreis eine von 0,8 mH besitzt, mit einer Anzapfung bei 0,3 mH. Somit kann man eine Änderung der Selbstinduktion im Entladekreis

durch Kurzschliessen bzw. durch teilweise oder völliges Einschalten der Spule von 0,1 mH bzw. 0,4 mH oder 0,9 mH erreichen.

Die Aufnahmebedingungen. Es kam ein »Zeiss« Quarzspektrograph Q 12 mit einer auf 0,03 mm eingestellten Spaltbreite, sowie einem Dreistufen-

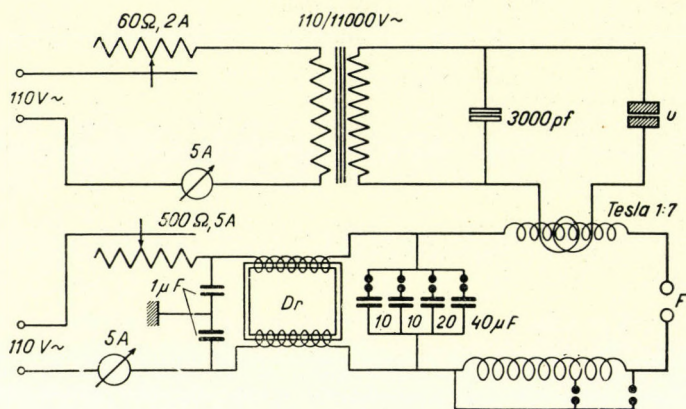


Abb. 1

filter 100%/20%/4% und einer auf 2900 Å eingestellten Zwischenabbildung mit offener Zwischenblende zur Verwendung. Die Elektroden waren gegessene Stäbe von 6 mm Durchmesser, die vor jeder Benützung derart verjüngt wurden, dass eine Funkenfläche von 3 mm Durchmesser entstand. Die Aufnahmen er-

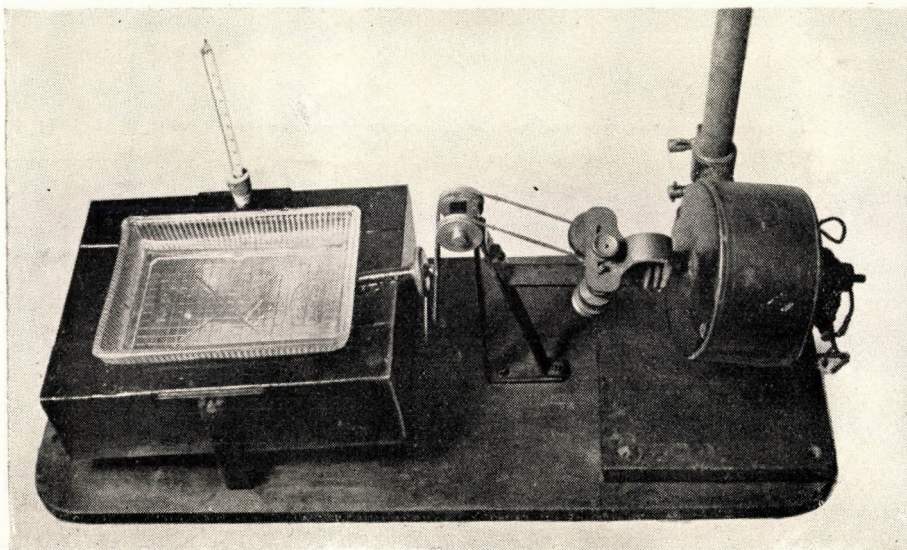
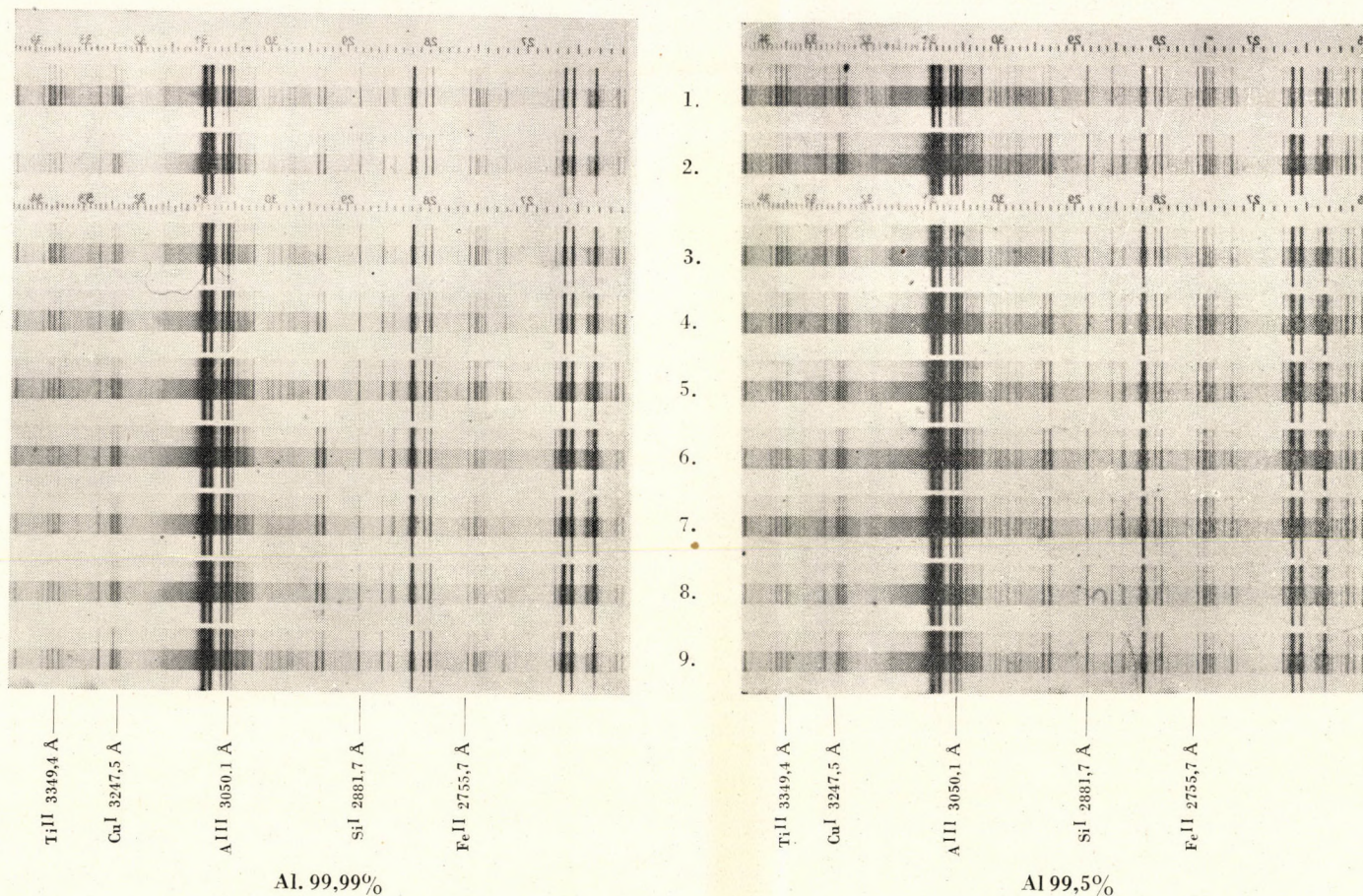


Abb. 2



I. Vergleich eines Spektrums des Niederspannungsfunkens mit dem Feussner-Funken.

1. Feussner-Funken : $C = 3000$ cm, $L = 800\ 000$ cm, $\Delta = 3$ mm, 11 KV ; Belichtung : 360 Sek.

2. Niederspannungsfunken : 110 V \sim ; $40\ \mu\text{F}$; 0,4 mH ; $0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$; $\Delta = 3$ mm ; Belichtung : 25 Sek.

II. Veränderungen der Spektren des Niederspannungsfunkens mit der Kapazität und Selbstinduktion.

3.	$10\ \mu\text{F}$;	$L = 0,4$ mH ;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	Belichtung : 160 Sek
4.	$20\ \mu\text{F}$;	$L = 0,4$ mH ;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 65 «
5.	$40\ \mu\text{F}$;	$L = 0,4$ mH ;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 25 «
6.	$80\ \mu\text{F}$;	$L = 0,4$ mH ;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 10 «
7.	0,1 mH ;	$C = 40\ \mu\text{F}$;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 25 «
8.	0,4 mH ;	$C = 40\ \mu\text{F}$;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 25 «
9.	0,9 mH ;	$C = 40\ \mu\text{F}$;	$\Delta = 3$ mm ;	$0,05\ \text{A}/\mu\text{F}$;	110 V \sim ;	« 25 «

Abb. 3.

folgten auf »Gevaert« Scientia 48 A 50 $6,5 \times 18$ cm Platten. Es wurde nach dem Schaukelverfahren während 4 Minuten bei $18 \pm 0,1^\circ$ C entwickelt. Das gleichmässige Schaukeln besorgte eine eigens dafür geschaffene Vorrichtung (Abb. 2). Die Entwicklungsschale selbst liegt hierbei in einem Wasserbade von etwa 3 Liter von $18 \pm 1^\circ$ C. Ein Hin- und Hergang erfolgt in 2 Sekunden. Die fixierten Platten wurden ungefähr $\frac{1}{2}$ Stunde in öfters gewechseltem destilliertem Wasser gehalten, und dann im Luftstrom getrocknet.

Die Analysenlinien. Als Analysenlinien wurden die für die Analyse des Hüttenaluminiums allgemein gebräuchlichen Linien benützt [3].

$\text{Al}^{\text{II}} 3050,1\text{\AA}/\text{Ti}^{\text{II}} 3349,4 \text{\AA}$

$\text{Al}^{\text{II}} 3050,1\text{\AA}/\text{Cu}^{\text{I}} 3247,5 \text{\AA}$

$\text{Al}^{\text{II}} 3050,1\text{\AA}/\text{Mn}^{\text{II}} 2929,2 \text{\AA}$

$\text{Al}^{\text{II}} 3050,1\text{\AA}/\text{Si}^{\text{I}} 2881,7 \text{\AA}$

$\text{Al}^{\text{II}} 3050,1\text{\AA}/\text{Fe}^{\text{II}} 2755,7 \text{\AA}$

Die Auswahl der Entladebedingungen. Es ist allgemein bekannt, dass eine Eichgerade für die quantitative Spektralanalyse um so günstiger ist, je steiler sie verläuft. In diesem Falle ruft nämlich eine kleine Änderung der Schwärzungsdifferenz noch keine merkliche Änderung der Konzentration hervor. Um diese günstigsten Anregungsbedingungen festzustellen, wurden zwei Proben verschiedener Konzentration an den beiden Enden des zu umfassenden Bereiches gewählt. Es ist selbstverständlich, dass für die quantitative Analyse diejenigen Bedingungen am besten sind, welche die grössten Werte der Schwärzungsdifferenzen der zusammengehörenden Linien ergeben. Bei den vorliegenden Versuchen wurden die Eichmarken zweier Al-Proben von 99,99% und 99,5% benützt.

Wie schon anfangs erwähnt, ist beim Niederspannungsfunken die Möglichkeit einer Veränderung der spektralen Eigenart wesentlich geringer als bei anderen Anregungsarten (Abb. 3). Die Entladungen werden selbstverständlich mit zunehmender Grösse der Selbstinduktion des Entladekreises immer bogenförmiger. Die Spannung des Ladestromes beeinflusst den Spektralcharakter praktisch nicht. Der Einfluss der relativen Stromstärke ist nicht eindeutig. Stromstärken, die zu einer übermässigen Erwärmung der Elektroden führen, sind ungünstig.

Als erstes wurde die Wirkung der Kapazität untersucht.* Die Ergebnisse sind in Tabelle 1. zusammengefasst. Es ist auffallend, dass die bei kleineren Kapazitäten gewonnenen Schwärzungsdifferenzen in allgemeinen kleiner sind als die bei grösseren Kapazitäten entstandenen.

* Die Veränderungen der Mn-Linien konnten leider nicht untersucht werden, da die benützten Proben kein Mn enthielten.

TABELLE 1

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei V-änderung der Kapazität
(Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 V \sim$, $L = 0,1 \text{ mH}$, $I = 0,03 \text{ A}/\mu\text{F}$, $\Delta = 2,5 \text{ mm}$)

Element		Kapazität			
		10 μF	20 μF	40 μF	80 μF
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,07	+0,15	+0,45	+0,40
Fe		+0,09	+0,34	+0,54	+0,68
Cu		+0,17	+0,14	+0,40	+0,56
Ti		-0,05	+0,04	+0,30	+0,28

Für die weiteren Versuche wurde als Kapazität 40 μF gewählt.

Die mit verschiedener Selbstinduktion bestimmten Schwärzungsunterschiede sind in Tabelle 2 ersichtlich. Aus den Versuchen geht hervor, dass es am vorteilhaftesten ist, eine Selbstinduktion von 0,4 mH zu verwenden.

TABELLE 2

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei verschiedener Selbstinduktion
(Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 V \sim$, $C = 40 \mu\text{F}$, $I = 0,03 \text{ A}/\mu\text{F}$, $\Delta = 2,5 \text{ mm}$)

Element		Selbstinduktion		
		0,1 mH	0,4 mH	0,9 mH
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,11	+0,59	+0,30
Fe		+0,22	+0,58	+0,05
Cu		+0,11	+0,22	+0,09
Ti		-0,04	+0,18	-0,03

Um den Einfluss der Veränderung der Kapazität bei einer Selbstinduktion von 0,4 mH zu untersuchen, wurden neue Aufnahmen gemacht, deren Ergebnisse in Tabelle 3 zusammengestellt sind.

TABELLE 3

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei Veränderung der Kapazität bei einer Selbstinduktion von 0,4 mH

(Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 V \sim$, $I = 0,03 \text{ A}/\mu\text{F}$, $\Delta = 2,5 \text{ mm}$)

Element		Kapazität			
		10 μF	20 μF	40 μF	80 μF
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,12	+0,23	+0,43	+0,89
Fe		-0,06	+0,06	+0,66	+0,16
Cu		-0,06	-0,05	+0,17	+0,03
Ti		-0,02	-0,03	+0,29	+0,13

Die Ergebnisse beweisen deutlich, dass eine Kapazität von 40 μF weitaus am günstigsten ist.

Nach der Feststellung der besten Kapazität und Selbstinduktion wurde der Einfluss des Elektrodenabstandes untersucht. Die Ergebnisse sind in Tab. 4 zusammengefasst.

Wie ersichtlich, ist zu erwarten, dass die zufälligen Veränderungen des Elektrodenabstandes die Genauigkeit der Analyse praktisch nicht beeinflussen werden.

TABELLE 4

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei Veränderung des Elektrodenabstandes (Übrige Versuchsbedingungen : $U = 110 V \sim$, $C = 40 \mu F$, $L = 0,4 mH$, $I = 0,03 A/\mu F$)

Element		Elektrodenabstand		
		2,0 mm	2,5 mm	3,0 mm
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,54	+0,69	+0,69
Fe		+0,46	+0,45	+0,47
Cu		+0,32	+0,26	+0,11
Ti		+0,20	+0,29	+0,31

Um den Einfluss der Spannungsschwankungen des Ladestromes zu untersuchen, wurden weiters Aufnahmen bei Ladestromspannungen von 110 $V \sim$ und 220 $V \sim$ gemacht (Tab. 5).

Wie ersichtlich, rufen sogar Spannungsänderungen von 100% keine allzu grossen Veränderungen hervor. Es ist daher zu erwarten, dass die üblichen Spannungsschwankungen des Netzstromes die Analysenergebnisse praktisch nicht beeinflussen werden. Weiters geht aus der Tabelle hervor, dass es günstiger ist, einen Ladestrom von 110 $V \sim$ zu verwenden als einen von 220 $V \sim$.

TABELLE 5

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei Veränderung der Spannung des Ladestromes (Übrige Versuchsbedingungen : $C = 40 \mu F$, $L = 0,4 mH$, $I = 0,03 A/\mu F$, $\Delta = 3 mm$)

Element		Spannung	
		110 $V \sim$	220 $V \sim$
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,69	+0,44
Fe		+0,45	+0,36
Cu		+0,14	+0,18
Ti		+0,29	+0,09

Schliesslich bleibt noch die Ladestromstärke zu bestimmen. Hier erweist sich deutlich ein Ladestrom von 0,05 $A/\mu F$ als am günstigsten.

TABELLE 6

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei Veränderung des Ladestromes (Übrige Versuchsbedingungen : $U = 110 V \sim$, $L = 0,4 mH$, $C = 40 \mu F$, $\Delta = 2,5 m/m$)

Element		Ladestrom		
		0,03 $A/\mu F$	0,04 $A/\mu F$	0,05 $A/\mu F$
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,48	+0,74	+0,90
Fe		+0,29	+0,71	+0,88
Cu		-0,27	+0,62	+0,60
Ti		+0,21	+0,39	+0,42

Es geht aus den vorstehenden Versuchen hervor, dass eine grösste Änderung der Schwärzung bei der Konzentration der zu bestimmenden Elemente erwartet werden kann, wenn man die Versuche unter folgenden Bedingungen durchführt: $U = 110 \text{ V} \sim$, $C = 40 \mu \text{ F}$, $L = 0,4 \text{ mH}$, $I = 0,05 \text{ A}/\mu \text{ F}$, $\Delta = 3 \text{ m/m}$.

Da die vorhandene Kassette des Qu 12 von 6,5 cm nur eine begrenzte Aufnahmezahl gestattet, mussten die zur Bestimmung der Vorfunkzeit benötigten Aufnahmen auf zwei Platten verteilt werden. Um dabei einen Fehler zu vermeiden, wurde die letzte Aufnahme der ersten Platte auf der zweiten wiederholt. Der so ermittelte beste Zeitbereich wurde dann nochmals auf einer Platte aufgenommen und somit die notwendige Vorfunkzeit endgültig bestimmt (Tab. 7). Es geht aus der Tabelle hervor, dass eine Vorfunkzeit von 180'' die besten Ergebnisse zeitigt.

TABELLE 7

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei der Bestimmung der Vorfunkzeit nach den Vorversuchen)

(Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 \text{ V} \sim$, $C = 40 \mu \text{ F}$, $L = 0,4 \text{ mH}$, $I = 0,05 \text{ A}/\mu \text{ F}$, $\Delta = 3 \text{ mm}$)

Element		Vorfunkzeit				
		120''	150''	180''	210''	240''
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,40	+0,52	+0,68	+0,67	+0,69
Fe		+0,39	+0,57	+0,90	+0,92	+0,77
Cu		+0,17	+0,33	+0,45	+0,33	+0,44
Ti		+0,27	+0,18	+0,44	+0,47	+0,49

Mit der somit bestimmten Vorfunkzeit und Ladestromstärke wurden bei der Kapazität von $40 \mu \text{ F}$ nun nochmals Aufnahmen bei verschiedener Selbstinduktion und verändertem Elektrodenabstand gemacht. (Tabellen 8 und 9.) Die so erzielten Ergebnisse bestätigen nochmals die schon früher ermittelten Bedingungen.

TABELLE 8

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei verschiedener Selbstinduktion (Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 \text{ V} \sim$, $C = 40 \mu \text{ F}$, $I = 0,05 \text{ A}/\mu \text{ F}$, $\Delta = 3 \text{ mm}$)

Element		Selbstinduktion		
		0,1 mH	0,4 mH	0,9 mH
Si	$\Delta S = S_{99,5} - S_{99,99}$	+0,16	+0,28	+0,22
Fe		+0,19	+0,37	+0,35
Cu		+0,12	+0,33	+0,24
Ti		+0,08	+0,08	+0,16

TABELLE 9

Die Veränderungen der Schwärzungsunterschiede bei Veränderung des Elektrodenabstandes
(Übrige Versuchsbedingungen: $U = 110 \text{ V} \sim$, $C = 40 \mu\text{F}$, $L = 0,4 \text{ mH}$, $I = 0,05 \text{ A}/\mu\text{F}$)

Element		Elektrodenabstand		
		2,0 mm	2,5 mm	3,0 mm
Si	$\Delta S =$ $S_{99,5} - S_{99,99}$	-0,08	+0,08	+0,17
Fe		+0,26	+0,14	+0,27
Cu		+0,19	+0,20	+0,20
Ti		+0,08	+0,04	+0,02

Die obigen Vorversuche ergaben nur die Versuchsverhältnisse, welche die grösste Empfindlichkeit der Anregung bestimmen. Es bleibt noch übrig, festzustellen, ob diese Bedingungen auch eine entsprechende Analysengenauigkeit gewährleisten. Wie aus der Tab. 10 ersichtlich, sind die Ergebnisse zufriedenstellend.

TABELLE 10
Der mittlere Fehler der Einzelmessungen

Linienpaar	Mittlerer Fehler [4]
	$m_f = \pm \sqrt{\frac{\sum \Delta^2}{n-1}}$
Al (2)* / Si (1)	-0,10 \pm 0,03
Al (2) / Fe (2)	-0,34 \pm 0,04
Al (2) / Cu (1)	-0,20 \pm 0,07
Al (2) / Ti (0)	-0,03 \pm 0,05

Es soll noch die merkwürdige Tatsache erwähnt werden, dass bei den oben angegebenen Arbeitsbedingungen die periodische Entladung des Kondensators nicht 1+1, sondern 2+2 beträgt.

II.

Die quantitative Analyse. Um die Genauigkeit der mittels der obigen Arbeitsbedingungen erreichbaren Analysengenauigkeit zu bestimmen, wurden im weiteren Analysen nach dem an Leitproben gebundenen Verfahren durchgeführt. Es wurde dabei zuerst die Eichgerade bestimmt, und zwar derart, dass mit Hilfe dreier Elektroden eine Eichkurve aufgestellt wurde, sodann mit der mittleren Elektrode auf den Rest der Platte je sieben Aufnahmen gemacht wurden. Um den wahrscheinlichsten Verlauf der Eichgerade zu bestimmen, schien es zweckmässig, nach einem Verfahren von A. Milasovsky [5] zu arbeiten.

Der Grundgedanke dieses Verfahrens ist folgender: man bestimmt zuerst die Koordinaten X_s und Y_s des »Schwerpunktes« der Einzelmessungen, durch

* Die in Klammern stehenden Zahlen bedeuten die Stufen des Stufenfilters. (100% = 0; 20% = 1; 4% = 2.)

welchen die wahrscheinlichste Gerade durchgeht, auf solche Weise, dass man die Summe der Schwärzungsdifferenzen $\Sigma \Delta S$ bzw. der Konzentrationen ΣC durch die Zahl der Messungen dividiert. Es ist folglich

$$X_s = \frac{\Sigma \Delta S}{n} \quad \text{und} \quad Y_s = \frac{\Sigma C}{n},$$

wobei n die Zahl der Messungen bedeutet. Durch diesen Punkt läuft nämlich die wahrscheinlichste Auswertungsgerade. Die Neigung der letzteren lässt sich mit Hilfe der Gleichung

$$\text{tg } \alpha = \frac{\Phi}{\Theta \eta}$$

berechnen, wobei $\Phi = \Sigma (X_s - \Delta S_{1, 2 \dots n}) (Y_s - C_{1, 2 \dots n})$ und $\Theta \eta = \Sigma (X_s - \Delta S_{1, 2 \dots n})^2$ ist.

In manchen Fällen ist es einfacher, statt der Benützung des Neigungswinkels den Schnittpunkt mit der Y -Achse zu bestimmen. Dieser lässt sich durch folgende Gleichung berechnen.

$$y = Y_s - \frac{\Phi}{\Theta \eta} X_s$$

zum Beispiel :

ΔS	$\log C$	X_s	Y_s	$X_s - \Delta S_{1, 2 \dots n}$	$Y_s - C_{1, 2 \dots n}$	$\Sigma (X_s - \Delta S_{1, 2 \dots n}) \cdot (Y_s - C_{1, 2 \dots n})$	$(X_s - \Delta S_{1, 2 \dots n})^2$
-0,53	-0,72	-0,31	-0,55	+0,22	+0,17	+0,0374	+0,0484
-0,33	-0,57			+0,02	+0,02	+0,0004	+0,0004
-0,07	-0,37			-0,24	-0,18	+0,0432	+0,0576
$\Sigma -0,93$	$\Sigma -1,66$					+0,0810 = Φ	$\eta + 0,1064 = \Theta \eta$

$$\text{tg } \alpha = \frac{\Phi}{\Theta \eta} = \frac{0,0810}{0,1064} = 0,76 \quad \text{und}$$

$$y = Y_s - \frac{\Phi}{\Theta \eta} X_s = -0,55 - (0,76 \cdot (-0,31)) = -0,31.$$

Die Verwendeten Eichelektroden hatten folgende Zusammensetzung :

- Nr. 1 0,19% Si, 0,19% Fe, 0,92% Cu, 0,006% Ti, 0,008% Mn
- Nr. 2 0,27% Si, 0,27% Fe, 0,07% Cu, 0,014% Ti, 0,020% Mn
- Nr. 3 0,43% Si, 0,40% Fe, 0,14% Cu, 0,022% Ti, 0,035% Mn
- Nr. 4 0,66% Si, 0,50% Fe, 0,24% Cu, 0,036% Ti, 0,050% Mn
- Nr. 5 0,95% Si, 0,80% Fe, 0,44% Cu, 0,074% Ti, 0,090% Mn
- Nr. 6 1,30% Si, 1,50% Fe, 0,67% Cu, 0,026% Ti, 0,140% Mn

Die so gewonnenen Ergebnisse sind in Tabelle 11 zusammengefasst. Es ist ersichtlich, dass die verschiedenen Versuchsreihen praktisch gleiche Fehler besitzen, mit Ausnahme von kleinen Ti-Konzentrationen. Vergleicht man diese Resultate mit der angegebenen Genauigkeit des üblichen Hochspannungsfunkens von 12 000 K_{Veff}, so kann man feststellen, dass der *Niederspannungs-*

funken bei der quantitativen Analyse des Hüttenaluminiums im allgemeinen mit gutem Erfolg anwendbar ist. Es ist weiters ersichtlich, dass dieses Verfahren nicht nur auf die bei den Vorversuchen berücksichtigten Elemente mit gutem Erfolg angewendet werden kann, sondern sich auch zur Bestimmung des Mn eignet.

TABELLE 11
Die quantitative Analyse des Hüttenaluminiums

Element	Konzentration %												Mittelwert des mittleren Fehlers	Fehler beim Hochspannungsfunkens von 12,000 KVeff[3]
	Chemisch	Sp. chemisch	Mittlerer Fehler	Chemisch	Sp. chemisch	Mittlerer Fehler	Chemisch	Sp. chemisch	Mittlerer Fehler	Chemisch	Sp. chemisch	Mittlerer Fehler		
Si	0,27	0,27	+ 5,0	0,43	0,38	+ 6,2	0,66	0,63	+ 3,8	0,95	0,89	+ 5,3	+ 5,0	+ 10,0
Fe	0,27	0,28	+ 8,4	0,40	0,40	+ 10,0	0,50	0,58	+ 3,0	0,80	0,82	+ 6,4	+ 6,9	+ 5,0
Cu	0,07	0,056	+ 6,0	0,14	0,13	+ 9,3	0,24	0,22	+ 6,6	0,44	0,37	+ 9,0	+ 7,8	+ 10,0
Ti	0,014	0,012	+ 16,0	0,022	0,023	+ 15,0	0,036	0,032	+ 4,2	0,074	0,078	+ 4,3	+ 9,7	+ 10,0
Mn	0,020	0,020	+ 4,5	0,035	0,035	+ 4,5	0,050	0,053	+ 4,8	0,09	0,086	+ 4,2	+ 4,5	—

Bei Zusammenfassung der Arbeitsbedingungen erhält man Tabelle 12.

TABELLE 12
Arbeitsbedingungen

1. Elektrodenform	N6F3	12. Analysen Linien	Al ^{II} 3050,1 Å/Ti ^I	3349,4 Å
2. Elektrodenabstand	3 m/m		Al ^{II} 3050,1 Å/Cu ^I	3247,5 Å
3. Zwischenabbildung	für 2900 Å offen		Al ^{II} 3050,1 Å/Mn ^{II}	2949,2 Å
4. Zwischenblende			Al ^{II} 3050,1 Å/Si ^I	2881,7 Å
5. Spektrograph	Q 12	Al ^{II} 3050,1 Å/Fe ^{II}	2755,7 Å	
6. Spaltbreite	0,03 m/m	13. Mittlerer Fehler	Si	+ 5,0%
7. Stufenfilter	Dreistufenfilter 100/20/4%		Fe	+ 7,0%
8. Anregung	40 µ F		Cu	+ 8,0%
			Ti	+ 10,0%
a) Niederspannungskreis	0,4 mH		Mn	+ 4,5%
Kapazität	110 V ~			
Selbstinduktion	0,05 A/µ F			
Spannung				
Ladestrom				
b) Tesla-Kreis	1,0 A			
Strom	3000 pf			
Kapazität	11 KV			
Spannung				
9. Vorfunkzeit	180''			
10. Belichtung	20'' — 45''			
11. Störungsmöglichkeiten	Normal keine			

Es sei mir noch gestattet, Herrn Prof. J. Mika auch an dieser Stelle meinen innigsten Dank für die Anregung und Hilfe bei der Ausführung dieser Arbeit auszusprechen.

ZUSAMMENFASSUNG

Es wird die Brauchbarkeit des Niederspannungsfunkens für die quantitative Analyse untersucht. Im ersten Teil der Arbeit werden die für die Anregung günstigsten Bedingungen festgestellt. Im zweiten Teil wird dann mit diesen Bedingungen eine Reihe von Analysen durchgeführt. Die gewonnenen Ergebnisse bestätigen die Annahme, dass der Niederspannungsfunken auch bei der quantitativen Analyse mit gutem Erfolg anwendbar ist.

Lehrstuhl für analytische Chemie, Sopron, 1951.

LITERATUR

1. Der I. Teil ist erschienen: *J. Mika, Fr. Macher, B. Vorsatz: Analytica Chimica Acta*, 3 (1949) 228—251.
2. *K. Pfeilsticker, Z. Metallkunde*, 30 (1938) 211—14; *Spectrochim. Acta I* (1940) 424—36; *Z. Metallkunde*, 33 (1941) 267—72.
3. *H. Moritz: Aluminium*, 25 (1943) 389—91; *H. Moritz, Spektrochemische Betriebsanalyse*, Stuttgart. Ferdinand Enke Verlag.
4. *H. Kaiser: Zs. techn. Physik*, 17 (1936) 219—226.
5. *A. Milasovszky: Mitteilungen der berg- u. hüttenmännischen Abteilung. Sopron*, 1931. 77—109.

ИСКРЫ НИЗКОГО НАПРЯЖЕНИЯ В КАЧЕСТВЕ ИСТОЧНИКА СВЕТА
ДЛЯ КОЛИЧЕСТВЕННОГО СПЕКТРАЛЬНОГО АНАЛИЗА

Ф. Махер

Резюме

В статье приводится исследование возможности использования искрового возбуждения низкого напряжения для целей количественного спектрального анализа. После определения наиболее подходящих экспериментальных условий, проведенный анализ доменного алюминия доказывает применимость этого метода возбуждения. Из полученных анализов видно, что искровое возбуждение низкого напряжения применимо для количественного анализа также хорошо, как и применяемые до сего времени другие способы возбуждения.

POUTRES SUR PIEDS EN «V».

Par

E. BÖLCSKEI

(Manuscrit présenté le 10 decembre 1951.)

Principe fondamental de la construction sur pieds en «V».

Fig. 1 à droite montre quelques exemples de l'emploi de poutres sur pieds en «V», confrontés, à gauche, aux constructions classiques. Fig. 1a donne un cadre avec porte-à-faux, sur deux piliers articulés et la construction proposée sur pieds en «V».

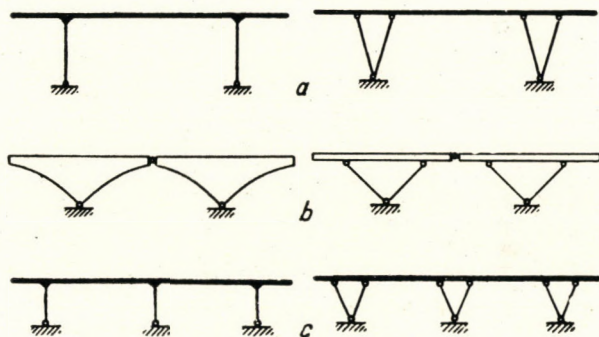


Fig. 1

Fig. 1 b montre le remplacement d'un pont en voûte à trois articulations par la nouvelle construction sur piles en «V».

Fig. 1 c présente un cadre sur trois piliers et la construction proposée sur pieds en «V».

On pourrait continuer l'énumération, mais ces exemples exposent clairement le principe de cette nouvelle construction la distinguant des cadres classiques sur piliers ou murs fléchis, tandis que les étais en «V» travaillent en compression ou traction. Pour cela cette construction peut être dénommée : construction sur pieds en «V».

Nous allons limiter l'analyse au portique à une travée, reproduit dans fig. 1 a, avec des porte-à-faux. Ce type s'emploie souvent dans la construction des ponts, notamment des passages des chemins de fer en déblais profonds ou des viaducs franchissant des voies ferrées au niveau du terrain.

Théorie du cadre à deux articulations, avec porte-à-faux, sur pieds en «V».

Le calcul se fait en principe comme celui des cadres à deux articulations, des porte-à-faux, sur piliers fléchis. La différence est seulement que, au lieu des piliers fléchis, les efforts verticaux et horizontaux sont transmis par un treillis en triangle avec des membrures travaillant en compression ou traction. L'hyperstatisme des deux systèmes est du même, c'est-à-dire du premier degré.

Pour simplifier le calcul, supposons le moment d'inertie de la poutre d'être constant et négligeons l'influence des déformations axiales des étais en «V».

Fig. 2 montre l'esquisse du système primaire de la construction proposée, d'une poutre ordinaire à deux appuis, dont une des articulations de base est

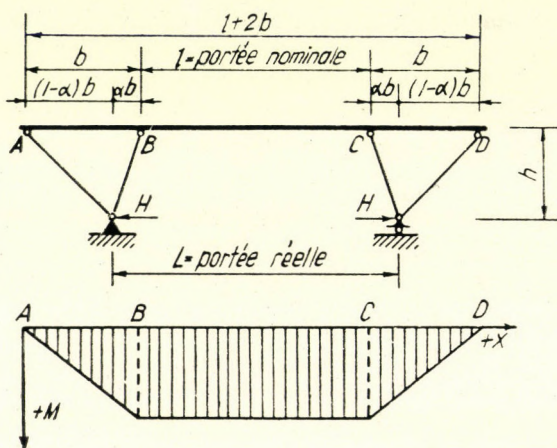


Fig. 2

munie d'une articulation mobile. Ce système définit l'effort hyperstatique, lequel sera la composante horizontale des réactions aux bases, correspondant à la liaison surabondante choisie.

D'abord il faut déterminer la courbe d'influence de la composante H . Supposons deux forces unitaires horizontales, attaquant chacune des articulations de base. Le diagramme des moments fléchissants sollicitant la poutre horizontale est aussi reproduit dans la figure.

La courbe d'influence de la composante H est déterminée par l'équation

$$\eta_h = -\frac{a_{01}}{a_{11}} = -\frac{(a_{01})}{(a_{11})},$$

où a_{01} est le fléchissement vertical de la poutre et a_{11} le déplacement horizontal de l'articulation mobile, sous l'action de la force $H = 1$ t. Les valeurs en parenthèses donnent les dites déformations multipliées avec EI .

Calcul $d^2(a_{01})$

La ligne élastique ou déformée (a_{01}) se détermine aisément par la deuxième intégration du diagramme des moments précédent de la réaction connue

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = - \frac{M}{EJ}.$$

Dans cette équation « y » est la flèche, « x » l'abscisse de la section considérée et « M » le moment de flexion d'aplomb. L'intégration se fait conformément aux deux sections du diagramme des moments fléchissants et donne les équations suivantes :

dans les porte-à-faux « b » :

$$M_b = + \frac{h}{b} x$$

$$\varphi_b = - \int M_b dx = - \frac{h}{2b} x^2 + c_1$$

$$y_b = - \iint M_b dx dx = - \frac{h}{6b} x^3 + c_1 x + c_3$$

dans la travée « l » :

$$M_l = + h$$

$$\varphi_l = - \int M_l dx = - h x + c_2$$

$$y_l = - \iint M_l dx dx = - \frac{h x^2}{2} + c_2 x + c_4.$$

Les constantes d'intégration $c_1 \dots c_4$ se calculent des conditions périphériques suivantes :

a) La tangente de la déformée au milieu de la portée doit être horizontale, étant donné la symétrie de la construction.

$$[\varphi_l]_{x=b+\frac{l}{2}} = 0.$$

Par conséquent

$$c_2 = \frac{h}{2} (2b + l).$$

b) En « B » la courbe-dérivée du diagramme de la déformation est continue, c'est-à-dire

$$[\varphi_l]_{x=b} = [\varphi_b]_{x=b}.$$

Par conséquent

$$c_1 = \frac{h}{2} (b + l).$$

c) Le point d'intersection de la corde reliant les points d'appui A et B et de la verticale de l'articulation de base ne se déplace pas verticalement après la déformation ; et enfin nous négligeons l'influence des déformations des étais en « V », causées par leur compression ou traction axiale.

Ces conditions périphériques exigent, que les mouvements horizontaux des points «A» et «B» doivent être de sens contraire et que leur valeurs soient proportionnelles à leurs distances horizontales des articulations de base. C'est-à-dire :

$$\frac{[y_b]_{x=0}}{(1-\alpha)b} = -\frac{[y_b]_{x=b}}{\alpha b}.$$

Par conséquent

$$c_3 = -(1-\alpha) \frac{hb}{6} (2b+3l).$$

d) En «B», la courbe de déformation est continue, c'est-à-dire

$$[y_l]_{x=b} = [y_b]_{x=b}.$$

Par conséquent

$$c_4 = \frac{hb^2}{6} - (1-\alpha) \frac{hb}{6} (2b+3l).$$

Avec ces valeurs des constantes d'intégration les équations de la déformée deviennent

$$y_b = (a_{01})_b = -\frac{h}{6b} \{x^3 - 3b(b+l)x + (1-\alpha)b^2(2b+3l)\};$$

$$y_l = (a_{01})_l = -\frac{h}{6} \{3x^2 - 3(2b+l)x + (1-\alpha)b(2b+3l) + b^2\}.$$

Calcul $d^2(a_{11})$

Selon les relations connues (a_{11}) se détermine par le diagramme des moments fléchissants de la fig. 2. la valeur

$$(a_{11}) = \frac{h^2}{3} (2b+3l).$$

Par conséquent les équations de la courbe d'influence pour les deux sections sont

$$\eta_b = \frac{x^3 - 3b(b+l)x + (1-\alpha)b^2(2b+3l)}{2bh(2b+3l)};$$

$$\eta_l = \frac{3x^2 - 3(2b+l)x + (1-\alpha)b(2b+3l) + b^2}{2h(2b+3l)}.$$

Les équations déterminent la courbe d'influence de la composante H , laquelle nous donne la possibilité de déterminer les courbes d'influence des différentes forces intérieures, des moments fléchissants et des efforts tranchants, desquelles se calculent les contraintes dans n'importe quelle section de la construction.

En employant en principe ce calcul, les contraintes de n'importe quelle construction hyperstatique sur appuis en «V» sont aisément à déterminer.

Comme déjà mentionné, nous avons négligé dans ce calcul, l'influence du raccourcissement et de l'allongement des étais. Le calcul de cette influence peut se faire aisément, mais étant généralement très faible, nous croyons l'approximation admissible.

Analyse statique

Dans l'étude d'une construction sur pieds en «V», on dispose d'un choix libre bien plus grand, concernant les dimensions, qu'en cas des constructions habituelles. Par conséquent, nous limiterons notre analyse aux portiques à deux articulations et porte-à-faux. En cas des cadres sur piliers fléchies, la longueur du pont donné et la hauteur des piliers ne permet que le choix de la portée des travées, c'est-à-dire le choix libre se réduit à une grandeur.

En choisissant une construction sur pieds en «V», le choix libre s'étend après la détermination des points de support de la poutre principale, — c'est-à-dire après le choix de la saillie des porte-à faux, de la distance entre les étais en «V» et de la portée nominale — encore à la détermination rationnelle de la distance entre les articulations de base, c'est-à-dire de la portée réelle de la construction.

En considérant cela, nous étudierons comment, étant donnés les supports de la poutre et variée la distance entre les articulations de base, les lignes d'influence de la force H se formeront.

Pour simplifier le calcul, nous fixerons les relations géométriques de la construction en prenant la portée nominale comme unité, la distance entre les étais en «V» et la hauteur de la construction chacune à la moitié de l'unité choisie, puis nous varierons la portée réelle de la construction entre les grandeurs de 1 et 2 unités. Nous allons analyser trois cas concrets selon fig. 3.

Les équations des courbes d'influence de la force H , conformément aux trois alternatives sont les suivantes : Selon fig. 3 a $\alpha = 1$, l'étais extérieur du triangle en «V» est vertical et les équations de la courbe d'influence deviennent

$$\begin{aligned} \eta_b &= 0,5 x^3 - 1,125 x ; \\ \eta_l &= 0,75 x^2 - 1,50 x + 0,065. \end{aligned}$$

Selon fig. 3 b $\alpha = 0,5$; c'est-à-dire si les étais du triangle en «V» sont symétriques, les équations de la courbe d'influence deviennent :

$$\begin{aligned} \eta_b &= 0,5 x^3 - 1,125 x + 0,25 ; \\ \eta_l &= 0,75 x^2 - 1,50 x + 0,3125. \end{aligned}$$

Selon : fig. 3 c $\alpha = 0$; c'est-à-dire si les étais intérieurs de la disposition en «V» sont verticaux, les équations de la courbe d'influence deviennent :

$$\begin{aligned} \eta_b &= 0,5 x^3 - 1,125 x + 0,5 ; \\ \eta_l &= 0,75 x^2 - 1,50 x + 0,5625. \end{aligned}$$

Les équations ou la tracée des courbes d'influence nous montrent, que la forme des courbes d'influence est toujours la même et que seulement l'axe des abscisses se déplace d'une manière, que la corde entre les points de support de la poutre, au droit de la base d'appui, donne la valeur 0. Les courbes d'influence sont reproduites dans la fig. 4.

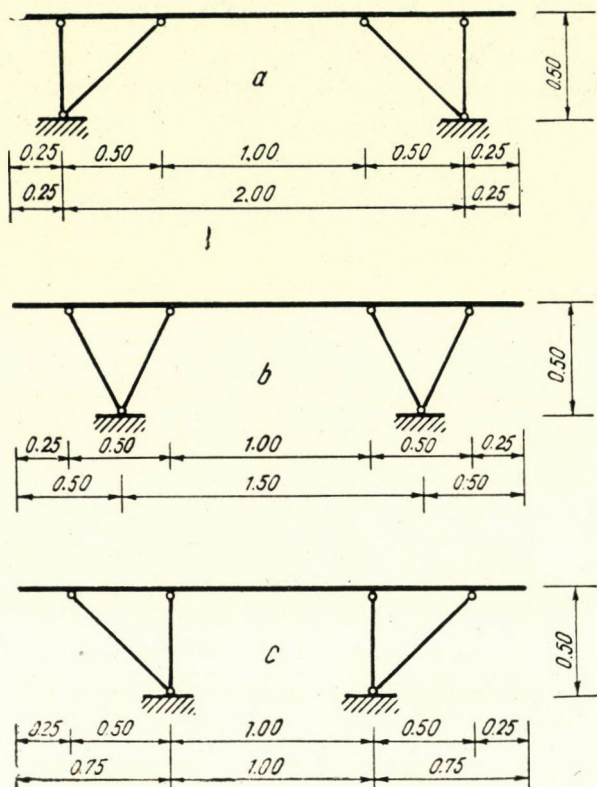


Fig. 3

Ces figures démontrent qu'avec la variation de la portée réelle, la proportion des aires positives et négatives du diagramme est réglable, ce qui donne la possibilité de trouver aisément les points des articulations de base les plus favorables. Supposons par exemple, que la charge permanente, — supposée de répartition uniforme — donne la partie dominante dans les maxima des moments fléchissants. Dans ce cas les bases des appuis doivent être choisies d'une telle manière, que l'aire entière du diagramme de la courbe d'influence approche le plus que possible la valeur de zéro. La charge permanente dans ce cas ne cause que des réactions verticales, c'est-à-dire sans composantes horizontales — ce qui est d'une grande importance pour les fondations. Dans ce cas la surcharge

mobile cause aussi une réaction horizontale, mais celle-ci ne jouera qu'un rôle secondaire dans le calcul des fondations.

Le tracé d'une courbe d'influence d'une construction à trois articulations est aussi donné dans la fig. 4 (v. traits — · — · —). Celle-ci démontre, que l'emploi d'une articulation médiane augmente en général les influences de la composante horizontale, c'est-à-dire qu'une poutre continue est bien plus avantageuse du point de vue de la force H .

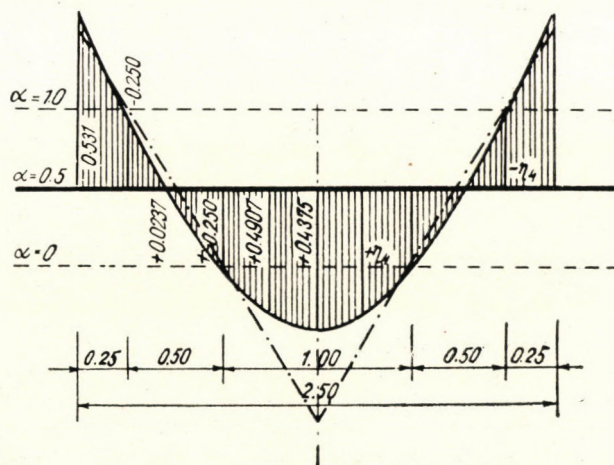


Fig. 4

Une analyse plus approfondie dépasserait les cadres de cet article, lesquels sont de donner les plus importantes directives pour la construction de l'ouvrage. En outre, les conditions d'équilibre de la dite construction sont si claires et si simples, qu'elles ne causeraient aucune difficulté à un ingénieur constructeur.

Résultats des calculs comparatifs

Pour avoir un parallèle, nous avons comparé les diagrammes des moments fléchissants maxima d'un cadre classique, avec porte-à-faux, sur deux piliers, avec ceux d'un cadre pareil sur pieds en «V». À ce fin nous avons pris le diagramme des moments fléchissants maxima d'un cadre avec porte-à-faux, sur deux piliers fléchis, exécuté en béton armé, et puis calculé le diagramme des moments fléchissants de la correspondante construction sur pieds en «V», ayant la même portée réelle, supposant naturellement que les dimensions et les surcharges soient identiques. Les plans schématiques avec les dimensions principales sont reproduits dans fig. 5. Fig. 6 reproduit les diagrammes des moments fléchissants maxima des deux constructions; les lignes des moments dûs à la charge permanente sont en traits — — —.

En calculant les moments fléchissants maxima, nous avons pris en considération, outre les influences de la charge permanente et des surcharges mobiles, aussi celles de la variation de température et du retrait du béton.

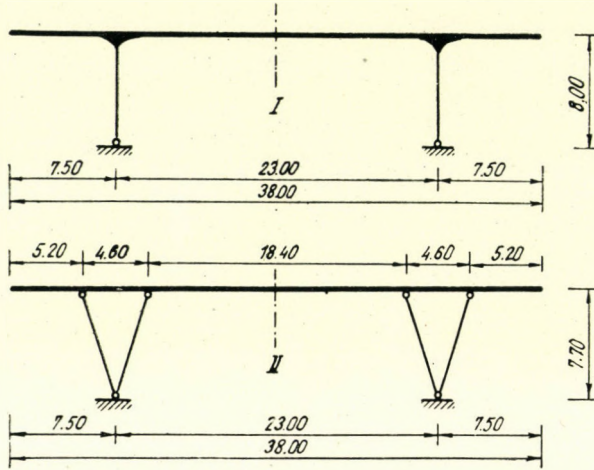


Fig. 5

La comparaison ne serait réelle que dans ce cas, parce que les constructions sur pieds en «V» sont plus sensibles aux dernières influences, que celle du type habituel, à cause de la plus grande rigidité des étais en «V». Les deux diagrammes sont reproduits dans la fig. 6.

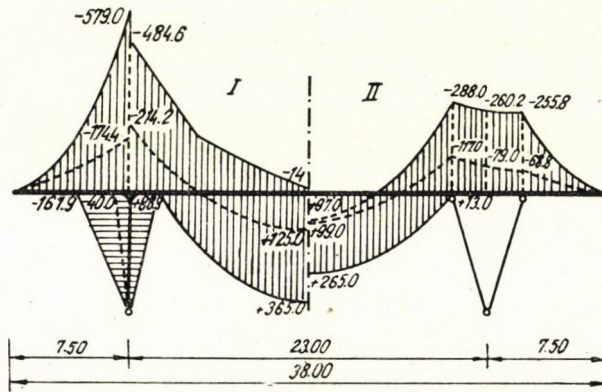


Fig. 6

Les diagrammes montrent clairement, que chez les constructions sur pieds en «V», les maxima des moments fléchissants sont bien plus petits, malgré les influences de la variation de température et du retrait du béton plus élevées.

Numériquement

le maximum du moment positif est réduit de 365,0 mt à 265,0 mt,
 « « « « négatif « « « 579,0 « « 288,0 « .

La réduction est donc de 27% chez le moment positif et de 50% chez le moment fléchissant négatif. L'aire du diagramme des moments fléchissants est donc diminuée d'environ de 40%, ce qui réduit aussi presque proportionnellement la quantité d'acier et de coffrage nécessaire.

Une telle réduction des moments fléchissants influence considérablement les dimensions et par conséquence la charge permanente de la construction. La réduction de la charge permanente apporte naturellement encore d'autres avantages, lesquels ne sont pas pris en considération au calcul, parce que pour simplifier celui-ci, nous avons calculé avec la même charge permanente, comparant les deux constructions.

Une réduction semblable à celle des moments fléchissants peut être constatée chez les efforts tranchants, surtout dans la travée entre les deux étais du triangle en «V», c'est-à-dire justement où chez les cadres sur piliers fléchis les efforts tranchants sont les plus grands.

Déplacements des bases d'appui et flèches

Nous prenons de nouveau comme exemple le cadre à deux articulations, sur piliers et la construction correspondante sur pieds en «V», pour avoir un parallèle concernant l'influence des surcharges supplémentaires causées par les déplacements des bases d'appui.

Toutes les deux constructions sont insensibles aux mouvements verticaux, mais les déplacements horizontaux causent des surcharges, lesquelles sont indiscutablement plus grandes chez la nouvelle construction.

Mais la poutre principale de la construction proposée sur pieds en «V» est véritablement une poutre continue, comportant trois travées, et si on la compare à une poutre sur quatre appuis indépendants, on voit que l'emploi de la disposition proposée apporte des avantages économiques et constructifs indiscutables. La poutre classique continue à quatre appuis est extrêmement sensible aux mouvements des quatre bases indépendantes. Contrairement, chez la construction proposée toujours deux appuis sont unis en un triangle en «V», donnant un cadre à deux articulations, insensible aux mouvements verticaux des bases.

En plus il ne faut que deux fondations au lieu de quatre, et même si les aires de ces fondations soient égales, la construction de deux, au lieu de quatre, sera toujours plus économique.

Ce qui concerne le fléchissement, la construction sur pieds en «V» est plus avantageuse. En comparant les deux constructions données dans fig. 5,

on voit clairement que les fléchissements sont considérablement plus petits chez la disposition proposée. Cela est bien important du point de vue du raccord du porte-à-faux avec la chaussée. Il est raisonnable de limiter la saillie des porte-à-faux à 7—8 m au plus, parce que autrement des fléchissements de la grandeur de cm-s se produiraient sous la charge roulante, et par conséquent le revêtement raccordé de la route serait ruiné après une durée bien courte.

Chez la construction proposée il est possible de réduire considérablement la saillie des porte-à-faux. Dans notre exemple elle a été réduite de 7,5 m à 5,2 m.

Selon la relation connue, le fléchissement de l'extrémité d'un porte-à-faux est proportionnel à la troisième puissance de sa saillie, et par conséquent, dans notre cas la déflexion sera réduite au tiers de celle de la construction classique. Chez les porte-à-faux, longs de 7,5 m, du pont original, on devait employer une plaque de compensation en béton armé pour faire un raccord entre chaussée et tablier d'une manière constructive. Dans la construction proposée, celle-ci sera probablement superflue.

Exemples de disposition de ponts sur piles en «V»

Nous avons calculé quelques exemples de la disposition proposée de ponts sur piles en «V».

La fig. 7 donne la disposition d'ensemble d'un pont-route surélevé franchissant une voie ferrée en déblai.

Cette disposition est du même genre que le portique à deux articulations et avec porte-à-faux, sur pieds en «V», des calculs antérieurs. Elle comprend deux poutres principales espacées de 5,4 m, constituant les appuis des traverses espacées de 5 m. Le tablier est une plaque travaillant en deux directions, saillissant en porte-à-faux au-dessus des poutres, aussi pour supporter les trottoirs exécutés en béton maigre. Les poutres principales sont étayées par piles en «V» travaillant en compression et traction. Par les piles sont transmises aux bases les charges verticales et horizontales attaquant au plan vertical des poutres principales. Les piles en «V» constituent des portiques à trois articulations dans le plan vertical à l'axe du pont, pour supporter la pression du vent. A ce propos on peut naturellement aussi employer des portiques à deux articulations.

La fig. 8, aussi montre la disposition d'ensemble d'un passage-route au-dessus d'un chemin de fer en déblai profond. La disposition des poutres et du tablier est du même caractère que celle décrite antérieurement. Les piles sont aussi en «V», en béton armé, travaillant en traction-compression, mais les étais extérieurs sont enterrés et par conséquent invisibles.

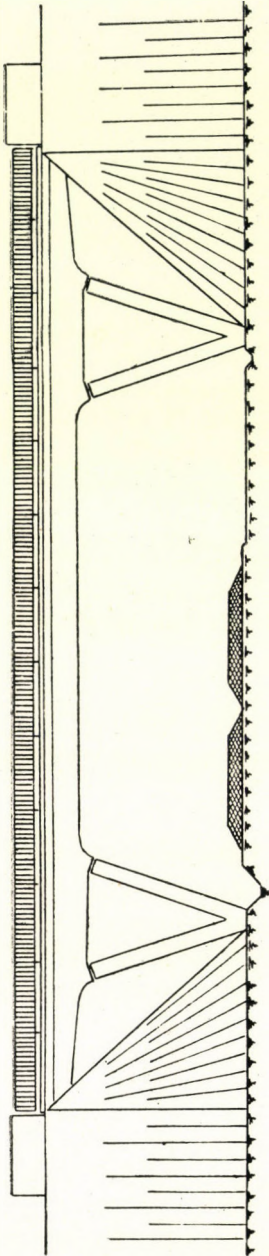


Fig. 9

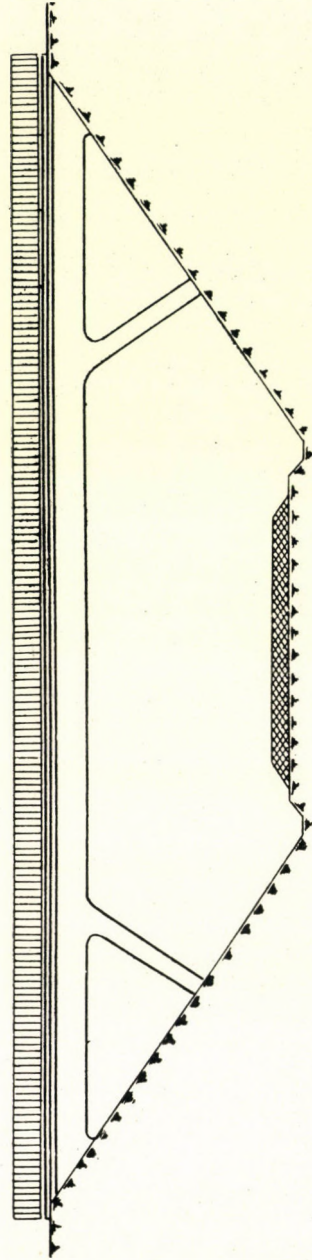


Fig. 10

Les dispositions de fig. 7 et 8 sont du même principe. La différence est seulement que chez la première les faces en contact des étais et des poutres forment de véritables articulations, ce qui n'est pas le cas chez la deuxième.

Malgré cela, la dernière disposition doit aussi être prise pour une construction sur piles en «V», parce que les moments fléchissants sont sans importance, le moment d'inertie des étais étant très petit en comparaison avec celui de la poutre principale. Par conséquent le moment fléchissant peut être considéré comme surcharge additionnelle dont la valeur peut être calculée aisément selon la méthode de CROSS, en cas qu'il soit nécessaire.

L'extérieur du pont reproduit dans la fig. 8 ressemble beaucoup à l'aqueduc Eau Noire de Châtelard construit par MAILLART et au pont figuré (p. 285, fig. 401, Tom I) dans l'ouvrage «Ponts ferroviaires» du professeur soviétique *Yevgrafov*, mais il diffère statiquement des deux derniers.

Les deux derniers travaillent en voûte polygonale subissant des poussées horizontales considérables. La disposition proposée, sur piles en «V», est un cadre à deux articulations évitant toute poussée considérable ; par conséquent elle se prête bien aux conditions désavantageuses du sous-sol en Hongrie.

Aspect architectural

Nous avons exposé les avantages constructifs, économiques et statiques des constructions sur pieds en «V», et nous croyons aussi qu'on va trouver une solution architecturale pour cette disposition.



Fig. 11

Fig. 9 et 10 montrent la vue latérale des dispositions reproduites dans fig. 7 et 8. Pour compléter, nous donnons encore la photo d'un pont sur piles en «V» (fig. 11).

Ces esquisses n'ont pas la prétention de donner le meilleur développement esthétique des constructions sur pieds en «V», mais leur architecture se compare bien avec celui des cadres et portiques classiques.

Expérience faite de la construction d'un pont sur piles en «V»

Le pont-route figuré dans la photo (fig. 11) a déjà été exécuté. Il sert de passage au-dessus d'une voie ferrée en déblai profond et à voie unique. Ses caractéristiques sont les suivantes :

L'angle d'intersection des axes de la route et du chemin de fer est de 60° ; la largeur de la chaussée est 7 m ; avec deux trottoirs de 0,75 m le tablier mesure 8,5 m de largeur. La construction comprend deux poutres principales de 1,35 m de hauteur au milieu de la portée. Ces poutres sont étayées par piles en «V» dont les appuis et leurs bases sont de véritables articulations en béton armé. La portée réelle aux bases est de 22,6 m avec des porte-à-faux de 8,7 m. La longueur totale du pont est 40 m. Le rapport entre portée nominale et la saillie des porte-à-faux a été déterminé pour éviter toute poussée horizontale d'importance sur les articulations de base due à la charge permanente.

Les quantités totales, et spécifiques par m^2 utile, de matériaux principaux sont les suivants :

Béton	163 m^3	0,48 m^3/m^2
Coffrage	830 m^2	2,45 m^2/m^2
Acier	33 000 kg	97,00 kg/m^2

Les dates démontrent l'économie de cette construction, parce que la construction habituelle en cadre sur piliers fléchis exige des quantités plus grandes. Selon des calculs comparatifs, la différence est de 10% d'environ à l'avantage de la nouvelle construction.

L'épreuve eut lieu l'automne passé. Les flèches mesurées au milieu et aux extrémités des porte-à-faux ont prouvé l'exactitude du calcul. Le contrôle après l'épreuve n'avait produit aucune remarque et par conséquent le pont fut libéré au trafic. Aussi les contrôles répétés depuis cette date n'ont donné aucune remarque à mentionner.

RÉSUMÉ

Dans son article, l'auteur propose une nouvelle disposition constructive, pour les ponts en portiques. La nouvelle construction diffère du système habituel en ce, qu'au lieu des piliers fléchis, — elle est sur piles en «V», — formant triangle rigide — dont les membrures ne subissent que des contraintes de compression ou de traction. La nouvelle disposition est plus constructive, plus rationnelle et plus économique, en comparaison avec les systèmes habituels.

КОНСТРУКЦИИ С V-ОБРАЗНЫМИ ОСНОВАНИЯМИ

Э. Бэлькеи

Резюме

Автор в своей статье предлагает новый способ конструктивного и статического решения рамных мостов. Решение в основном отличается от применяющихся до сих пор рамных конструкций тем, что вместо работающего в виде изогнутой опоры основания и присоединяющихся выклиниваний для опоры трегеров использует работающие в виде жестких треугольников и имеющие V-образную форму растянутые-сжатые стержни. Данная конструкция в сопоставлении с применявшимися до сих пор решениями имеет преимущество не только с статической точки зрения, но также и в хозяйственном отношении.

PRINCIPLES OF ROCK MOVEMENT

By

Prof. P. ESZTÓ

(Manuscript received 18th December 1951.)

In virgin ground in the inside of the earth each rock particle is subjected to the weight of the overlying strata or to part of this weight. This is balanced by a reaction of equal magnitude; the active pressure is thus proportional to depth. However, if an excavation is made, part of the weight of the overburden of the cavity remains unchanged, but reactions can only act on its two sides, in solid rock. The overburden above the cavity thus loses its support. A pressure proportional to the weight of the overburden will act on the roof of the excavation only if the overlying strata have no cohesion, i. e., if an excavation is to be made in water or quicksand. Due to its cohesion, every other rock can thrust part of its weight against adjacent parts of the rock. The investigation of this transfer of weight cannot start from cohesion, because in this case rocks should be supposed homogeneous, but such do not exist in reality. Moreover, cohesion is variable, not only in different strata, but also in different places of the same bed, and finally there are hardly any dependable data on its numerical value. The starting point has to be therefore a measurable quantity, characteristic of the average effect of the whole overburden and well observable and measurable in nature. This cannot be but the angle of rupture, well observable and measurable in connection with subsidences in all mining areas. The angle of rupture is therefore characteristic of the average quality of the superincumbent strata. This angle of rupture is different from the angle of draw, which latter is the angle of the line of disturbance limit and is generally larger than the former.

It is well known that the rock mass above the side of the angle of rupture is loosened by mining operations and slides down along the surface of fracture determined by that angle; but the rock between the sides of the angle of rupture remains unchanged in its original state. It is evident that the rock, deprived of its support by the excavation, can thrust part of its weight against the surrounding rock only on the surface of rupture.

The form of the surface of rupture has not been precisely determined. It is mostly taken for a plane, sometimes for a cylindrical surface. Accordingly, its section is a straight line or a circle. According to Prof. Jáky, in homogeneous rock it is a curve of second degree much like the hyperbola; according to

In undermined rock prism »*ABCD*« at height »*h*« above the excavation a layer of infinite small thickness is taken which transmits part of its weight to the surrounding rock, owing to its cohesion. The direction of this transfer of weight, that is of a vertical force, can only be within a line drawn at right angle to the plane of rupture. That is, the weight of this differential layer is distributed along base »*FG*«.

Thus, $\gamma a \cdot dh = dq(a + 2h \operatorname{tg} \varphi)$

that is

$$\int_0^q dq = \int_0^H \frac{\gamma a \cdot dh}{a + 2h \operatorname{tg} \varphi} \int_0^H \frac{dh}{1 + \frac{h}{a} \frac{H \operatorname{tg} \varphi}{H-h}}$$

$$q = \gamma \int_0^H \frac{(H-h) dh}{H + h \left(\frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 \right)}$$

Integrating this, part of the weight of the undermined rock which burdens the roof of the excavation gives thus the roof-pressure.

$$1 \dots q = \gamma \frac{a \cdot \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2} \left(\ln \frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 + \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi} \right) \text{ t/m}^2.$$

This is a rather complicated expression, as it appears. Therefore before further analysis it is preferable to examine first how far this theoretical value of roof-pressure can be made practical use of. It is to be found first what thickness of immediate overburden exerts half the roof pressure. According to the above :

$$\frac{q}{2} = \gamma a \int_0^x \frac{dh}{a + 2h \operatorname{tg} \varphi}$$

The solution leads to the following equation :

$$2 \dots \ln \left[1 + \frac{x}{H} \left(\frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 \right) \right] - \frac{x}{H} \left(1 - \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi} \right) - \frac{1}{2} \left[\ln \frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 + \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi} \right] = 0$$

By substituting chosen values of »*H*« »*a*« and $\operatorname{tg} \varphi$ the value of »*x*« can be obtained with the required precision by the »regula falsi« or by Newton's method.

At an angle of rupture of 63.5° ($\operatorname{tg} \varphi = 2$), frequent in Hungarian mining, at 300 m average depth for a road of 1.25 m width it is an overburden of 7,9 m thickness immediately overlying the excavation that exerts half of the rock pressure ; for a road of 2,5 m width it is 11,0 m, for workings of 5,0 m width

it is 15,1 m. In case of loose and soft rocks and for 45° angle of rupture ($\text{tg } \varphi = 1$) the respective values are 11,0, 15,1, and 20,4 m. Thus on roads it is a thickness of about 10 m, in working places about 18 m of immediate cover which is responsible for half of the pressure. From this follows that not the whole of the superincumbent strata but the immediate overburden is of decisive importance for the magnitude of roof pressure. This immediate effect manifests itself in the fact that the bottom angle of the surface of rupture depends on the mechanical properties of the immediate cover, and this also determines the angle of rupture. It follows namely from the equation of the parabola that: $\text{tg } \varphi = 2 \text{ tg } \omega$. As there are however no reliable observations available on the strength and other mechanical properties of the cover of Hungarian mines it is also evident that the theoretical pressure obtained by computation cannot be accepted as a numerical value for the time being. It will however allow to draw preliminary conclusions as to the probable change of pressure under changing conditions by establishing proportions or relationships. This can especially be used to advantage in changing proportions of working places. Therefore the roof pressure will be examined on basis of the given formula for different depth, width and angle of rupture. The results are shown in table I.

TABLE I

H \ a	tg 45° = 1 γ = 2,0			tg 63,5° = 2 γ = 2,1			tg 76° = 4 γ = 2,2		
	1,25	2,5	5,0	1,25	2,5	5,0	1,25	2,5	5,0
100	8,6	14,3	22,7	5,4	9,1	15,0	3,3	5,7	9,5
200	10,3	17,2	28,5	6,3	10,9	18,1	3,8	6,6	11,4
400	12,0	20,7	34,5	7,2	12,6	21,7	4,2	7,5	13,2

Though very few instrumental measurements and calculations of pressure have hitherto been made in Hungarian mines and not even have these been published yet, their results strikingly support the above theoretical deductions.

A glance at the table also shows that roof pressure regularly changes with depth, the width of openings, and the angle of rupture.

The analysis of the influence of depth on basis of the tabulated data leads to the statement that the influence of depth upon the intensity of pressure is very slight. Under similar conditions, the pressure is approximately proportional to the fourth root of depth, i. e. :

$$\frac{q_1}{q_2} = \sqrt[4]{\frac{H_1}{H_2}}$$

This theoretical statement is in perfect agreement with practical observations, especially with measurements made in England. And just this law of nature renders mining possible at very great depths.

On the other hand, it also appears that the intensifying effect of depth on pressure is the stronger, the less the strength of overlying strata, and that the effect of depth becomes more important in wide workings.

The effect of the width of the excavation is more disadvantageous. From the above data follows that the relationship at the same depth and with the same angle of rupture is :

$$\frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{a_1}{a_2}\right)^{\frac{3}{4}}$$

That is, under the same conditions but with double width of the opening the prospective pressure is 1.68-fold; i. e., the increase of pressure per unit surface is 68 per cent. This theoretical relationship is likewise in close agreement with practical observations. It is especially useful in the determination of the allowable empty space in longface workings and in fixing the room-width in pillar work. Further analysis also shows that the magnifying influence of the width of the opening on pressure is the more effective the stronger are the overlying strata and the greater the depth.

The angle of rupture is of the same influence on pressure as the width, the ratio being on basis of the above data :

$$\frac{q_1}{q_2} = \left(\frac{\text{tg } \varphi_2}{\text{tg } \varphi_1}\right)^{0.7}$$

There are hardly any practical observations to check these relationships; but perhaps the change of the angle of rupture characteristic of the overlying strata accounts for the diversity of pressure conditions in the lignite mines of Várpalota and Rózsaszentmárton. Further investigation here also leads to the statement that the effect of the angle of rupture becomes more important with the increase of depth, while with increasing the opening its effect diminishes.

Conditions of pressure acting on excavations of definite width but of infinit length have hitherto been examined. Now the pressure acting upon closed openings will be theoretically analyzed.

The simplest case is taken when the base of the opening is a circle.

According to the former considerations the following differential equation will be the starting point :

$$\gamma \frac{d^2 \pi}{4} dh = \gamma dm (d + 2h \text{tg } \varphi')^2 \frac{\pi}{4}$$

that is:
$$q = \gamma \int_0^H dm = \int_0^H \gamma \frac{d^2 h}{(d + 2h \text{tg } \varphi')^2} = \gamma \int \frac{(H-h)^2 dh}{\left[H + h \left(\frac{H}{d} \text{tg } \varphi - 1 \right)^2 \right]}$$

After integration :

$$3 \dots \quad q = \frac{d \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^3} \left[1 + \left(\frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2 - \frac{2d}{H \operatorname{tg} \varphi} \ln \frac{H}{d} \operatorname{tg} \varphi \right] \text{ t/m}^2.$$

To compare this result with the former ones equal areas have to be started from. In case of equal base areas :

$$d = a \sqrt{\frac{4}{\pi}} = 1,128 a$$

Results are shown in table II.

TABLE II

H \ a	tg 45° = 1 γ = 2,0			tg 63.5° = 2 γ = 2,1			tg 76° = 4 γ = 2,2		
	1,41	2,82	5,64	1,41	2,82	5,64	1,41	2,82	5,64
100	2,59	4,88	9,11	1,40	2,72	5,12	0,75	1,47	2,85
200	2,68	5,18	9,76	1,43	2,81	5,44	0,76	1,50	2,94
400	2,74	5,35	10,36	1,45	2,87	5,62	0,77	1,54	3,01

From comparison of tables I. and II. it is evident that the pressure acting on openings of great length is three-four times as great as that to which circular cavities are subjected. The former statement is also supported by experience gained in the introduction of longface workings at Várpalota and Rózsaszentmárton. This statement also explains the failure of several tentatives of introducing this working method. Practically an important conclusion can be drawn from it, namely that on long faces always heavier pressure is to be expected than in narrow workings. This is not to be overlooked at the present high price of mine timber, but it is also of importance where steel props are used.

Now the effect of pressure, that is the change of pressure upon the overlying rock itself, will be examined. Before the excavation has been made, the rock is under a load or pressure proportional to depth and in case of a sufficiently great pressure it is elastically compressed. After the excavation has been made the elastically compressed rock will find no resistance in the direction of the opening, and thus its expansion will at once start toward the cavity. This movement of expansion is generally completed within some hours after the excavation. It is very slight, generally only a few mm. A characteristic feature of the movement of expansion is that it does not involve any loosening of the rock; the strength of the latter remains unaltered during expansion. A well observable movement of expansion takes place only if the bed in which the excavation has been made is of substantial thickness, if its strength is greater than the compressive stress, moreover if the rock itself is sufficiently elastic.

This is often the case in coalbeds of great thickness without interstratified bands. In Hungary the movement of expansion is especially well observable in some parts of the thick Paleocene coal bed at Dorog, where it manifests itself by particles of coal bursting with great force off the sides of the roads. As a loading case, the rock above the excavation may be considered a girder under the uniformly distributed bending load due to roof pressure defined above. Because of this flexure tensile stresses are developed in the bottom layers of the roof. This is again disadvantageous to mining. It is known that the tensile strength of natural rock is only $1/25$ to $1/30$ of its compressive strength. Especially in most cases of sedimentary rocks the tensile strength of the immediate roof will be less than the resulting stress, which will produce rupture. The load to which the roof is subjected is especially disadvantageous in case of a stratified roof, the layers of which can slip upon one another. Similarly a beam composed of boards laid upon one another can resist a crushing load much smaller than that which causes the failure of a solid beam of the same cross section. From this it is again evident that in case of the immediate roof not only the strength but also the structure of the layers, especially if thin- or thick-bedded, is of utmost importance as regards failure.

According to the above, the immediate roof layers of most rocks will break. Rupture will occur at the place where the tensile strength of the rock just equals the tensile stress to which it is subjected. Tensile stress due to bending in a uniformly loaded girder is namely maximum at its centre and decreases according to a quadratic ratio towards the end supports. Along the cross section of the girder upwards the tensile stress decreases almost uniformly, whereas the tensile strength of the material is theoretically constant throughout the section. Accordingly failure will take place along a simple quadratic parabola. It has been stated before that the stress decreases almost uniformly upwards. This is important because rocks do not follow Hooke's law. Stress therefore does not change uniformly upwards; therefore more precisely, fracture will occur along a curve similar to a parabola. As natural, nonhomogeneous rocks are dealt with, this theoretical difference may be neglected in practice. Of course, the described failure does not occur at once, but develops gradually. On roads supported by bars and props crush will not be prevented because timber support is more or less compressible and thus allows a slight subsidence of the roof. This allows the loosening of the immediate roof layers, the development of the well known loosened zone (core) in the roof of workings. With the development of this loosened zone, however, the roof pressure increases, as along the cleavage planes the cohesion of the rock ceases, and accordingly the rock of this fractured zone throws its full dead weight on the support. But if on roads part of the rock in the expected loosened zone is ripped, i. e., if the height of the road is increased along with reduction of the width of its top, the roof pressure will be greatly diminished in many cases. This is also

borne out by experiments of Dr. R. Mohi [1]. Of course, only with suitable roof layers will it be possible to make such use of the loosening of the roof. The latter can be avoided if immediately after driving the road a perfectly rigid support or rather masonry is applied. This also explains why it is also theoretically reasonable to follow closely the excavation with masonry. But this is only advisable in rocks where more time is necessary for the formation of the loosened zone. If loosening of the roof is suspected before the masonry has become solid, the use of compressible masonry with crushing strips of wood is recommended. The same is also advisable when great pressure is to be expected, or when on account of a transfer of pressure due to driving of new openings a secondary increase of pressure is regarded as likely. This is explained by the fact that rock pressure means potential energy, i. e. capacity to do work. The compression of crushing strips requires work and thus the original potential energy, that is the rock pressure itself is reduced accordingly.

In workings with roof caving the thickness of the strata broken down depends only on the thickness of the mineral bed won, as is known. Especially in case of working thin beds by longwall very often a »bridging« layer is formed high up in the superincumbent strata. In this upper layer the same pressure phenomena will reoccur. Thus with the advance of workings the pressure per unit surface increases according to the $3/4$ -th power of the width of the cavity, accordingly the »bridging« bed as a bent girder will sag until it has gained support in the compressed waste underlying it. This is of special importance in thin seams and where roads are to be kept open in the gob. In this case roads are driven wide with side packs accruing from ripping. After caving loading conditions of a continuous girder will develop in the superincumbent strata. The supported rock behaves like a continuous girder, because the underlying waste is more compressed in some places and is loose in others. Thus where the gob is more compact the roof settles without break and finds support sooner because of the slighter compressibility of the waste. Most compacted are side packs on roads. A characteristic feature of continuous girders is that the reaction, that is roof pressure too, is maximum where the support lies highest. In such a case after roof caving, very heavy pressure will develop over the roadways and it will not relax substantially after complete compression of the gob, because even after this the support of the superincumbent strata will remain higher above the road; the heavy rock pressure thus gains permanent character. Conditions are not altered by building intermediate packs in the gob. In this case, however, the last mentioned phenomenon can be used to good advantage. Therefore packwalls flanking the roads are not made very tight, but the packwall in the gob is made broader and more compact. Thus the reaction over the latter will be greater, while over the relatively looser sidepacks and over the road itself reaction and roof pressure will be less heavy. The exactness of this has been borne out by experience gained in a Salgótarján colliery. Here the coal seam

worked was sometimes less than 40 cm thick and much roof brushing had to be done, so that it was difficult to dispose of the dirt in the low workings. Therefore as many packwalls were made as possible; workers often actually stamped the gob tight and the settling roof thus immediately gained firm support. Side packs adjacent to roads, on the other hand, were not made so tight, because of facilities of disposal of surplus dirt. Accordingly the support of the settled roof lay lower on roads than in the gob; thus the roof pressure over the former was generally less heavy. Overlying strata strained by bending when settling very often produce bed separation at the interfaces and the formation of upper cavities called »Weber voids«. If the layer stressed by bending above such voids is very solid and rigid, it will not sag and obtain support on the compressed gob. After the coal face has advanced, the span between supports and with it the pressure in almost quadratic proportion, and the bending stress according to an almost cubic ratio, will increase until the breaking strength of the layer is reached, when the roof will suddenly break over a large area. This produces periodic pressure, often observed in mine workings of this country, which follows the coal face in time and in space. Periodic pressure was well observable on some long faces with strip packing at Ajka where periodical pressure recurred for each 15—20 m advance of the coal face, exerted by a bank of Eocenic limestone in the overlying strata. Elsewhere, e. g. in the upper coal seam, at Tatabánya, the periodical pressure recurring every 25 m was so heavy that it crushed the face supports. Such occurrences are observable especially where there is a solid and rigid bank in the upper roof, and the coal face advances at a relatively slow rate. Sudden rock-bursts of explosive violence (coup de toit, Bergschlag) are due to the same cause, especially where isolated pillars were left back in the gob. To the knowledge of the author no such rock-bursts have yet been recorded in Hungary; cases reported as such were rather those of heavily concentrated secondary roof pressure. Accordingly on roof pressure and rock movement often not only the immediate but also the upper roof layers have an essential influence. Because of this greater stress should be laid on the petrographic examination and strength test of the overlying strata. But in examining the phenomena of rock pressure and rock movement it should not be overlooked that mining is an operation carried out in Space and Time; ground movement affects huge masses, in which process Time has an important part. This is especially borne out by periodic changes of roof pressure on long faces, which are in correlation with the change of span between supports, with the progress of roof fracture upward, but also with the rate of advance of the coal face, that is, with the speed of working. Time plays even a part in side thrust, which will be discussed hereafter.

The first differential equation of this paper had for its starting point the supposition that the weight of each upper layer is distributed — within perpendiculars drawn to the surfaces of fracture — upon the adjoining rock remaining

undisturbed in its original position. Of course, hereby the original pressure — proportional to depth — on the solid sides bounding the excavation is augmented by the rock weight transmitted to these abutments. In calculating this increase of pressure start can be made from the same differential equation with the modification that the distance from the side of the excavation will be taken for independent variable. The dependent variable will here also be the thickness of layer proportional to the weight transmitted.

$$x = h \operatorname{tg} \varphi' = h \frac{H \operatorname{tg} \varphi}{2(H-h)}.$$

The differential equation will be :

$$q_x = \int_0^x \frac{\gamma a dh}{a + 2x}$$

$$h = \frac{2xH}{H \operatorname{tg} \varphi + 2x}.$$

After substitution and integration the magnitude of the transmitted pressure is obtained in function of the distance from the cavity :

$$4. \dots \quad q_x = \gamma \frac{a \cdot \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2} \left(\ln \frac{H \operatorname{tg} \varphi + 2x}{a + 2x} - \frac{H \operatorname{tg} \varphi - a}{H \operatorname{tg} \varphi + 2x} \right) \text{ t/m}^2.$$

TABLE III

Hm	am	tg 45° = 1		tg 63,5° = 2		tg 76° = 4	
		10 m	50 m	10 m	50 m	10 m	50 m
		percentage					
100	1,25	27	6	75	10	43	17
	2,50	32	7	41	12	48	19
	5,0	38	8	48	15	55	23
200	1,25	35	11	43	17	49	24
	2,50	41	12	48	19	55	27
	5,0	48	15	55	23	62	31
400	1,25	43	17	49	24	55	30
	2,50	48	19	55	27	60	34
	5,0	55	23	62	31	67	39

Table III gives the percentage of transmitted pressure, relative to original pressure, at distances of 10 m and of 50 m from the sides of the excavation.

One glance at the table convinces that the pressure transmitted to the adjacent rock is very substantial, and its effect manifests itself even at quite considerable distances. This has to be taken account of on roads bordering on

workings or drivages near one another. The effect of workings on roads adjoining them is well known. In this country G. Krupár has dealt with this matter in detail. [2].

The mutual influence of adjacent roads, however, is known, but has perhaps not been taken sufficient account of, though this is very important not only when roads or other workings are driven simultaneously, but especially when new drivages are made near old ones. In such cases, in the old workings where the pressure has already relaxed, its reincrease through transfer of pressure may be very disagreeable.

In table IV distances for different depths and different widths are given, within which the transmitted pressure is more than half of the roof pressure. From comparison of the tabulated data it is evident that depth has a greater share in the transmission of pressure than it had in the intensity of the roof pressure. The proportion is almost exactly

$$x_1 : x_2 = \sqrt{a_1} : \sqrt{a_2} = \sqrt{H_1} : \sqrt{H_2} = \sqrt{\operatorname{tg} \varphi_2} : \sqrt{\operatorname{tg} \varphi_1}.$$

TABLE IV

H \ a	tg $\varphi = 1$		tg $\varphi = 2$		tg $\varphi = 4$	
	2,5	5,0	2,5	5,0	2,5	5,0
100	4,5 m	6,2 m	6,5 m	8,9 m	9,3 m	12,9 m
200	6,5 m	8,9 m	9,3 m	12,9 m	13,2 m	18,5 m
400	9,3 m	12,9 m	13,2 m	18,5 m	18,8 m	26,5 m

While, as the author has previously stated, the roof pressure is proportional to the fourth root of depth, the transmission of pressure is proportional to the square root of depth already, that is, the effect of the latter grows with depth rather rapidly.

This theoretical statement is borne out by practical observations made on the 220 m level of Ferenc Pit, Dorog. Here after long faces had been opened up, the haulageway, which had stood well enough before, was submitted to such heavy pressure, even 50–60 m ahead of the coal face, that supports broke one after the other.

This transmitted abutment-pressure thus increases the original rock pressure around the opening.

The compressive strength of sedimentary rocks usually varies from 20 to 600 kg/cm². Sands, clayey sandstones and conglomerates, moist clays and marls can have still lower strengths.

Now, if the rock pressure acting on the sides of the cavity is larger than the strength of the rock, rupture takes place. Rupture sets in — as in every body under crushing stress — along shear planes at 45° to the direction of the compressive force. But here conditions are usually somewhat different, because the

rock bounding the cavity can expand only in one direction, whereas samples of rock under crushing test have four directions free for expansion. For particles confined farther from the cavity even this unidirectional possibility of expansion is limited, being dependent on the grade of loosening of the rock between these particles and the cavity. Their strength under such stresses, however, is different from that of test cubes. According to tests of Dr. Müller the crushing strength of a test cube of carboniferous coal was 200 kg/cm^2 . If the sample was under pressure from all sides the crushing strength was at 250 kg/cm^2 lateral pressure $1,250 \text{ kg/cm}^2$; at 500 kg/cm^2 lateral pressure it was $1,700 \text{ kg/cm}^2$; at 750 kg/cm^2 it was as much as $1,930 \text{ kg/cm}^2$. Therefore the rupture of the rock bounding the cavity on the side really consists of shear along a concave surface, progressing gradually inward into the solid pillar and causing its loosening. Rupture continues as far as the pressure decreasing toward the inside of the solid pillar exceeds the inwardly increasing crushing strength of the rock. According to the above, the rock on the side of the cavity scales off and moves towards it, exerting meanwhile a lateral pressure on the supports of the opening.

That the occurrence of lateral pressure is really due to the above described mechanical process is proved by the fact that props on roads subjected to lateral pressure break either at the upper or at the bottom quarter of their length, but rarely in their middle. This shows that the rock moves from the side along two oblique planes intersecting the prop at the top and at the bottom. Due to the fact that in case of lateral pressure the rock on the two sides of the cavity is more or less crushed, the span, that is the distance between the solid pillars on the two sides of the cavity, increases. This again intensifies the transmitted abutment pressure.

This mechanical process also explains why there is no other remedy against side pressure but strong support.

As side pressure is disagreeable on roads so it is often advantageous at the coal face especially in longwall workings. Here too, the abutment pressure on the solid coal causes its scaling off. This explains why pick hammers are used to good advantage in longwall workings. The coal namely is peeled off the face in parallel slices while in narrow workings this effect seldom occurs, because it is a process which takes time. Thus the slighter pressure developed on short faces requires more time to produce this effect, and meanwhile the face has already advanced. On the other hand, here loosening and scaling off due to lateral pressure will occur on the sides of the room, because until the latter has been worked, there is time enough for their development. Lateral pressure manifests itself not only in coal mine workings but also in ore mining. Because of the greater strength of the ore body no scaling off takes place, but along shear planes stresses will be much greater than elsewhere. If blast holes are drilled so that the explosive charge is concentrated at the line of intersection

of these two planes, less explosive will produce more effect, because the natural rock pressure and the stresses caused by explosion cooperate. Experiments alone can decide how deep holes are to be drilled and where the explosive charge has to be placed. In French ore mines such experiments have already been conducted.

The squeezing up or »creep« of the floor will now be dealt with.

No pressure exerts itself upon the rock in the floor of the opening, but sideways the same substantial pressure acts as on its sides. If these are of solid rock the said pressure is entirely transmitted to the bottom rock as on a support. If the sides of the opening are less solid, that is if there is lateral pressure as well, only part of the original rock pressure is transmitted to the bottom rock; the other part is consumed by the work of strain. This is also the cause why on roads under heavy side pressure there is seldom any floor creep.

From this an important conclusion may be drawn: In workings such pressure as makes the coal easy to get only develops if the floor is harder than the coal seam. Where the floor is soft, and the coal bed is rather hard long faces will be difficult to support and especially prop withdrawal will be hard, but the coal will be hardly loosened at the face, nor will pneumatic picks be of advantage, so that to attain a good output blasting will have to be resorted to. Theoretically it may be stated that in hard coal with soft floor long faces afford no essential advantage over narrow workings, but for the advantages of face conveyors.

The pressure acting on the floor is of course transmitted downwards, and as the rock has some cohesion, or at least some internal friction, the pressure transmitted downwards is spread over an ever widening surface. The rate of this widening is there also expressed by a curved surface the section of which is a logarithmic curve. Accordingly, down to a certain depth, the rock under the floor of the excavation will be relieved of pressure. Thus under the floor too a pressure-free zone in the form of an inverted arch will be formed, as on the roof there has developed a core of loosened rock. At the top of this zone, that is, on the floor of the excavation, there is no pressure at all; downwards there is only a slight pressure due to dead weight, while on its sides there is heavy pressure due to transmitted weight.

If this pressure is greater than the strength of the underlying ground, the rock in the floor, being confined on all sides, cannot fracture, but becomes plastic under pressure and passes into fluid state, squeezing up into the opening in the direction of least resistance. This is the mechanical explanation of »creep«. Water plays a part in it only so far as clayey rocks lose strength and gain plasticity when absorbing water. Clays that swell under effect of water absorbed are rather rare. From this also follows that not only argillaceous floors creep but also other rocks of low strength: e. g. at Pereces near Diósgyőr, there is a creeping sand floor. Creep can also occur where the floor itself is hard,

but there is a plastic layer of low strength underneath : in Lipót Pit at Pilis-vörösvár, there was heavy creep in some places though the floor was a fresh-water limestone.

Floor creep is thus connected with removal of material. The rate of removal is highest below the sides of the excavation, and it gradually decreases inward in the solid undisturbed rock. The result of this, however, is that on the top of the creeping rock a slanting surface dipping toward the cavity may be formed, serving as abutment for the pressure arch of the roof. The pressure acting on this surface cannot then squeeze up any more material, but forces it inward compacting it : floor creep then ceases. This theoretical consideration is borne out by observations of Mining Eng. Dr. J. Horváth in Baross Pit, near Diósgyőr, and also by those of Dr. R. Mohi who had high props set on roads and let the floor squeeze up, until the creep ceased after some time without ripping.

In the above roof, side and floor pressure has been separately dealt with. In reality the active forces interfere and their effect does not manifest itself in distinct roof, side and floor movement, but as a complex rock movement due to the joint effect of mutual influences. This movement is all the more difficult to analyze as besides active forces resistances have a yet incalculable but equally important share in it ; these depend on different features of the rock bounding the cavity, such as strength, structure etc. It has been pointed out above that with loosening of the sides bounding the excavation the span of support is increased, and in consequence of this roof pressure too is modified. If the adjacent rock is too solid to be loosened by pressure, the effect is similar, but it will not manifest itself in rock movement, but only in a modification of stresses, as it has already been pointed out.

The author's theory of rock movement is based upon the transfer of weight, i. e. of pressure of the superincumbent strata upon the rock bounding the excavation. By this theory it has been successfully proved that immediately around underground excavations a zone of more or less extent but extending in all directions is formed, in which ground stress is lighter than the original rock pressure corresponding to depth. This is what is known as the *Trompeter* zone, which is free from pressure or rather relieved of pressure. On basis of what has been said of the effect of the width of the excavation on the transfer of pressure, it has to be stated that around drifts the *Trompeter* zone extends farther laterally as well because of the greater transmitted pressure.

Now if in this pressure-free zone an excavation is later made a new situation presents itself ; the pressure to be taken up or to be transmitted is namely very slight ; only such as would correspond to stresses still present in the *Trompeter* zone ; i. e., rock pressure conditions are such as would be present if an excavation of minor width were made at shallow depth. Thus in excavations made in the *Trompeter* zone lighter rock pressure is always

to be expected. This leads to the discussion of the effect of workings in adjacent coal seams on pressure conditions.

Where a seam or a part of it has been worked out the roof will settle until the waste, or the stowage applied, or the rock expanded under the influence of relief of pressure, have been recompressed and compacted. In this process part of the weight of the overlying cover, i. e., of the force acting, is doing the work of compression. It is evident that under the extracted seam, in the undisturbed floor, there will be less rock pressure than what corresponds to depth, that much less as corresponds to the work of compaction and to the weight transmitted to still intact pillars left behind in the seam above.

Though surface subsidence is apparently completed in one or two years precision levelling has sometimes found a very slight settlement even 8—10 years afterwards. This indicates that compaction and the reestablishment of the original volume of the expanded ground take comparatively a long time. At Salgótarján on reopening an old shaft pillar, open cavities filled with water were found in a coal seam won 10 years before.

During compaction conditions of the bottom of the cover are similar because the *Trompeter* zone extends into it. Therefore, when working either the top or the bottom seam later, theoretically less pressure is to be expected than in virgin ground. This has been borne out in practice by numerous observations.

Another matter of importance has to be pointed out here. According to the above, relaxed pressure around a seam to be extracted later, may be taken as if the seam were in less depth. But it has been pointed out before that in the transfer of pressure resulting in side thrust depth plays an important part. At shallow depths »weight« which helps in winning the coal develops on the face with difficulty, even if the pressure is heavy enough in the working, because the latter develops more under the effect of the open space. From this follows that in the coal seam to be worked later coal-getting will have to be done with the aid of explosives rather than with pneumatic picks.

Therefore, if one of the adjacent coal seams is difficult to win this has to be worked first, because pressure in it can be controlled in a way to make coal-getting easier. In coal seams it has to be taken into account that pressure facilitating coal-getting more or less loosens the coal, so that the seam first worked will give more slack, and the bed won afterwards will yield more large coal. Of course, the structure of the coal as well as its petrographical composition play a part. This explains why in the Oligocenic coal bed of Dorog output is high, but the yield of large coal is low.

If, however, pillars were left in the gob part of the weight of the undermined cover is transferred to these. Therefore above and under such pillars the ground will be more stressed than would correspond to depth. This condition will last for decades, i. e., it becomes permanent, because the upper roof subsides

without fracturing and loosening. Thus even after compaction the support of the upper roof will be higher above pillars than elsewhere. From the loading condition of continuous girders follows that at supports located higher the reaction, that is, the vertical load, or in this case ground pressure, is heavier than at lower lying supports. When the coal face in the seam worked later passes over or under such pillars, ground pressure conditions abruptly change at some distance from the pillar, pressure increases all of a sudden, but coal will be easier to get. From this follows that, in working two adjacent seams simultaneously, headings have to be driven in the projection of one another, and longwall working is to be applied. Coal faces in both seams should follow each other at a constant distance, so that the working face in the seam, in which the coal is more difficult to win, advance in virgin ground; the coal face in the other seam should always move at the same speed in a definite part of the zone of relieved stress. Thus permanent conditions of pressure can be attained in both seams.

Such mutual effect of adjacent coal seams has long been known. In England and Belgium for instance it has been made use of to tap coal beds rich in gas before working them.

The aim of this paper has been to set up a theory giving a mechanical explanation of rock pressure conditions in mines. Very complex conditions being dealt with, the correctness of the theory cannot be criticized beforehand. It will prove correct if every occurrence of rock pressure and ground movement can be explained by it without exaggeration. If with some phenomena this is not or is only partially possible, the theory will have to be corrected or completed by practice. As it has been repeatedly pointed out these theoretical considerations have been proved by older and recent practical observations. These have to be pursued in order to arrive at a theory checked from all points of view, eventually corrected or developed and thus made reliable in every respect.

REFERENCES

- [1] *Bányászati és Kohászati Lapok* (Mining and Metallurgical Journal), vol. 63. (1930) No. 17/20.
[2] *Bányászati és Kohászati Lapok CM* (Mining and Metallurgical Journal), vol. 64. (1931) No. 11/13; vol. 67. (1934) No. 13/17; vol. 69. (1936) No. 17/18.

SUMMARY

Having established that ground pressure acting on a particle of rock in the inside of the earth is proportional to depth, the author points out that when an excavation is made, and the ground above it loses its natural support, the analysis of forces cannot start from the cohesion of rocks, but only from the angle of rupture, which is a quantitative value characteristic of the whole of the superincumbent strata. After treatment of theories referring to the shape of the planes of fracture, the magnitude of the roof pressure is derived, and its variation with depth, width of excavation and angle of rupture is tabulated, indicating that roof pressure

varies regularly with these factors. The result of the analysis is that depth has little while the width of the cavity and the angle of rupture have substantial influence upon the magnitude of roof pressure.

Investigations are extended upon excavations of definite width but of infinite length and afterwards on closed cavities of circular base, proving that pressure on the latter is 3—4 times less. Theoretical formulae are given for roof pressure.

1. On excavations of definite width and of infinite length :

$$q = \gamma \frac{a \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2} \left(\ln \frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 + \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi} \right) t/m^2. \quad (1)$$

2. On a closed circular cavity :

$$q = \gamma \frac{d \cdot \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^3} \left[1 + \frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi} - \frac{2d}{H \operatorname{tg} \varphi} \ln \frac{H}{d} \operatorname{tg} \varphi \right] t/m^2. \quad (2)$$

Discussing the effect of change of pressure on the roof, the notion of movement of expansion is introduced, and on basis of considerations of Statics the rupture of the overlying strata and in connection therewith the loosening of the roof and the formation of the «loosened core» is dealt with. Principles of preventing the loosening of the roof by choosing adequate support are presented. In dealing with the development of the «Weber voids» the occurrence of periodical pressure is explained, and the magnitude of transmitted pressure in function of distance is calculated. In the survey of the mutual influence of drivings near one another, it is pointed out that depth has a greater share in the transmission of pressure than it had in the roof pressure.

The following part of the treatise gives the mechanical explanation of side thrust, supported by practical evidence. The effect of side pressure in workings, creep of the floor, compaction of loosened ground are examined, and the development of a pressure-free core in the floor is explained. In the final part of the treatise the mutual effect of roof and side thrust as well as of floor creep — separately dealt with afore — is demonstrated, principles of the theory are summed up, the practical value of theoretical statements is evaluated; the correctness of the theory is supported by practical evidence, and suggestions are made for its application.

ОСНОВЫ ДВИЖЕНИЯ ПОРОД

Петер Эсто

Резюме

После определения того, что внутри Земли давление, действующее на отдельные части породы, пропорционально глубине, автор указывает на то, что если образуется пустота, то вся масса породы теряет под собой опору, при исследовании перевода сил нельзя исходить из кохезии пород, а только из угла преломления, что является характерной величиной для всей толщи кровли. После изложения теорий о формах сбросовых поверхностей, автор определяет величину давления кровли и приводит таблицы, где дает данные для различных глубин, широт и углов преломления, и указывает на то, что с изменением этих величин давление кровли изменяется закономерно. Согласно результатов исследований глубина имеет только незначительное, а ширина пустот и углы преломления имеют уже значительное влияние на давление кровли. Исследования он развивает дальше — после исследования пустот с определенной шириной, но с бесконечной длиной, т. е. исследует режим давлений в случае закрытых пустот с основанием в форме замкнутого круга, и доказывает, что давление в пустотах этого типа в 3—4 раза меньше. Дает теоретическую формулу, по которой давление кровли в случае пустот с определенной шириной и бесконечной длиной будет :

$$q = \gamma \frac{a \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2} \left(\ln \frac{H}{a} \operatorname{tg} \varphi - 1 + \frac{a}{H \operatorname{tg} \varphi} \right) t/m^2.$$

в это же время в случае замкнути их пустот с основанием замкнутого круга будет:

$$q = \gamma \frac{d \operatorname{ctg} \varphi}{\left(1 - \frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^3} \left[1 + \left(\frac{d}{H \operatorname{tg} \varphi}\right)^2 - \frac{2d}{H \operatorname{tg} \varphi} \ln \frac{H}{d} \operatorname{tg} \varphi \right] \text{ т/м}^2.$$

Переходя к исследованию вопроса влияния изменения давления на породу кровли автор вводит понятие *д в и ж е н и е р а с ш и р е н и я*, далее на основе статических рассуждений освещает вопрос расслоения покровного залегания и в связи с этим возникновение разрыхления кровли и ядра разрыхления. В дальнейшем автор дает указания для предотвращения разрыхления кровли с мерами по безопасности. Занимается с вопросом образования пустот Вебера, далее объясняет возникновение периодического давления, затем рассчитывает величину переведенного давления в функции расстояния. Рассматривая вопрос взаимного влияния галлерей, проходящих рядом друг с другом, он указывает на то, что при переводе давления, глубина играет в данном случае большую роль, чем это было показано в случае давления кровли.

Автор в следующей части своего труда дает механическое объяснение возникновения бокового давления и свои определения доказывает практическим путем. Подробно освещает вопрос использования бокового давления при выемках, далее переходит к рассмотрению вопросов давления подошвы, вспучивания почвы и уплотнения и объясняет явление возникновения под подошвой ядра — свободного от влияния давлений.

В заключительной части труда автор показывает взаимное влияние рассмотренных отдельно давлений кровли, бокового давления и давления подошвы, далее подводит итог сущности теории, делает вывод практической значительности теоретических определений, другими словами, подтверждает правильность теоретических определений практическими наблюдениями, и, наконец, дает указания для практического применения теории.

UMRECHNUNG ZWISCHEN GAUSS—KRÜGERSCHEN KOORDINATEN, DIE VERSCHIEDENEN ELLIPSOIDEN ANGEHÖREN

ST. HAZAY

(Eingegangen am 14. Januar 1952.)

Die Punkte von Triangulierungsnetzen grösserer Ausdehnung, beispielsweise die einer Landstriangulierung werden in bezug auf ein zugrundegelegtes Ellipsoid bestimmt und in einer ebenen Projektion des letzteren dargestellt. In Ungarn besteht anlässlich der im Gang befindlichen Ausgestaltung des neuen Triangulierungsnetzes erster Ordnung die Absicht, bei der Darstellung in der Ebene sich der Gauss—Krügerschen Koordinaten zu bedienen.

Nachdem die Länder der Welt sich noch nicht auf ein einziges Ellipsoid einigen konnten, vielmehr sogar in den uns benachbarten Ländern nicht weniger als dreierlei Ellipsoide in Gebrauch sind — nämlich das *Besselsche*, das *Krasowskysche* und das *Hayfordsche* — so kann sich — zwecks internationaler Verknüpfung der geodätischen Netze oder zwecks Ausführung wissenschaftlicher Untersuchungen — oft die Notwendigkeit ergeben, die Koordinaten aus dem auf das bei uns zugrundegelegte Ellipsoid bezüglichen Gauss—Krügerschen System in ein auf ein anderes Ellipsoid bezügliches Gauss—Krügersches System und umgekehrt umzurechnen. Hieraus ergab sich die Aufgabe zwischen den Gauss—Krügerschen Koordinaten zweier Ellipsoide Beziehungen aufzufinden, damit daraus ein vergleichsweise rasches, zugleich aber der von Projektionsrechnungen im allgemeinen erforderten Schärfe entsprechendes Umrechnungsverfahren abgeleitet werden könne.

Wird ein Triangulierungsnetz von einem Ellipsoid auf ein anderes übertragen, so ändern sich die geographischen Koordinaten der einzelnen Punkte, d. h. die geographischen Breiten und die geographischen Längen derselben und infolgedessen auch die Azimute der Seiten des Netzes. Das ist auch dann der Fall, wenn die geographischen Koordinaten des Ausgangspunktes und die Orientierung des Netzes unverändert gelassen werden. Eine noch weitergehende Veränderung erleiden die geographischen Koordinaten im Falle, dass man, um für das Triangulierungsnetz auf dem neuen Ellipsoid eine günstigere Lage zu erzielen, die geographischen Koordinaten des Ausgangspunktes und somit auch die Orientierung des Netzes ändert. Nimmt man nämlich die auf ein bestimmtes Ellipsoid bezogene geographische Breite und geographische Länge des Ausgangspunktes des Netzes, sowie den Azimut einer sich dem Ausgangs-

punkt anschliessenden Netzseite gemäss irgendwie festgestellter, z. B. astronomisch ermittelter Daten an, so lassen sich aus den Messungsdaten des Triangulierungsnetzes und den Daten des Ellipsoids die ellipsoidische geographische Breite und geographische Länge für jeden einzelnen Triangulierungspunkt errechnen. Lässt man die geographischen Koordinaten des Ausgangspunktes und den Azimut der Ausgangsrichtung unverändert, wechselt aber das Ellipsoid und verknüpft somit die Messungsdaten des Netzes diesmal mit anderen ellipsoidischen Daten, so erhält man für die einzelnen Punkte neue, von den früheren verschiedene ellipsoidische geographische Koordinaten. Die Abweichungen werden noch weiter vergrössert, wenn man überdies auch noch die geographischen Koordinaten des Ausgangspunktes abändert, was darauf hinausläuft, dass man das Triangulierungsnetz auf dem Ellipsoid aus seiner ursprünglichen Lage verschiebt und verschwenkt.

Die Berechnung der Veränderungen der geographischen Koordinaten erfährt in der Literatur eine umfangreiche Behandlung und ist auch in Handbüchern anzutreffen. So verursacht z. B. lt. dem Handbuch von Jordan-Eggert eine Veränderung der Ellipsoidkonstanten zwischen zwei Punkten Veränderungen in der geographischen Breite von

$$d\varphi_2 = \frac{\varrho''}{aM_2} s \cos \alpha_2 da + (2(\varphi_2 - \varphi_1) - 3(\varphi_2 - \varphi_1) \sin^2 \varphi + \frac{\lambda^2}{2\varrho''} \sin^3 \varphi \cos \varphi) dl$$

und in der geographischen Länge von

$$d\lambda = \frac{\varrho''}{aN_2} \frac{s \sin \alpha_2}{\cos \varphi_2} da - \lambda \sin^2 \varphi_1 \frac{\cos \varphi_1}{\cos \varphi_2} dl$$

In obigen Formeln bedeutet φ je nach dem Index die geographische Breite beim ersten, bzw. beim zweiten Punkt, bzw. ohne Index das arithmetische Mittel der auf die beiden Punkte bezüglichen geographischen Breiten; λ ist die Differenz der geographischen Längen der beiden Punkte, s der ellipsoidische Abstand der beiden Punkte, α_2 der Azimut, der die beiden Punkte verbindenden geodätischen Linie im zweiten Punkte, M_2 daselbst der Krümmungsradius in der Meridianrichtung des zugrundegelegten Ellipsoids von der halben grossen Achse a und der Abplattung l und N_2 der Radius der auf den Meridian senkrechten Hauptkrümmung gleichfalls im zweiten Punkt, ϱ'' der der analytischen Winkleinheit entsprechende Sekundenwert und da , bzw. dl die Differenzen zwischen den halben grossen Achsen, bzw. den Abplattungen der zwei betrachteten Ellipsoide. In gleicher Weise sind die Beziehungen auch für den Fall angegeben, dass auch die geographischen Koordinaten des Ausgangspunktes Änderungen erfahren.

Die Berechnung der Veränderung der geographischen Koordinaten ist jedoch *keine Projektionsaufgabe*. Unsere, im obigen bereits angedeutete Aufgabe lässt sich vom *Projektionsstandpunkt* wie folgt kennzeichnen: sofern die ebenen Koordinaten y und x eines Punktes in Beziehung zu dem einen Ellipsoid, ferner

die infolge des Übergangs auf ein anderes Ellipsoid auftretenden Änderungen $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ der geographischen Koordinaten gegeben sind, so sollen die auf das zweite Ellipsoid bezüglichen ebenen Koordinaten unter Aufwendung von möglichst wenig Rechenarbeit, auch ohne Kenntnis, bzw. ohne Ausrechnung der geographischen Koordinaten des betreffenden Punktes bestimmt werden können.

Die einfachste Beziehung zwischen den zu den beiden Ellipsoiden gehörigen Gauss-Krügerschen Systemen besteht in dem in der Praxis selten vorkommenden *speziellen* Falle, dass die geographischen Koordinaten für den umzurechnenden Punkt auf beiden Ellipsoiden die gleichen sind. Wir wollen den allgemeinen Fall, wo die zu den beiden Ellipsoiden gehörigen geographischen Koordinaten von einander verschieden sind, auf den obigen Spezialfall zurückführen.

Vor der mathematischen Kennzeichnung des Verfahrens sei kurz daran erinnert, dass das Gauss—Krügersche Darstellungssystem auf den allgemein bekannten Soldnerschen Koordinaten beruht, so zwar dass Gauss die auf dem Ausgangsmeridian gemessene Soldnersche Abszisse unverändert beibehalten hat, wogegen er die auf den Ausgangsmeridian senkrechte Ordinate derart abgeändert hat, dass die Darstellung zu einer *winkeltreuen* wurde.

Die Berechnung der ebenen Koordinaten aus den geographischen und die der geographischen aus den ebenen erfolgt auf Grund folgender Reihen:

$$y = A_1 \lambda + A_3 \lambda^3 + A_5 \lambda^5$$

$$x = B + A_2 \lambda^2 + A_4 \lambda^4$$

bzw.

$$\varphi = \varphi_1 + B_2 y^2 + B_4 y^4$$

$$\lambda = B_1 y + B_3 y^3 + B_5 y^5$$

In den obigen Reihen bedeuten y und x die Gauss—Krügerschen Koordinaten des fraglichen Punktes, φ und λ ohne Index hingegen dessen geographische Koordinaten. B ist die Bogenlänge des der geographischen Breite φ entsprechenden Meridians vom Aequator gerechnet, φ_1 ist die einer mit der Abszisse x gleich langen Meridianbogenlänge, d. h. dem Fusspunkt des fraglichen Punktes entsprechende geographische Fusspunktbreite. Die Koeffizienten $A_1—A_5$ sind von der geographischen Breite φ , die Koeffizienten $B_1—B_5$ von der geographischen Breite φ_1 abhängige, aus den Tabellen entnehmbare Faktoren.

Gesetzt nunmehr dass die geographischen Koordinaten φ und λ des umzurechnenden Punktes in bezug auf beide Ellipsoide identisch sind und dass auch die geographischen Längen der Anfangsmeridiane der bezüglichen Projektionsstreifen übereinstimmen, ergeben sich auf Grund der angegebenen Reihen die ebenen Koordinaten des untersuchten Punktes auf den beiden Ellipsoiden zu:

$$\begin{aligned} y_I &= A_{1I} \lambda + A_{3I} \lambda^3 + A_{5I} \lambda^5 \\ x_I &= B_I + A_{2I} \lambda + A_{4I} \lambda^4 \end{aligned} \quad (1)$$

bzw. zu :

$$\begin{aligned} y_{II} &= A_{1II} \lambda + A_{3II} \lambda^3 + A_{5II} \lambda^5 \\ x_{II} &= B_{II} + A_{2II} \lambda^2 + A_{4II} \lambda^4 \end{aligned} \quad (2)$$

Die auf das eine Ellipsoid bezüglichen Daten wurden mit dem Index I., die auf das andere bezüglichen mit dem Index II. bezeichnet. Subtrahiert man von den einzelnen Gleichungen von (2) die entsprechenden Gleichungen von (1), so erhält man :

$$\begin{aligned} y_{II} - y_I &= (A_{1II} - A_{1I}) \lambda + (A_{3II} - A_{3I}) \lambda^3 + (A_{5II} - A_{5I}) \lambda^5 \\ x_{II} - x_I &= B_2 - B_1 + (A_{2II} - A_{2I}) \lambda^2 + (A_{4II} - A_{4I}) \lambda^4 \end{aligned}$$

Innerhalb der erforderlichen Rechenschärfe unserer Berechnungen dürfen die Glieder von höherer als dritter Ordnung vernachlässigt werden. Der besseren Übersichtlichkeit halber seien unsere Gleichungen in folgender Form angeschrieben :

$$\begin{aligned} \Delta y &= \Delta A_1 \lambda + \Delta A_3 \lambda^3 \\ \Delta x &= \Delta B + \Delta A_2 \lambda^2 \end{aligned} \quad (3)$$

Die geographische Länge lässt sich auf Grund der auf Ellipsoid I. bezüglichen ebenen Koordinaten mittels der Gleichung

$$\lambda = B_{1I} y_I + B_{3I} y_I^3 + B_{5I} y_I^5 \quad (4)$$

ausdrücken. Substituieren wir (4) in (3), so ergeben sich bei Vernachlässigung der Glieder höherer Ordnung :

$$\Delta y = \Delta A_1 B_{1I} y_I + (\Delta A_1 B_{3I} + \Delta A_3 B_{1I}^3) y_I^3 \quad (5)$$

$$\Delta x = \Delta B + \Delta A_2 B_{1I}^2 y_I^2$$

und

$$y_{II} = y_I + \Delta y \quad x_{II} = x_I + \Delta x \quad (6)$$

Die Werte ΔA_1 , ΔA_2 , ΔA_3 , ΔB , sowie B_{1I} , B_{1I}^2 , B_{1I}^3 und B_{3I} lassen sich für runde Werte der Meridianbogenlänge, z. B. für je 10 Kilometer, in Tabellen fassen. Zwischen den einzelnen Tabellenwerten darf bereits linear interpoliert werden.

Der Ausdruck (5) für Δy ist jedoch vom praktischen Gesichtspunkt aus unvorteilhaft. Vor allem darum, weil einzelne Faktoren des Ausdrucks durch eine dem Wert φ entsprechende, andere Faktoren aber durch eine dem Wert φ_1 entsprechende Meridianbogenlänge B zu berechnen sind oder anders ausgedrückt : weil einzelne Faktoren des Ausdrucks nach einem dem Parallelkreis des untersuchten Punktes entsprechenden, andere Faktoren aber nach einer dem Fusspunkt entsprechenden Stelle von B zu interpolieren sind, woraus folgt, dass sämtliche im Ausdruck Δy vorkommenden Faktoren je für sich aus den Tabellen bestimmt und in die Gleichung eingesetzt werden müssten. Zweitens ist auch der Umstand von Nachteil, dass auch die dritte Potenz der Ordinate y_1 berücksichtigt werden müsste.

Der Ausdruck (5) für Δx hingegen ist auch praktisch gut brauchbar, weil es innerhalb der gegebenen Rechenschärfe für das Ergebnis gleichgültig ist, ob man die Faktoren des Produktes $\Delta A_2 B_{1I}^2$ nach einer dem Parallelkreis oder nach einer dem Fusspunkt entsprechenden Stelle von B interpoliert und es kann somit dieses Produkt unzerlegt in eine Tabelle gefasst werden. Führt man die Bezeichnung

$$v = \Delta A_2 B_{1I}^2 \quad (7)$$

ein, so ist

$$\Delta x = \Delta B + v y_I^2 \quad (8)$$

Der Unterschied zwischen der dem Fusspunkt entsprechenden Meridianbogenlänge und der dem Parallelkreis entsprechenden Meridianbogenlänge lässt sich mit einer für die vorliegende Berechnung hinreichenden Genauigkeit auf Grund der Gleichungen (1) und (4) aus der Beziehung

$$B_T - B_\varphi = x_I - B_\varphi = D y_I^2 \quad (9)$$

bestimmen, zu welcher der Koeffizient

$$D = A_{2I} B_{1I}^2 \quad (10)$$

an die Stelle $x_I = B_T$ interpoliert werden kann.

Es soll jetzt gezeigt werden, dass der Ausdruck für Δy sich wesentlich vereinfachen lässt.

Es seien auf dem gleichen Parallelkreis eines Ellipsoids mehrere Punkte (die Punkte $P, Q, R \dots$) angenommen und es sollen aus deren Ordinaten y auf Grund der Formeln

$$\bar{\lambda}_P = B_{1\varphi} y_P \quad \bar{\lambda}_Q = B_{1\varphi} y_Q \quad \bar{\lambda}_R = B_{1\varphi} y_R \quad \text{usw.} \quad (11)$$

die mit $\bar{\lambda}$ bezeichneten Proportionalitätsfaktoren berechnet werden. Mit $B_{1\varphi}$ sei der zur geographischen Breite des gewählten Parallelkreises (demnach nicht zu den Fusspunkten der einzelnen Punkte) gehörige Wert B_1 bezeichnet. Dieser Wert beträgt für alle auf dem Parallelkreis gelegenen Punkte gleicherweise

$$B_{1\varphi} = \frac{\varrho}{N_\varphi \cos \varphi} \quad (12)$$

Die Werte $\bar{\lambda}$, die selbverständlich von den wirklichen geographischen Längen λ der Punkte verschieden sind, seien *reduzierte Längen* genannt. Nachdem der zur geographischen Breite φ gehörige Wert A_1 , dessen Ausdruck

$$A_{1\varphi} = \frac{N_\varphi \cos \varphi}{\varrho} \quad (13)$$

lautet, den reziproken Wert von $B_{1\varphi}$ darstellt, so erhält man, indem man die reduzierten Längen der Reihe nach mit dem genannten Wert $A_{1\varphi}$ multipliziert,

selbverständlichweise die Ordinaten y der angenommenen Punkte. Dem nach ist

$$y_P = A_{1\varphi} \bar{\lambda}_P \quad y_Q = A_{1\varphi} \bar{\lambda}_Q \quad y_R = A_{1\varphi} \bar{\lambda}_R \quad \text{usw.} \quad (14)$$

Betrachtet man nunmehr das gegenseitige Verhältnis zweier Ellipsoide und bestimmt man für eines der Ellipsoide innerhalb unseres Rechnungsbereiches für jeden Ort der geographischen Breite einen Faktor β_1 in der Weise dass die Multiplikation der Ordinaten y der auf dem bezüglichen Parallelkreis, gelegenen Punkte mit dem Faktor β_1 innerhalb der erforderlichen Rechenschärfe der Reihe nach die gleichen reduzierten Längen $\bar{\lambda}$ ergebe, die sich i-bezug auf das andere Ellipsoid aus dem Ausdruck (11) gewinnen lassen, so gilt auf Grund der Beziehung (14) für sämtliche Punkte des Parallelkreises

$$\begin{aligned} y_I &= \alpha_{1I} \beta_{1I} y_I \\ y_{II} &= A_{1II} \beta_{1I} y_I \end{aligned} \quad (15)$$

wo

$$\alpha_{1I} = \frac{1}{\beta_{1I}} \quad (16)$$

Die Differenz der beiden Gleichungen (15) ergibt :

$$y_{II} - y_I = \Delta y = (A_{1II} - \alpha_{1I}) \beta_{1I} y_I \quad (17)$$

Mit Rücksicht darauf, dass sowohl der Wert A_1 , wie der Wert α_1 , wie auch der Wert β_1 der gleichen geographischen Breite (nämlich der dem Parallelkreis entsprechenden Breite) angehört, so lassen sich sowohl der Wert

$$u = (A_{1II} - \alpha_{1I}) \beta_{1I} \quad (18)$$

wie auch der bei (7) bereits angeschriebene Faktor

$$v = \Delta A_2 B_{1I}^2 \quad (19)$$

und schliesslich auch die zur Berechnung von Δx erforderliche Differenz ΔB für runde Werte der Meridianbogenlänge, z. B. für je 10 Kilometer, in Tabellen fassen. Nach Interpolierung der Tabellenwerte nach der dem Parallelkreis des umzurechnenden Punktes entsprechenden Stelle lassen sich die Koordinatendifferenzen aus den einfachen Gleichungen

$$\Delta y = u y_I \quad (20)$$

$$\Delta x = \Delta B + v y_I^2$$

berechnen.

Es wurde nämlich bereits erwähnt, dass der Faktor v der Tabellenstelle entnommen werden kann, die der geographischen Breite des Parallelkreises entspricht ; die Werte u und ΔB hingegen sind auch theoretisch an die gleiche Stelle zu interpolieren.

Wenden wir uns nunmehr der Frage zu, wie man die Werte β_{1I} bestimmen könnte, die natürlich von den entsprechenden B_{1I} -Werten nur wenig verschieden sein können. Bei einer beliebigen geographischen Breite sei

$$\beta_{1I} = B_{1I} + \Delta\beta_{1I}$$

Aus unseren Berechnungen ging hervor, dass $\Delta\beta_{1I}$ innerhalb unseres Untersuchungsbereiches als konstant angesehen werden kann, zumal die Vernachlässigung der Wertänderungen sogar bei einer geographischen Länge von 5° die y -Werte lediglich um Beträge ändert, die von der Grössenordnung des Hundertstelmmillimeters sind. Theoretisch würde es demnach genügen den besagten Wert nur bei einer beliebigen geographischen Breite, z. B. der mittleren Breite des Landes zu bestimmen. Um aber selbst die Wirkung der die Ordinaten allenfalls belastenden Vernachlässigungen von der Grössenordnung eines Zehntelmmillimeters zu mindern, erscheint es zweckmässig die Berechnung an mehreren Stellen vorzunehmen.

Berechnen wir z. B. auf Ellipsoid II. bei je rund 30 Bogenminuten der geographischen Breite bis zu $\lambda = 5^\circ$ einschl. für jeden runden Gradwert der geographischen Länge auf Grund der zweiten Gleichung von (15) die Näherungswerte für die Ordinaten y , wobei wir von der Näherung $\beta_{1I} = B_{1I}$ Gebrauch machen. Berechnen wir ferner für die gleichen Stellen aus den geographischen Koordinaten auch die wahren Werte für y .

Es ergibt sich auf diese Weise für jede Stelle ein Näherungswert für y :

$$(y_{II}) = A_{1II} B_{1I} y_I \tag{21}$$

wobei auch der wahre Wert bekannt ist :

$$y_{II} = A_{1II} \lambda + A_{3II} \lambda^3 + A_{5II} \lambda^5 \tag{22}$$

Zieht man von den aus Gleichung (22) berechneten Werten die entsprechenden Werte lt. (21) ab, so erhält man bei jeder 30. Bogenminute der geographischen Breite je eine *Differenzenreihe*. Errechnet man aus den zu gleichen geographischen Längen gehörigen Differenzwerten (die von einander nur in der Grössenordnung von Zehntelmmillimetern abweichen können) das arithmetische Mittel, so erhält man eine aus den Gliedern

$$(\Delta_1) \quad (\Delta_2) \quad (\Delta_3) \quad (\Delta_4) \quad (\Delta_5) \tag{23}$$

bestehende, wachsende Reihe. Die Indizes bezeichnen den Gradwert der geographischen Länge.

Würde man in die Gleichung (21) statt B_{1I} einen andern Näherungswert für β_{1I} einsetzen, so erhielte man anstelle der Reihe (23) die folgende Reihe :

$$\begin{matrix} (\Delta_1) + \Delta_0 & (\Delta_2) + 2\Delta_0 & (\Delta_3) + 3\Delta_0 \\ (\Delta_4) + 4\Delta_0 & (\Delta_5) + 5\Delta_0 & \end{matrix}$$

Nunmehr wird der Wert für Δ_0 derart angenommen, dass die Zahlenwerte der Reihe möglichst klein ausfallen, wobei zu beachten ist, dass der endgültige Wert bis $\lambda = 2^\circ$ nur kleiner als ein halber Millimeter sein darf, wogegen darüber hinaus auch Werte von einigen Zentimetern zugelassen werden könnten.

Ist ein Wert für Δ_0 angenommen, dann ist

$$\Delta\beta_{II} = \left(\frac{-\Delta_0}{A_{III} y_I} \right)_{\lambda=1^\circ}$$

Wir haben die Berechnungen gemäss dem gekennzeichneten Verfahren für die Umrechnung zwischen dem *Hayfordschen* und dem *Krasowskyschen* Ellipsoid durchgeführt. In der Tabelle I. sind die Δ -Werte zusammengefasst, die sich bei der Berechnung des Übergangs vom *Krasowsky*-Ellipsoid auf das *Hayford*-Ellipsoid ergaben.

TABELLE I

λ		1°	2°	3°	4°	5°
(Δ)	Millimeter	+ 0,2	+ 0,5	+ 1,3	+ 1,8	+ 3,5
Δ_0		- 0,2				
Δ		0,0	+ 0,1	+ 0,7	+ 1,0	+ 2,5

Zu Rechnungszwecken kann man die Umrechnungsfaktoren für runde Werte der Meridianbogenlängen, z. B. für je 10 km, in Tabellen fassen. Wir haben solche Tabellen angefertigt für den Übergang zwischen dem *Krasowsky*-schen und dem *Hayfordschen* Ellipsoid.

Sind die Gauss—Krügerschen Koordinaten y_I und x_I für das eine Ellipsoid gegeben, so erfolgt die Umrechnung mit Hilfe der Tabellen in folgenden Phasen :

1. Aus dem auf ganze Meter abgerundeten Wert von y_I wird y_I^2 errechnet, sodann nach Interpolierung von D auf eine ganze Zahl (durch Kopfrechnen) nach der Stelle x_I , die dem Parallelkreis entsprechende Meridianbogenlänge mittels der Formel $B = x_I + Dy_I^2$ auf ganze Meterabgerundet berechnet.

2. Nach der Stelle B sind u , v und ΔB zu interpolieren.

3. Mit Hilfe der Formeln

$$\begin{aligned} y_{II} &= y_I + u y_I \\ x_{II} &= x_I + \Delta B + v y_I^2 \end{aligned}$$

werden die auf das zweite Ellipsoid bezüglichen Gauss—Krügerschen Koordinaten errechnet.

Im allgemeinen Falle ändern sich, wie schon erwähnt, auch die geographischen Koordinaten der Punkte. Die auf diesen Fall bezügliche Umrechnungsaufgabe lässt sich aber auf den oben besprochenen Spezialfall zurückführen, bei dem vorausgesetzt war, dass die geographischen Koordinaten φ und λ des Punktes für beide Ellipsoide identisch seien. Nun aber genügt es vollauf, dass man in bezug auf das eine Ellipsoid die den Änderungen $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ entsprechenden Koordinatendifferenzen $\overline{\Delta y}$ und $\overline{\Delta x}$ ausrechnet und die um diese Beträge korrigierten Koordinaten — die bereits die Bedingungen des Spezialfalles erfüllen — in der oben beschriebenen Weise auf den Projektionsstreifen des anderen Ellipsoids umrechnet. (Die Bezeichnungen der Koordinatendifferenzen wurden im vorliegenden Falle durch oben angebrachte Striche, also mit $\overline{\Delta y}$ und $\overline{\Delta x}$ bezeichnet zum Unterschied von den bei der Umrechnung im Spezialfalle gebrauchten Zeichen Δy und Δx). Der Natur der Aufgabe entsprechend wird vorausgesetzt, dass die Änderungen $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ klein sind und im allgemeinen $10''$ nicht überschreiten. Nichtsdestoweniger sind die abgeleiteten Formeln auch zur Berücksichtigung von Veränderungen bis zu einer Bogenminute geeignet, wenn man bei einer Streifen-einteilung von 2° oder 3° Vernachlässigungen von einigen Millimetern, bei breiteren Streifen solche von einigen Zentimetern noch zulässt.

Betrachten wir zunächst die durch $\Delta\varphi$ hervorgerufene Veränderung Aus den schon bekannten Reihen

$$\begin{aligned} y &= A_1 \lambda + A_3 \lambda^3 + A_5 \lambda^5 \\ x &= B + A_2 \lambda^2 + A_4 \lambda^4 \end{aligned} \quad (25)$$

ergeben sich, nachdem die Koeffizienten dieser Reihen Funktionen der geographischen Breite sind:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta y}_\varphi &= \left(\frac{dA_1}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi \lambda + \left(\frac{dA_3}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi \lambda^3 + \left(\frac{dA_5}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi \lambda^5 \\ \overline{\Delta x}_\varphi &= \left(\frac{dB}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi + \left(\frac{dA_2}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi \lambda^2 + \left(\frac{dA_4}{d\varphi} \right)_\varphi d\varphi \lambda^4 \end{aligned} \quad (26)$$

Bezeichnen wir die auf $1''$ entfallenden Veränderungen mit ΔB , bzw. mit $\Delta A_1 \dots \Delta A_5$:

$$\begin{aligned} \overline{\Delta y}_\varphi &= \Delta A_1 \Delta\varphi'' \lambda + \Delta A_3 \Delta\varphi'' \lambda^3 + \Delta A_5 \Delta\varphi'' \lambda^5 \\ \overline{\Delta x}_\varphi &= \Delta B \Delta\varphi'' + \Delta A_2 \Delta\varphi'' \lambda^2 + \Delta A_4 \Delta\varphi'' \lambda^4 \end{aligned} \quad (27)$$

Die letzten Glieder der Gleichungen können für Null angesehen werden, nachdem wir den Faktor A_5 entsprechend unserer Berechnungsschärfe für das Gebiet von Ungarn als konstant befunden haben und die Änderungen von A_4 derart gering sind, dass deren Vernachlässigung bei der vorliegenden Aufgabe nicht wahrnehmbar ist. Bei unseren Genauigkeitsanforderungen ist

es sogar zulässig im zweiten Glied der Gleichung für $\overline{\Delta y_\varphi}$ anstelle von λ^3 einfach λ zu setzen. (Um die Zulässigkeit zu rechtfertigen, haben wir die zahlenmässigen Werte dieser Vernachlässigungen in Tabelle II. besonders ausgewiesen.) Somit dürfen wir schreiben :

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\varphi} &= (\Delta A_1 + \Delta A_3) \Delta \varphi'' \lambda \\ \overline{\Delta x_\varphi} &= \Delta B \Delta \varphi'' + \Delta A_2 \Delta \varphi'' \lambda^2\end{aligned}\quad (28)$$

λ proportional zu y setzend (was eine ebenfalls zulässige Annäherung darstellt) und die $\lambda = 1^\circ$ entsprechende Ordinate mit y_0 bezeichnend, sind :

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\varphi} &= u_\varphi y \Delta \varphi'' \\ \overline{\Delta x_\varphi} &= (v_{0\varphi} + v_{1\varphi} y^2) \Delta \varphi''\end{aligned}\quad (29)$$

wobei

$$u_\varphi = \frac{\Delta A_1 + \Delta A_3}{y_0} \quad v_{0\varphi} = \Delta B \quad v_{1\varphi} = \frac{\Delta A_2}{y_0^2} \quad (30)$$

Wenden wir uns nunmehr den durch $\Delta \lambda$ verursachten Veränderungen zu. Differenzieren wir die Gleichung (25) nach λ , bzw. entwickeln wir den Funktions-
teil $A_2 \lambda^2$ der Gleichung von x in Reihe bis zum Gliede zweiter Ordnung :

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\lambda} &= (A_1 + 3A_3 \lambda^2 + 5A_5 \lambda^4) d\lambda \\ \overline{\Delta x_\lambda} &= (2A_2 \lambda + 4A_4 \lambda^3) d\lambda + \frac{1}{2} 2A_2 d\lambda^2\end{aligned}\quad (31)$$

Auch hier ist es zulässig das A_5 enthaltende Glied wegzulassen und in dem A_4 enthaltenden Glied λ an Stelle von λ^3 zu setzen. Demnach ist

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\lambda} &= (A_1 + 3A_3 \lambda^2) d\lambda \\ \overline{\Delta x_\lambda} &= (2A_2 + 4A_4) \lambda d\lambda + A_2 d\lambda^2\end{aligned}\quad (32)$$

λ proportional zu y setzend :

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\lambda} &= \left(A_1 + \frac{3A_3}{y_0^2} y^2 \right) \Delta \lambda'' \\ \overline{\Delta x_\lambda} &= \frac{2A_2 + 4A_4}{y_0} y \Delta \lambda'' + A_2 \Delta \lambda''^2\end{aligned}\quad (33)$$

Mit Rücksicht auf die Dimensionswerte und nach Einführung der Bezeichnungen :

$$\frac{A_1}{3600} = u_{0\lambda} \quad \frac{3A_3}{3600 y_0^2} = u_{1\lambda} \quad \frac{2A_2 + 4A_4}{3600 y_0} = v_\lambda \quad (34)$$

und mit Rücksicht darauf, dass $\frac{A_2}{3600^2} = 0,000\ 04$, gewinnen unsere Gleichungen die folgende endgültige Gestalt :

$$\begin{aligned}\overline{\Delta y_\lambda} &= (u_{0\lambda} + u_{1\lambda} y^2) \Delta \lambda'' \\ \overline{\Delta x_\lambda} &= v_\lambda y \Delta \lambda'' + 0,000\ 04 \Delta \lambda''^2\end{aligned}\quad (35)$$

Die Rechnungsfaktoren lassen sich auch hier in Tabellen fassen, z. B. die Meridianbogenlänge für je rund 10 Kilometer.

Bei genauem Rechnen ermittelt man zuerst die durch $\Delta\varphi$ bewirkten Änderungen $\overline{\Delta y}_\varphi$ und $\overline{\Delta x}_\varphi$. Bei der Berechnung der durch $\Delta\lambda$ bewirkten Veränderungen interpoliert man die tabellarischen Daten schon an die Stelle $B_\varphi + \overline{\Delta x}_\varphi$ und errechnet die Veränderungen in den ebenen Koordinaten aus den Formeln:

$$\overline{\Delta y}_\lambda = (u_{0\lambda} + u_{1\lambda} y^2) \Delta\lambda'' \quad (36)$$

$$\overline{\Delta x}_\lambda = v_\lambda (y + \overline{\Delta y}_\varphi) \Delta\lambda'' + 0,000\,04 \Delta\lambda''^2$$

Die vollständigen Koordinatenveränderungen ergeben sich aus der Summierung der betreffenden zweierlei Veränderungen:

$$\overline{\Delta y} = \overline{\Delta y}_\varphi + \overline{\Delta y}_\lambda \quad \overline{\Delta x} = \overline{\Delta x}_\varphi + \overline{\Delta x}_\lambda \quad (37)$$

Das Ausmass der Vernachlässigungen für die Fälle $\Delta\varphi = 1''$ und $\Delta\lambda = 1''$ gibt Tabelle II. an, in welcher die maximalen Vernachlässigungen mit ξ_φ , bzw. ξ_λ bezeichnet sind. (Erstere kann lediglich den Wert $\overline{\Delta y}$, letztere lediglich der Wert $\overline{\Delta x}$ belasten, wogegen bei Berechnung der durch $\Delta\varphi$ bewirkten Veränderung die bei $\overline{\Delta x}$, bei Berechnung der durch $\Delta\lambda$ bewirkten Veränderung, die bei $\overline{\Delta y}$ begangene Vernachlässigung innerhalb unserer Rechenschärfe unmerkbar ist.) Die Vernachlässigungen sind $\Delta\varphi$ bzw. $\Delta\lambda$ proportional.

TABELLE II

Abstand von Ausgangsmeridian	ξ_φ	ξ_λ
Grade	Millimeter	
0,5	0,0	0,0
1,0	0,0	0,0
1,5	0,1	0,0
2,0	0,2	0,2
3,0	0,9	0,6
4,0	2,3	1,6
5,0	4,6	3,2

Bei der Streifeneinteilung zu je 2° oder 3° der Kartierungen in grossem Massstabsverhältnis, falls eine Vernachlässigung von Zentimetergrösse zugelassen wird, sowie bei den breiteren Streifen der Kartierungen in kleinem Massstabsverhältnis, wo eine derartige Vernachlässigung im allgemeinen zulässig ist, darf man sämtliche Faktoren nach der Stelle B_φ interpolieren und es können die Koordinatenveränderungen aus den vereinfachten Formeln

$$\begin{aligned} \overline{\Delta y} &= u_\varphi y \Delta\varphi'' + \mu_{0\lambda} \Delta\lambda'' \\ \overline{\Delta x} &= v_{0\varphi} \Delta\varphi'' + v_\lambda y \Delta\lambda'' \end{aligned} \quad (38)$$

berechnet werden.

Es soll noch erwähnt werden, dass bei der Umrechnung von einem dem ersten Ellipsoid angehörnden Projektionsstreifen auf einen dem anderen Ellipsoid angehörnden auch derart vorgegangen werden kann, dass man am ersten Ellipsoid die durch $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ bewirkten Koordinatenveränderungen $\overline{\Delta y}$ und $\overline{\Delta x}$ berechnet und hernach das auf den Spezialfall bezügliche Umrechnungsverfahren anwendet. Man kann jedoch auch so vorgehen, dass man zuerst die auf den Spezialfall bezügliche Umrechnung durchführt und dann die durch die Veränderungen der geographischen Koordinaten bewirkten Koordinatenveränderungen am zweiten Ellipsoid berücksichtigt.

Zur Umrechnung von einem Ellipsoid auf das andere sind für das Gebiet von Ungarn lediglich zwei Tabellen von je einer Seite Umfang erforderlich und es kann die Umrechnung — die nötige Übung vorausgesetzt — im Laufe von 15 Minuten ausgeführt werden. Dies ist etwa ein Viertel der Zeit, die für eine Berechnungsweise nötig wäre, bei der aus den zu dem einen Ellipsoid gehörigen Gauss—Krügerschen Koordinaten zuerst die geographischen Koordinaten ermittelt, sodann nach Summierung der letzteren mit den Veränderungen $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ aus den auf das andere Ellipsoid bezüglichen geographischen Koordinaten die zugehörigen Gauss—Krüger-Koordinaten errechnet werden.

Betrachten wir *ein Beispiel*.

Es seien die Gauss—Krügerschen Koordinaten des Punktes P in bezug auf das *Hayfordsche* Ellipsoid :

$$y_I = + 115\,675,380 \text{ m} \quad x_I = 5\,125\,065,576 \text{ m}$$

Zu berechnen sind die Gauss—Krügerschen Koordinaten in bezug auf das *Krasowskysche* Ellipsoid, wobei zu berücksichtigen ist, dass die Übertragung des Triangulierungsnetzes in den geographischen Koordinaten des Punktes P folgende Änderungen bewirkt hat :

$$\Delta\varphi = + 8,64253'' \quad \text{und} \quad \Delta\lambda = + 5,34260''.$$

Bei Stufe 1. bleiben die Veränderungen $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$ ausser acht. In der betreffenden Tabelle steht beim *Hayfordschen* Ellipsoid bei x_I : $D = -818$, es ist daher

$$B = x_I + Dy_I^2 = 5\,123\,970 \text{ m}$$

Die Tabellen sind derart angelegt, dass man y für die Produkte in Einheiten von 100 000 Metern zu verwenden hat ; bei solchen Einheiten sind 5 Dezimalstellen von y zu berücksichtigen.

Aus der gleichen Tabelle sind zu entnehmen für die Stelle B

$$u = - 3,0082 \quad \Delta B = - 6,9955 \quad v = - 0,0245$$

somit ist

$$IIy = y_I + u y_I = + 115\,671,900 \text{ m}$$

$$IIx = x_I + \Delta B + v y_I^2 = 5\,125\,058,548 \text{ m}$$

Da die obigen Koordinaten noch keine endgültigen Werte vorstellen, sondern lediglich Anschlusskoordinaten sind, haben wir zu Unterscheidungszwecken die Indizes vorne angebracht.

Die zweite Stufe beinhaltet die Berücksichtigung der Werte $\Delta\varphi$ und $\Delta\lambda$.

Aus der betreffenden Tabelle (beim *Krasowsky*-Ellipsoid) können für die weiter oben errechnete Stelle $B = B_{\varphi} = 5\,123\,970$ m entnommen werden:

$$u_{\varphi} = -0,504\,867 \qquad v_{0\varphi} = +30,8773 \qquad v_{1\varphi} = -0,000\,33$$

Für die Stelle $B_{\lambda} = B_{\varphi} + v_{0\varphi} \Delta\varphi'' = 5\,124\,237$ m ergeben sich:

$$u_{0\lambda} = +21,4199 \qquad u_{1\lambda} = -0,000\,24 \qquad v_{\lambda} = +0,350\,261$$

demnach:

$$y_{II} = {}_{II}y + u_{\varphi} y \Delta\varphi'' + (\mu_{0\lambda} + u_{1\lambda} y^2) \Delta\lambda'' = +115\,781,289 \text{ m}$$

$$x_{II} = {}_{II}x + (v_{0\varphi} + v_{1\varphi} y^2) \Delta\varphi'' + v_{\lambda} y (1 + u_{\varphi} \Delta\varphi'') \Delta\lambda'' + 0,000\,04 \Delta\lambda''^2 = 5\,125\,327,568 \text{ m.}$$

(Auf den rechten Seiten der Gleichungen bedeuten die y -Werte ohne Index die auf ganze Meter abgerundeten Werte von ${}_{II}y$).

LITERATUR

Hristow: Die Gauss—Krügerschen Koordinaten auf dem Ellipsoid. Leipzig, 1943.

Jordan—Eggert: Handbuch der Vermessungskunde, III/2. Band. Stuttgart, 1941.

Stephan Hazay und Anton Tarczy—Hornoch: Die Berechnung der Gauss—Krügerschen Koordinaten (ung.). Akadémiai Kiadó (Akademischer Verlag), Budapest, 1951.

ZUSAMMENFASSUNG

Das Triangulationsnetz wird in bezug auf ein zugrundegelegtes Ellipsoid bestimmt und als ebene Projektion dieses Ellipsoids dargestellt. Bei der Entwicklung des neuen Triangulationsnetzes erster Ordnung von Ungarn werden bei der Darstellung in der Ebene die Gauss—Krügerschen Koordinaten verwendet.

Nachdem sich noch nicht alle Länder auf ein und dasselbe Ellipsoid geeinigt haben und sogar in den angrenzenden Ländern dreierlei Ellipsoide verwendet werden, so kann zur internationalen Verknüpfung der einzelnen geodätischen Netze oder bei Ausführung wissenschaftlicher Untersuchungen sich die Notwendigkeit ergeben, die Koordinaten der Netzpunkte in ein auf ein anderes Ellipsoid bezogenes Gauss—Krüger'sches System umzurechnen.

Überträgt man ein Triangulationsnetz von einem Ellipsoid auf ein anderes, so werden sich die geographischen Koordinaten der einzelnen Punkte im allgemeinen ändern, und zwar auch dann, wenn die geographischen Koordinaten des Anfangspunktes und die Orientierung des Netzes unverändert belassen werden. Eine noch weitere Veränderung erleiden die geographischen Koordinaten in dem Falle, wenn zwecks günstigerer Anordnung des Triangulationsnetzes auf dem andern Ellipsoid die geographischen Koordinaten des Anfangspunktes und damit auch die Orientierung des Netzes geändert werden.

Die zu lösende Projektionsaufgabe war demnach die folgende. Falls die auf ein bestimmtes Ellipsoid bezüglichen Gauss—Krüger'schen ebenen Koordinaten eines Punktes, sowie die Veränderungen, welche in den geographischen Koordinaten infolge des Überganges auf ein anderes Ellipsoid auftreten, bekannt sind, wie lassen sich dann die auf das andere Ellipsoid bezüglichen Gauss—Krüger'schen Koordinaten ohne Kenntnis, bzw. ohne Errechnung der geographischen Koordinaten ermitteln.

Die einfachste Beziehung zwischen den zu zwei verschiedenen Ellipsoiden gehörigen Gauss—Krüger'schen Systemen haben wir bei dem praktisch selten vorkommenden Spezialfall gefunden, wo die geographischen Koordinaten für beide Ellipsoide die gleichen sind. Für diesen Fall haben wir mittels Einführung eines neuen Begriffes, der sog. reduzierten geographischen Länge eine einfache mathematische Beziehung aufgestellt. Den allgemeinen Fall hinwiderum, wo die zu den zwei Ellipsoiden gehörigen geographischen Koordinaten voneinander abweichen, haben wir auf den eben erwähnten Spezialfall zurückgeführt.

Die mathematische Lösung des Verfahrens besitzt allgemeinen Charakter, indem sie Formeln darbietet, die für die Umrechnung zwischen zwei beliebigen Ellipsoiden gültig sind. Die zahlenmäßige Ausarbeitung haben wir für die Umrechnung zwischen Krasowsky'schen und Hayford'schen Ellipsoiden ausgeführt.

ПЕРЕВОДНЫЙ РАСЧЕТ МЕЖДУ КООРДИНАТАМИ ГАУССА—КРЮГЕРА,
ОТНОСЯЩИМСЯ К РАЗЛИЧНЫМ ЭЛЛИпсоИДАМ

Иштван Хазай

Резюме

Нашу триангуляционную сеть мы определяем как отнесенную на взятый в основу эллипсоид, а эллипсоид изображаем на плоскости проекцией. В Венгрии в связи с развитием новой триангуляционной сети высшего класса для изображения на плоскости будем использовать координаты Гаусса—Крюгера.

Ввиду того, что все страны еще не договорились о едином эллипсоиде и что во всех нас окружающих странах и других странах встречаемся с тремя формами эллипсоид, для международного соединения геодезических сетей или же для исследований научного характера может быть необходимым, чтобы координаты точек нашей сети перевести на систему Гаусса—Крюгера, относящейся к другой эллипсоиде.

Если одну триангуляционную сеть переводим с одного эллипсоида на другой, то географические координаты отдельных точек изменяться вообще и даже тогда, если географические координаты начального пункта и ориентировку сети оставим без изменения. Географические координаты подвергаются еще дальнейшим изменениям в том случае, если из-за благоприятного расположения на другом эллипсоиде триангуляционной сети изменим географические координаты начального пункта и совместно с этим также и ориентировку сети.

Следовательно, необходимо было решить задачу относительно проекции в том случае, если даны плоскостные координаты Гаусса—Крюгера — одной точки, относящиеся к одному из эллипсоид и изменения географических координат, возникающие вследствие перехода географических координат на другой эллипсоид; мы можем определить координаты Гаусса—Крюгера, относящиеся к другому эллипсоиду без знания или вычисления географических координат.

Между двумя системами Гаусса—Крюгера, относящимися к двум различным эллипсоидам, наипростейшую связь нашли при специальном случае (встречающемся на практике очень редко), в то время, как географические координаты для обоих эллипсоид одни и те же. Для этого случая, путем введения нового понятия — путем введения термина редуцированный географический меридиан —, вывели простое математическое соотношение. А общий случай, при котором географические координаты, относящиеся к двум эллипсоидам, отличны друг от друга, свели на уже вышеупомянутый специальный случай.

Математическое решение способа является случаем общего характера потому, что дает формулы пригодными между любыми двумя эллипсоидами. Числовые вычисления произвели между эллипсоидами Красовского и Гайфорда.

RÉSEAU PRIMORDIAL DÉDUIT D'UN RÉSEAU TRIGONOMÉTRIQUE DE TROISIÈME ORDRE

Par

Dr. ÉMILE REGÓCZI

(Manuscrit présenté le 14 janvier 1952.)

Les relations entre l'homme et la culture sont particulières. La création la plus grande de l'homme est la culture. D'autre côté le plus grand éducateur de l'homme est également la culture. Cette éducation a soustrait notre raisonnement et nos actions au pouvoir absolu des instincts primitifs.

Les épisodes divers de la culture sont divergents. Mais chacun des fils innombrables s'entrelaçant caractérise dans une certaine mesure le tout. Un de ces fils est l'économie aussi. Elle a conduit du temps de l'assouvissement sauvage et personnel des besoins instinctifs à l'ère du collectivisme.

Il n'y a été guère une différence importante entre l'économie de nos aïeux et la peur de faim des animaux qui cachent leur proie. La culture a formé de cette action égoïste une action se manifestant en faveur de plusieurs personnes. Aujourd'hui s'effacent de plus en plus les contrastes entre les exigences individuelles et sociales de la vie. Tôt ou tard l'évolution de la conscience collective mettra au service de la nation l'économie de l'individu. Et peut-être, que dans l'infini de l'avenir un chiffre défini marquera déjà le moment, quand la conscience collective dépassera les frontières et s'étendra à toute la Terre.

Proportionnellement à l'évolution de la culture se perfectionnait aussi la représentation de la scène des actions humaines. On peut dire, que dans la mesure où le cerveau humain s'est poli, l'image de la Terre et de ses parties s'est affinée aussi. La géodésie nous fournit le squelette de cette image.

Les réseaux trigonométriques ont déjà dépassé les frontières des pays. Ils rapprochent les continents. Les besoins économiques se sont montrés comme des forces propulsives plus grandes que la conscience collective : la géodésie a devancé l'idée.

Essentiellement l'établissement des réseaux trigonométriques continentaux aujourd'hui n'est qu'un problème de compensation. Des esprits brillants ont oeuvré à sa solution. En me délectant de leur chef-d'oeuvre l'idée se présenta à mon esprit, s'il ne serait possible d'établir économiquement un réseau national à l'aide de leur idée liant les grands réseaux. Je l'ai essayé. Je me permets d'esquisser les circonstances produisant le problème ainsi que le raisonnement tendant à sa solution.

Il est connu que les réseaux trigonométriques se préparent graduellement. Dans nos travaux trigonométriques nationaux les réseaux primordiaux, secondaires et de troisième ordre sont appelés réseaux d'ordre supérieur.

Les points d'ordre supérieur sont signalisés généralement par des hauts échafaudages. S'il y a dans la proximité du lieu choisi un clocher convenable, nous en faisons usage.

Les échafaudages sont construits en bois de sapin. C'est une matière précieuse qui, chez nous, est difficile à obtenir. Examinons donc, si nous l'utilisons bien.

Partout dans le monde les échafaudages se détériorent sur la place où ils furent construits. De l'enfoncement du dernier clou, jusqu'à l'observation du dernier angle s'écoule beaucoup de temps. Souvent plus que la durée de leur vie. La vie d'un échafaudage n'est pas variée. Elle se compose de longues attentes. Quand l'observation primordiale est une fois terminée, personne ne s'en soucie plus jusqu'au moment où la triangulation d'ordre inférieur (secondaire ou de troisième ordre) se commence dans la contrée en question. C'est une période bien longue, parce que la triangulation d'ordre inférieur ne se commence pas avant que celle d'ordre supérieur n'ait pas été achevée dans tout le pays (ou sur une région assez étendue). L'échafaudage se desserre, entre en pourriture et il arrive souvent, qu'il doit être reconstruit complètement pour les triangulations d'ordre inférieur.

La bonne exploitation de la matière et le caractère du travail a poussé les ingénieurs dès longtemps à construire des échafaudages démontables, qui peuvent être utilisés plusieurs fois. Or, il est bien difficile de transporter et reconstruire plusieurs fois un échafaudage en bois avec l'exigence qu'il soit dûment stable. Pour cette raison l'attention s'est portée sur l'acier. Il semble, que cette solution soit avantageuse aussi du point de vue que les éléments constitutifs en acier sont maintes fois utilisables, tandis que ceux en bois se détériorent tôt ou tard.

Cependant les expériences commencées en 1926 et étant en train même aujourd'hui ont prouvé que les constructions en acier ne conviennent aux exigences de l'observation d'ordre supérieur que dans des conditions atmosphériques très rares et particulières. Notamment les effets thermiques inégaux, c'est-à-dire les changements de la température, suscitent une torsion dans le support de l'instrument, et il n'existe aucune méthode convenable pour éliminer l'erreur due à cette torsion. Très défavorable est en plus le phénomène que le support se met en vibration même par un vent très léger.

Les phénomènes cités sont intolérables quant au support de l'instrument, mais ne risquent guère l'utilité de la construction portant la plate-forme pour l'observateur (le support de l'observateur). Il faut donc projeter une construction démontable dont le support de l'instrument soit en bois, mais celui de l'observateur en acier. Mais l'emploi pratique de cette solution est limité par la condition

mentionnée qu'il est bien difficile de construire un échafaudage haut et démontable satisfaisant nos exigences. Nous devons donc nous efforcer à employer des signaux les plus bas possibles.

La visibilité entre deux points peut être gênée par la configuration du terrain, par les objets sur le terrain (bois, bâtiments) et par la courbure de la surface de la Terre. Si les points s'approchent, c'est-à-dire, si on emploie des triangles à côtés plus courts, la visibilité peut être assurée même par des signaux plus bas, parce que les visées suivent mieux la configuration du terrain, les objets sont plus facile à éviter et même l'effet de la courbure est moindre.

Maintenant arrêtons-nous un peu en notre chemin conduisant à la recherche d'une solution générale et regardons les triangulations hongroises d'ordre supérieur.

En feuilletant les travaux anciens, la date 1860 saute à nos yeux. C'est l'année de naissance du réseau primordial, qui vit encore aujourd'hui même, malgré qu'il n'ait pas été développé entièrement.

Naturellement il est tombé en désuétude, comme ses contemporains étrangers aussi. Toutefois nous sommes contraints à satisfaire, sur la base de ce réseau, les exigences de l'évolution technique continuellement croissantes même au point de vue de la qualité. Le Bureau des Triangulations, encouragé par les nécessités scientifiques et pratiques, a entrepris déjà en 1925 le développement d'un nouveau réseau trigonométrique d'ordre supérieur.

On a projeté un réseau primordial homogène couvrant le pays par triangles ayant des côtés de 30 km de longueur généralement. Dans le centre de gravité de chaque triangle est placé un point secondaire de telle façon, qu'on puisse voir les sommets du triangle et les points secondaires voisins. Si un seul point ne suffit pas à satisfaire cette condition, on en emploie deux ou trois répartis également. En ce qui concerne les points de troisième ordre, on avait l'intention de les disposer d'une manière qu'ils soient à une distance d'environ 7 km l'un de l'autre. Notamment, — selon les expériences, — sur le terrain de la Hongrie, — une telle densité des points suffit à développer sans difficulté le réseau de quatrième ordre.

Sur les points primordiaux l'observation a eu lieu selon la méthode de Schreiber avec le poids 24. La méthode employée sur les points d'ordre inférieur a été celle des directions à 8 séries sur les points secondaires, et à 4 séries sur ceux de troisième ordre. Nous remarquons que chez nous l'unité de poids est le poids d'un tour et retour.

Jusqu'à la deuxième guerre mondiale les 80 p. c. des travaux de terrain du réseau primordial et secondaire furent terminés. Mais les travaux dans le réseau de troisième ordre ne furent pas commencés.

Au printemps de l'année 1945 au cours des événements de la guerre, les travaux du réseau nouveau furent anéantis et avec eux une partie importante des données du réseau ancien aussi.

La transformation des bases économiques du pays et la reconstruction, qui a pris de si grandes proportions, n'est pas possible sans travaux géodésiques. L'élargissement des devoirs publics et la réalisation graduelle de la production rationnelle a formé de *l'utilité* ancienne une *exigence*, que tout ce que l'homme ou la nature a créé sur le territoire du pays soit représenté sur bases géodésiques unifiées, et que tout ce que nous voulons créer soit projeté sur cette base.

Ainsi aujourd'hui nous sentons beaucoup plus le besoin d'un réseau trigonométrique moderne qu'auparavant. Après avoir reconnu ce fait, on a repris de nouveau nos travaux trigonométriques en 1949.

An fond, notre intention est d'établir un réseau d'ordre supérieur du même genre que celui projeté en 1925, mais en procédant d'une manière différente. Autour des frontières du pays nous avons disposé des chaînes primordiales dont les sections sud et nord sont rattachées par une chaîne disposée le long du Danube (figure 1.) Après avoir fait la compensation des chaînes, les régions entourées seront remplies par des réseaux d'ordre supérieur. Selon notre projet le réseau primordial et secondaire se préparent de paire et c'est seulement après leur établissement que commencera le développement du réseau de troisième ordre.

C'est un travail énorme, qui ne pourra être achevé qu'après plusieurs dizaines d'années. Mais le travail est urgent. Non seulement du point de vue qu'il est le résultat d'une nécessité économique importante, mais parce que le retard augmente les dépenses. A savoir: maintenant nous effectuons aussi des triangulations d'ordre inférieur, bien que les coordonnées calculées à la base du réseau ancien perdent leur valeur après la conclusion du nouveau réseau. Même la durée limitée de la vie des signaux installés sur les points des chaînes presse l'exécution.

Quels sont les faits qui retardent le travail? D'abord l'installation (plutôt la réinstallation) des signaux élevés, puis les difficultés de l'observation primordiale et secondaire. (La durée de l'observation d'un point primordial est de 3—4 semaines, celle d'un point secondaire étant de 2 semaines). Tous les deux facteurs retardateurs peuvent être éliminés en se servant des triangles plus petits au lieu des grands. Ainsi on peut assurer la visibilité par signaux plus bas, ce qui permet l'utilisation des constructions démontables sur la plupart des points. Si les points à viser ne sont pas plus loin que 7—8 km, la durée d'observation se réduit à 1—2 jours.

Essayons donc l'établissement du réseau complétant à la manière suivante, en dérogeant à la règle jusqu'ici suivie dans la triangulation de haut degré :

Sur les aires entourées par les chaînes il ne faut pas développer séparément des réseaux de premier, de deuxième et de troisième ordre, mais remplaçons ceux-ci par un réseau homogène de triangles ayant des côtés de 7—8 km. Mesurons ensuite tous les angles du réseau, sans directions diagonales. Nous créons donc

un réseau de troisième ordre observé particulièrement. Sa précision doit être assurée par la méthode de calcul.

Je suis d'avis que la méthode conçue par MM. Dr. Hazay et Dr. Tárczy-Hornoch pour la compensation des grands réseaux continentaux est très apte à ce but.* A l'aide de l'idée principale de cette méthode nous avons le moyen d'ajuster un réseau primordial dans le réseau particulièrement développé.

Dans ce but nous imaginons un réseau fictif composé des points dominants du terrain situés à environ 30 km l'un de l'autre. En compensant ensemble (dans un groupe) les petits triangles situés dans un tel triangle fictif, on peut

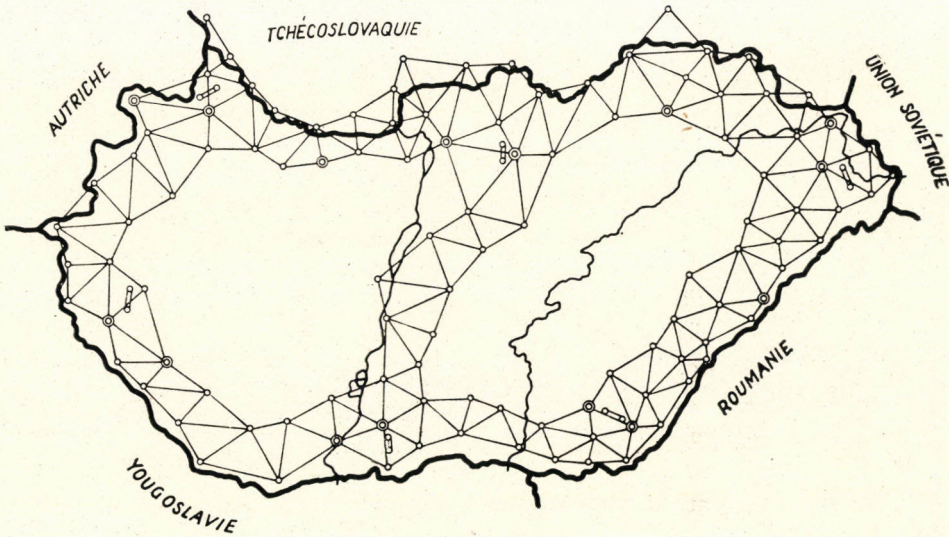


Fig. 1

calculer les angles intérieurs des triangles primordiaux imaginés. Après avoir terminé ce calcul à tous les triangles fictifs nous obtenons les angles du réseau imaginé.

Les angles d'un seul triangle proviennent d'une compensation, mais en formant des groupes divers des résultats d'observation, on peut atteindre, que les angles déduits puissent être considérés comme résultats des observations fictives indépendantes. Les angles inclus par les côtés issus des sommets des triangles fictifs, sont soumis à une compensation de station, pareillement à la manière comme elle a lieu habituellement sur les stations réellement observées. Cette compensation nous offre les valeurs des directions considérées comme les résultats d'une observation fictive des visées imaginées. En tenant compte du fait,

* *Tárczy-Hornoch Antal*: Beszámoló a felső geodézia terén folyó vizsgálatokról. (Magyar Tudományos Akadémia Műszaki Tudományok Osztályának Közleményei. — I. 1. Budapest, 1951.) Compte-rendu des recherches en géodésie supérieure. (Hongrois.)

que le réseau complétant encadré du squelette des chaînes ne prend pas part à la résolution de l'emplacement et de l'orientation du réseau, la question se pose s'il était absolument nécessaire de former trois groupes des résultats de l'observation afin de rendre indépendant les angles des triangles fictifs, ou on en peut se contenter, que la dépendance de trois angles du même triangle provenant de la même compensation se défaisait par le fait aussi, qu'ils sont soumis à une compensation sur diverses stations. Nous sommes d'avis qu'ici cette dernière solution est satisfaisante aussi bien au point de vue théorique, que pratique.

Si on soumet ce réseau primordial ainsi déduit à une compensation tenant compte des conditions dues aux chaînes formant les anneaux entourants, on peut déterminer les coordonnées définitives des points primordiaux fictifs. Ensuite on doit reprendre la compensation des petits triangles situés dans les triangles grands et la refaire avec les conditions produites par les coordonnées déjà invariables des points primordiaux. Cette dernière compensation n'exige pas un travail important, car elle consiste seulement à parfaire la première compensation avec les conditions ultérieures.

Cette méthode nouvelle de calcul, qui dirige un grand nombre des points dans une unité, assure sans doute mieux la harmonie des points voisins, que la méthode ancienne, qui ajuste séparément les points. En qui concerne le déplacement des groupes entiers c'est justement le réseau primordial déduit qui l'empêche.

Théoriquement on peut déterminer plus exactement l'emplacement relatif de trois points, si on les rattache par un seul triangle, que si on en emploie plusieurs. Mais en pratique ce n'est vrai que dans le cas quand l'observation des visées longues et courtes est effectuée par erreurs égales. Étudions donc cette question à fond.

Puisque l'angle est la différence de deux directions, il faut examiner les erreurs des directions.

L'erreur de la mise en station. Dans l'observation d'ordre supérieur le théodolite repose sur un pilier ou sur le support d'instrument d'un signal élevé. Il n'y a aucune difficulté à mettre l'instrument sur le repérage à ± 1 mm près. Une erreur un peu plus grande peut provenir de l'opération de report du repère de la borne sur la face supérieure du haut support, ou des mesures des éléments de décentrement en cas d'un stationnement excentrique.

L'erreur du repérage du signal. Dans l'observation primordiale les points à viser sont repérés par miroirs solaires ou par projecteurs. Ces dispositifs ne sont pas placés généralement sur le support de l'instrument, mais à environ 1,5 m de celui-ci dans la direction correspondante, sur une planche fixée à l'échafaudage. Ainsi la précision du repérage du signal est diminuée par la mise en direction, par la stabilité limitée de l'échafaudage et par la circonstance, que la mise en station de la source lumineuse dépend de l'habileté et de la conscience

d'une personne incontrôlable par nous au moment de l'observation. Ainsi l'erreur du repérage du signal peut être appréciée à ± 1 cm.

Sur les points secondaires les visées se rattachent aux mires. Le point de référence est en ce cas le point central de la surface supérieure d'un parallélépipède de 60×60 cm d'une section transversale. Ce point est marqué par une perche en se rehaussant. Les directions secondaires sont d'une longueur de 15—20 km. D'une telle distance la perche n'est à voir qu'aux conditions atmosphériques très rares. Par conséquent on met au point le milieu de l'arête supérieure du parallélépipède. Si des deux faces latérales versées vers nous l'une est ensoleillée, l'autre est en ombre et l'arrière-plan est défavorable, on ne voit dans la lunette que l'une d'eux. Naturellement en ce cas c'est cette face visible qu'on bissecte avec le fil vertical. Essentiellement c'est aussi une erreur de repérage.

Les erreurs dues à la mise en station et au repérage peuvent être éliminées si la mire est placée exactement au lieu de l'instrument. C'est-à-dire, si on emploie le même principe qu'aux cheminements poligonaux de haute précision. La nature du travail nous empêche de faire usage des dispositifs de pareille précision, mais si la longueur des côtés est 7—8 km, le problème peut être résolu sans doute à 1—2 mm près.

Malgré que l'erreur de la mise en station et du repérage cause dans la même station une erreur systématique, son influence dans le réseau devient accidentelle. En utilisant des triangles plus petits, nous augmentons le nombre des points et diminuons la valeur des erreurs. Ces deux circonstances sont également favorables au point de vue qu'elles transforment les dites erreurs en erreurs accidentelles.

La précision de l'observation azimutale est limitée par les conditions atmosphériques. Le résultat de nos observations est influencé tout d'abord par la réfraction latérale. Selon la littérature, elle dépend de l'état physique de l'atmosphère, de la configuration du terrain et de la longueur des visées.

La durée de l'observation d'un point primordial est de 3—4 semaines. Lorsque la mesure du même angle est effectuée à différents jours et en différentes périodes de la journée (après-midi et la nuit), on considère habituellement l'influence de l'état de l'atmosphère comme accidentelle. Nous sommes d'avis que cette opinion n'est pas entièrement juste. À savoir, parmi les caractéristiques de l'état physique de l'atmosphère le gradient vertical de la température est ce qui a l'influence la plus forte sur la réfraction latérale. Sa variation diurne est généralement systématique. Tenant compte du fait que pour l'observation primordiale chaque jour généralement les mêmes heures sont aptes, il est bien possible, qu'au moment de l'observation le gradient est de la même valeur. Cette possibilité est augmentée par le fait, que l'observateur par son système nerveux choisit le temps favorable. Le choix est donc individuel et ainsi il est naturel, qu'on qualifie les mêmes ou au moins les conditions similaires d'être favorables.

pour l'observation primordiale. C'est-à-dire la mise en valeur de la diversité produite par la nature est limitée par notre individualité.

La configuration du terrain le long d'une visée est constante. Ainsi en mesurant un seul angle, l'influence du terrain sur la réfraction latérale reste systématique. Mais sur les points primordiaux l'observation a lieu selon la méthode de Schraiber. Ainsi la valeur définitive d'un angle est influencée par toutes les sortes de terrains qui se trouvent le long des directions issues de la station.

En utilisant des petits triangles, comme nous l'avons préconisé, les conditions se changent. Imaginons donc, qu'un triangle à côtés de 30 km est décomposé en triangles ayant des côtés de 7,5 km.

Un signal dont la distance est de 7,5 km est bien visible presque chaque jour (non seulement dans les heures avant le coucher du soleil, mais après son lever aussi pendant 1—2 heures). Ainsi le rôle de l'observateur dans le choix du temps favorable devient insignifiant. Il est vrai toutefois que, si on achève l'observation d'une station dans 1—2 jours, il est à supposer que toutes les séries furent observées aux mêmes conditions atmosphériques. Mais cette probabilité est diminuée par la circonstance qu'en cas de visées courtes le temps d'observation diurne est assez long, par conséquent il y a plus de possibilité pour un changement du gradient thermique et des autres caractéristiques de l'atmosphère. En outre il est évident que, si on observe 48 angles, sur 15 stations pour la détermination relative de la position de 3 points le résultat de notre travail se forme sous l'influence de beaucoup plus de sortes de conditions atmosphériques et de beaucoup plus de sortes de configurations de terrain, qu'en mesurant seulement sur 3 stations. Si nous complétons ce que nous venons de dire, par le fait, que la valeur absolue de la réfraction latérale sur distances courtes est plus petite que sur des distances longues, nous pouvons dire, que l'erreur systématique de grands triangles due à la réfraction latérale peut devenir accidentelle dans un réseau formée de petits triangles.

L'influence des erreurs énumérées se manifeste comme un ensemble dans le résultat de nos triangulations. Comparons donc les erreurs de fermeture des triangles de diverses grandeurs.

TABLEAU I

La moyenne des erreurs de fermeture des triangles
(Les longueurs des côtés sont en km, les erreurs en secondes sexagésimales)

Longueur moyenne des côtés	8	15	20	25	30	35
Triangles primordiaux	0,354	0,418	0,605	0,788	0,711	1,114
erreurs des moyennes	0,053	0,085	0,133	0,126	0,094	0,134
Triangles secondaires	0,80	1,14	1,45	1,36	—	—
erreurs des moyennes	0,0097	0,090	0,138	0,210	—	—

Les moyennes sont calculées sur la base de 270 triangles. Les erreurs des moyennes nous prouvent que les valeurs extrêmes dans les mêmes groupes ne sont pas trop divergentes. Les observations furent effectuées par 12 personnes.

Les données sous titre «triangles primordiaux» sont tirées des travaux exécutés selon les instructions de l'observation primordiale. Le poids en est 24. Les données de la rubrique «triangles secondaires» sont tirées des travaux secondaires. Le poids en est 4. Comme nous l'avons déjà remarqué l'unité de poids est chez nous l'observation double (de tour et retour) de l'angle.

Le fait que l'erreur de fermeture des triangles secondaires est plus grande que celle des triangles primordiaux n'est pas causé seulement par la différence des poids. La différence de la précision des signaux utilisée dans ces réseaux y contribue considérablement.

Sur la base du tableau I on peut constater que l'erreur de fermeture des grands triangles est généralement plus grande que celle des plus petits.

TABLEAU II
L'erreur de Ferrero

(Les longueurs des côtés sont en km, les erreurs en secondes sexagésimales)

Longueur moyenne des côtés	8	15	20	25	30	35
I. ordre	0,244	0,290	0,477	0,550	0,627	0,730
II. ordre	0,55	0,78	0,98	0,90	—	—

Les erreurs de Ferrero calculées des triangles utilisés pour les valeurs du tableau I sont présentées au Tableau II. On peut constater que dans les réseaux formés des triangles plus grands, l'erreur moyenne de l'angle est plus grande également.

Les tableaux nous permettent à conclure que les visées plus courtes sont susceptibles d'être observées d'une manière plus précise que les visées plus longues. (La notion «long» et «court» est mesurée naturellement aux conditions des réseaux d'ordre supérieur.)

Il faut examiner maintenant la question quelle est l'erreur à craindre dans les angles du réseau primordial déduit des petits triangles. L'essence de notre devoir est d'établir, en quelle mesure la précision d'une visée de 30 km de longueur diminue-t-elle, si on ne l'observe pas directement, mais, en partageant la distance en 4 parties égales, on la déduit des stationnements effectués sur les points de division.

Pour évaluer l'erreur de cette fonction, nous considérons le côté divisé en 4 parties comme un cheminement polygonal orienté seulement à l'un de ses buts. Nous supposons que les angles sont mesurés avec l'erreur moyenne $\pm \mu$.*

$$\mu_{cs} = \pm \frac{\mu}{\varrho} \sqrt{S^2 + (S-s)^2 + (S-2s)^2 + (S-3s)^2}$$

où S est la longueur du cheminement, s celle des côtés, ϱ l'unité analytique en secondes.

* Dr. Tarczy-Hornoch Antal: A kiegyenlítő számítás. Sopron, 1950. Le calcul de compensation (hongrois).

Dans notre cas :

$$\mu_{cs} = \pm \frac{\mu}{Q} \sqrt{4^2 + 3^2 + 2^2 + 1^2}.$$

C'est-à-dire l'erreur moyenne de la visée de 30 km est :

$$\mu_i = \pm \mu \sqrt{\frac{4^2 + 3^2 + 2^2 + 1^2}{16}} = \pm \mu \sqrt{\frac{15}{8}}$$

et l'erreur moyenne de l'angle

$$\mu_{sz} = \pm \mu \sqrt{\frac{15}{4}} = \pm 1,94 \mu \cong \pm 2 \mu.$$

En posant dans cette formule l'erreur de Ferrero calculée des erreurs de fermeture des triangles dont le côté est en générale de 8 km (voir tableau II).

$$\mu_{sz} = \pm 0,49''.$$

C'est-à-dire les angles du réseau déduit sont plus exacts selon notre calcul que ceux d'un réseau observé directement ($\mu^{22} = \pm 0,63$ selon le tableau II.), malgré que nous n'avons pas encore pris en considération que la déduction aura lieu après une compensation, dont l'influence diminutive des erreurs moyennes est au moins de 30 p. c. En se servant d'un dispositif de précision pour la centralisation on peut augmenter encore la précision.

Selon notre explication ci-dessus exposée, on peut obtenir des petits triangles un réseau de précision suffisante même en cas où le poids des angles n'est que de 12. Le réseau ainsi obtenu correspond aux exigences scientifiques et pratiques. Mais on peut séparer ces exigences. Si on satisfait les exigences scientifiques, sans doute très élevées, par une autre voie, alors l'observation des angles peut être effectuée avec un poids réduit.

Par le cadre formé des chaînes (voir figure 1) nous pouvons contenter les exigences scientifiques se manifestant à l'égard de notre réseau trigonométrique. Par conséquent on peut fixer le nombre des répétitions dans le réseau complétant selon les exigences pratiques.

En tenant compte de l'évolution probable nous pouvons prescrire, que l'erreur à craindre entre les points voisins due à l'observation soit au maximum de 6 cm, c'est-à-dire, que l'erreur moyenne des coordonnées provenant de cette cause ne surpasse pas les ± 2 cm. La longueur générale des côtés étant de 7,5 km, il s'ensuit que l'erreur moyenne d'un angle est limitée en $\pm 0,55''$.

Lorsque dans un réseau à côtés de 8 km de longueur, l'erreur moyenne d'un angle mesuré avec le poids 24 est de $0,244''$, pour satisfaire les conditions ci-devant décrites, il suffit d'observer les angles avec poids 5. C'est-à-dire, en utilisant la méthode des directions, 10 répétitions sont suffisantes.

De tout ce que nous avons dit jusqu'ici il s'en suit, qu'on peut développer un réseau trigonométrique national d'une façon plus économique que par les méthodes maintenant utilisées, et cela selon deux manières :

1. On établit d'abord un cadre des chaînes formées de triangles ayant, en moyenne, des côtés d'une longueur de 30 km ensuite on le complète par un réseau composé de triangles ayant des côtés d'une longueur de 7—8 km. Sur les points du réseau complétant l'observation a lieu selon la méthode des directions, en fixant le nombre des répétitions selon les exigences de précision.

2. Nous rejetons même le cadre des chaînes et le réseau entier sera formé de petits triangles. Le nombre des répétitions sera établi dans ce cas aussi selon la précision désirable.

Dans chaque cas on déduit, selon la méthode de Hazay—Tarczy-Hornoch, un réseau primordial, du réseau formé de petits triangles.

C'est un très grand saut que d'employer, au lieu des triangles accoutumés ayant des côtés d'une longueur de 30 km, ceux ayant des côtés d'une longueur de 7—8 km. On imagine spontanément une solution intermédiaire en établissant un réseau de base formé des triangles ayant des côtés d'une longueur de 15 km et en déduisant de celui-ci un réseau primordial fictif par la méthode de Hazay-Tarczy Hornoch. Enfin après la compensation du réseau de base, ce réseau serait complété par des points de troisième ordre déterminés après la méthode ancienne.

Examinons donc l'erreur de la fonction dans ce cas aussi. :

$$\mu_i = \pm \mu \sqrt{\frac{2^2 + 1^2}{2^2}}$$

$$\mu_{sz} = \pm \mu \sqrt{\frac{5}{2}} = \pm 1,58 \mu \cong \pm 1,6 \mu$$

En y insérant l'erreur moyenne de l'angle pour le côté d'une longueur de 15 km du tableau II ($\pm 0,29''$), nous trouvons :

$$\mu_{sz} = \pm 0,46''.$$

C'est-à-dire le réseau primordial déduit est de la même précision que celui déduit des triangles ayant des côtés d'une longueur de 8 km.

En pesant l'économie, c'est la méthode 1. (ou 2.), qui se montre plus avantageuse.

Sur les points du réseau ayant des côtés d'une longueur de 15 km l'observation exige plus de temps comme sur ceux du réseau à 8 km, car avec l'accroissement de la distance la durée du temps apte pour l'observation diminue. Et on ne recouvre pas cette perte de temps sur les points de troisième ordre, parce qu'à l'observation de ceux-ci, on a besoin de juste autant de jours, qu'à l'observation d'un point du réseau ayant des côtés d'une longueur de

8 km, même au cas où le poids est plus petit. En plus, un surplus de travail se produit de l'observation double sur les points du réseau de base. Enfin les dépenses s'augmentent et le travail se ralentit par la circonstance qu'aux distances de 15 km il faut faire usage de la lumière pour la centralisation exacte de la signalisation.

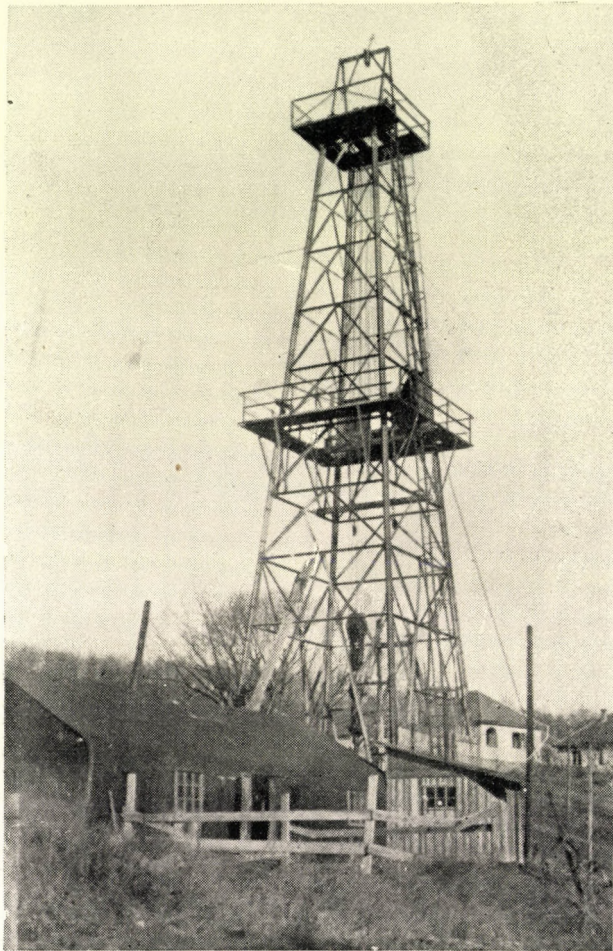


Fig. 2

Le calcul du réseau trigonométrique d'ordre supérieur a lieu généralement en plusieurs échelles : d'abord on effectue la compensation du réseau primordial en s'appuyant aux observations primordiales, aux bases et aux résultats de l'astronomie de position. Les points secondaires sont compensés ensuite entre les points primordiaux et enfin ceux de troisième ordre entre les points primordiaux et secondaires. Dans ce calcul on suppose, que les points déjà déter-

ERRATUM

Dans l'article de M. É. Regőczy: »Réseau Primordial déduit d'un Réseau Trigonométrique de Troisième Ordre«, publié dans le IV^e tome des Acta Technica (pp. 201—215.), la figure représentée à la page 212., fut — par une méprise regrettable — remplacée par une autre illustration. En priant l'indulgence de nos lecteurs, nous publions ci-dessous la figure relative à la signalisation nouvelle de nos points trigonométriques :

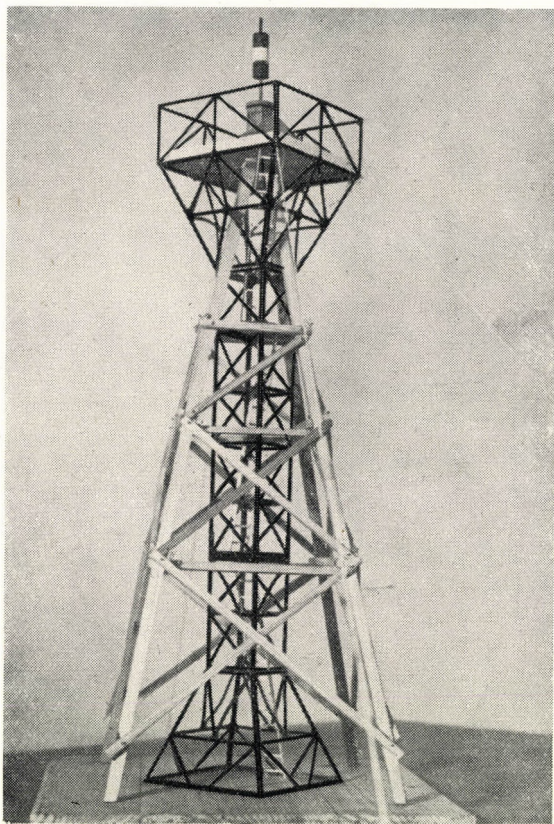


Fig. 2.

minés sont exempts des erreurs au point de vue du calcul des points d'ordre inférieur. Ainsi les relations mathématiques, qui existent entre les points primordiaux revenant des observations secondaires et de troisième ordre, ne prennent pas part dans la compensation du réseau primordial. On ne les emploie pas dans cette compensation, parce que le travail s'accroîtrait énormément.

En mesurant et en effectuant le calcul selon la méthode préconisée, ce défaut de principe s'élimine, parce que la totalité des observations d'ordre supérieur prend part dans la compensation du réseau de base.

L'Institut Géodésique National, qui dirige nos travaux géodésiques a décidé l'établissement du réseau complétant selon la méthode préconisée. Au cours des travaux préparatoires M. I. Illés, ingénieur en chef, a établi le plan de la signalisation par des constructions démontables et transportables. Conformément aux idées expliquées ci-dessus le support de l'instrument est en bois, celui de l'observateur en acier (voir figure 2).

Les éléments du support de l'instrument sont raccordés par écrous. Le montage a lieu sur le sol, en position couchée et on l'érige à l'aide des appareils de levage. Le fond est en béton, le support y est fixé par équerres en fer s'en dressant.

Le support de l'observateur est quadrilatéral, maintenu dans la position verticale par quatre haubans en câble. Son socle de forme d'une pyramide tronquée, est placé sur le sol à 50 cm de profondeur. Au-dessus, la plate-forme est semblable au socle. Pendant le transport les deux surfaces latérales du support sont montées, sur la place il n'y a lieu que le montage des éléments joignant les surfaces latérales. Dans l'intérieur se trouvent les échelles en fer.

La mire elle-même est placée au lieu de l'instrument.

Nous avons projeté a procurer des supports d'une hauteur de 8 m, 12, 16, et 20 m. Pour buts de renseignements, nous remarquons que le poids du support de l'instrument d'une construction d'une hauteur de 12 m est de 2500 kg, et de celui de l'observateur de 900 kg.

En effectuant les travaux de notre réseau d'ordre supérieur selon la méthode préconisée, le coût sera de 13 millions Ft de moins, et le travail sera achevé dans un délai plus court que selon la méthode généralement utilisée à présent.

RÉSUMÉ

Le projet d'établissement du nouveau réseau trigonométrique hongrois d'ordre supérieur est comme suit :

1. Autour des frontières du pays nous avons disposé des chaînes primordiales dont les sections sud et nord sont rattachées par une chaîne intermédiaire le long du Danube. (Fig. 1)
2. Après la compensation des chaînes les régions encadrées seront complétées par des réseaux primordiaux.
3. Au cours des travaux mentionnés sous 1. et 2. le réseau secondaire se prépare ausis.
4. Après la terminaison des réseaux primordiaux et secondaires se commencera le développement du réseau de troisième ordre de manière que les distances des points soient de 7 km.

Les chaînes représentées sur la figure 1 sont terminées. Mais pour achever entièrement le travail, on a besoin encore de plusieurs dizaines d'années.

Le travail est ralenti par l'installation des hauts échafaudages et par les difficultés de l'observation primordiale et secondaire. Tous les deux facteurs retardateurs peuvent être éliminés en utilisant des triangles plus petits au lieu des grands. Notamment : en ce cas la visibilité des points peut être assurée par signaux plus bas et ainsi on peut employer des constructions démontables sur la plupart des points. Si les points à viser ne sont pas plus loin que de 7—8 km, l'observation peut être terminée dans un jour. Pour cela l'auteur propose que les travaux qui suivront, soient exécutés de la manière suivante au lieu de la méthode généralement suivie jusqu'à présent :

Sur les aires entourées par les chaînes il ne faut pas développer séparément le réseaux de premier, de deuxième et de troisième ordre, mais remplaçons ceux-ci par un réseau de triangles ayant des côtés d'une longueur de 7—8 km. Mesurons tout les angles du réseau. Établissons donc le réseau d'un réseau de troisième ordre observé particulièrement. Sa précision voulue doit être assurée par la méthode de calcul. A ce but nous imaginons un réseau fictif composé des points dominants situés à environ 30 km l'un de l'autre. En effectuant la compensation des petits triangles situés dans un tel triangle primordial fictif dans un groupe, on peut déduire les angles intérieurs des triangles primordiaux fictifs. Après avoir terminé ce calcul pour tous les triangles imaginés, nous obtenons les angles du réseau imaginé. Si on compense ce réseau déduit, tenant compte des conditions formées par les chaînes encadrantes, on peut déterminer les coordonnées définitives des points déduits. Ensuite on refait la compensation des points situés dans les triangles imaginés avec les conditions dues aux points primordiaux.

Sur la base de l'étude des erreurs de fermeture de 270 triangles et des raisonnements théoriques, il semble être prouvé que les angles du réseau primordial déduit soient plus précis que ceux d'un réseau observé directement.

Les travaux ultérieurs du réseau trigonométrique hongrois d'ordre supérieur seront effectués selon la méthode décrite. Les points seront signalisés par des constructions démontables préfabriquées dont le support d'instrument est en bois, tandis que le support de l'observateur est en acier. (Fig. 2.)

ПЕРВОКЛАССНАЯ ТРИАНГУЛЯЦИОННАЯ СЕТЬ, ПРИВЕДЕННАЯ ИЗ ТРИАНГУЛЯЦИОННОЙ СЕТИ ТРЕТЬЕГО КЛАССА

Э. Регэци

Резюме

Ниже приводим план построения новой триангуляционной сети Венгрии.

1. Вдоль границы страны строится цепь первоклассной триангуляционной сети ; северная и южная линия этой цепи между Дунаем и Тиссой соединяется промежуточной цепью. (рис. 1.)

2. После уравнивания цепей охваченная этой цепью территория заполняется первоклассной триангуляционной сетью.

3. Одновременно с упомянутыми в пп. 1) и 2) работами готовится также и триангуляционная сеть второго класса.

4. После завершения строительства первоклассной триангуляции и триангуляции второго класса начинается развитие триангуляционной сети третьего класса таким образом, чтобы точки находились друг от друга на расстоянии 7 км.

Цепи, приведенные на рис. 1 уже построены. Окончательное завершение остальных работ требует однако нескольких десятилетий.

Работа замедляется строительством огромного размера вышек, а также трудностями первоклассного измерения углов и измерениями углов второго класса. Оба тормозящих фактора могут быть устранены, если вместо больших треугольников применим малые треугольники. То есть в этом случае визирование может быть обеспечено при помощи менее высоких вышек, и таким образом на большинстве пунктах можем использовать сборно-разборные вышки. Если пункты визирования находятся на расстоянии не свыше 7 км, то измерение угла на одном пункте может быть завершено в течении одного-двух дней. Поэтому автор предлагает, чтобы, отклоняясь от общепринятого принципа триангуляции высшего класса, дальнейшие работы производить следующим образом.

На территории, охваченной цепью-рамкой, нет необходимости развивать отдельно первоклассную триангуляционную сеть, триангуляционную сеть второго и третьего класса, а вместо них создать сеть, состоящую из треугольников со стороной в 7—8 км. Необходимо измерить все углы этих треугольников. Следовательно, сеть по существу готовится из сети третьего класса, данные которой измерены особым образом. С этой целью мы мысленно представляем себе триангуляционную сеть, составленную из господствующего характера пунктов, лежащих друг от друга на расстоянии около 30 км. Уравнивая все, входящие в такой мнимый первоклассный треугольник, малые треугольники в одной группе, вычисляем внутренние углы мнимого первоклассного треугольника. По выполнению этих вычислений для всех мнимых треугольников, получим все углы мнимой сети. Уравнивая приведенную таким образом первоклассную сеть внутри цепи-рамки с принуждением по рамке, получим окончательные координаты приведенных первоклассных пунктов. После чего остальные пункты, имеющиеся в приведенных треугольниках, уравниваем вновь с принуждением по приведенным первоклассным пунктам.

На основе анализа невязки углов 270 треугольников, далее на основе теоретических рассуждений, кажется доказанным, что углы приведенной первоклассной триангуляционной сети являются более точными, чем углы непосредственно измеренной сети.

Дальнейшие работы по новой триангуляционной сети высшего класса Венгрии будут производиться по этому методу. Пункты будут обозначаться такими сборно-разборными вышками, у которых приборная стойка изготовлена из древесины, а наблюдательная стойка из металла (железа). (рис. 2)

ÜBER EINE EXAKTE LÖSUNG DES PROBLEMS DER ZWANGSZENTRIERUNG

A. TÁRCZY-HORNOCH

(Eingegangen am 14. Januar 1952.)

I

Bei Winkelmessungen mit kurzen Ziellängen wird die Genauigkeit der Winkelmessung bekanntlich durch die sog. Exzentrizitätsfehler am meisten gefährdet. Fehler dieser Art entstehen, wenn bei Polygonzugmessungen anlässlich des Instrumentenwechsels die Stehachse des Theodolits nicht genau in die waagerechte Projektion des angezielten Punktes kommt (Exzentrizitätsfehler des Theodolits), oder wenn in der Rückrichtung nicht der gleiche waagerechte Projektionspunkt angezielt wird, in dem der Theodolit vorher stand (Exzentrizitätsfehler des Anzielpunktes).

Der schädliche Einfluss dieser Exzentrizitätsfehler auf die Winkelmessung lässt sich durch die folgende kurze Überlegung anschaulich machen. Der zu messende Winkel sei — gemäss *Abb. 1* — $\sphericalangle ABC = \beta$, ferner sei angenommen, dass dieser Winkel nahezu 180° betrage (was im Falle gestreckter Polygonzüge auch wirklich zutrifft). Stellt man sich nun mit dem Theodolit in B' auf und beträgt der Exzentrizitätsfehler e , so ergibt die Winkelmessung den fehlerhaften Wert β' . Der Einfachheit halber sei angenommen, dass der Exzentrizitätsfehler e auf $\overline{AB} = d_A$ und $\overline{BC} = d_B$ senkrecht sei. Diesfalls ist (gemäss *Abb. 1*):

$$\varepsilon''_A = \varrho'' \frac{e}{d_A} \quad \text{und} \quad \varepsilon''_B = \varrho'' \frac{e}{d_B} \quad (1)$$

ferner :

$$\beta = \beta' - (\varepsilon''_A + \varepsilon''_B). \quad (2)$$

Wird e zu 1 mm und $d_A = d_B$, d. h. die horizontalen Projektionslängen zu je 10 m angenommen, so ergibt sich aus dem obigen :

$$\varepsilon''_A + \varepsilon''_B = 41,2''.$$

Dieser Wert stellt ein Mehrfaches der bei modernen Instrumenten zu erwartenden Ungenauigkeit in der Ablesung vor. Zwar wird e im allgemeinen nicht senkrecht auf die beiden Schenkel des Winkels $\sphericalangle ABC$ stehen, demgegenüber müssen aber in A und C auch die Exzentrizitätsfehler des Anzielens in Betracht

gezogen werden. Wird e als mittlerer Fehler von beliebiger Richtung angenommen, so ist der sich für den Theodolit ergebende Exzentrizitätsfehler als mittlerer Fehler $\mu_{\beta,t}$ allerdings nur der $\sqrt{2}$ -te Teil des oben angegebenen (s. a. [1; Seite 43]).

Demnach ist

$$\mu_{\beta,t} = \pm 2 \varrho'' \frac{e}{d} \cdot \frac{1}{\sqrt{2}}. \quad (3)$$

Hierzu kommt allerdings noch — gemäss *Abb. 2* — der Exzentrizitätsfehler $\mu_{\beta,p}$ der angezielten Punkte:

$$\mu_{\beta,p} = \pm \varrho'' \frac{e}{d} \cdot \frac{\sqrt{2}}{\sqrt{2}} = \pm \varrho'' \frac{e}{d}. \quad (4)$$

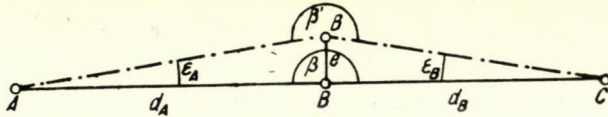


Abb. 1

Aus der Summierung dieser zwei Glieder ergibt sich der volle, durch die Exzentrizität verursachte mittlere Winkelfehler μ_{β} des Winkels β :

$$\mu_{\beta} = \pm \varrho'' \frac{e}{d} \sqrt{2+1} = \pm \sqrt{3} \varrho'' \frac{e}{d} = \pm 1,7 \varrho'' \frac{e}{d}. \quad (5)$$

Ist $e = \mu_e = 1$ mm und $d = 10$ m, so beträgt der Fehler immer noch $\pm 35''$.

Angesichts der beschränkten Raumverhältnisse unter Tage muss aber in vielen Fällen damit gerechnet werden, dass die Horizontalprojektionen der Polygonseiten kürzer als 10 m ausfallen und es kommen z. B. beim Bau der

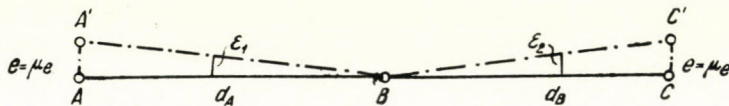


Abb. 2

Budapester Untergrundbahn Projektionen von weniger als 2 m Länge vor. In derartigen Fällen kann der durch die Exzentrizität verursachte mittlere Winkelfehler bis nahezu $200''$ betragen. Das führt schon *an und für sich* bei einer Entfernung von 1 km zu einem mittleren Verschwenkungsfehler von 1 m, wobei mit einem dreifachen Maximalfehler gerechnet werden muss. Hieraus wird offenbar, dass bei Messungen unter Tage, aber auch bei Messungen in dicht bebauten Stadtgebieten ein Theodolit, dessen Ablese- und Zielfehler von

der Grössenordnung einer Bogensekunde sind, den Anforderungen noch nicht genügt, vielmehr für konstruktive Lösungen zu sorgen ist, die den Einfluss der Exzentrizitätsfehler auf die gleiche Grössenordnung herabmindern. Das bedeutet aber, dass in solchen Fällen das Zusammenfallen der Stehachse des Theodolits und der Horizontalprojektion des angezielten Punktes mit einem Fehler weit unter 0,1 mm zu sichern ist. An dieser Forderung wird nichts geändert dadurch, dass, obwohl die Exzentrizitätsfehler die Messung des gleichen Winkels bei unveränderter Lage des Instrumentes und des angezielten Punktes beim mehrfachen Messen stets im gleichen Sinne, also in *regelmässiger* Weise beeinflussen, bei *verschiedenen* Winkeln der Einfluss der Exzentrizitätsfehler jeweils verschieden ist und daher angenommen werden kann, dass die Häufung der Fehler innerhalb

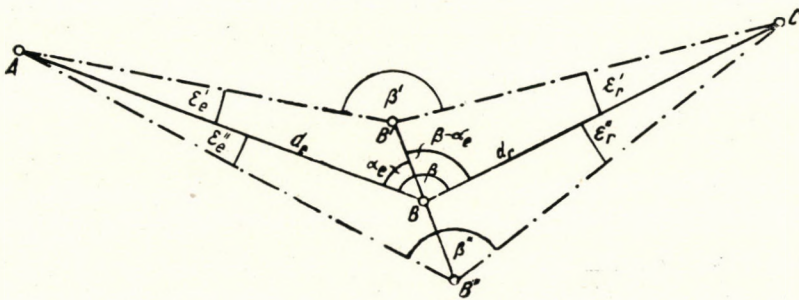


Abb. 3

des Polygonzuges einen *zufälligen* Charakter annimmt. Beim Ausrechnen des Verschwenkungsfehlers der Polygonzüge, bzw. des mittleren Fehlers des Endpunktes der Polygonzüge können daher die mittleren Fehler der einzelnen Winkel ungeachtet des Einflusses der Exzentrizitätsfehler, als frei von regelmässigen Fehlerteilen angesehen werden.

Über die verschiedenen Arten der Zwangszentrierungen und deren verschiedenen Entwicklungsrichtungen habe ich in einem im Jahre 1943 im Institut für Weiterbildung der Ingenieure gehaltenen Vortrag [2], der auch im Druck erschienen ist, mit ziemlicher Ausführlichkeit bereits berichtet. An der gleichen Stelle wiesen wir auch darauf hin, dass es möglich ist den Einfluss der Exzentrizitätsfehler auf Horizontalwinkelmessungen dadurch auszumerzen, dass man die Exzentrizitätsfehler bei einer zweiten Messung in eine in Bezug auf die bei der ersten Messung eingenommene Lage symmetrisch erscheinende Lage bringt. Wird nämlich — in Weiterentwicklung unserer früheren Mitteilung — beim Messen des $\sphericalangle ABC$ gemäss *Abb. 3* der Brechungswinkel statt vom richtigen Punkte *B* vom Punkte *B'* aus gemessen, so ergibt sich aus dem Wert β' , den man statt des richtigen Wertes β erhält :

$$\beta = \beta' - \epsilon'_l - \epsilon'_r \tag{6}$$

Hierbei wurde vorausgesetzt, dass B' im Verhältnis zu B gemäss der Zeichnung mit einem Exzentrizitätsfehler e behaftet ist und mit der Seite AB den spitzen Winkel α_l , mit der Seite \overline{BC} den Winkel $\beta - \alpha_l$ einschliesst. Bringt man nunmehr e unter Beibehaltung von dessen absolutem Wert durch Drehung um 180° in eine im Verhältnis zu B gegenteilig gerichtete, symmetrische Lage, so ergibt sich der richtige Winkel β aus der Gleichung:

$$\beta = \beta'' + \varepsilon_l'' + \varepsilon_r'' \quad (7)$$

Hieraus folgt:

$$\beta = \frac{\beta' + \beta''}{2} + \frac{\varepsilon_l'' - \varepsilon_l'}{2} + \frac{\varepsilon_r'' - \varepsilon_r'}{2} \quad (8)$$

D. h. dass der Einfluss des Exzentrizitätsfehlers e mittels des Verbringens in die symmetrische Lage als ausgemerzt angesehen werden kann, wofern

$$\Delta\beta = \frac{\varepsilon_l'' - \varepsilon_l'}{2} + \frac{\varepsilon_r'' - \varepsilon_r'}{2} = 0 \quad (9)$$

Gemäss *Abb. 3* betragen

$$\begin{aligned} \operatorname{tg} \varepsilon_l' &= \frac{e \sin \alpha_l}{d_l - e \cos \alpha_l} \\ \operatorname{tg} \varepsilon_l'' &= \frac{e \sin \alpha_l}{d_l - e \cos(\alpha_l + 180^\circ)} = \frac{e \sin \alpha_l}{d_l + e \cos \alpha_l} \\ \operatorname{tg} \varepsilon_r' &= \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r - e \cos(\beta - \alpha_l)} \\ \operatorname{tg} \varepsilon_r'' &= \frac{e \sin \alpha_r}{d_r - e \cos(\beta - \alpha_l + 180^\circ)} = \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r + e \cos(\beta - \alpha_l)} \end{aligned} \quad (10)$$

Aus den Gleichungen 10 ergibt sich:

$$\begin{aligned} \varepsilon_l' &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \varepsilon_l' = \frac{e \sin \alpha_l}{d_l - e \cos \alpha_l} - \frac{1}{3} \left(\frac{e \sin \alpha_l}{d_l - e \cos \alpha_l} \right)^3 + \dots \\ \varepsilon_l'' &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \varepsilon_l'' = \frac{e \sin \alpha_l}{d_l + e \cos \alpha_l} - \frac{1}{3} \left(\frac{e \sin \alpha_l}{d_l + e \cos \alpha_l} \right)^3 + \dots \\ \varepsilon_r' &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \varepsilon_r' = \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r - e \cos(\beta - \alpha_l)} - \frac{1}{3} \left(\frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r - e \cos(\beta - \alpha_l)} \right)^3 + \dots \\ \varepsilon_r'' &= \operatorname{arc} \operatorname{tg} \varepsilon_r'' = \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r + e \cos(\beta - \alpha_l)} - \frac{1}{3} \left(\frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{d_r + e \cos(\beta - \alpha_l)} \right)^3 + \dots \end{aligned} \quad (11)$$

Daher beträgt das sich aus Gleichung 9 ergebende Restglied $\Delta\beta$ zu:

$$\begin{aligned} \Delta\beta &= \frac{e \sin \alpha_l}{2(d_l - e \cos \alpha_l)} - \frac{e \sin \alpha_l}{2(d_l + e \cos \alpha_l)} + \\ &+ \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{2(d_r - e \cos(\beta - \alpha_l))} - \frac{e \sin(\beta - \alpha_l)}{2(d_r + e \cos(\beta - \alpha_l))} = \end{aligned}$$

$$= \frac{e^2 \sin 2 \alpha_l}{2 (d_l^2 - e^2 \cos^2 \alpha_l)} + \frac{e^2 \sin 2 (\beta - \alpha_l)}{2 (d_r^2 - e^2 \cos^2 (\beta - \alpha_l))} \dots = \Delta_l - \Delta_r.$$

In Gleichung 12 haben wir die Glieder dritter Ordnung bereits weggelassen, zumal sich auch bei dem hohen Wert von $e = 1 \text{ mm}$ und dem sehr niedrigen Wert von $d = 1 \text{ m} = 1000 \text{ mm}$ sich je Glied nur Werte von

$$\sim \frac{1}{3} \left(\frac{1}{1000} \right)^3$$

ergeben, daher die Differenz dieser Werte von noch geringerer Grössenordnung ist. Betrachten wir nunmehr die verbleibenden Glieder der Gleichung 12

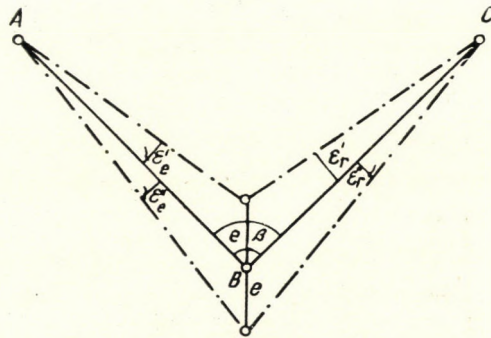


Abb. 4

bei gleicherweise besonders ungünstigen Umständen. Solche Umstände walten ob, wenn beide Glieder der Gleichung 12 positiven Wert haben, wenn ferner die Zähler möglichst gross, die Nenner möglichst klein sind. Nehmen wir e wiederum recht gross, d. h. zu 1 mm , d_l und d_r aber recht klein, nämlich zu

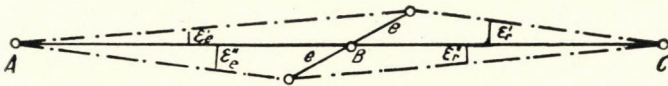


Abb. 5

1 m an, so erreicht Gleichung 12 ihren Höchstwert bei $2 \alpha_l = 90^\circ$ und $2 (\beta - \alpha_l) = 90^\circ$ (Abb. 4), d. h. bei $\alpha_l = 45^\circ$ und $\beta = 90^\circ$. In diesem — ungünstigsten — Falle ergibt sich aus Gleichung 12 :

$$\Delta\beta = \varrho \left(\frac{1}{2 (1\,000\,000 - 0,5)} + \frac{1}{2 (1\,000\,000 + 0,5)} \right) = 0,206''.$$

Ist $\beta - \alpha_l < 45^\circ$, so mindern sich bereits die beiden Glieder der Gleichung 12 gegenseitig und bei $\beta = 180^\circ$ und gleichen Werten von d_l und d_r nimmt $\Delta\beta$

bei beliebigem Wert von α_1 den Wert Null an (*Abb. 5*). Dies trifft bei gestreckten Polygonzügen im allgemeinen zu.

Es lässt sich somit feststellen, dass durch Verbringen des Exzentrizitätsfehlers in die symmetrische Lage die Wirkung dieses Fehlers auf den zu messenden Winkel auch im ungünstigsten Falle nur eine Grösserordnung von zwei Zehntel-Sekunden besitzt. Somit lässt sich behaupten, dass die Wirkung des Exzentrizitätsfehlers durch die symmetrische Lage auch den strengsten Forderungen der niederen Geodäsie und der Markscheidekunde entsprechend als exakt eliminiert angesehen werden kann. Gleichzeitig aber ist die Wirkung des Exzentrizitätsfehlers auf eine in einer einzigen Lage ausgeführte Winkelmessung sehr bedeutend und kann z. B. bei $e = 1$ mm und $d = 1$ m mehr als 2 Bogenminuten betragen.

Ähnliche Zusammenhänge gelten, wenn die angezielten Punkte A und C Exzentrizitätsfehler aufweisen und diese bei einer zweiten Messung in symmetrische Lagen gebracht werden. Schliesslich gilt auf Grund einer ähnlichen Überlegung das Gleiche auch dann, wenn sowohl das Instrument, wie auch die angezielten Punkte mit Exzentrizitätsfehlern behaftet sind und bei einer zweiten Messung alle diese Fehler in, zu den der ersten Messung symmetrische Lagen gebracht werden.

Auf die Eliminierung des Einflusses von Exzentrizitätsfehlern durch Messung in zwei, zueinander symmetrischen Lagen, die sowohl durch Umlegung [3; S. 48], wie durch Drehung [4; S. 278 — Fussnote 139] erreicht werden können, hat zuerst Professor Wilski hingewiesen. Wilski's vollkommenste Zwangszentrierungsvorrichtung, die sog. Drehzapfenzwangszentrierung stammt aus dem Jahre 1926 und ist auf *Abb. 6* dargestellt. Bei dieser wird die symmetrische Lage durch einen konischen Zapfen ermöglicht, welcher am Teller des Theodolitstativs vermittels zweier keilförmiger Unterlagsscheiben lotrecht gestellt und zwecks Zentrierung verschoben werden kann. Der Untersatz a des mit der Freiburger Kugel g versehenen Theodolits ist um den Zapfen t drehbar. Erfolgt eine Drehung um 180° , so gelangt die Stehachse des Theodolits im Verhältnis zur Achse des lotrechten Zapfens in eine symmetrische Lage. Demnach erfordert die Eliminierung der Exzentrizitätsfehler drei Vorrichtungen, da bei den Messungen nicht nur der Theodolit, sondern auch die beiden, die anzuzielenden Punkte bezeichnenden Signalscheiben in symmetrische Lagen gebracht werden müssen. Die Wilski'sche Lösung ist grundsätzlich richtig, aber technisch schwerfällig. Schon die ganze stockwerkartige Anordnung des Theodolits gibt zu Bedenken Anlass. Nachteilig ist auch der Umstand, dass die Lotrechtstellung der Zapfen und hernach die der Achsen der Signalscheiben und des Theodolits eigens ausgeführt werden muss. Auch die Zwangszentrierung mit Hilfe der Freiburger Kugel ist hier unnötig, zumal hier die Zwangszentrierung nicht durch die Freiburger Kugel, sondern durch Drehung um die lotrechte Achse des Zapfens gesichert wird, und die Kugel hier nur dazu dient zu verhindern, dass Theodolit und Signalscheiben ihre relative Lage am Unter-

satz beim Drehen ändern. Grundsätzlich verhält es sich so, dass wenn in beliebiger Weise (z. B. mittels dreier Nuten für die Fußschrauben) dafür gesorgt

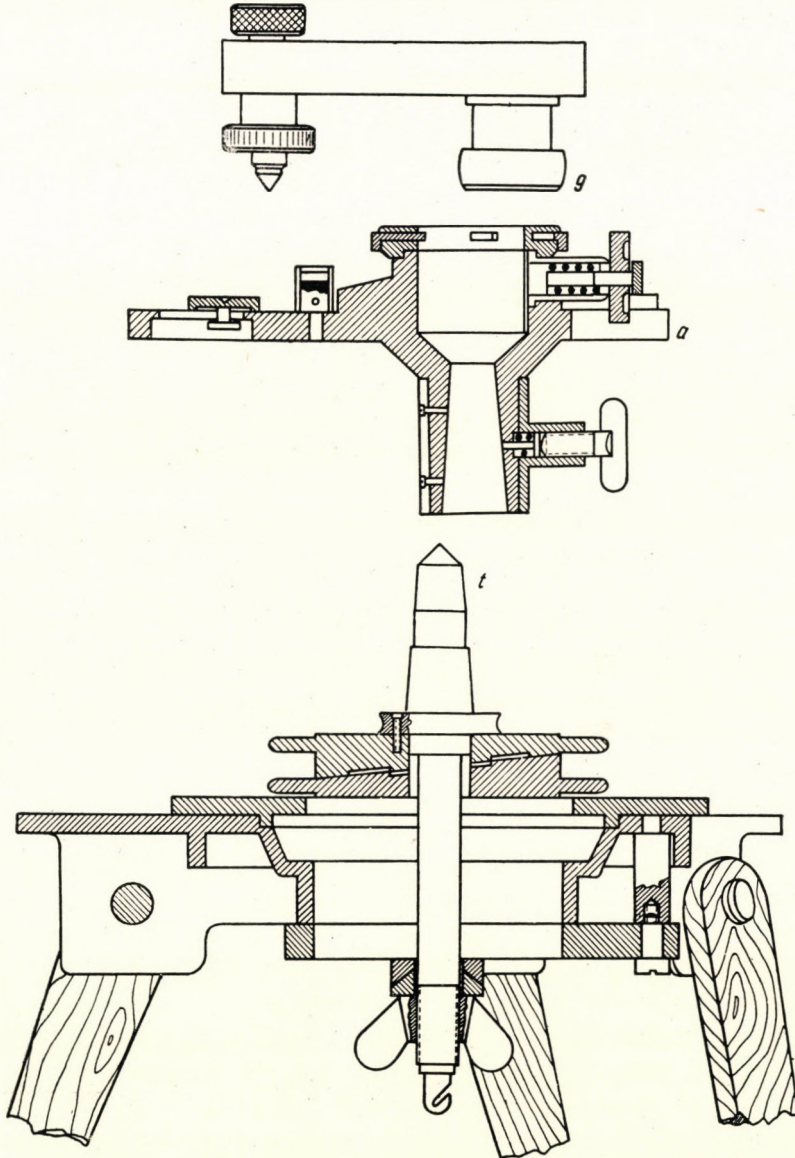


Abb. 6

wird, dass Theodolit und Signalscheiben vor und nach dem Drehen sich in Bezug auf den Untersatz nicht verschieben, die Zwangszentrierung mittels Drehzapfens bei lotrechter Zapfenachse und entsprechender Ausführung stets ein rich-

tiges Ergebnis liefert. Die genaue Ausführung wird aber dadurch erschwert, dass der genau eingeschliffene Zapfen bei Abnahme des Untersatzes und hernach leicht beschädigt werden kann. Die Drehzapfenzwangszentrierung konnte sich wegen der erwähnten und noch anderer Nachteile nicht einbürgern.

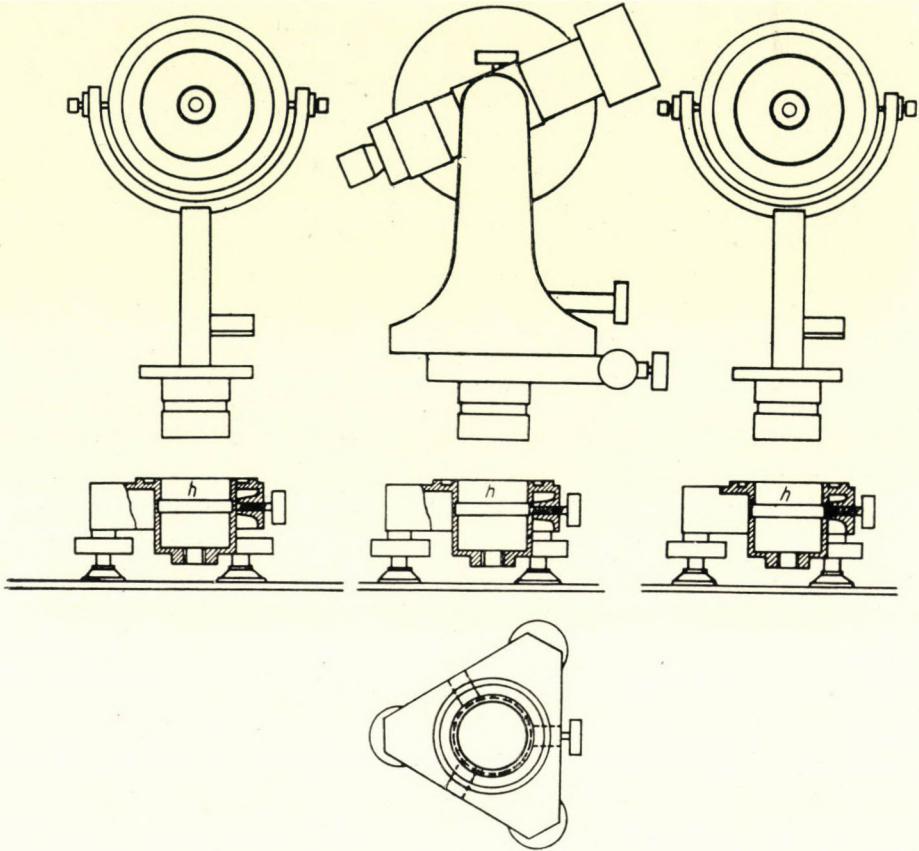


Abb. 7

II

Die am meisten verbreitete Form der Zwangszentrierung ist heutzutage bekanntlich die Steckhülsenzwangszentrierung (Abb. 7). Dieselbe ist sowohl in der Sowjetunion [6 ; Seiten 86 und 173–176], wie in Deutschland (Zeiss, Breithaupt) und in den angelsächsischen Ländern (Watts and Son, London, Berger and Sons, Boston, usw.) in Gebrauch. Die gleiche Vorrichtung wurde auch hierzulande durch die Firma MOM* erzeugt und findet sich auch an dem bei uns gebrauchten Tachymetertheodolit TT50 sowjetischer Herkunft. Die Her-

* MOM = Magyar Optikai Művek = Ungarische Optische Werke

stellung der symmetrischen Lage der Exzentrizitätsfehler durch Drehung lässt sich bei diesen Vorrichtungen gerätetechnisch — im Gegensatz zu der Drehzapfenzwangszentrierung — leicht bewerkstelligen, zumal der zum Drehen benötigte Zapfen und die Hülse schon von vornherein vorhanden sind. Hinzu kommt, dass die Zwangszentrierung in besonders vorteilhafter Weise oberhalb

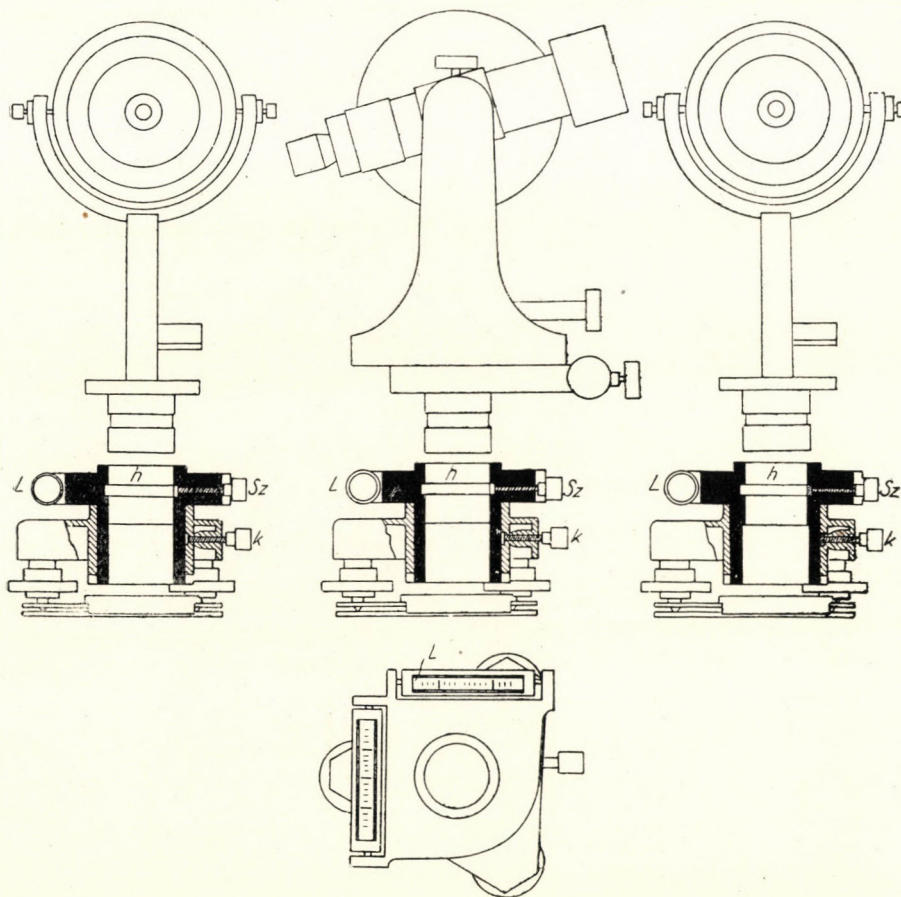


Abb. 8

der Fußschrauben angeordnet ist, sodass hier die Lotrechtstellung des Zapfens keiner eigenen Mittel bedarf. Es ist interessant, dass diese Eliminierung der Exzentrizitätsfehler der Steckhülsenzwangszentrierung der Aufmerksamkeit entgangen sein dürfte. Wir machten Dr. Breithaupt anlässlich seines Besuches in Sopron im Jahre 1929 auf diese Möglichkeit aufmerksam, was er dann auch in seine Kataloge aufgenommen hat. Es muss allerdings auch erwähnt werden, dass das Drehen in der Hülse eine recht schwerfällige Operation ist, woran auch durch genauestes Einschleifen nichts zu ändern ist, da während der Messung

die auseinandergenommenen eingeschliffenen Teile sich leicht deformieren können.

Den erwähnten Nachteilen lässt sich dadurch abhelfen, dass man die genau zugeschliffenen Teile während der Messung nicht auseinandernimmt, d. h. dass man die zur Zwangszentrierung dienende Hülse selbst mitsamt dem Zapfen im Dreifuss dreht. Hierbei wird durch die Hülse und dem darin befind-

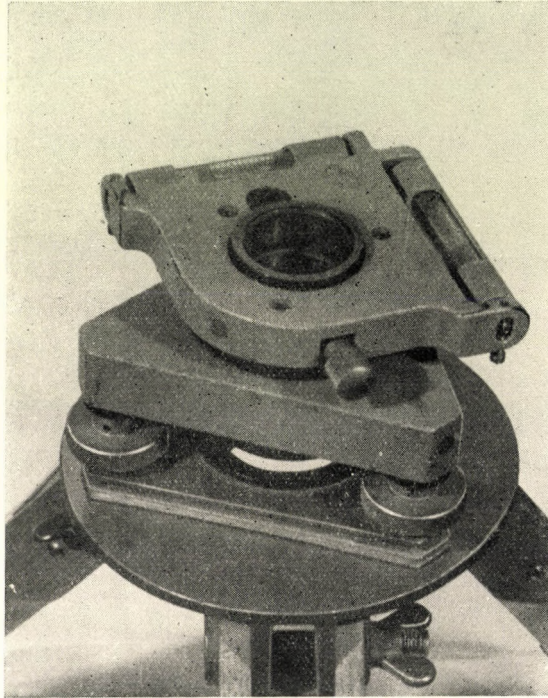


Abb. 9

lichen, sich aber nicht darin drehenden Zapfen lediglich gewährleistet, dass Theodolit und Signalscheiben in der Hülse selbst und im Verhältnis zur Hülse ihre Lagen während des Messens nicht ändern. Infolgedessen braucht der Zapfen nicht einmal in die Hülse eingeschliffen zu werden, darf sogar einen Spielraum von einigen Zehntelmillimetern haben. Im letzteren Falle muss natürlich der Zapfen nach dem Einsetzen durch eine Klemmschraube im Verhältnis zur Hülse fixiert werden, wodurch gewährleistet wird, dass die relative Lage des Zapfens zur Hülse vor und nach dem Drehen die gleiche bleibt. So kam die Drehhülsenzwangszentrierung zustande, deren Herstellung 1937 die Firma Zeiss in Jena übernahm.

Eine Konstruktionszeichnung der Zwangszentriervorrichtung mittels Drehhülse zeigt *Abb. 8*, während die *Abb.-en 9–11* ausgeführte Versuchs-

exemplare darstellen. Die geschliffenen und während der Messung nicht auseinanderzunehmenden Flächen befinden sich an der Berührung der schwarzen und gestrichelten Teile. Die Achse der geschliffenen Flächen ist die zur Eliminierung des Exzentrizitätsfehlers dienende Drehachse, die mit Hilfe der

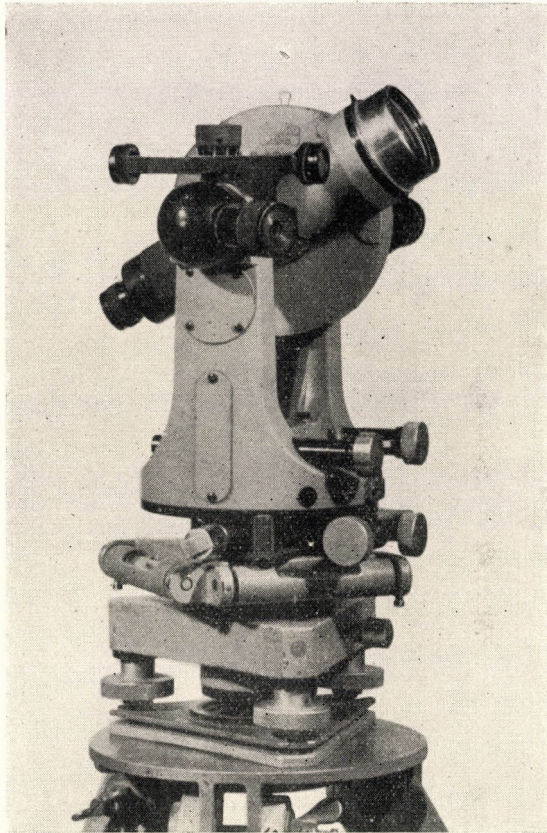


Abb. 10

beiden Libellen *L* lotrechtgestellt werden kann. Zur Aufnahme des Zapfens des Theodolits und der Signalscheiben dient die Hülse *h*. Die Achse derselben hat hier ihre ursprüngliche, sich aus der Sicherung der Zwangszentrierung ergebende Bedeutung bereits eingebüsst. Die Klemmschraube *Sz* dient zur Sicherung der eindeutigen Lagen des Zapfens und der entsprechenden Parallelität der Stehachse des Theodolits zur Achse der Drehhülse; *k* ist die Klemmschraube der Drehhülse.

Über die Ergebnisse der umfangreichen Messungen, die wir mit den Drehhülsenzwangszentrierungen vorgenommen haben, wurde bereits an

anderer Stelle [2 ; Seiten 24—29] und [5 ; Seiten 78—80] berichtet und soll hier lediglich erwähnt werden, dass diese Untersuchungen den Wert e der Exzentrizitätsfehler zu 1/75 mm ergaben. Es bedeutet dieses Ergebnis im Vergleich zu den Exzentrizitätsfehlern früherer Zwangszentrierungen, die sich auf

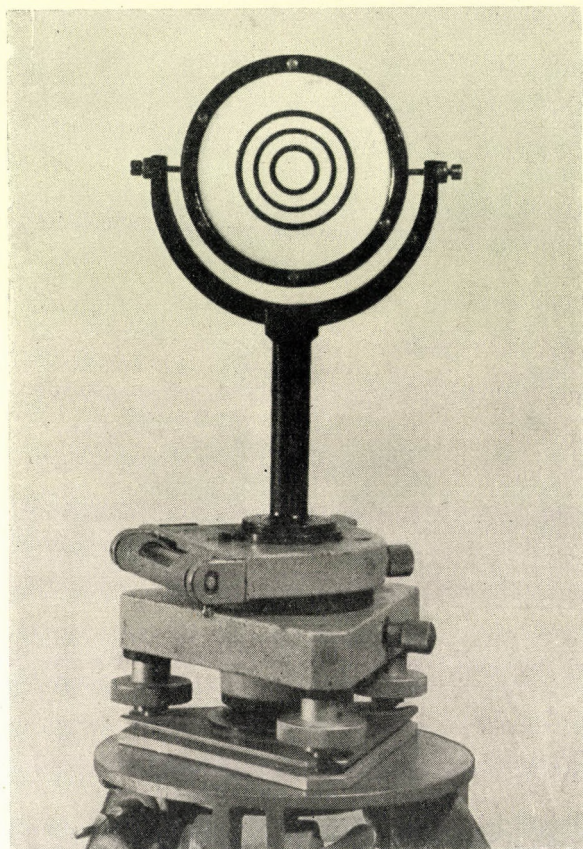


Abb. 11

0,1—0,4 mm beliefen, eine namhafte und sprunghafte Vergrößerung der Genauigkeit.

Obwohl das soeben erwähnte Ausmass der Eliminierung der Exzentrizitätsfehler auch den strengsten Genauigkeitsanforderungen der niederen Geodäsie und der Markscheidkunst vollauf Rechnung trägt, hat uns selbst unsere Lösung der Zwangszentrierung mittels der Drehhülse noch nicht befriedigt und wir haben zur Eliminierung der Exzentrizitätsfehler der Steckhülsenzwangszentrierung bei weitgehender Vereinfachung der konstruktiven Lösung die Limbusachse der Repetitionstheodolite in Vorschlag gebracht. Dies führte zum sog.

Repetitionsdreifuss und zur Zwangszentrierung mittels des Repetitionsdreifusses, worüber wir im weiteren etwas ausführlicher berichten wollen.

Sehen wir uns unsere *Abb. 8* etwas näher an. Lotrechte Achsen besitzen die Drehhülse, die Alhidade und — sofern es sich um einen nach dem Repetitionssystem arbeitenden Theodolit handelt — auch eine besondere Repetitionsachse der Teilkreis. Es handelt sich also um drei Achsensysteme, was sich aber dadurch vereinfachen lässt, dass man die Teilkreisachse zugleich zur Drehhülseachse wählt. Wie lässt sich aber das praktisch ausführen? Dadurch, dass man den im obigen erwähnten Zapfen des Theodolits nicht ausserhalb der Repetitions- und der Alhidadenachse, sondern zwischen den beiden anordnet. Dies lässt sich konstruktiv dadurch verwirklichen, dass man den Drehhülsemdreifuss ausser mit einer Klemmschraube noch mit einer Feinstellschraube verseht. In die Drehhülse kommt also nur der die Alhidadenachse tragende Instrumententeil, der aber durch das Einsetzen in die mit einer Feinstellschraube versehene Drehhülse mit dieser zusammen die Eigenschaft einer Repetitionstheodolits annimmt, während beim Rückversetzen in den ursprünglichen Stekhülsemdreifuss wieder ein einfacher Theodolit wird. Daher kann der mit einer Feinstellschraube versehene Drehhülsemdreifuss mit Fug und Recht als Repetitionsdreifuss angesprochen werden. Der Repetitionsdreifuss löst somit nicht nur das Problem einer genauen Zwangszentrierung, sondern ermöglicht auch die sofortige Verwandlung eines einfachen Theodolits oder eines Theodolits vom Reiterationssystem zu einem solchen vom Repetitionssystem und umgekehrt.

Die Möglichkeit, dass sowohl der Mittelpunkt des Theodolits, wie der der Signalscheiben in symmetrische Lagen zur Achse der Drehhülse gebracht werden können, ist in Bezug auf die Eliminierung der Exzentrizitätsfehler ein offenkundiger Vorteil des Repetitionsdreifusses. Ist es aber wirklich von Vorteil, dass man in der Lage ist einen einfachen Theodolit oder einen Reiterationstheodolit leicht und rasch in ein Repetitionsinstrument und umgekehrt zu verwandeln, wo doch die Repetitionstheodolite in neuerer Zeit in der Geodäsie weniger beliebt sind? Was die untermittags auszuführenden Messungen betrifft, so haben die Repetitionsinstrumente ihre Bedeutung auch bei der grossen Genauigkeit der zeitgemässen optischen Mikrometerablesung beibehalten, zumal die Winkelrepetition untermittags nicht zwecks Erhöhung der Ablesegenauigkeit notwendig ist, sondern um zu ermöglichen, dass bei Hindernissen, die sich bei den beschränkten räumlichen Verhältnissen dem Ablesen entgegenstellen, die Ablesevorrichtung um die Repetitionsachse in eine für das Ablesen geeignete Lage gedreht und hernach bei unveränderter Ablesung zwecks Fortsetzung der Messung in die ursprüngliche Lage zurückgebracht werden könne.

Der aus der elastischen Bindung des Teilkreises sich etwa ergebende Fehler lässt sich durch Messung des Ergänzungswinkels oder ein anderes zweckdienliches Verfahren unschädlich machen. Bei Messungen obertags, insbesondere bei Triangulierungen hinwiederum ist es infolge Fehlens der elastischen

Bindung zweckmässiger ohne Repetitionssystem zu arbeiten. *Unsere oben berichtete Lösung macht beide Arten der Verwendung eines und desselben Instrumentes möglich und liefert gleichzeitig eine zeitgemässe Lösung der Zwangszentrierung.*

Unsere im obigen berührten, auf den Repetitionsdreifuss bezüglichen Gedankengänge stammen noch aus dem Jahre 1941. Warum wir über dieselben der Öffentlichkeit erst jetzt berichten, erklärt sich aus dem Umstande, dass die ersten Versuchsexemplare erst im Jahre 1951 fertiggestellt werden konnten und dass erst im Laufe des letzten Sommers die Versuchsmessungen ausgeführt werden konnten, die unsere, an den Repetitionsdreifuss geknüpften Erwartungen in vollem Masse erfüllt haben. Aus dem weiteren wird hervorgehen, warum dies alles so langsam vonstatten ging.

Einleitend sei daran erinnert, dass zu jener Zeit die zu meinem Lehrstuhl gehörige Werkstätte noch ganz und gar in den Anfängen war und die Jenaer Zeisswerke eine starke Beteiligung an den Ungarischen Optischen Werken besaßen. Die auf die betriebsmässige Herstellung des Repetitionsdreifusses bezüglichen Verhandlungen führten daher dazu, dass das Recht zur Patentanmeldung in Ungarn der MOM (= Ung. Optische Werke), in den übrigen Ländern der Firma Zeiss zugesprochen wurde, wobei aber auch die MOM berechtigt sein sollte den Repetitionsdreifuss ins Ausland zu liefern, nur müssen sich beide in Bezug auf die Exportpreise vertraglich zu einigen. Ich darf wohl annehmen, dass unsere Pläne ein ziemliches Interesse bei Zeiss erweckten, zumal die Zeiss-Werke sogleich an die konstruktive Lösung herangingen. Diesbezüglich hat sich nämlich Prof. v. Gruber in einem vom 20. April 1941 datierten Briefe wie folgt geäußert: »Ihren Vorschlag, die Drehhülsenzwangszentrierung zu einer Einrichtung auszubauen, so dass jeder Theodolit damit sofort in einen Repetitions-theodolit verwandelt werden kann, finde ich ausgezeichnet. Wir wollen versuchen diese Idee zum Patent anzumelden und ich bitte Sie daher vorläufig noch nichts darüber zu veröffentlichen. Ich habe den Vorschlag gleich mit dem Konstruktionsbüro besprochen und es ergab sich unmittelbar eine brauchbare Konstruktionsmöglichkeit.«

Die Patentanmeldungen seitens der MOM und der Zeiss-Werke erfolgten noch in den Jahren 1941/1942. Die den Patentanmeldungen beigefügte Zeiss'sche Konstruktionslösung zeigt *Abb. 12*; die später von uns ausgeführten Versuchsexemplare (s. *Abb. 13*) weichen hiervon in mehrfacher Hinsicht ab. Die auf Grund unserer Vorschläge angefertigte Zeiss'sche Konstruktionszeichnung (*Abb. 12*) zeigt, dass in der mit (4) bezeichneten Drehhülse der mit (21) bezeichnete Zapfen des heraushebbaren Teils des Theodolits durch die Klemmschraube (18) festgeklemmt werden kann; somit entspricht die letztere der Klemmschraube Sz der Drehhülsenzwangszentrierung lt. *Abb. 8*. Der Klemmschraube k, die auf *Abb. 8* die Drehhülse am Dreifuss festklemmt, entspricht hier die Klemmschraube (16). Bezeichnend für die Zeiss'sche Konstruktionszeichnung ist, dass zwecks Ermöglichung der Feinverschwenkungen ein rillenförmiger

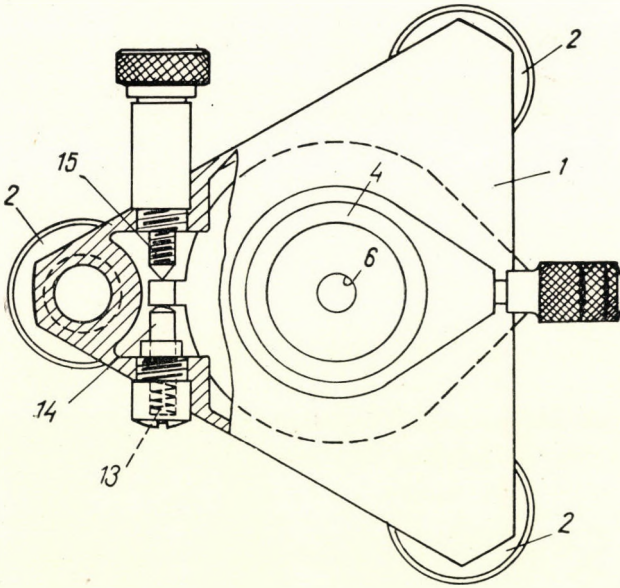
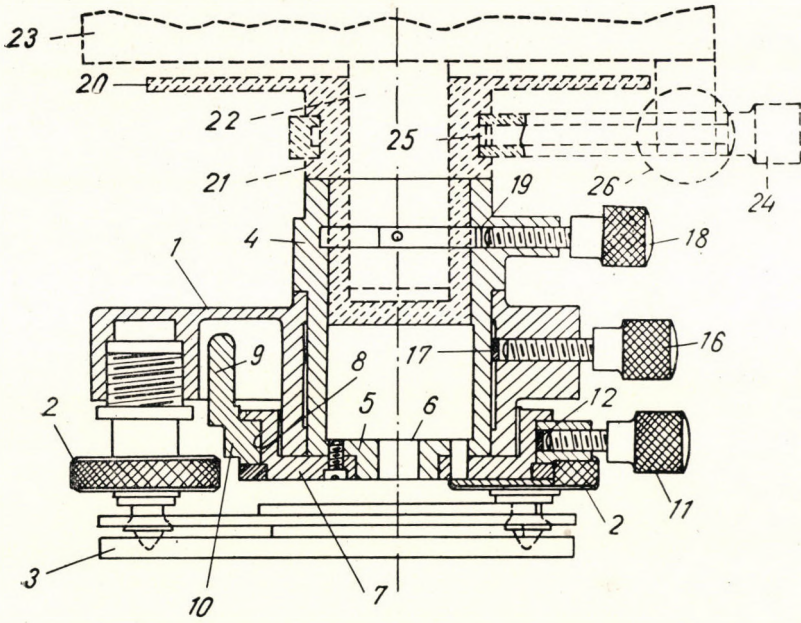


Abb. 12

Lagerkörper (7) an der Drehhülse von unten befestigt ist. In der Rille (8) des Lagerkörpers ist ein mit einem gekröpften Hebelarm (9) versehener Gleitring (10) drehbar gelagert. Wird die Klemmschraube (11) angezogen, so wird der Gleitring (10) und dessen Rille (9) an der Drehhülse (4) festgeklemmt, wodurch es möglich wird die Drehhülse mit Hilfe der Feinstellschraube (14—15) in Be-

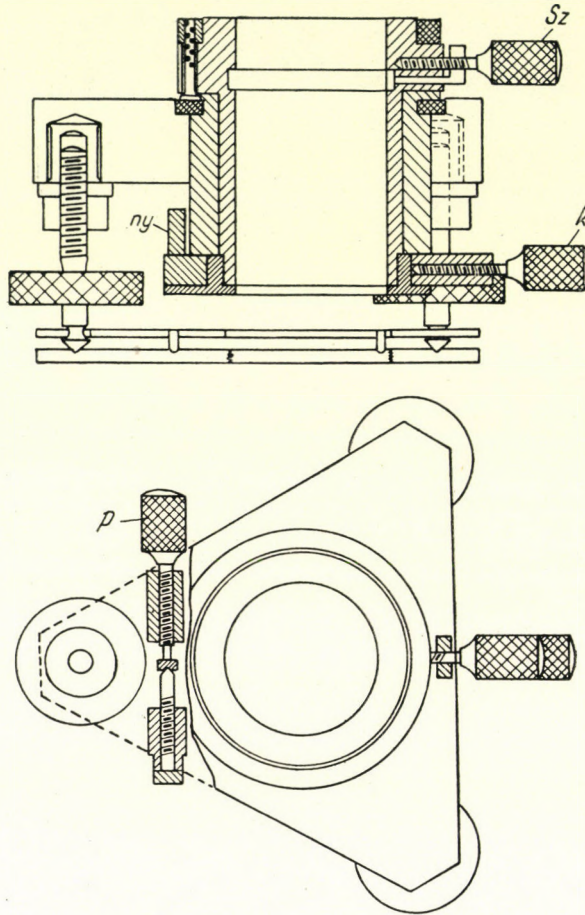


Abb. 13

zug auf den Dreifuss in feinem Masse zu verdrehen. Der in die Drehhülse eingesetzte Theodolit wurde hiedurch zu einem Repetitionsinstrument.

Nach diesem hoffnungsreichen Anfang wurde die tatsächliche Ausführung des friedlichen Zwecken dienenden Instruments durch den Krieg auf Jahre hinaus verhindert und auch nach dem Kriege konnte wegen der durch den Krieg verursachten Schäden noch nicht an die Ausführung gedacht werden. Inzwischen geschah nur so viel, dass nach dem Briefe der Jenaer Fabrik v. 19. März

1948 sie unsere auf den Repetitionsdreifuss bezügliche Vereinbarung auch weiterhin als gültig betrachte, aber noch immer nicht in der Lage sei einen Zeitpunkt für die Herstellung des Gerätes anzugeben — ferner, dass die ungarische Patentbeschreibung unter der Nr. 135.578 am 25. April 1949 mit dem Namen MOM als Eigentümer erschien.

Die Herstellung des Repetitionsdreifusses gewann einen neuen Antrieb durch die Verordnung Nr. 965/28 des Ung. Landesplanungsamtes vom 13. März 1950, wodurch die Fabrikation des Repetitionsdreifusses den Gamma-Werken übertragen wurde. Da aber die Herstellung durch die Gamma durch Rechtsfragen, die sich auf die Eigentumsrechte am Patent bezogen, erschwert wurde, kam es schliesslich dazu, dass die Herstellung der Versuchsexemplare durch die Präzisionswerkstätte meiner Lehrkanzel unternommen wurde, wozu die MOM bereits mit ihrem Brief vom 17. Aug. 1949 die Zustimmung gab.

Die vorbildliche und genaue Anfertigung der Versuchsexemplare ist das Verdienst des Leiters der Lehrstuhlwerkstätte, des wissenschaftlichen Hauptmitarbeiters *Anton Bummer*. Die Konstruktionszeichnung der Versuchsexemplare ist auf *Abb. 13* wiedergegeben. Ein Vergleich dieser Zeichnung mit *Abb. 12* zeigt auf den ersten Blick, dass unsere Versuchsexemplare einfacher sind, als die von Zeiss geplanten. Und zwar ist der Hebelarm ny , auf den das Feinstellschraubensystem p wirkt, an der die Drehhülse an den Dreifuss festsetzenden Klemmschraube k selbst angeordnet. Die Klemmschraube, die den Zapfen des Theodolitoberteiles und der Signalscheibe an der Drehhülse festklemmt, ist mit Sz bezeichnet.

Abb. 14 zeigt einen Süss-Theodolit im Original-Dreifuss, wogegen in *Abb. 15* der Oberteil des gleichen Theodolits auf einem Repetitionsdreifuss montiert, demnach als in einen Repetitionstheodolit verwandelt dargestellt ist. Die *Abb.-en 16, 16 a.* und *17* stellen die Konstruktionszeichnung, bzw. das Bild der drei für die Zwangszentrierung erforderlichen Dreifüsse vor.

III

Zum Schluss geben wir einen kurzen Bericht über die praktische Verwendung des Repetitionsdreifusses, bzw. über das Ergebnis der Versuchsmessungen. Die Versuchsmessungen wurden von Assistent *D. Gyarmathy* und Cand. Ing. *A. Ádám* mit grosser Umsicht, Hingabe und Sachverständnis ausgeführt.

Im Sinne unserer obigen Ausführungen bietet der Repetitionsdreifuss zweierlei Verwendungsmöglichkeiten: *a)* der einfache oder Reiterationstheodolit wird in den Repetitionsdreifuss eingesetzt und als Repetitionstheodolit verwendet; *b)* die Achse des Repetitionsdreifusses dient als Drehachse dazu, die Exzentrizitätsfehler in symmetrische Lagen zu bringen und so ihren schäd-

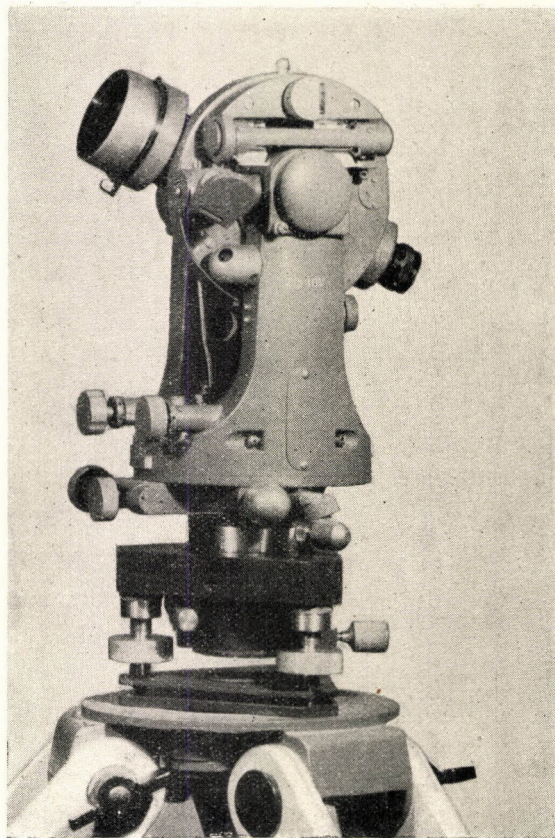


Abb. 14

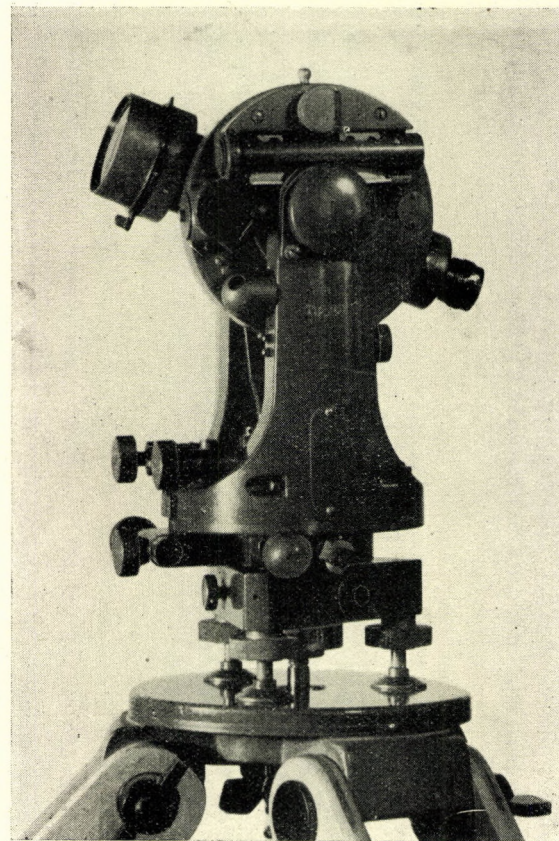


Abb. 15

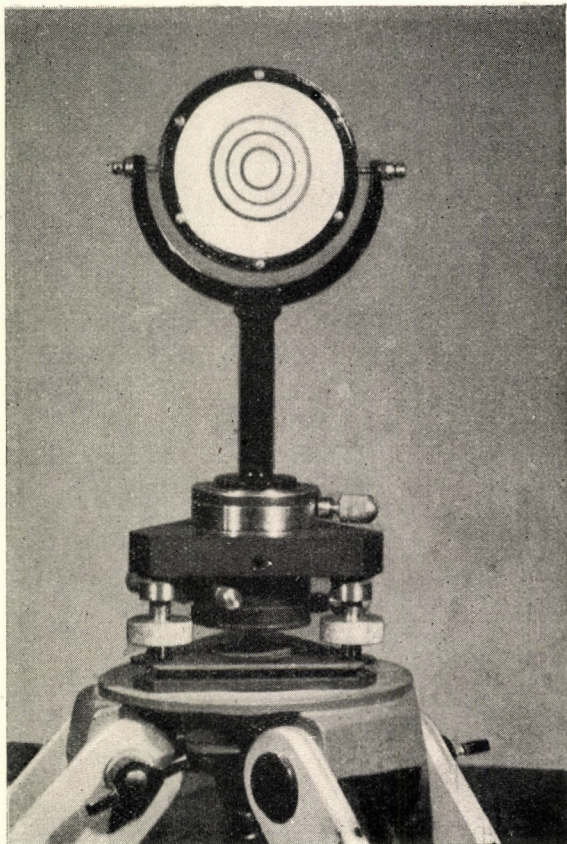


Abb. 16

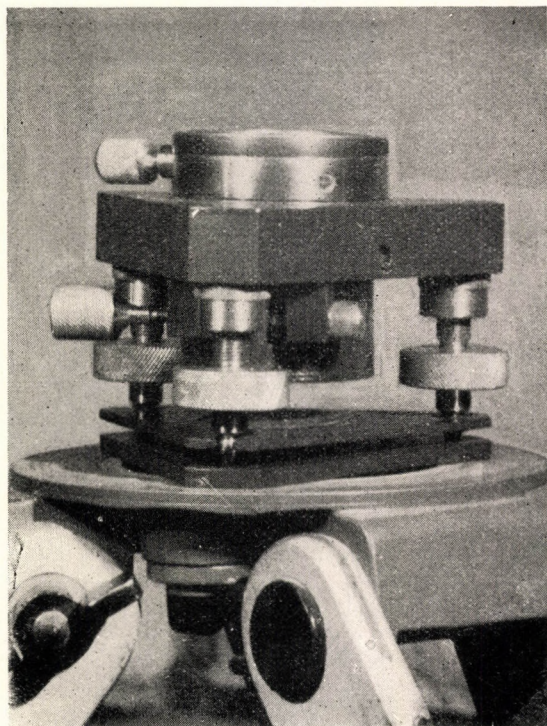


Abb. 16a

lichen Einfluss unwirksam zu machen. Beide Verwendungsarten kommen vor allem bei Messungen unter Tage in Betracht, so dass die beiden Verwendungsarten des Repetitionsdreifusses gut zu einander passen.

Die *erste Verwendungsart* hat mit Zwangszentrierung wenig zu tun und dient dem Zweck, dass im Falle weniger genauer Ablesungen der Ables-

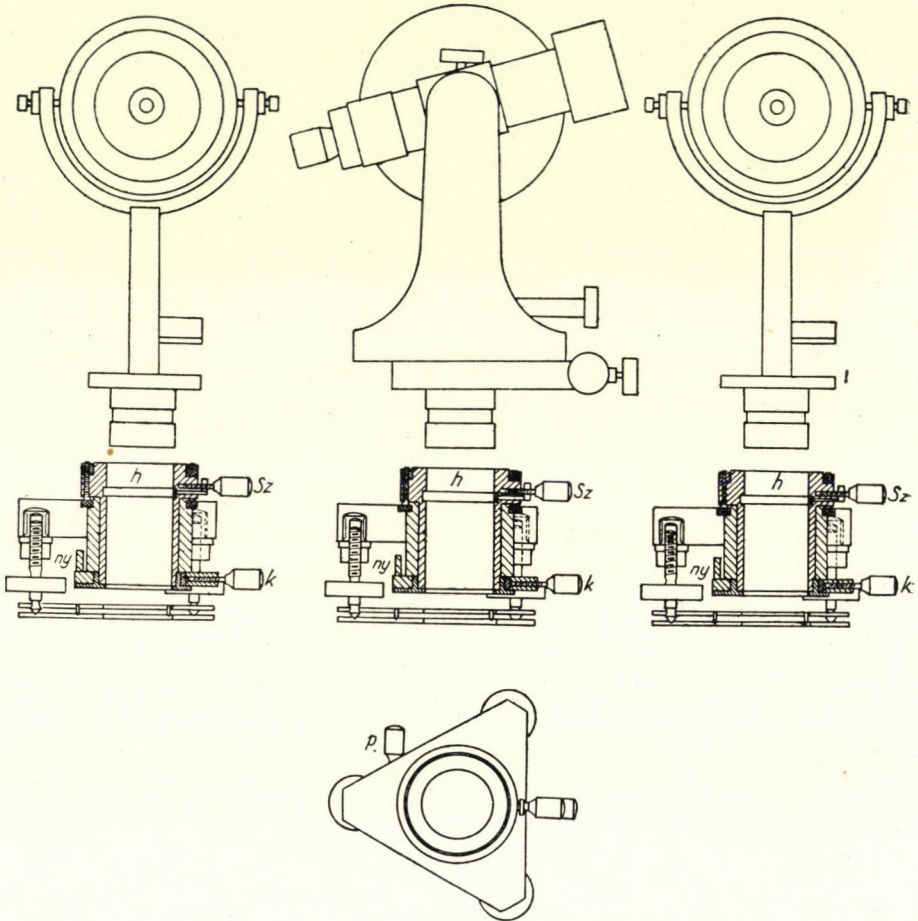


Abb. 17

fehler durch Winkelrepetition gemindert wird, bzw. dass bei ungünstigen Raumverhältnissen die Ablesvorrichtung in eine zum Ablesen bequemere Lage gedreht werden und hernach zwecks Fortsetzung der Winkelmessung bei unveränderter Ablesung in die frühere Lage zurückgebracht werden könne. Hier können also die beiden angezielten Punkte auch Lotschnüre sein, in unserem Falle dienen jedoch zwecks möglicher Minderung des Zielfehlers — damit

ein etwaiger Fehler des Repetitionsdreifusses besser bemerkbar werde — zwei gut beleuchtete Wandsignale als Zielpunkte. Als Gerät zur Kontrolle der Winkelrepetition um die Achse des Repetitionsdreifusses schien die Anwendung eines Instrumentes als zweckdienlich, das an und für sich schon eine Repetitionsachse besitzt, um eine unmittelbare Vergleichung der rings der beiden Achsen gewonnenen Ergebnisse zu ermöglichen. Da ferner der Repetitionsdreifuss für die Zapfen unserer heimischen Theodolite mit Stechkülsenzwangszentrierung angefertigt wurde, schien der Süss'sche Theodolit Nr. 54648, Type 10 V als am besten geeignet, obwohl eine grössere Ablesegenauigkeit, als die 12'' betragende Schätzgenauigkeit des Skalenmikroskops des letzterwähnten Instruments wünschenswert gewesen wäre. Es ist allerdings richtig, dass der Ablesefehler mit wachsender Zahl der Repetitionen stark abnimmt.

Bei den Versuchsmessungen wurden die einzelnen Winkel bei 4-, 6- und 8-facher Repetition gemessen, die teils um die Teilkreisachse, teils um die Achse des Repetitionsdreifusses durchgeführt wurde. Alle drei für die Zwangszentrierung erforderlichen Dreifüsse wurden ausprobiert und die mit den einzelnen Dreifüssen ausgeführten Messungen miteinander verglichen. Die grösste Abweichung zwischen den aus Repetitionen rings der beiden Achsen berechneten einfachen Winkelwerten betrug bei vierfacher Repetition 3,5'', blieb aber im Durchschnitt unter 2''. Hierbei war bald der um die eine Achse gemessene Winkel grösser, bald der um die andere Achse gemessene. Dies lässt darauf schliessen, dass die festgestellten Abweichungen unregelmässiger Natur waren und so ihre Erklärung in Fehlern des Anzielens und des Ablesens finden, nicht aber in solchen des Dreifusses. Den Befunden nach waren also alle drei Repetitionsdreifüsse gleich genau und einwandfrei angefertigt und es eignen sich alle drei in gleicher Weise zur Umgestaltung von Theodoliten von passender Grösse in Repetitionstheodolite.

Bei der Untersuchung der *zweiten Verwendungsart* des Repetitionsdreifusses, wo dieser als Zwangszentrierungsgerät dient, ist vor Augen zu halten, dass die Wirkung von Exzentrizitätsfehlern bei der Winkelmessung um so stärker in Erscheinung tritt, je kürzer die Zielweiten sind. Beim Fernrohr des verwendeten Theodolits betrug die kürzeste mögliche Zielweite 1,5 m, daher hatten die einzelnen Seiten unserer Versuchspolygonzüge die gleiche Länge. Bei Anzielungen auf so kurze Distanz schien es angebracht statt (*Abb. 16*) Signalscheiben Signalnadeln zu verwenden (*Abb. 18*), wodurch eine Verkleinerung der Zielfehler erreicht wurde.

Zwecks Eliminierung der Exzentrizitätsfehler sind Horizontalwinkelmessungen in den beiden symmetrischen Lagen erforderlich. Hierzu ist die Feineinstellvorrichtung des Repetitionssystems grundsätzlich nicht erforderlich, vielmehr kann so vorgegangen werden, wie bei der Drehkülsenzwangszentrierung: man misst mit Hilfe des im Dreifuss befindlichen Theodolits den Winkel um die Alhidadenachse, dreht sodann sowohl den Theodolit, wie die

beiden Signalscheiben rings der lotrechten Achsen der drei Dreifüße um etwa 180° , klemmt und misst den Winkel zum zweiten Male. Der Mittelwert der beiden Winkelmessungen ergibt den vom Einfluss jeglicher Exzentrizitätsfehler freien Horizontalwinkel. Diese Messung kann auch so ausgeführt werden, dass man

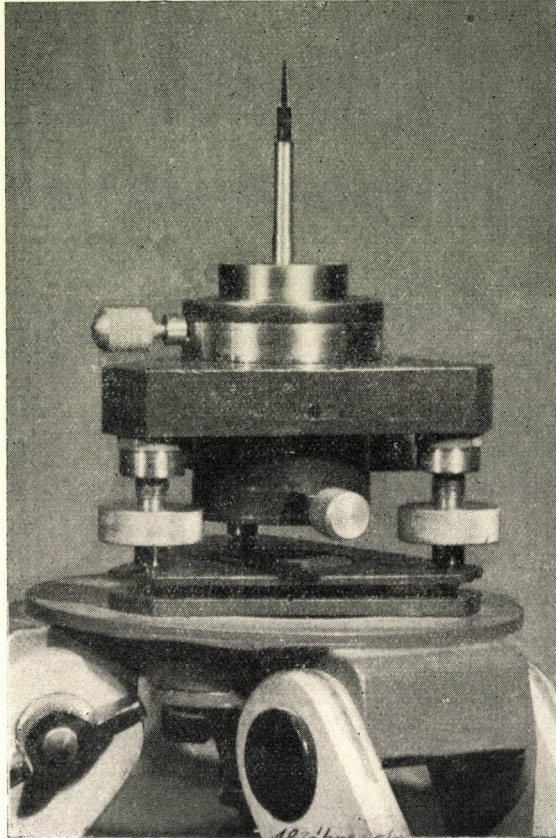


Abb. 18

die erste Messung nur in der ersten Fernrohrlage, die zweite nur in der zweiten Fernrohrlage vornimmt und liefert in diesem Falle schon die aus zwei Lagen erhaltene einfache Winkelmessung den richtigen Winkel.

Ist aber der Repetitionsdreifuß mit einer Feineinstellung versehen, so kann die einfache Winkelmessung in vereinfachter Weise auch derart vorgenommen werden, wie man mit dem Repetitionstheodolit im allgemeinen zu verfahren pflegt, und zwar so, dass man mit unveränderter Ablesung der ersten Lage die Messung in der zweiten Lage fortsetzt. Es erhebt sich hierbei die Frage, ob bei solchem Vorgehen eine symmetrische Lage des Exzentrizitätsfehlers

zwischen Alhidadenachse und Achse des Repetitionsdreifusses zustandekommt, zumal die vereinfachte Messung vom Standpunkte dieses Exzentrizitätsfehlers nur im besagten Falle zulässig ist.

Eine Ausführungsweise der einfachen Winkelmessung mittels Repetition besteht darin, dass man die Messung mit einer Ablesung nahe Null mit der linken Richtung beginnt und mit der Ablesung der rechten Richtung der ersten Fernrohrlage in die zweite Fernrohrlage übergeht, dann mit unveränderter Ablesung sich erneut auf die linke Richtung einstellt und um die Alhidadenachse auf die rechte Richtung übergeht, sodann den doppelten Winkel abliest.

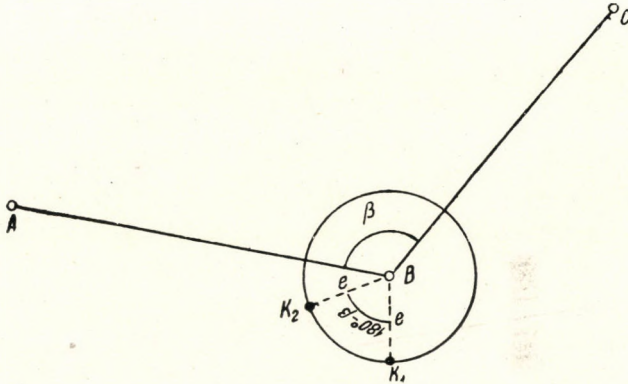


Abb. 19

Wie verhält sich nun während dieser Bewegungen die Alhidadenachse im Verhältnis zur Achse des Repetitionsdreifusses? Es sei auf *Abb. 19* *B* die Drehachse des Dreifusses und K_1 der Stand der Alhidadenachse in der ersten Fernrohrlage, die ihre Lage im Verhältnis zu *B* während der Messung des Winkels β in der ersten Fernrohrlage nicht ändert. Sobald aber nach dem Übergang in die zweite Fernrohrlage das Fernrohr von *B* aus in die entgegengesetzte Richtung von *C* weist und man bei unveränderter Ablesung das Fernrohr nach Drehung um die Achse des Dreifusses erneut auf *A* einstellt, gelangt K_1 dem Drehungswinkel $180^\circ - \beta$ entsprechend nach K_2 und es ist diese Lage in bezug auf *B* nicht zu K_1 symmetrisch. Vom Standpunkte der Unschädlichmachung der Exzentrizitätsfehler ist demnach das beschriebene Verfahren nicht gut.

Wird hingegen in der zweiten Fernrohrlage bei unveränderter Ablesung neuerdings *C* angezielt, so stellt K_2 auf *Abb. 20* eine der ursprünglichen K_1 -Lage um genau 180° entgegengesetzte, demnach symmetrische Lage vor, die auch bestehen bleibt, wenn man von *C* nach *A* übergehend den Winkel β in der zweiten Lage in entgegengesetzter Richtung misst und bei der letzten Anzielung von *A* wiederum eine nahe bei Null gelegene Ablesung erhält. Somit lässt sich mittels dieses Messverfahrens die Ausmerzung der Wirkung des Exzen-

trizitätsfehlers erreichen. Dieses Messverfahren ist aber das gleiche, das aus anderen Gründen schon seit langem von vielen Seiten als das am meisten zweckentsprechende Repetitionsverfahren empfohlen wurde, so z. B. von Hammer [7 ; Seite 401] und von Aubell [8 ; Seite 15] u. a. zur Ausmerzung des sich aus dem Mitschleifen des Teilkreises ergebenden Fehlers und des Fehlers der nicht parallelen Alhidadenachse zur Teilkreisachse. Die Beweisführung von Aubell [8 ; Seite 13—15], derzufolge die symmetrischen Lagen in den einzelnen Fernrohrlagen auch im Falle mehrfach gemessener Winkel bestehen, bezieht sich offenbar nicht nur auf die Limbusachse, sondern auch auf die Achse des

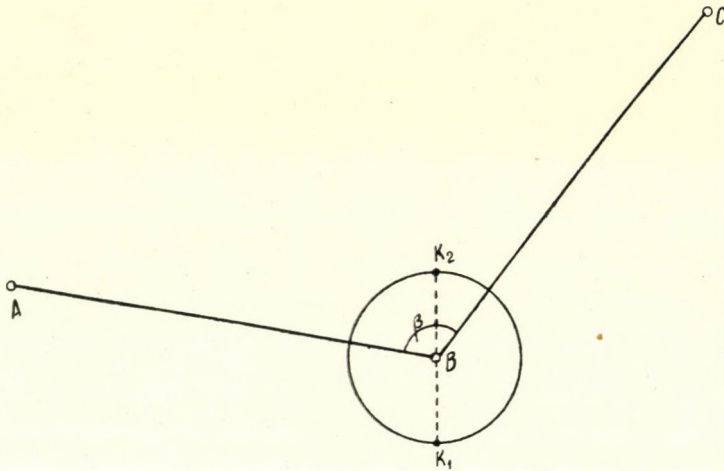


Abb. 20

Repetitionsdreifusses. *Bei richtiger Winkelmessung mittels des Repetitionsdreifusses muss demnach zur Unschädlichmachung der Exzentrizitätsfehlereinflüsse in der zweiten Fernrohrlage die Winkelmessung bei umgekehrter Reihenfolge der Zielungen, d. h. mit Hilfe sogenannter negativer Winkelmessung vorgenommen werden.*

Aus dem obigen geht ferner auch noch hervor, dass im Falle die Stehachse des Repetitionsdreifusses genau lotrecht steht, beim angegebenen Messverfahren es auch nichts ausmacht, wenn die Alhidadenachse zur Achse des Repetitionsdreifusses nicht völlig parallel, ja sogar windschief steht. So ein kleiner Fehler kann beim Einsetzen des Oberteils des Theodolits in den Dreifuss und beim Festklemmen am Dreifuss entstehen. *Dem obigen nach ist auch beim Messen mittels Winkelrepetition um die Achse des Dreifusses stets die Achse des Repetitionsdreifusses genau lotrecht zu stellen, ebenso, wie bei der Eliminierung der Exzentrizitätsfehler.*

Bei unseren Versuchsmessungen, die die Prüfung der Ausmerzung der Exzentrizitätsfehler zum Ziele hatten, wurde das oben angegebene Winkel-

messverfahren angewandt. Zur Bestimmung der wahren Messfehler eignet sich der geschlossene Polygonzug am besten. Da im Falle von nur drei Repetitionsdreifüssen der Abschluss nicht genau möglich ist, haben wir in unserem im Kellergeschoss gelegenen Versuchssaal eine Anordnung gemäss *Abb. 21* gewählt. Die Messung wurde am Pfeiler *P* begonnen und dort beendet. Nachdem es zu umständlich gewesen wäre die Drehachse wieder genau an die Ausgangsstelle zu setzen, diente ein in Kollimatorstellung befindliches Fernrohr *T* als Anschlussrichtung, so dass die beiden gegen das Fernrohr zu verlaufenden Anfangs- und Abschlussrichtungen parallel zu einander verliefen. Dementsprechend belief sich die fehlerfreie Summe sämtlicher gemessener Winkel auf $(n - 2) 180^\circ = 2160^\circ$, zumal in unserem Falle $n = 14$ war, nachdem der im Unendlichen befindliche Endpunkt der durch das Fernrohr *T* gehenden Seiten ebenfalls als Polygonpunkt (mit einem Brechungswinkel von genau 0°) zu zählen war. Die Abweichungen vom Wert 2160° ergeben den wahren Fehler ε_p der Summe

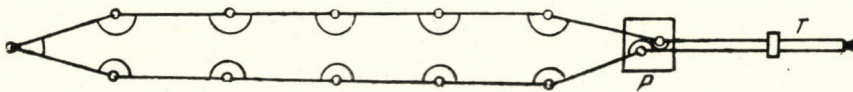


Abb. 21

der 13 gemessenen Winkel des Polygons. Daraus ergab sich der mittlere Fehler $\pm \mu_p$ der Summe der 13 Polygonwinkel im Falle von *N* Messungen des Polygonzuges zu

$$\mu_p = \sqrt{\frac{[\varepsilon_p \varepsilon_p]}{N}} = \pm 28,98'' = \pm 29''.$$

Demzufolge betrug der mittlere Fehler $\pm \mu_\beta$ einer Winkelmessung :

$$\mu_\beta = \pm \frac{\mu_p}{\sqrt{13}} = \pm 8,05'' = \pm 8''.$$

In μ_β sind allerdings auch die Auswirkungen der Fehler des Ablesens und des Anzielens enthalten. Diese Auswirkungen ergaben sich auf Grund zahlreicher Versuchsmessungen bei Winkelschenkellängen von 1,5 m und unveränderter Instrumenten- und Signalnadelage zu $\pm 7,71''$ je Winkel. Dementsprechend wäre der auf die Exzentrizitätsfehler bleibende Teil $\mu_{\beta,k}$:

$$\mu_{\beta,k} = \pm \sqrt{8,05^2 - 7,71^2} = \pm 2,25''.$$

Hieraus würde sich gemäss unserer Gleichung 5 ergeben :

$$e = \pm \frac{\mu_{\beta,k} \cdot d}{\varrho \sqrt{3}} = \pm 0,0095 \text{ mm} \doteq 1/100 \text{ mm}.$$

In Wirklichkeit ist die Lage noch günstiger. Der für die Ablese- und Zielfehler ermittelte mittlere Fehler von $\pm 7,71''$ und der aus den Abschlussfehlern des Polygonzuges abgeleitete mittlere Fehler von $\pm 8,05''$ sind als praktisch gleich anzusehen, nachdem die Unsicherheit der beiden mittleren Fehler, d. h. der mittlere Fehler des mittleren Fehlers viel grösser ist, als die sich zu cca. $0,3''$ ergebende Differenz. *Wir gelangen somit zu der Feststellung, wonach bei Gebrauch des Repetitionsdreifusses ein feststellbarer und angebbarer Einfluss der Exzentrizitätsfehler den ausgeführten Messungen zufolge nicht zurückblieb.*

Interesses halber sei hier erwähnt, dass die Ergebnisse zu Anfang der Versuche weit ungünstiger ausfielen und sich Abweichungen bis zu $2'$ zeigten. Durch weitere Untersuchung wurde aber klargestellt, dass den Fehler nicht der Dreifuss, vielmehr die exzentrische Führung der inneren beweglichen Einstell-Linse des Theodolitfernrohrs verursachte, was beim Winkelmessen auf dem Pfeiler während der Verstellung von der $1,5$ m weiten Signalnadel auf das im Unendlichen erscheinende Fadenkreuz des Kollimator-Fernrohrs, d. h. zwischen den beiden extremen Lagen, eine bedeutende Abweichung zur Folge hatte. Wird nun aber das Kollimator-Fernrohr mit dem Fernrohr des Theodolits in zwei Fernrohrlagen angezielt, so wirkt der Exzentrizitätsfehler der beweglichen Einstell-Linse in der entgegengesetzten Richtung und sein Einfluss kommt im Mittelwert nicht mehr zur Geltung. Die im angegebenen Sinne ausgeführten Messungen ergaben denn auch das erwartete günstige Ergebnis.

Auf Grund der obigen Ausführungen und der ausgeführten Versuchsmessungen dürfen wir feststellen, dass der Repetitionsdreifuss die an ihn geknüpften Erwartungen bei beiden Verwendungsarten vollauf erfüllt hat. Somit war es an der Zeit die auf den Repetitionsdreifuss bezüglichen Mitteilungen zu veröffentlichen und es erscheint die Inangriffnahme der Erzeugung als nicht minder zeitgemäss.

LITERATUR

1. R. Reeh: Kritik der Genauigkeit polygonometrischer Punkt- und Richtungsbestimmungen in der Markscheidkunst. Mitteil. a. d. Markscheidewesen, Heft 10. (1908). S. 35—90.
2. A kényszerközpontosítások geodéziai jelentősége és szerkezeti megoldásai. (Die geodätische Bedeutung und die konstruktiven Lösungen der Zwangszentrierungen.) Mérnöki Továbbképző Intézet (Ung. Fortbildungsinstitut für Ingenieure). Heft M. 53. (1944).
3. Parschin—Wilski: Tagesanschluss der Grubenmessungen, Heft I. (1914).
4. Das markscheiderische Steilschachtproblem. Soproner Mitteilungen, Bd. 1937. S. 243—319.
5. Die Drehhülzenswangszentrierung. Soproner Mitteilungen, Bd. 1943, S. 68—80.
6. H. A. Гусев: Инструментоведение: Маркшейдерско-геодезические инструменты (Instrumentenkunde: Die markscheiderischen und geodätischen Instrumente). Углетехиздат, 1949.
7. E. Hammer; Lehrbuch der elementaren praktischen Geometrie (Vermessungskunde). Band I. (1911).
8. F. Aubell: Einige Bemerkungen zum Wiederholungs (Repetitions)-Theodolite und zum Verfahren der Winkelwiederholung. Österr. Zeitschrift für Vermessungswesen, Jahrg. 1922. Seiten 8—16.

ZUSAMMENFASSUNG

Bekanntlicherweise bezweckt die in der Feldmesskunde und in der Markscheidekunst bei Winkelmessungen angewandte Zwangszentrierung die Sicherung eines möglichst genauen Zusammenfallens des Theodolitmittelpunktes mit dem angezielten Punkt, zumal die zwischen diesen etwa auftretenden Exzentrizitätsfehler besonders im Falle kurzer Ziellängen das Ergebnis der Winkelmessungen sehr erheblich verschlechtern. Die beschränkten Raumverhältnisse unter Tage verleihen den Zwangszentrierungen besondere Wichtigkeit.

Nun kann aber die Zwangszentrierung selbst mit Fehlern behaftet sein und es gilt bei der exakten Lösung auch diese Fehlerquellen auszuschalten. Die einfachste hierzu führende Methode richtet sich darauf, dem Fehlerinfluss durch Drehen um 180° um eine lotrechte Drehungsachse, einen entgegengesetzten Sinn zu verleihen. Derart kam die Drehhülsenzwangszentrierung zustande. Die bezüglichen Instrumente wurden von der Firma Zeiss in Jena angefertigt und es haben unsere mit diesen Instrumenten ausgeführten Versuche zu guten Ergebnissen geführt.

Nun macht aber das Zwangszentrieren mittels einer Drehhülse die Einführung einer weiteren, besonderen Drehungsachse erforderlich, was von Nachteil ist. Wird aber hierzu die Teilkreisachse der Repetitionstheodolite ausgebildet, dann wird nicht nur um eine Achse weniger benötigt, vielmehr ermöglicht der so zustandegekommene, dem Zwangszentrieren dienende sogenannte Repetitionsdreifuß, dass man jeden einfachen oder Reiterationstheodoliten im Handumdrehen zu einem Repetitionstheodolit umwandeln kann und umgekehrt. Die mit den angefertigten Versuchsexemplaren angestellten Versuche haben die Ausführbarkeit der Überlegungen bestätigt, und die erhofften Ergebnisse gezeitigt.

МЕТОД ТОЧНОГО РЕШЕНИЯ ПРИНУДИТЕЛЬНОГО ЦЕНТРИРОВАНИЯ

Академик А. Тарци-Горнох

Резюме

Как известно, целью принудительного центрирования, используемого в геодезии и при маркшейдерских измерениях, является обеспечение возможного совпадения при измерениях углов точки центра теодолита и визированной точки, так как возникающие между ними эксцентричные ошибки, в особенности при малых расстояниях визирования, в очень большой степени ухудшают результаты измерения углов. В связи с ограниченными территориальными условиями подземных пространств эти принудительные центрирования имеют еще большее значение.

Однако само принудительное центрирование также может иметь ошибки, а при точном решении нам необходимо суметь устранить и эти ошибки. Самый простой метод этого заключается в том, чтобы путем поворота на 180° вокруг отвесной оси вращения преобразовать предел ошибок в противоположенное значение. Так возникло принудительное центрирование с вращающейся гильзой, приборы которого изготовила фирма Цейс в Иене. Проведенные нами с этим прибором эксперименты дали хорошие результаты.

Однако принудительное центрирование с вращающейся гильзой делает необходимым введение одной дополнительной специальной оси вращения, а это является отрицательным обстоятельством. Если, однако, для этого оборудуем лимбовую ось углоумножительных теодолитов, то потребуются не только одной осью меньше, а образующаяся таким образом и служащая для принудительного центрирования т. н. углоумножительная приборная шкала делает возможным и то, чтобы любой простой или итерирующий теодолит в течение нескольких секунд смогли переоборудовать в углоумножительный теодолит и наоборот. Опыты, проведенные с экспериментальными образцами, подтвердили осуществимость этого решения и дали ожидаемые результаты.

МЕТОД ГРАФИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СУЛЬФАТОВЫХ ЭЛЕКТРОЛИТОВ

Л. ФЕКЕТЕ

(Поступила 15. I. 1952.)

С точки зрения расхода энергии (при технических электролизах) большое значение имеет сопротивление электролита и таким образом понятно, что многих исследователей занимает исследование того вопроса, что в какой степени зависит сопротивление электролитов от влияния различных факторов.

При этих исследованиях выдающихся результатов достиг советский ученый Сковронский, пользующийся мировой славой, который в связи с производившимися им исследованиям электролитов, используемых при электролитической рафинации меди, разработал такой метод, с помощью которого в случае известной температуры и при известном составе раствора можно вычислить удельное сопротивление раствора.

В 1-ой части данного труда я кратко резюмирую метод Сковронского по вычислению удельного сопротивления, а во II-ой части знакомлю с теми, построенными мною диаграммами, которые делают возможными графическое решение уравнения Сковронского.

ЧАСТЬ I

Сковронский исходил из исследования сопротивления чистых сернокислых растворов. Он определил сопротивление растворов при изменении концентрации серной кислоты в пределе от 100 гр/л—до 270 гр/л. При данной температуре сопротивление раствора падает с ростом концентрации серной кислоты. Автор составил табл. 1, выразив измеренное при различных температурах сопротивление раствора при данной концентрации в процентах от сопротивления при той-же концентрации при температуре 55° С, числовые значения этих он обозначил через p_1 .

Из таблицы видно, что при данной температуре значение p_1 почти независит от концентрации раствора.

ТАБЛИЦА 1

H ₂ SO ₄ в гр/л.	Температура раствора в °С						
	40	45	50	55	60	65	70
100	111,2	107,2	103,4	100	97,1	94,4	92,2
150	112,3	107,5	103,5	100	96,8	94,1	91,6
175	112,2	108,1	103,8	100	96,6	94,0	91,4
200	113,9	108,2	103,8	100	96,7	93,6	90,9
250	114,2	108,8	104,2	100	96,5	93,2	90,3

Числа показывают, что какой процент составляет сопротивление электролита p_1 при данной температуре от сопротивления электролита при температуре 55° С.

При данной концентрации сопротивление раствора падает с повышением температуры, но если при отдельных температурах значения величин сопротивлений, измеренных при различных концентрациях серной кислоты, выразим в процентах от соответствующего сопротивления при той-же температуре и концентрации раствора 150 гр/л, то видим, что при данном содержании H₂SO₄ процентное изменение сопротивления, обозначенное через p_2 , почти независит от температуры (табл. 2).

ТАБЛИЦА 2

H ₂ SO ₄ в гр/л.	Температура раствора в °С						
	40	45	50	55	60	65	70
100	137,8	138,7	138,9	139,1	139,5	139,9	140
150	100	100	100	100	100	100	100
175	89,6	89,6	89,4	89,1	89,2	89,1	88,9
200	82,2	82,2	81,7	81,5	81,4	81,1	80,9
250	72,9	72,5	72,2	72,7	71,5	71,1	70,8

Числа показывают, что какой процент составляет сопротивление электролита p_2 от его сопротивления, измеренного при концентрации электролита равном 150 гр/л H₂SO₄.

При помощи этих двух таблиц может быть рассчитана величина удельного сопротивления при любой концентрации (между 100 гр/л и 250 гр/л) и при любой температуре (между 40—70°С), на основе уравнения

$$\rho_0 = 1,364 \frac{p_1}{100} \cdot \frac{p_2}{100} \text{ ом/см}$$

где 1,364 — удельное сопротивление, выраженное в ом/см — ах при концентрации раствора 150 гр/л H₂SO₄ и температуре раствора 55° С.

Значения величин p_1 и p_2 , лежащих между данными таблицы, необходимо предварительно рассчитать.

Сковронский определил, что при данной концентрации серной кислоты и при данной температуре сопротивление электролита повышается присутствием:

1 гр/л Cu на 0,657 %-ов
 1 гр/л Ni на 0,766 %-ов
 1 гр/л Fe на 0,818 %-ов
 1 гр/л As на 0,0725 %-ов

Удельное сопротивление электролита, применяемого при рафинации меди, на основе вышеизложенных, по методу Скворонского дает следующее уравнение :

$$\rho = 1,364 \frac{p_1}{100} \cdot \frac{p_2}{100} \cdot \frac{100 + 0,657 \text{ Cu}}{100} \cdot \frac{100 + 0,766 \text{ Ni}}{100} \cdot \frac{100 + 0,818 \text{ Fe}}{100} \cdot \frac{100 + 0,0725 \text{ As}}{100}, \quad (1)$$

где коэффициенты при химических знаках означают количество вещества, выраженное в гр/л.

ЧАСТЬ II

Так как значения величин p_1 и p_2 в уравнении Скворонского необходимо определять в каждом случае отдельно на основе приведенных таблиц, и,

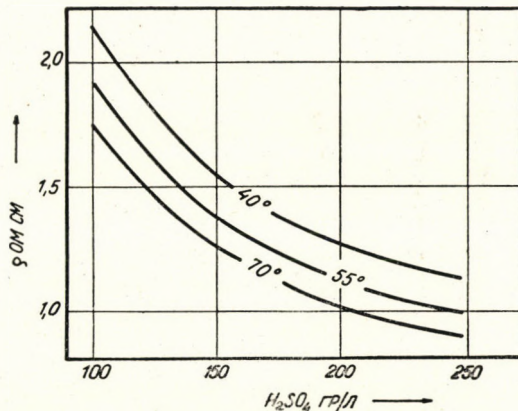


Рис. 1

далее, ввиду того, что значение дробей, выражающих влияние отдельных, встречающихся в растворе металлов, на сопротивление электролита, также необходимо вычислять перед подстановкой, мною составлена такая номограмма, при помощи которой, при известном составе и известной температуре раствора, возможно без вычислений быстро отсчитать значение величины удельного сопротивления.

Графическое изображение, в сопоставлении с изображением на таблице, имеет тот недостаток, что точность отсчета зависит от размеров диа-

граммы, а преимуществом является то, что делает возможным наглядно сравнить соотношение большого количества величин и что отсчет весьма быстрый.

Если введем обозначение

$$\varrho_0 = 1,364 \frac{P_1}{100} \cdot \frac{P_2}{100}, \quad (2)$$

тогда могут быть построены относящиеся к различным температурам кривые, которые дают изменение удельного сопротивления чистых сернокислых растворов в функции от концентрации серной кислоты (рис. 1).

Удельное сопротивление сернокислого раствора изменяется влиянием содержащихся в растворе солей металлов. Например, при присутствии меди удельное сопротивление увеличивается с ϱ_1 —до ϱ_0 по соотношению

$$\varrho_1 = \varrho_0 + (1 + 0,00657 \text{ Cu}),$$

или

$$\varrho_1 = \varrho_0 + 0,00657 \varrho_0 \text{ Cu} = \varrho_0 + \Delta\varrho. \quad (3)$$

Из этого уравнения следует, что рост сопротивления ($\Delta\varrho$), возникающий в присутствии меди, зависит от количества меди, а также и от удельного сопротивления чистой серной кислоты.

$$\Delta\varrho = f(\varrho_0, \text{Cu}) = 0,00657 \cdot \varrho_0 \cdot \text{Cu}. \quad (4)$$

Рис. 2 дает зависимость имеющихся в уравнении (4) величин.

Исходя из точки зрения целесообразности величины ϱ_0 строю на оси ординат, а $\Delta\varrho$ на оси абсцисс.

Тангенс угла прямой, соединяющей точку, соответствующую зависящим друг от друга величинам ϱ_0 и $\Delta\varrho$ при данном содержании Cu, и точку начала системы координат ($\varrho = 0$), по уравнению

$$\text{tg } \alpha = \frac{\varrho_0}{\Delta\varrho} = \frac{\varrho_0}{0,00657 \cdot \varrho_0 \cdot \text{Cu}} = \frac{1}{0,00657 \cdot \text{Cu}} \quad (5)$$

является исключительно функцией содержания меди.

Следовательно, различному количеству меди на диаграмме соответствуют прямые с различными углами наклона, из которых каждый пересекает точку начала системы координат.

Если $\varrho_0 = \text{конст.}$, тогда по уравнению (4) величина $\Delta\varrho$ находится в линейной зависимости от меди (Cu), т. е., напр.:

$$\begin{array}{cc} 40 \text{ гр/л Cu} & 10 \text{ гр/л Cu} \\ \Delta\varrho = 4 \cdot \Delta\varrho & \end{array} \quad (6)$$

Это означает то, что шкалу, пригодную для нанесения содержания меди, необходимо построить таким образом, чтобы на прямую, построенную параллельно оси абсцисс через какую-либо величину ϱ_0 , наносились вели-

до оси ординат будет равно $\Delta\varrho$, следовательно, если через это проведем прямую под углом в 45° к отрицательному направлению оси абсцисс, то эта прямая отсекает от оси ординат расстояние, равное величине $\varrho_1 = \varrho_0 + \Delta\varrho$.

Влияние остальных растворенных в электролите солей можно выразить также диаграммами, схожими с диаграммой рис. 2, но естественно, что для каждого элемента необходимо построить отдельную шкалу.

Если желаем чтобы деления шкалы были бы одинаковыми или же чтобы имело место равенство

$$\frac{10 \text{ гр/л Cu}}{\Delta\varrho} = \frac{10 \text{ гр/л Ni}}{\Delta\varrho} = \frac{10 \text{ гр/л Fe}}{\Delta\varrho} = 0,2$$

то тогда величины ϱ_0 выбираются нами соответствующим образом, следовательно, в таком случае шкалы будут находиться от начальной точки системы координат на различном расстоянии.

Шкалу, указывающую количество Ni, наносим на горизонтальную прямую, проходящую через точки оси ординат, соответствующие величинам $\varrho_0 = 2,611$, а в случае Fe $\varrho_0 = 2,445$.

Деление шкалы As необходимо производить отлично от деления других шкал, так как величине $\frac{10 \text{ гр/л As}}{\Delta\varrho} = 0,2$ соответствует $\varrho_0 = 27,58$ и таким образом шкала оказалась бы очень далеко от начальной точки системы координат. Если шкалу построим таким образом, чтобы $\frac{10 \text{ гр/л As}}{(\Delta\varrho)} = 0,02$, то ее надо нанести на горизонтальную прямую, проходящую через величину $\varrho_0 = 2,758$.

Приведенная на рис. 3 диаграмма состоит из сведенных вместе диаграммы рис. 1 и дополненной шкалами, указывающими количества железа, никеля и мышьяка, диаграммы рис. 2.

Радиусы, относящиеся к различным содержаниям металлов, строим таким образом, что соответствующую точку соответствующей шкалы соединяем с нулевой точкой шкалы ϱ . Для показа пользования шкалы наносим также и радиусы, относящиеся к величинам 70 гр/л Cu, 70 гр/л Ni, 70 гр/л Fe.

На диаграмме можно определить, что, например, 70 гр/л Cu в такой же степени повышает удельное сопротивление, как и 60 гр/л Ni, так как для обоих количеств соответствует один и тот же радиус.

Если известны состав и температура какого-либо электролита, тогда при помощи этой диаграммы его удельное сопротивление можем определить следующим образом.

Исходя из соответствующей точки шкалы, указывающей концентрацию серной кислоты, проводим вертикальную прямую до пересечения соответствующей температурной кривой. Отсюда проводим горизонталь до пересечения соответствующего радиуса содержания меди. Полученную точку пересечения проектируем на ось ординат под углом 45° . Горизонтальной прямой, проведенной из этой точки оси ординат, пересекаем радиус указы-

вающий содержание никеля, после чего эту точку пересечения проектируем на ось ординат под углом 45° . Эту операцию повторяем, принимая во внимание лучи, соответствующие содержаниям железа и мышьяка, после чего отсчитываем значения ρ на оси ординат. Для пользования диаграммы рис. 3 привожу пример. Необходимо определить удельное сопротивление такого, использованного при рафинации меди, загрязненного электролита, который

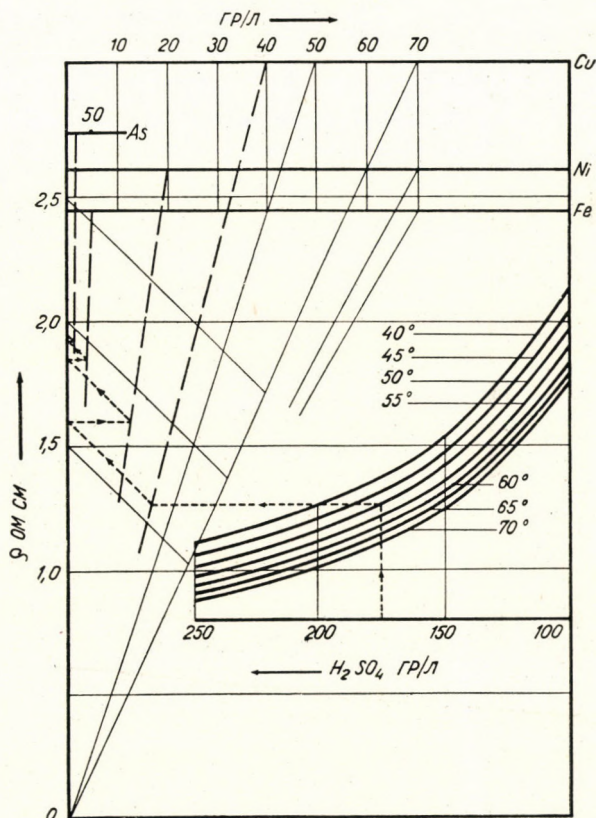


Рис. 3

содержит на литр 175 гр чистой серной кислоты, 40 гр меди, 20 гр никеля, 5 гр железа и 20 гр мышьяка, при температуре 50°C . Ход решения указывается мною пунктиром, помеченным стрелой. На диаграмме рис. 3 можно отсчитать, что $\rho = 1,946$ ом/см.

На практике целесообразно прикреплять нить к гвоздю, забитому в начальную точку радиусов ($\rho = 0$), с помощью которой можно непосредственно определить положение радиусов, необходимых для решения, без черчения линий и таким образом при помощи диаграммы и 45° треугольника любая задача может быть решена легко и быстро.

Недостатком этой диаграммы является то, что для построения радиусов необходимо иметь нулевую точку шкалы ϱ , хотя нас не интересуют значения величин удельного сопротивления от нуля и до единицы. Следовательно, если в целях более точного отсчета желаем построить диаграмму в большем масштабе, то она становится очень громоздкой и с нею будет трудно работать. Более подходящей формы диаграмму получим, если величины ϱ нанесем на ось в логарифмическом масштабе (если на шкале с нормальными делениями нанесем значения величин $\log \varrho$).

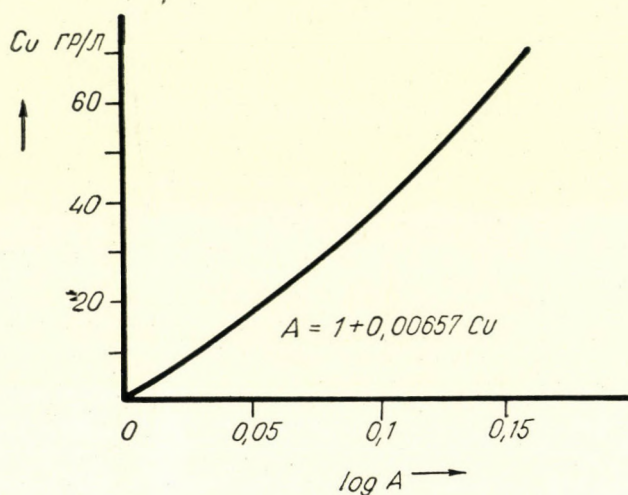


Рис. 4

Наносится функция

$$\log \varrho = \log \varrho_0 + \log A + \log B + \log C + \log D \quad (7)$$

где

$$\log \varrho_0 = \log 1,364 + \log \frac{P_1}{100} + \log \frac{P_2}{100} \quad (8)$$

$$\log A = f(\text{Cu}) = \log (1 + 0,00657 \text{ Cu}) \quad (9)$$

$$\log B = f(\text{Ni}) = \log (1 + 0,00766 \text{ Ni}) \quad (10)$$

$$\log C = f(\text{Fe}) = \log (1 + 0,00818 \text{ Fe}) \quad (11)$$

$$\log D = f(\text{As}) = \log (1 + 0,000725 \text{ As}). \quad (12)$$

Рисунок функции (8) по существу остается аналогичным рисунку функции (2) (рис. 1), но только из-за того, что масштаб оси содержания серной кислоты наносим в нормальном виде, а величину ϱ_0 логарифмически, изгиб изотерм до некоторой степени изменяется.

Рисунок функции (9) изображен на рис. 4.

Рисунки функций (10), (11), (12) аналогичны с рисунком № 4, лишь изгиб кривых различен.

На рис. 5 даю пример того, что каким образом можно свести в одну диаграмму рисунки функций (8)—(12), при помощи которых возможно решить уравнение (7) графическим путем.

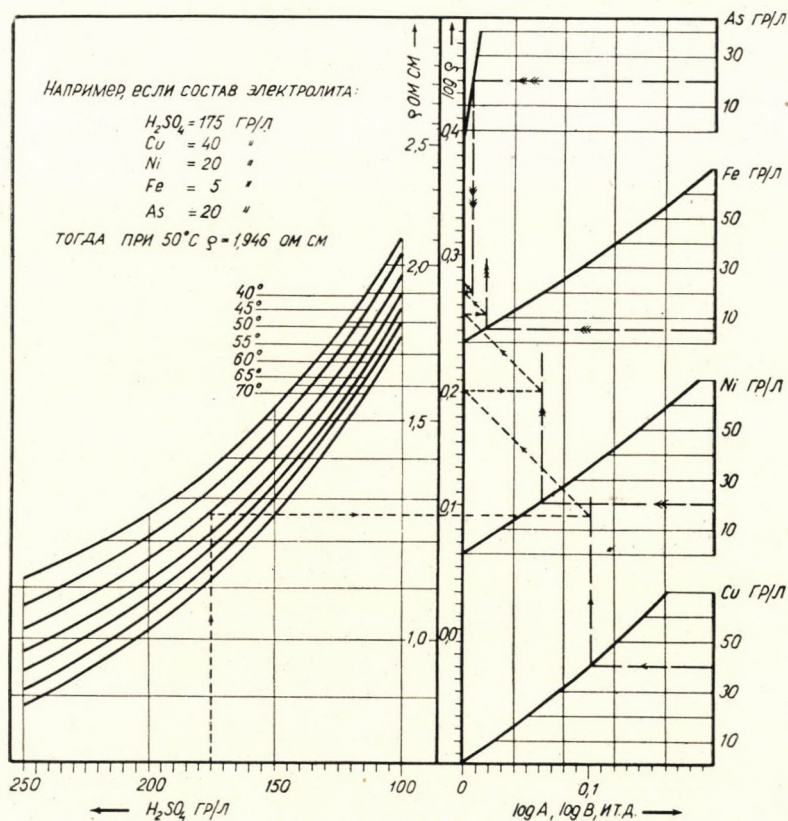


Рис. 5

Деления оси абсцисс, общие для функций (8) — (12), необходимо наносить в аналогичном для делений оси ρ масштабе, исходя от величины $\log A = 0$. Применение диаграммы рис. 5 также иллюстрирую примером. Необходимо найти удельное сопротивление электролита, имеющего состав, упомянутый в предыдущем примере.

Из соответствующей точки оси концентрации серной кислоты проводим вертикаль до точки пересечения, соответствующей температуре электролита изотермы, отсюда проводим горизонталь до точки пересечения с прямой, параллельной оси ρ и находящейся от этой оси на расстоянии $\log A$.

Точку пересечения проектируем обратно на ось ρ под углом 45° . Из этой точки вновь проводим горизонталь до точки пересечения с прямой, параллельной оси ρ и находящейся от нее на расстоянии $\log B$, и, далее, точку пересечения вновь проектируем обратно на ось ρ под углом 45° . Эту операцию повторяем вплоть до тех пор, пока не учтем во внимание действие всех составных частей электролита и окончательно отсчитаем значение величины ρ .

Преимуществом этой диаграммы является то, что мы независимо от нулевой точки оси ρ можем определять интересующие нас величины, далее, то, что значения величин шкалы ρ , лежащие между 1 и 2, получаются более растянутыми.

ЛИТЕРАТУРА

В. Г. Арсенков и Я. А. Каковский: «Электрометаллургия водных растворов», Москва, 1947 г.

МЕТОД ГРАФИЧЕСКОГО ОПРЕДЕЛЕНИЯ УДЕЛЬНОГО СОПРОТИВЛЕНИЯ СУЛЬФАТОВЫХ ЭЛЕКТРОЛИТОВ

Д. Фекете

Резюме

Статья кратко знакомит с методом Скворонского, служащим для определения удельного сопротивления сульфатных электролитов на основе их состава.

Автор, используя экспериментальные данные Скворонского, построил две диаграммы, с помощью которых вышеупомянутая задача может быть решена без вычислений — графическим методом.

DIE GRAPHISCHE BESTIMMUNG DES SPEZIFISCHEN WIDERSTANDES VON SULFATHÄLTIGEN ELEKTROLYTEN

L. FEKETE

ZUSAMMENFASSUNG

Vom Gesichtspunkt des Energieverbrauchs der technischen Elektrolyse kommt dem Widerstand des Elektrolyten eine grosse Bedeutung zu. Es ist deshalb verständlich, dass sich zahlreiche Forscher mit der Frage beschäftigt haben, in welchem Ausmass der Widerstand der Elektrolyte von den verschiedenen Faktoren abhängt.

Bei diesen Forschungen hat sich besonders Skowronski, der berühmte russische Gelehrte, unvergängliche Verdienste erworben. Er entwickelte im Zusammenhang mit seinen, bei der elektrolytischen Raffination des Kupfers mit Elektrolyten angestellten Versuchen ein Verfahren, mit dem es möglich war, den spezifischen Widerstand der Lösung zu berechnen, wenn die Zusammensetzung und die Temperatur der Lösung bekannt waren.

Im ersten Teil der vorliegenden Arbeit wird das von Skowronski zur Berechnung des spezifischen Widerstandes ausgearbeitete Verfahren kurz zusammengefasst, während der zweite Teil die vom Verfasser konstruierten Diagramme behandelt, die eine graphische Lösung der Skowronskischen Gleichung ohne Rechenarbeit ermöglichen.

ÜBER DIE BERECHNUNG AUSGEKOHLTER RÄUME*

Prof. Dr. Ing. habil. K. NEUBERT, FREIBERG i. Sa.

(Eingegangen am 4. Febr. 1952.)

Der Markscheider galt lange Zeit als der Vertreter der »Geometria subterranea«. Diese Zeit liegt jedoch längst hinter uns. Das Aufgabengebiet des Markscheiders ist während der letzten Jahrzehnte beträchtlich über die ursprüngliche Berufsabgrenzung hinausgewachsen. Zu seinem Verantwortungsbereich gehören heute u. a.:

Lösung kulturtechnischer Fragen, z. B. Überlegungen bei der Anordnung von Haldenstürzen, Wiederurbarmachung grosser abgeworfener Tagebaue der Braunkohle, die heute sehr viel Ähnlichkeit mit einer Mondlandschaft haben; Beherrschung der Absenkung der Erdoberfläche durch Beeinflussung der Abbaumassnahmen, um sowohl die Versauerung wie die Grundwasserabsenkung so gering wie möglich zu halten; die Lenkung der Abbauführung und Eingriffe in die Betriebsplanung, auch mit Rücksicht auf die Erhaltung wichtiger Tagesanlagen bzw. der Vorflut für einen störungsfreien Ablauf der Tageswässer, Beobachtung und Erfassung von Gesetzmässigkeiten bei Gebirgsbewegungen zum Nutzen des Bergmanns, Warnung und Verhütung schädlicher Auswirkungen (Gebirgsschläge), Vorausberechnung von Abbaueinwirkungen auf Schächte und damit Aufstellung eines Abbauplanes mit zeitlichem Ablauf innerhalb der Sicherheitspfeiler, Schaffung von einheitlichen Richtlinien für die Vorratsberechnung, Durchführung von systematischen Probenahmen, Schaffung von Qualitätsrissen und Erstellung eines Lagerstättenarchivs. Eine übersichtliche Kartierung soll die wesentlichen Merkmale aufzeigen, z. B. bei der Steinkohle mit Stäbchenprofilen oder Drehkreisen unter Berücksichtigung der graphischen Darstellung der Höhenlage, für Braunkohle Fähnchenprofile nach Höhe des Aschen- und Bitumengehaltes, für Erz farbige Absätze für bestimmte Metallgrenzen, Kali nach K_2O -Gehalt und schädlichen Bestandteilen geordnet usw., kurz der Markscheider ist die geeignete Person für die Lösung all dieser Fragen, da sie niemand anders als er sachgemäss durchführen kann. Er bleibt damit in enger Betriebsverbundenheit, die dann nicht gegeben ist, wenn er nur für die Vermessungsarbeiten aufkommen würde, ohne dass er in der Lage ist, die Auswertung nach verschiedenen Richtungen vorzunehmen oder die Randgebiete zu

* Gastvortrag, gehalten am 16. 12. 1951 in Sopron, Ungarn.

bearbeiten. Er wird damit auf das engste mit dem Betrieb verbunden. Er ist Subjekt und bleibt nicht Objekt, zu dem er heruntersinkt, wenn er sich nur um die Aufgaben der reinen Vermessung bemüht. Er ist dann bestenfalls nur geduldet und braucht sich nicht zu wundern, wenn er bisweilen als lästig angesehen wird.

Als ein neues Spezialgebiet galt in letzter Zeit die markscheiderisch verantwortliche Abnahme und anschliessende Berechnung zur Ermittlung ausgekohelter Räume, worüber für den Steinkohlenbergbau hier kurz berichtet werden soll.

Gedingearten, ihre Mängel und Vorzüge

Im Grubenbetrieb haben vier verschiedene Arten der Gedingestellung Anwendung gefunden :

1. das Zeitgedinge,
2. das Gedinge für das laufende Meter, vornehmlich beim Auffahren von Strecken,
3. das Wagen- bzw. Gewichtsgedinge, das die Leistungsbeurteilung nach der Zahl der ausgeförderten Hunte oder nach der Tonnage vorsieht,
4. das Kubikmetergedinge, das den ausgekohlten Hohlraum zur Grundlage hat.

Nur die beiden letzten kommen für die Bewertung der Leistung in Abbauen in Frage. Beim Tonnen- bzw. Huntegedinge hat die Belegschaft grösstes Interesse daran, möglichst viel Kohle aus dem Abbau abzufördern. Wenn das Aufsichtspersonal Vorkehrungen trifft, dass keine unnötigen Berge ausgefördert werden und die Karren eine gute Füllung haben, ist diese Gedingeart der Kubikmeterabnahme insofern vorzuziehen, weil bei der Bezahlung nach ausgehauem Hohlraum die Belegschaft oft nicht genügend Interesse an einer restlosen Abförderung der Kohle hat. Wenn die Aufsicht nicht in genügender Weise ihrer Pflicht nachkommt, verschwindet zu viel Kohle im Versatz. Das muss aber unbedingt vermieden werden, sowohl mit Rücksicht auf den Verlust für die Volkswirtschaft als auch wegen der Brandgefahr. Dagegen gestattet die Kubikmeterabnahme, die Leistung jedes einzelnen Häuers zu erfassen und ihn richtig zu entlohnen, während beim Gewichtsgedinge nur die Gesamtleistung einer Kameradschaft beurteilt werden kann. Häuer mit geringerer Leistung leben auf Kosten von Häuern mit Spitzenleistungen. Es steht ausser Zweifel, dass die Kubikmeterabnahme bei den grossen Abbaustreben die einwandfreie Entlohnung ermöglicht, da die einzelne Häuerpartie angesprochen wird. Sie stellt damit das angestrebte Ziel dar. Jeder Arbeiter wird nach seinem Können und seiner Leistung bezahlt. Sowohl aus diesem Grunde als im Interesse der Sicherstellung der Förderpläne ist bei den sächsischen Steinkohlenwerken, nachdem sie 1946 volkseigen geworden waren, allgemein das Kubikmetergedinge eingeführt worden. Bald danach stellten sich aber auch seine Schwächen heraus, die darin

bestanden, dass die Betriebsabnahme, entweder auf Drängen der Mannschaft oder aus Mangel an ausreichender Fachkenntnis, in den meisten Fällen viel zu hoch in Vergleich zu den wirklich ausgekohlten Räumen lag. Es ist verständlich, dass jeder bestrebt war, das Maximum für sich in Anspruch zu nehmen. Erst die Verfügung Nr. 23 vom 16. November 1948, die ihrerseits durch die Einführung des progressiven Leistungslohnes ausgelöst wurde, brachte hierin eine entscheidende Wendung. Sie besteht darin, dass das technische Aufsichtspersonal ab 1. Januar 1949 verpflichtet wurde, die täglichen Abnahmen der geleisteten Arbeit so sorgfältig vorzunehmen, dass der Unterschied zwischen der betrieblichen und markscheiderischen Ermittlung 5% nicht übersteigen darf. Bei Überschreitung dieses Prozentsatzes ist ein Bericht unter genauer Darlegung der Verhältnisse abzufassen. Durch die Einführung des progressiven Leistungslohnes war ein noch höherer Anreiz geschaffen worden, möglichst viel zu leisten, aber auch möglichst hoch abgenommen zu werden.

Als Vergleichsgrundlage dient markscheiderische Ermittlung. Es werden die betrieblicherseits viel zu hohen Kubikmeterzahlen, die Fehlerbeträge bis zu 72% ergaben, nachgewiesen.

Die markscheiderischen Kontrollen bestanden bisher darin, am Ende des Monats den Abbaustand durch Messung festzustellen, der für die restlichen Tage bis zum Monatsletzen mit den betrieblichen Angaben korrigiert wurde, wenn nicht genau am Monatsletzen gemessen werden konnte. Während bisher die markscheiderische Ermittlung nur statistisch wertvoll war, kam ihr von diesem Zeitpunkt an ein entscheidender betrieblicher Wert zu, da diese Kontrolle zur massgeblichen Vergleichsgrundlage der betrieblichen Abnahmen erhoben wurde.

Genauigkeit der markscheiderischen Abnahme

Von Anfang an stand fest, dass mit der bisherigen Gepflogenheit, einmal im Monat abzunehmen, gebrochen werden musste. Sowohl die Mächtigkeit als auch die Flözbeschaffenheit können innerhalb eines Monats so gründliche Wandlungen erfahren, dass diese Veränderungen markscheiderisch nicht erfasst werden können und zu Unklarheiten und damit zu Benachteiligungen oder zu Bevorzugungen führen müssen. Beispielsweise muss infolge Zunahme der tauben Flözpartien bisweilen eine Kohlschicht angebaut oder bei Entwicklung zum Guten wieder mitgenommen werden. Andere Möglichkeiten der ungenauen Erfassung bestehen darin, dass beim Auskohlen längs einer Störung, beim Abfahren des alten Mannes oder auch beim Umfahren eines Bruches eine genaue Einmessung des geschaffenen Hohlraumes nicht vorgenommen wurde. Um den Anforderungen der Verfügung gerecht zu werden, muss das markscheiderisch tätige Personal viel häufiger als bisher in den Abbauen angesetzt werden. Weiter war es nicht möglich, alle Einzelheiten auf dem Riss im Masstab 1:1000 ausweisen zu können. Diese Ansprüche können nur erfüllt werden, wenn sämtliche

Abbaue auf Sonderrissen im Massstab 1 : 250 dargestellt werden. Fehlertheoretische Untersuchungen ergaben, dass die markscheiderische Abnahme unter Beseitigung der genannten Unzulänglichkeiten und unter Einhaltung der gegebenen Richtlinien mit grosser Genauigkeit erfolgt. Die ihn noch anhaftenden Fehlerquellen bestehen in der :

1. polygonometrischen Messung unter Berücksichtigung der am Monatsletzten abzuschliessenden Nachtragung bis zum Stoss,
2. Darstellung,
3. Flächenermittlung durch Planimeter,
4. Mächtigkeitsabnahme,
5. Bestimmung des Flözeinfallens,
6. Veränderung des Hohlraumes infolge Gebirgsbewegung,
7. laufenden Erfassung der betrieblichen Massnahmen.

Zu 1. : Die Nachtragsmessungen werden gegen Ende des Monats mit dem Theodoliten vorgenommen. Es wird grundsätzlich von einem koordinatenmässig bekannten Punkt ausgegangen, durch den Abbau gezogen und an einem nach Koordinaten bekannten Punkt abgeschlossen, so dass stets die Garantie für die Richtigkeit übernommen werden kann. Angenommen, die Abschlussdifferenz beträgt 10 cm, so würde bei einem Streb von 150 m Bauhöhe und einer Mächtigkeit von 2 m ein Fehler entstehen von

$$\frac{0,1 \cdot 150 \cdot 2}{2} = 15 \text{ m}^3,$$

das sind bei Abbauen von 1000 m³ monatlich 1,5%, bei 4000 m³ 0,4%. Da die Abschlussmessung für die grosse Anzahl der Streben mit einer geringen Zahl von Fachkräften am Monatsletzten erfolgen muss, bleibt kein anderer Ausweg, als die hierfür erforderlichen Polygonzüge vorzulegen. Von diesen Punkten ausgehend ist bis zum Monatsabschluss aller zwei bis höchstens drei Tage durch Einmessen mit dem Meterstock der neueste Abbaustand nachzutragen. Der dadurch entstehende Fehler macht sowohl den Stand von vergangenen als auch vom neuesten Abschluss um den Betrag von maximal ± 5 cm in der Vortriebsrichtung unsicher. Bei einer Strebhöhe von 150 m entsteht daraus ein Fehler von 21 m³, also bei 4000 m³ monatlich 0,5%, bei 1000 m³ rund 2%. Dieser Prozentsatz steigt mit abnehmendem Verhiebfortschritt.

Zu 2. : Der Zulegefehler wird bei dem Massstab 1 : 250 unter Annahme einer stets einzuhaltenden Kartierungsunsicherheit und der oben angegebenen Verhältnisse von 4000 m³ einen Betrag von 6 m³ oder 0,15% ausmachen.

Zu 3. : Der durch die Planimetrierung entstehende Fehler ist bei grossen Flächen mit 0,1 %, bei kleinen mit 1,0% anzusetzen.

Zu 4. : Die dekadenweise Abnahme der Flözmächtigkeit aller Streben in Abständen von 6 m bei regelmässiger und in dichter Folge bei unregelmässiger Ablagerung hat im Vergleich zu den versuchsweise alle zwei Tage

festgestellten Mächtigkeitsermittlungen eine Streuung von $\pm 1\%$, die bei besonders ungünstigen Verhältnissen bis zu 2% anwachsen.

Zu 5.: Die vom Grundriss abgenommene Fläche ist durch den Cosinus des Flözeinfallens zu dividieren. Der Einfallwinkel wird aus den trigonometrisch errechneten Sohlenhöhen zwischen oberstem und unterstem Abbaupunkt in der Fallrichtung ermittelt. Das im Sächsischen Steinkohlenbergbau nur in Ausnahmefällen festgestellte Flözeinfallen von 30° hat unter Annahme eines sehr hohen Fehlers von $\pm 1^\circ$ eine Unsicherheit von $1,0\%$ zur Folge.

Zu 6.: Die Gebirgsbewegung verändert die fixierten Punktlagen. Dieser Einfluss wird dadurch weitgehend ausgeschaltet, dass zwischen zwei möglichst weit auseinanderliegenden Punkten, die nicht erheblich unter der Abbauwirkung stehen, eingerechnet wird. Macht sich eine Unstimmigkeit bemerkbar, so muss der Anschluss des Zuges von grösserer Entfernung gesucht werden. Der Einfluss dieses Fehlers ist bereits unter Punkt 1 einbezogen. Als Folge des Gebirgsdruckes entsteht auch eine Stosswanderung in Richtung auf den Abbauhohlraum. Da stets kurz vor dem Monatsende polygoniert und zum Monatschluss bis zum letzten Bau eingemessen wird, ist dieser Fehler sehr gering. Fixiert man ihn mit 5 cm , so entstehen Fehler je nach Verhiebsfortschritt zwischen $0,5$ bis 2% .

In einem regelmässig laufenden Streb mit gleichbleibenden Bedingungen ohne tektonische Störungen werden ausser den bisher genannten keine weiteren Fehler auftreten, so dass mit einer Gesamtunsicherheit von $\pm 2,4\%$ für Abbaue mit ungefähr 4000 m^3 monatlicher Leistung und $\pm 4,8\%$ für Abbaue mit ungefähr 1000 m^3 Monatsleistung zu rechnen ist. Die Genauigkeit markscheiderischer Kubikmeterabnahmen ist eine Funktion der monatlichen Strebleistung.

Wird der Abbau durch tektonische Einflüsse gestört, werden in häufigem Wechsel betriebliche Massnahmen getroffen, z. B. Anbauen oder Gewinnung einer Strossbank usw., wird im Mehrscheibenbau der alte Mann unterfahren, eine alte versetzte Abbaustrecke überfahren, am Bruch entlangefahren oder entsteht erheblicher Nachfall, dann tritt eine höhere Streuung ein, die aber je nach den vorliegenden Verhältnissen bei einiger Sorgfalt auch in den ungünstigen Fällen einen aus allen Einzelfehlern sich zusammensetzenden Fehler von $\pm 5\%$ bei Streben von mindestens 2000 m^3 Monatsleistung nicht überschreiten wird. Abbaue mit geringen Monatsleistungen (nicht unter 500 m^3) werden maximale Streuungen bis zu 8% bei ungünstiger Fehlerhäufung aufweisen können.

Unsicherheit der betrieblichen Abnahme

Die Erfahrungen bis 1948 haben gelehrt, dass Unstimmigkeiten nur beseitigt werden können, wenn einwandfreie Unterlagen vorhanden sind. Mit Beginn des Jahres 1949 wurden Gedingelisten eingeführt, die drittelweise für jedes Ort durch den Abnehmer aufgestellt und unterzeichnet werden müssen.

Durch diese Massnahme werden die Abnehmer gezwungen, ihre Einzelmasse bekanntzugeben, wodurch eine genaue Kontrolle ermöglicht wird, die bei den bisherigen summarischen Angaben nicht durchführbar war. Zur Ermittlung der Kubikmeter nimmt der Betrieb für jede Häuerpartie zwei Masse ab, erstens das der Mächtigkeit, zweitens das der ausgehauenen Länge, während das dritte Mass, nämlich die Gassenbreite, meist mit 1,30 m als konstant eingesetzt wird. Die beiden Masse werden auf Dezimeter festgestellt. Da nur auf Dezimeter abgenommen und in der Praxis stets nach oben abgerundet wird, so muss mit folgenden mittleren Fehlern gerechnet werden: wirkliche Mächtigkeit statt 1,80 nur 1,75 m, statt 3 m Länge nur 2,8 m, wobei ein Zuviel von 10 m beiderseits angenommen wird; das ergibt $1,75 \text{ m} \cdot 1,3 \text{ m} \cdot 2,8 = 6,35 \text{ m}^3$. In diesem Falle wurde um 10,2% zu reichlich abgenommen. Es kommt hinzu, dass Reichenmessungen sehr unterschiedliche Gassenbreiten ergeben haben, obwohl mit genormten Aussteckern von 1,50 m, die 10 cm Auflage auf jeder Seite haben sollen, gearbeitet wird.

Die kleinsten Gassenbreiten von Mitte Kappe bis Mitte Kappe wurden mit 1,05 m, die grössten zu 1,40 m festgestellt.

Im Durchschnitt liegt die praktisch erreichte mittlere Gassenbreite bei 1,20, so dass an wirklichen Kubikmetern nur $5,9 \text{ m}^3$ geleistet werden. Dieser Raum liegt $1,1 \text{ m}^3$ unter der angegebenen Zahl, das sind 18,6% zuviel bei einer Häuerpartie. Werden die Gassenbreiten praktisch eingehalten, dann ist immer noch mit einem Fehler von $\pm 5 \text{ cm}$ zu rechnen. Daraus errechnet sich eine Unsicherheit von insgesamt 14,8%. Hiermit kann die markscheiderische Bestimmung von 2,4% bei 4000 m^3 Monatsleistung verglichen werden, das ist ungefähr der sechste Teil, bei 4,8% der dritte Teil. Wird der Abbau verschwenkt, dann bleibt ein Teil des Abbaues zurück, so dass bei der täglichen Abnahme erhebliche Unsicherheiten auftreten. Bei unregelmässiger Form der Abbaufäche sind noch grössere Unterschiede zu erwarten, ohne dass dem Abnehmer der Vorwurf der vorsätzlichen Täuschung gemacht werden kann.

Die Erfahrungen haben gelehrt, dass bei regelmässig laufenden Streben unter der Voraussetzung peinlicher Abnahme Differenzen bis zu 12% und bei Abbauen mit besonderen Schwierigkeiten Abweichungen bis zu 20% auftreten können. Eine Leichtfertigkeit kann daraus nicht hergeleitet werden. Dem Betrieb steht ein Mittel zur Verfügung, um am Monatsende keine zu grossen Unterschiede zu bekommen, indem die ausgeforderten Karren des gesamten Strebes mit der Zahl der geleisteten Kubikmeter in Beziehung gesetzt und die Schüttungszahlen errechnet werden.

Mit Hilfe der Schüttungszahl ist es auch möglich, die Abnahmegüte der einzelnen Förderdrittel zu überwachen. Liegen die Schüttungszahlen des einen Drittels laufend unter denen des anderen, so ist damit die zu hohe Kubikmeterabnahme erwiesen. Bei einer Allgemeinkürzung nach t/Tag der zuviel

abgenommenen Kubikmeter würde der prozentuale Abstrich das Drittel mit der genaueren Abnahme zu hart treffen.

Streitigkeiten sind mit Hilfe der genannten Ermittlung in der Praxis geschlichtet worden.

Wie zu erwarten, liegen die betrieblichen Angaben meist höher als die markscheiderischen, während die letzteren mit gleicher Wahrscheinlichkeit positiv wie negativ vom wirklichen Wert abweichen werden. Die Schulung aller mit der Abnahme beauftragten Personen hat im Vergleich zu den vojrährigen Resultaten eine wesentliche Besserung zur Folge gehabt. Der Abbaustoss bei längerem Stillstand bläht sich auf und wächst in den Abbauhohlraum hinein. Dadurch wird ein Teil eines bereits schon einmal abgenommenen Raumes nochmals abgenommen, wenn jedesmal vor und nach Beginn der Schicht gemessen wird. Aufgrund markscheiderischer Ermittlungen wurden Stosswanderungen während der Ruhepausen bis zu 4,2 mm/h festgestellt. Insgesamt ist dann unter Voraussetzung gleichbleibender Stosswanderung folgende Länge während des Monats zuviel abgenommen :

$$\begin{aligned} & \text{Ruhestunden im Monat. Stosswanderung im mm/h} \\ & 260 \cdot 4,2 \text{ mm} = 1092 \text{ mm} = 1,09 \text{ m.} \end{aligned}$$

Bei 150 m Streblänge und einer Mächtigkeit von 2,0 m wird infolge der Stosswanderung ein Raum von 328 m³ zweimal abgenommen, das sind bei 4000 m³ = 8,2%.

Flözgruppen in grossen Teufen und Abbau, die mit vollem Gebirgsdruck rechnen müssen, werden höhere Stosswanderungen aufweisen als Streben, deren Hangendes noch selbsttragend ist. Die Feststellung der Stosswanderung muss deshalb laufend wiederholt werden. Da nach der Gedingestellung der wirklich ausgehauene Raum massgebend für die Kubikmeterbezahlung ist, muss die Korrektur infolge Stosswanderung bei den markscheiderisch ermittelten Zahlen angebracht werden, um Vergleichswerte zu erhalten. Die Berücksichtigung dieser Verbesserung wirkt sich günstig auf die übrigen Fehler aus, die sämtlich mit gleicher Wahrscheinlichkeit positiv wie negativ auftreten.

NACHWORT

Die übergrosse Fülle an Vorträgen in Budapest, die mir sehr wertvolle Anregungen auf dem Gebiet der Geodäsie und der Geophysik anlässlich der Tagung der Ungarischen Akademie der Wissenschaften geboten haben, werden dazu beitragen einerseits auf unserem Fachgebiet zu besseren und höheren Leistungen zu gelangen, andererseits die gegenseitigen Beziehungen zwischen den ungarischen und den deutschen Wissenschaftlern zu vertiefen. Aus den sehr wertvollen Arbeiten von Herrn Prof. *Tarczy-Hornoch* haben schon viele deutsche Fachkollegen gelernt und ihr Wissen wesentlich bereichert. Ich erinnere nur an die auf sehr hoher wissenschaftlicher Warte stehenden Arbeiten von ihm, wie : »Das Verwerferproblem im Lichte des Markscheiders«; »Orientierungsgenauigkeit offener Polygonzüge«; »Strenge Ausgleichung von Einrechnungszügen« und so viele mehr, die ein beredtes Zeugnis vom hohen Gehalt seiner Arbeiten ablegen und die in Freiberg von jedem Kandidat des Markscheidefaches studiert werden. Schon früher haben die beiden Hochschulen Sopron und Freiberg herzliche Beziehungen der Freundschaft und des geistigen Gedankenaustausches verbunden.

ZUSAMMENFASSUNG

Die Genauigkeit markscheiderisch ermittelter Kubikmeter kann auch in wenig günstigen Fällen mit 5% Streuung im Vergleich zu dem wirklichen Rauminhalt angegeben werden, wenn man von den wenigen Ausnahmen kleinerer Abbaue absieht. Dagegen wird sich auch bei grösster Vorsicht eine Streuung zwischen betrieblicher und markscheiderischer Bestimmung im ungünstigsten Fall unter sonst normalen Abbaubedingungen bis zu 15% nicht vermeiden lassen, zumal da die Streuung der markscheiderischen Abnahme in entgegengesetzter Richtung der betrieblichen auftreten kann. Der Betrieb wird sich immer helfen, die ihm gestellten Bedingungen zu seinen Gunsten zu beeinflussen. Es stehen ihm hierzu mehrerer Mittel zur Verfügung: 1. Er kann z. B. das Baudrittel für einen Teil im Schichtlohn kohlens lassen. Diese Kubikmeter kommen den Förderdritteln zugute. 2. Es besteht die Möglichkeit eines besonderen Einsatzes ohne Kubikmeterabnahme. Liegt die Zahl der betrieblich abgenommenen Kubikmeter öfter und um grössere Beträge unter der markscheiderischen, so deutet dies auf derartige Manipulationen hin. Wächst dagegen die Schüttungszahl zu hoch an, dann wird zusätzlich Kohle aus Vorrichtungsarbeiten oder aus kleinen Nebenörtern ohne besondere Ortsnummer eingeschleust.

Dem Kubikmeterproblem kommt auch vom Standpunkt der Wirtschaftlichkeit hohe Bedeutung zu, da fingierte Raummeter derart überhand nehmen können, dass die Leistungsangaben nur scheinbar sind. Es war durchaus keine Seltenheit, dass bei einem Werk monatlich 5000 m³ zuviel abgenommen und bezahlt wurden. Mit der markscheiderischen massgebenden Kontrollabnahme verliert die Gefahr grosser Leichtfertigkeit bei der Kubikmeterabnahme wesentlich an Bedeutung.

Aus diesem nur kurz umrissenen Problem geht hervor, dass vom Markscheider die Lösung derartiger Aufgaben verlangt wird. Laufend werden an ihn Fragen herangetragen, die ihn noch mehr als bisher zwanglos zum Treuhänder des Betriebes stempeln.

О ВЫЧИСЛЕНИИ ВЫРАБОТАННЫХ ПРОСТРАНСТВ*

К. Нейберт

Резюме

Точность маркшейдерски установленного кубометра может быть определена также в мало благоприятных случаях с рассеянием в 5% по сравнению с действительным объемом, если не принимать во внимание отдельные случаи исключений при менее мощных выработках. В противоположность этому нельзя, даже при самой большой осторожности в самом неблагоприятном случае, при впрочем нормальных условиях выработки, избежать рассеяния до 15% между производственным и маркшейдерским определениями тем более, что рассеяние маркшейдерского снятия может возникнуть в противоположном с производственным направлении. Производство во всех случаях будет в состоянии повлиять на поставленные ему условия в свою пользу. Для этого производство имеет в своем распоряжении несколько возможностей: 1. Например, производство может производить разработку в одну смену за счет поденной оплаты. Эти кубометры идут в пользу добычи восьмичасовой смены. 2. Имеется возможность одной особой разработки без уменьшения кубометров. Если число кубометров, снятых производственным путем, часто в больших количествах ниже маркшейдерского, то это указывает на такого рода манипуляцию. Если же напротив число завалок возрастает, тогда уголь дополнительно попадает из подготовительных выработок, или из боковых штреков, без особого номера забоя.

Проблема кубометров имеет также большое значение с хозяйственной точки зрения, т. к. фиктивные кубометры могут оказаться настолько большими, что данные о производительности будут лишь кажущимися. Отнюдь не было редкостью, что на каком-либо из производств ежемесячно было снято и выплачено на 5000 м³ больше. С помощью маркшейдерского руководящего контрольного снятия в значительной степени теряется опасность большой меры легкомысленности при снятии числа кубометров.

Из этой, обрисованной только кратко и в общих чертах проблемы, становится ясным, что от маркшейдеров требуется решение такого рода вопросов. Постоянно к нему обращаются с вопросами, которые в большей мере, чем до сих пор, неизбежно делают его блюстителем интересов производства.

* Доклад гостя, прочитанный на сессии 16. XII. 1951 г. в Шопроне.

Исключительно большое количество докладов, прочитанных во время сессии Академии Наук Венгрии в Будапеште, которые дали мне весьма ценные темы в области геодезии и геофизики, будут использованы, с одной стороны, для того, чтобы улучшить положение в области нашей специальности и достигнуть более высоких показателей в работе, а с другой стороны, чтобы углубить взаимоотношения между венгерскими и немецкими учеными. Из очень ценных работ профессора Тарци-Горнох уже многие немецкие коллеги по специальности научились многому и значительно обогатили свои знания. Я упоминаю лишь о работах, стоящих на очень высоком научном уровне, как например: «Проблема сброса с точки зрения маркшейдера», «Точность ориентировки при открытых полигональных ходах», «Строгое уравнивание теодолитных ходов» и многие другие, которые являются доказательством того, что его работы находятся на высоком уровне, и его труды изучаются каждым кандидатом маркшейдерского факультета в Фрейберге. Уже раньше оба института — в Шопрон и Фрейберг — были связаны дружественными отношениями и обменом мнений.

ÜBER DIE BERECHNUNG VON RECHTECKIGEN GITTERMASTEN AUF VERDREHEN

J. BARTA

(Eingegangen am 18. Febr. 1952.)

Problemstellung

Auf Anregung eines Artikels von M. Póczy [1] wird hier die statische Berechnung der Füllungsstäbe eines Gittermastes behandelt, welcher auf reine

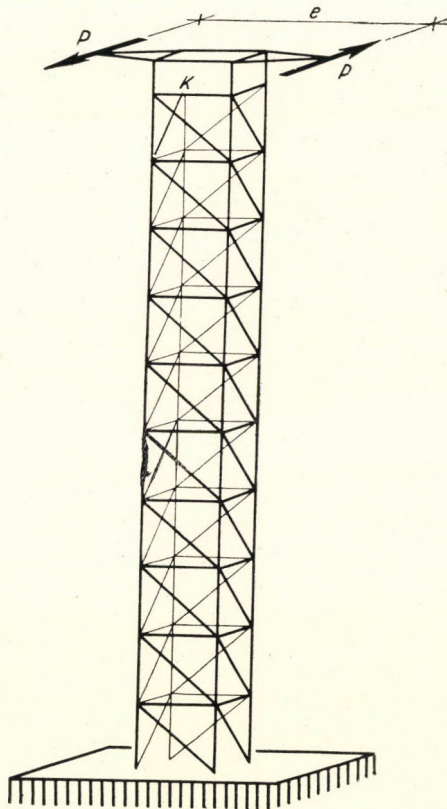


Abb. 1

Verdrehung beansprucht ist. Der Mast, auf welchen sich die nachfolgenden Erörterungen beziehen, besteht aus einem Kopfe *K*, aus Vertikalstäben, aus Horizontalstäben und aus Diagonalstäben. Die Querschnittsfigur des Mastes

ist ein Rechteck (*Abb. 1*). Die Horizontalstäbe und Diagonalstäbe nennt man Füllungsstäbe.

Zuerst soll der Fall erörtert werden, wo die Füllungsstäbe so angeordnet sind, wie aus *Abb. 2* und *3* ersichtlich.

Bezeichnungen

- $M = eP$ ist das Verdrehungsmoment,
 a, b sind die horizontalen Abstände der Knotenpunkte nach *Abb. 1* und *3*,
 c ist die Feldlänge d. h. der vertikale Abstand der Knotenpunkte (*Abb. 3*),

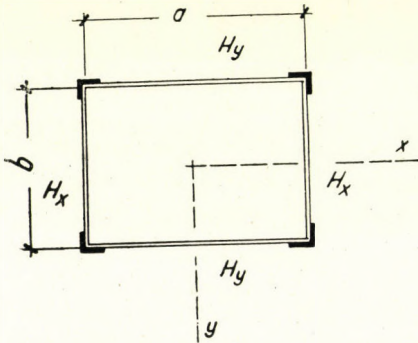


Abb. 2

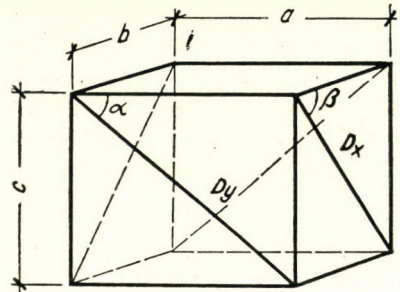


Abb. 3

- F_x, F_y sind die Querschnittsflächen der Horizontalstäbe (*Abb. 1*),
 Φ_x, Φ_y sind die Querschnittsflächen der Diagonalstäbe (*Abb. 3*),
 H_x, H_y sind die Stabkräfte in den Horizontalstäben,
 D_x, D_y sind die Stabkräfte in den Diagonalstäben,
 α, β sind Winkel nach *Abb. 3*.

Berechnungsannahmen

Bei der Lösung des Problems können die üblichen Annahmen der technischen Statik sowie folgende weitere Annahmen in Betracht kommen: I. Der Kopf K kann als ein starrer Körper betrachtet werden. II. Die Länge des Mastes ist gegenüber den Abmessungen seines Querschnittes gross; es gilt daher das Saint-Vénantsche Prinzip, wonach die Abweichungen des wirklichen vom berechneten Spannungszustand nur auf die nächste Umgebung des starren Kopfes und des Unterbaues beschränkt bleiben. III. Der Mast kann als ein räumliches Fachwerk angesehen werden, dessen Stäbe durch reibungsfreie

Gelenke verbunden sind. IV. Die Querversteifungsstäbe (in den Abbildungen nicht eingezeichnet) können ausser Acht gelassen werden. V. Die Querschnittsflächen der Vertikalstäbe sind so gross, dass sie in der Rechnung als unendlich gross gegenüber den Querschnittsflächen der Füllungsstäben angenommen werden können. VI. Die Querschnittsflächen der Diagonalstäbe können in der Rechnung als unendlich gross vorausgesetzt werden.

Praktische Formeln für den Fall nach Abb. 2 und 3

1° — Nach den deutschen Vorschriften (VDE 0210) und auch nach einigen anderen Vorschriften, die nach Muster der deutschen Vorschriften verfasst wurden, sind die Formeln

$$\left. \begin{aligned} H_x &= \frac{M}{2a}, \\ H_y &= \frac{M}{2b} \end{aligned} \right\} \quad (1)$$

zu benützen.

2° — In seinem Artikel gelangte M. Póczy zu den Formeln

$$\left. \begin{aligned} H_x &= \frac{\frac{M}{a}}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^3 \frac{F_y}{F_x}}, \\ H_y &= \frac{\frac{M}{b}}{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^3 \frac{F_x}{F_y}}. \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

Er erhielt diese Formeln als Lösung einer statisch unbestimmten Aufgabe. Hierzu benützte er stillschweigend alle soeben erwähnten Annahmen. Diese Annahmen, insbesondere die Annahmen V und VI, zielen auf eine Erleichterung der mathematischen Schwierigkeiten ab, die bei der Lösung der statisch unbestimmten Aufgabe auftreten. Die Annahme V ist dadurch motiviert, dass die Querschnittsflächen der Vertikalstäbe in den praktischen Fällen erheblich grösser sind, als die Querschnittsflächen der Füllungsstäbe. Die Annahme VI ist aber völlig unbegründet, infolgedessen wird auch die Richtigkeit der Formeln (2) fraglich.

3° — Um zu genaueren Formeln zu gelangen, muss man die Annahme VI fallen lassen und so ergeben sich die Formeln

$$\left. \begin{aligned}
 H_x &= \frac{\frac{M}{a}}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^3 \frac{\frac{1}{F_x} + \frac{1}{\Phi_x \cos^3 \beta}}{\frac{1}{F_y} + \frac{1}{\Phi_y \cos^3 \alpha}}}, \\
 H_y &= \frac{\frac{M}{b}}{1 + \left(\frac{a}{b}\right)^3 \frac{\frac{1}{F_y} + \frac{1}{\Phi_y \cos^3 \alpha}}{\frac{1}{F_x} + \frac{1}{\Phi_x \cos^3 \beta}}}.
 \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

Diese Formeln enthalten als Spezialfall die Formeln (2).

Die Herleitung der Formeln (3)

Die Formeln (3) sollen hier auf dieselbe Weise hergeleitet werden, wie M. Póczy in seinem Artikel die Formeln (2) hergeleitet hat. Statische Überlegungen liefern für die Kräfte H_x , H_y , D_x , D_y die Gleichungen

$$H_x + D_x \cos \beta = 0, \quad (4)$$

$$H_y + D_y \cos \alpha = 0, \quad (5)$$

$$a D_x \cos \beta + b D_y \cos \alpha + M = 0. \quad (6)$$

Die Gleichungen (4), (5) folgen aus den Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte, die auf einen Knotenpunkt wirken. Die Gleichung (6) folgt aus der Forderung, dass die inneren Kräfte mit den äusseren Kräften im Gleichgewicht sind. Mehrere Gleichungen für die Berechnung von H_x , H_y , D_x , D_y lassen sich durch statische Überlegungen nicht aufstellen. Die drei Gleichungen enthalten vier Unbekannte. Die Aufgabe ist deshalb statisch unbestimmt. Jedes System der inneren Kräfte, welches den Gleichungen (4), (5), (6) genügt, ist statisch möglich. Es fragt sich nun: Wodurch zeichnet sich dasjenige von allen statisch möglichen Systemen der inneren Kräfte aus, welches wirklich eintritt?

Zur Beantwortung dieser Frage dient der Satz von Ménabréa [2] und Castigliano [3] über das Minimum der Formänderungsarbeit. Die Formänderungsarbeit pro Feldlänge c des Mastes wird

$$A(H_x, H_y, D_x, D_y) = 2 \left[\frac{H_x^2 b}{2EF_x} + \frac{H_y^2 a}{2EF_y} + \frac{D_x^2 \frac{b}{\cos \beta}}{2E\Phi_x} + \frac{D_y^2 \frac{a}{\cos \alpha}}{2E\Phi_y} \right]. \quad (7)$$

Die wirklich eintretenden Werte von H_x , H_y , D_x , D_y sollen also nicht nur den Gleichungen (4), (5), (6) genügen, sondern auch den Ausdruck (7) zu einem Minimum machen. Diese Extremumaufgabe kann man leicht, wie folgt, lösen. Aus (4), (5), (6) erhält man

$$H_y = \frac{M - a H_x}{b}, \quad D_x = \frac{-H_x}{\cos \beta}, \quad D_y = \frac{-M + a H_x}{b \cos \alpha}.$$

Man setze alle diese Ausdrücke in (7) ein. So erscheint die Formänderungsarbeit in der Gestalt $A(H_x)$, woraus man die Derivierte dA/dH_x bilden kann. Berechnet man H_x aus der Gleichung $dA/dH_x = 0$, so ergibt sich die erste der Formeln (3). Gleicherweise ergibt sich auch die zweite der Formeln (3).

Zahlenbeispiel. Kritik der Formeln

Um die Verlässlichkeit der Formeln (1), (2) an Hand der genaueren Formeln (3) zu kontrollieren, betrachte man den Fall $M = 1$, $a = 1$, $b = 2$, $c = 1,5$, $F_x = 1$, $F_y = 1$, $\Phi_x = 1$, $\Phi_y = 1$, $\cos \alpha = 1/\sqrt{1^2 + 1,5^2} = 0,554$, $\cos \beta = 2/\sqrt{2^2 + 1,5^2} = 0,800$. Mit diesen Zahlenangaben erhält man:

nach Formeln (1)

$$H_x = 0,500, \quad H_y = 0,250,$$

nach Formeln (2)

$$H_x = 0,111, \quad H_y = 0,444,$$

nach Formeln (3)

$$H_x = 0,226, \quad H_y = 0,387.$$

Die nach den Formeln (1), (2) errechneten Werte weichen von den nach Formeln (3) errechneten Werten erheblich ab, sowohl nach unten als auch nach oben. Die Formeln (1) und (2) sind daher — im Interesse der Tragfähigkeit und der Materialersparnis zu verwerfen.

Auch die Formeln (3) benötigen eine Kritik, da ihre Herleitung ebenfalls auf mehr oder minder willkürlichen Annahmen fusst. Auf Grund der Untersuchungen von P. Csonka [4] lassen sich im vorliegenden Zahlenbeispiel die Ungleichungen

$$0,226 < H_x < 0,500, \quad 0,387 < H_y < 0,250$$

angeben. Nähere Angaben über die Zuverlässigkeit der Formeln (3) liegen zurzeit noch nicht vor.

Andere Anordnungen der Füllungsstäbe

Ebenso, wie die Formeln (3) hergeleitet wurden, kann man zu folgenden Ergebnissen gelangen :

Sind die Füllungsstäbe von einer Anordnung, wie sie die *Abb. 4* zeigt, so geben die Formeln (3) den absoluten Wert von H_x und H_y an. Das Vorzeichen (das eine negativ, das andere positiv) geht aus der Anschauung leicht hervor.

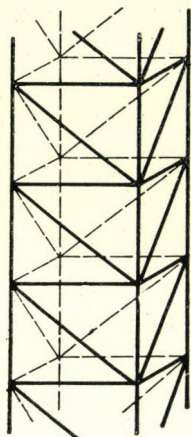


Abb. 4

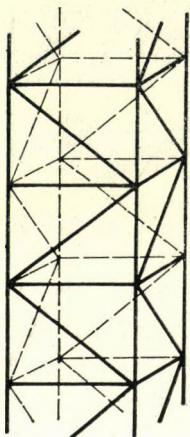


Abb. 5

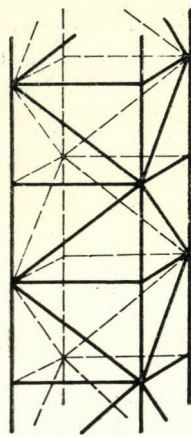


Abb. 6

Sind die Füllungsstäbe so angeordnet, wie es die *Abb. 5* oder *6* zeigt, so gelten die Formeln $H_x = 0$, $H_y = 0$ und

$$\left. \begin{aligned} D_x &= \pm \frac{\frac{M}{a \cos \beta}}{1 + \left(\frac{b \cos \alpha}{a \cos \beta}\right)^3 \frac{\Phi_y}{\Phi_x}}, \\ D_y &= \pm \frac{\frac{M}{b \cos \alpha}}{1 + \left(\frac{a \cos \beta}{b \cos \alpha}\right)^3 \frac{\Phi_x}{\Phi_y}} \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

Das Vorzeichen geht ebenfalls aus der Anschauung hervor

Rückblick auf die Berechnungsannahmen. Weiterführung der Theorie

Sowohl im Artikel von M. Póczy, als auch in dem soeben erbrachten Beweise der Formeln (3) spielt die Berechnungsannahme V eine wichtige Rolle, denn aus ihr folgt, wie man leicht einsieht, dass die Querschnitte des Mastes eben bleiben und dass die Kraftfigur der Füllung in jedem Felde dieselbe ist. Es muss bemerkt werden, dass die Stabkraft V des Vertikalstabes in verschie-

denen Feldern im allgemeinen verschieden ist, da die Kräfte, welche die Füllungsstäbe auf einen Knotenpunkt ausüben, eine vertikale resultierende Kraft ΔV ergeben, so wie es in *Abb. 7* veranschaulicht wird. Nur in gewissen symmetrischen Fällen ist es möglich schon von vornherein zu wissen, dass ΔV in jedem Knotenpunkte gleich Null ist.

Eine weitere Frage ist: wie kann man die Stabkräfte berechnen, wenn man sowohl die Annahme V als auch die Annahme VI fallen lässt? In diesem Falle muss man die Wirkung der Kräfte ΔV berücksichtigen, da die Querschnitte des Mastes nicht mehr eben bleiben und die Kraftfigur der Füllung in den verschiedenen Feldern nicht mehr dieselbe ist. Durch eine solche Berechnungsweise gelangt man zu einem genaueren Resultat als es durch Benützung der Formeln (1) möglich ist.

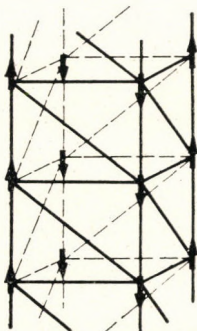


Abb. 7

Mit dieser Frage und mit anderen Fragen der Berechnung von Füllungsstäben, z. B. mit dem Einflusse der Querversteifung, beschäftigt sich eine reichliche Anzahl von Schriften, z. B. *Stahlbau* 1932, S. 189, 1933, S. 56, 1936, S. 193 und 203, 1940, S. 67, 1941, S. 89, *Elektrotechnische Zeitschrift* 1950, S. 397, *Giornale del Genio Civile* 1948, S. 433. Doch schlagen diese Schriften keine Formeln vor, welche einerseits möglichst einfach und, andererseits geeignet sind, die Formeln (1) zu ersetzen.

Schlusswort

Aus den vorstehenden Ausführungen geht klar hervor, dass bei der Neuabfassung der amtlichen Vorschriften die Formeln (1) durch genauere Formeln ersetzt werden sollen. Es liegt also folgende Forschungsaufgabe vor: Man soll die Zuverlässigkeit aller Formeln, deren Einführung an die Stelle der Formeln (1) in Frage kommen kann, sorgfältig kontrollieren; hierzu soll man die strengeren Berechnungsmethoden, die in den soeben angeführten Literaturquellen und

anderswo zu finden sind, benützen; überdies soll man auch jene Versuchsergebnisse in Betracht ziehen, welche in den Literaturquellen beschrieben sind, z. B. Schweizerische Bauzeitung 1948, S. 547, Engineer 1949, vol. 187, S. 564, The Structural Engineer, 1950, S. 1 und 327; oder man soll zur Klarstellung der Frage planmässige Versuche durchführen.

LITERATUR

1. *M. Póczy*; Einfluss der Torsionskräfte auf die Berechnung von Gittermasten (ungarisch), Elektrotechnika, Jahrg. 43, 1950, p. 317.
2. *L. F. Ménébréa*; Nouveau principe sur la distribution des tensions dans les systèmes élastiques, Comptes Rendus des séances de l'Académie des Sciences, tome 46, Paris, 1858, pp. 1056—1060; in seiner Fassung lautet der Satz: »Lorsqu'un système élastique se met en équilibre sous l'action des forces extérieures, le travail développé par effet des tensions ou des compressions des liens qui unissent les divers points du système est un minimum.«
3. *A. Castigliano*, Théorie de l'équilibre des systèmes élastiques et ses applications, Turin, 1879., p. 30.
4. *P. Csonka*. Die Verdrehung von Fachwerkkonstruktionen (ungarisch), Mitt. des ung. Ing. u. Arch. Vereins, Jg. 66, (1932).

ZUSAMMENFASSUNG

In dieser Abhandlung werden zur statischen Berechnung der Füllungsstäbe eines Mastes, welcher durch ein Verdrehungsmoment belastet ist, praktische Formeln hergeleitet. Zur Lösung der statisch unbestimmten Aufgabe wird der Satz von Ménébréa und Castigliano benützt.

О РАСЧЕТЕ ПРЯМОУГОЛЬНЫХ РЕШЕТЧАТЫХ ФЕРМ НА СКРУЧИВАНИЕ

Я. Барта

Резюме

В приведенной статье выводятся практические уравнения для статического расчета внутренних стержней фермы, нагруженной скручивающим моментом. Для решения статически неопределенной задачи применяется уравнение Менабреа и Кастиigliано.

STRANGPRESSEN UND PRESSLOCHVERFAHREN

Prof. Dr. A. GELEJI

(Eingegangen am 3. März 1952.)

In der technisch-wissenschaftlichen Literatur findet sich bisher keinerlei Theorie, auf Grund welcher es möglich wäre die beim Strangpressen und steigendem Lochen auftretenden Kräfte in zuverlässiger Weise zu berechnen [1]. *Eisbein* und *Sachs* [2], sowie *Gubkin* [3] sind die einzigen, die auf die Analogie zwischen den Prozessen in der Stangenziehdüse und jenen, die sich beim Strangpressen unmittelbar hinter dem Werkzeug abspielen, hingewiesen haben. *Eisbein* und *Sachs* haben auch versucht, die an den Wänden des Aufnehmers (Rezipienten) auftretenden Kräfte festzustellen. Doch haben weder die soeben erwähnten Forscher, noch andere ein Rechnungsverfahren ausgearbeitet, das geeignet wäre die beim Pressen auftretenden Kräfte zu errechnen. Es dürfte daher nicht ohne Interesse sein, wenn im nachfolgenden eine Theorie entwickelt wird, die die Lösung der eben aufgeworfenen Frage zum Gegenstand hat. Auch Verfasser geht bei Ableitung seiner Theorie von der Analogie aus, die zwischen dem Stangenziehen und dem Pressen bis zu einem gewissen Grade besteht, doch weist er gleichzeitig nach, dass bei Ermittlung der beim Pressen auftretenden Kräfte denjenigen Kräften eine besonders grosse Bedeutung zuzuschreiben ist, die zur Bewirkung der inneren Verschiebungen (Wirbelungen) des gepressten Werkstoffs erforderlich sind.

a) *Das Strangpressen*

Der Vorgang des Strangpressens besteht darin, dass ein erwärmter, in einem Aufnehmer oder Rezipienten befindlicher, meist zylindrischer Block mit Hilfe eines Press-Stempels durch eine Matrize durchgepresst wird. Der Block nimmt dabei das Profil an, das als Öffnung in die Matrize eingearbeitet ist (*Abb. 1*).

Untersucht man denjenigen Fall der bildsamen Verformung der Stange näher, bei dem die Stange durch eine Ziehdüse durchgedrückt wird, dann fällt einem sofort auf, dass dieses Problem mit dem des Stangenpressens auf der Strangpresse in erster Annäherung identisch ist. Eine schematische Darstellung dieses Pressvorganges findet man in *Abb. 1*.

Beim Strangpressen wirkt eigentlich der Boden des Aufnehmers (Rezipienten) als Presswerkzeug. In diesem Boden befindet sich nämlich eine Öffnung, deren Form dem Querschnitt der zu pressenden Stange entspricht. Beim Pressen wird der Block im Aufnehmer durch den Dorn mit der Kraft P gegen die Innenwand des Presswerkzeuges gedrückt. Der bildsame Werkstoff wird dabei durch die Öffnung des Werkzeuges, die den Durchmesser d_2 hat,

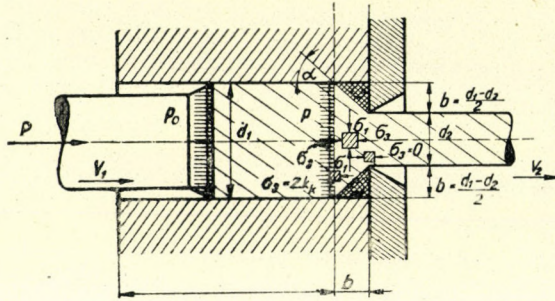


Abb. 1. Die beim Strangpressen auftretenden Kräfte

in Form einer Stange mit gleichem Querschnitt hinausgepresst. Der hinter dem Werkzeug liegende, auf der Zeichnung dicht schraffierte Teil des Blockes ist am Fließen des Werkstoffes kaum beteiligt. Im Werkstoff selbst entsteht nämlich hinter der Öffnung des Werkzeuges eine kegelige Düse, und der Werkstoff fließt durch diese der Öffnung zu (Abb. 2). Diese Düse kann als eine

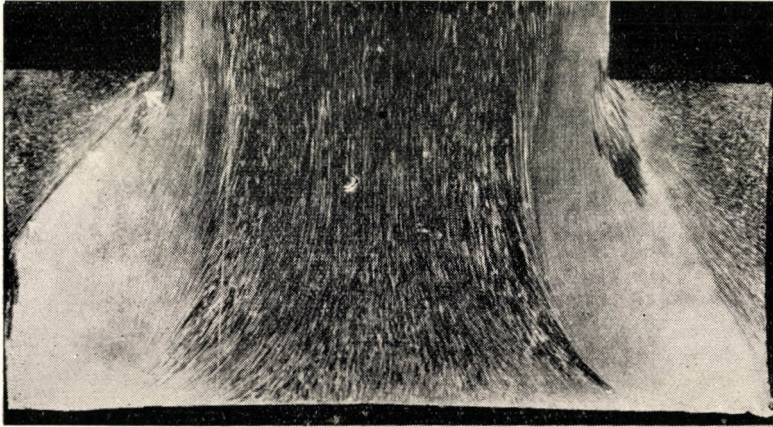


Abb. 2. Materialfluss beim Strangpressverfahren

konische Zieh Düse aufgefasst werden, durch die der Werkstoff durchgedrückt wird [1]. Nach alledem ist es leicht einzusehen, dass der mittlere Formänderungswiderstand auch im vorliegenden Falle mit jener Formel berechnet werden kann, die beim Stangenziehen zur Berechnung des mittleren Formänderungs-

widerstandes benutzt wurde. Es sei dabei bemerkt, dass die Reibungszahl hier den inneren Reibungskoeffizienten des Werkstoffes bedeutet [4]. Demnach ist der mittlere Formänderungswiderstand in der hinter dem Presswerkzeug entstehenden kegelförmigen Düse [5]:

$$k_m = \frac{k_f}{1 - \frac{F + Q \cdot \mu_i}{2 \cdot f_1}} = \frac{k_f}{1 - \frac{F}{2 \cdot f_1} \left(1 + \frac{\mu_i}{\sin \alpha}\right)} \quad (1)$$

In dieser Formel ist k_f die Formänderungsfestigkeit des gepressten Werkstoffes [kg/cm^2], d_1 der Durchmesser des Aufnehmers, d_2 der Durchmesser der ausgedrückten Stange,

$$f_1 = \frac{h_1^2 \cdot \pi}{4} \text{ der Querschnitt des Aufnehmers [cm}^2\text{],}$$

$$f_2 = \frac{h_2^2 \cdot \pi}{4} \text{ der Querschnitt der Stange [cm}^2\text{],}$$

$F = f_1 - f_2$ die Querschnittsverminderung, die Abnahme [cm^2], $Q = F/\sin \alpha$ die Innenfläche des im Werkstoff entstehenden Kegels; α ist der Winkel der sog. toten Ecke, dessen Grösse sich innerhalb ziemlich weiter Grenzen ändert, für unsere Berechnungen indessen zu 45° angenommen wird, μ_i ist der Koeffizient der inneren Reibung, der durch zahlreiche Faktoren beeinflusst wird, μ_i kann bei den üblichen Pressgeschwindigkeiten und Temperaturen durchschnittlich zu 0,6 angenommen werden.

Wenn in die Gleichung 1 μ_i mit 0,6 und $\sin \alpha$ mit $\sin 45^\circ = 0,7$ eingesetzt werden, dann nimmt diese Gleichung die folgende Form an [5]:

$$k_m = \frac{k_f}{1 - 0,93 \cdot \frac{F}{f_1}} \quad (2)$$

Der durch die Formeln 1 und 2 ausgedrückte Wert von k_m bedeutet den mittleren Formänderungswiderstand in der hinter der Werkzeugsöffnung liegenden Düse des Werkstoffes. Der Formänderungswiderstand ist in der Öffnung des Presswerkzeugs (Querschnitt II in Abb. 1) theoretisch gleich Null. Im Querschnitt I muss man demnach mit einem Formänderungswiderstand $k_I = 2 \cdot k_m$ rechnen.

Der spezifische Axialdruck ist also im Querschnitt I:

$$\sigma_3 = p = 2 \cdot k_m - k_f \quad (3)$$

da hier $\sigma_1 = 2 \cdot k_m$ ist.

Mit Hilfe der Gleichung 3 kann der im Querschnitt I wirkende Druck P_1 berechnet werden, der den Werkstoff durch die im Werkstoff selbst vor der Werkzeugsöffnung sich bildende kegelige Düse, durchdrückt:

$$P_1 = p \cdot f_1 \quad [\text{kg}]. \quad (4)$$

Diese P_1 Kraft reicht aber nicht aus, die ganze Pressarbeit zu vollbringen. In der ganzen Masse des zwischen dem Querschnitt I und der Pressscheibe befindlichen $l-b$ langen Blockteils treten innere Verschiebungen (Wirbelungen) auf (Abb. 3), in der Achse der ausgepressten Stange eilt der Werkstoff des

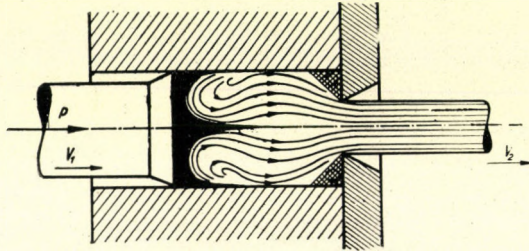


Abb. 3. Materialfluss beim Strangpressverfahren

Blockes vorwärts, und die äusseren Schichten des Blockes drängen sich die Pressscheibe entlang in die Achse des Blockes (Abb. 4) [6].

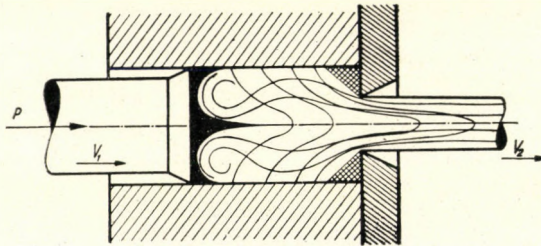


Abb. 4. Pressen über Querschnitt I hinaus

Zum Hervorbringen der inneren Verschiebungen sind grosse Kräfte erforderlich. Diese inneren Verschiebungen werden durch die Kraft P_2 hervorgerufen. Die Kraft P_2 ist proportional zu dem Inhalt V [cm³] des $l-b$ langen Pressblockteiles, zu dem spezifischen Druck p [kg/cm²] der im Querschnitt I herrscht (Gleichung 3), ferner zu einer Funktion ψ , die von der Pressgeschwindigkeit v_1 [cm/sec] und von einer Konstante C abhängt. Diese Kraft ist also:

$$P_2 = \psi \cdot p \cdot V \quad [\text{kg}] \quad (5)$$

wo

$$V = (l - b) \cdot f_1 \quad [\text{cm}^3] \quad (6)$$

und

$$\psi = C \cdot \sqrt[4]{\frac{v_1}{l-b}} \quad (7)$$

Verfasser konnte auf Grund der zur Verfügung stehenden Versuchsdaten [7, 8] feststellen, dass bei den üblichen Presstemperaturen $C = 0,025$ ist, wenn v_1 in cm/sec und $l-b$ in cm in die Gleichung 7 eingesetzt werden.

Laut der obigen Ausführungen ist die gesamte Presskraft:

$$P = P_1 + P_2 = p \cdot f_1 + \psi \cdot p \cdot V \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

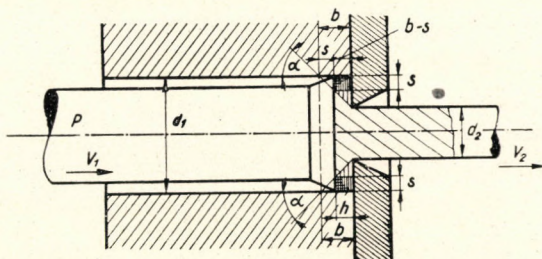


Abb. 5. Trichterbildung hinter dem Presswerkzeug

In der Praxis wird der Quotient

$$P_0 = \frac{P}{f_1} \quad (9)$$

spezifischer Pressdruck genannt. In der Literatur wird meistens dieser Wert angeführt.

Sobald die Stirnfläche der Pressscheibe beim Querschnitt I anlangt, wird $V = 0$ und daher die Presskraft $P = P_1$. Somit weist P hier ein Minimum auf. Sobald die Pressscheibe den Querschnitt I überschreitet, beginnt der Druck aufs Neue anzuwachsen. Hat nämlich die Pressscheibe den Querschnitt I überschritten, so gerät ein Teil des in der toten Ecke befindlichen Materials unter den unmittelbaren Druck der Pressscheibe, was eine Vergrößerung der zur Formänderung erforderlichen Kraft P nach sich zieht (Abb. 5). Überschreitet die Stirnfläche der Pressscheibe den Querschnitt I um die Entfernung s , dann gerät in der toten Ecke ein Ring von der Breite s unter unmittelbaren Druck,

was eine Druckerhöhung hervorruft. Der zusätzliche Druck P_3 addiert sich zu dem Pressdruck P_1 . Der Pressdruck zwischen den Querschnitten I und II beträgt

$$P = P_1 + P_3, \quad (10)$$

wo

$$P_3 = f_s \cdot k_3 \quad [\text{kg}] . \quad (11)$$

In dieser Gleichung ist :

$$f_s = [d_1^2 - (d_2 + 2h)^2] \cdot \frac{\pi}{4} = [d_1^2 - (d_1 - 2s)^2] \cdot \frac{\pi}{4} \quad (12)$$

und [5]

$$k_3 = \frac{k_f}{1 - \mu \cdot \frac{s}{h}} \quad [\text{kg/cm}^2] . \quad (13)$$

Hier ist

$$h = b - s = \frac{d_1 - d_2}{2} - s \quad [\text{cm}] . \quad (14)$$

Einige Forscher sind der Ansicht, dass ein beträchtlicher Teil der Presskraft P dazu verwendet wird, den Pressblock im Rezipienten in Richtung des Werkzeugs vorwärtszuschieben, ferner, dass die Presskraft die an der Wand des Rezipienten auftretende Reibung zu überwinden hat. Es verhält sich aber in Wirklichkeit so, dass — zumindest beim Warmpressen — die erwähnte Reibung eine recht untergeordnete Rolle spielt, zumal der im Rezipienten befindliche Werkstoff nicht vorwärts geschoben wird, sich vielmehr, wie schon sagtge, gegen die Pressungsachse stülpt, und ausserdem die Erfahrung zeigt, dass zwischen der Presskraft beim Pressen mit Schale und der Presskraft beim Pressen ohne Schale praktisch kaum ein Unterschied vorhanden ist.

Die experimentelle Bestätigung der Richtigkeit der hier dargelegten Theorie findet sich in den Strangpressversuchen von *G. Sachs* [1, 2] und *Ch. Bernhoeft* [7].

In den *Abbildungen* 6, 7 und 8 sind die berechneten und die von *Bernhoeft* experimentell gefundenen Werte des zum Pressen erforderlichen Wasserdrucks einander gegenübergestellt, und zwar für das Pressen von Kupfer, Messing und Aluminium, in Abhängigkeit von der Länge der Pressblöcke und dem Querschnitt der ausgepressten Stangen.

Bernhoeft unternahm seine Versuche an eine ralten *Dickschen* (*Kruppschen*) Strangpresse von 1500 t, bei der die Presspumpenanlage direkt auf die Presse arbeitete. Der Presswasserdruck wurde an einem Manometer abgelesen. Der Durchmesser des Pressstempels betrug 800 mm, der Durchmesser des Rezipienten 165 mm. Die Pressgeschwindigkeit war 1,2—1,4 cm/sec.

In *Abb. 9* sind die berechneten, bzw. die von *Bernhoeft* experimentell gefundenen Werte der für das Auspressen von runden Kupferstangen erforder-

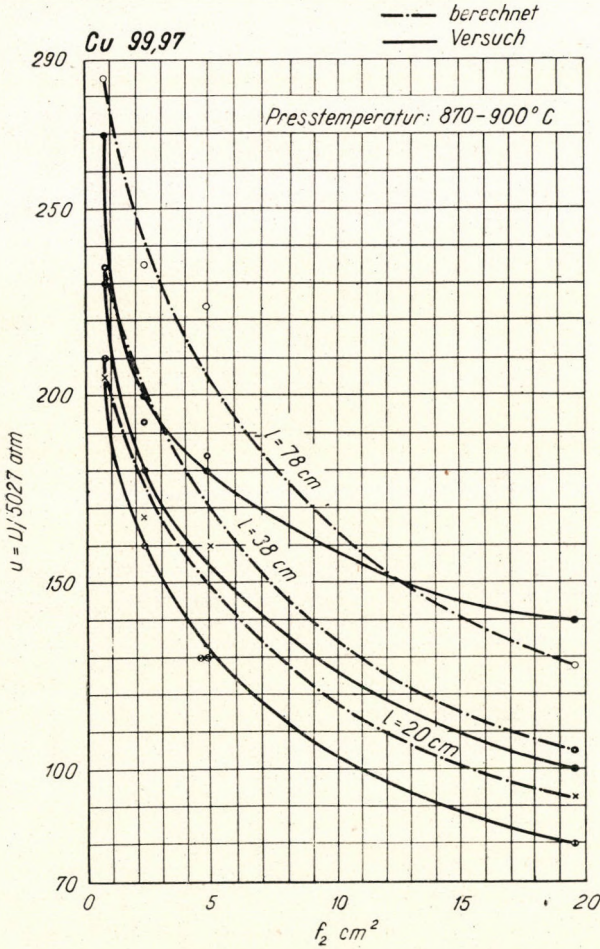


Abb. 6. Vergleich der berechneten und der experimentell festgestellten Werte für den Presswasserdruck beim Pressen von Kupferstangen, in Abhängigkeit von der Blocklänge und vom Querschnitt des Pressblocks. Durchmesser des Rezipienten: 165 mm, Durchmesser des Presslagers: 800 mm

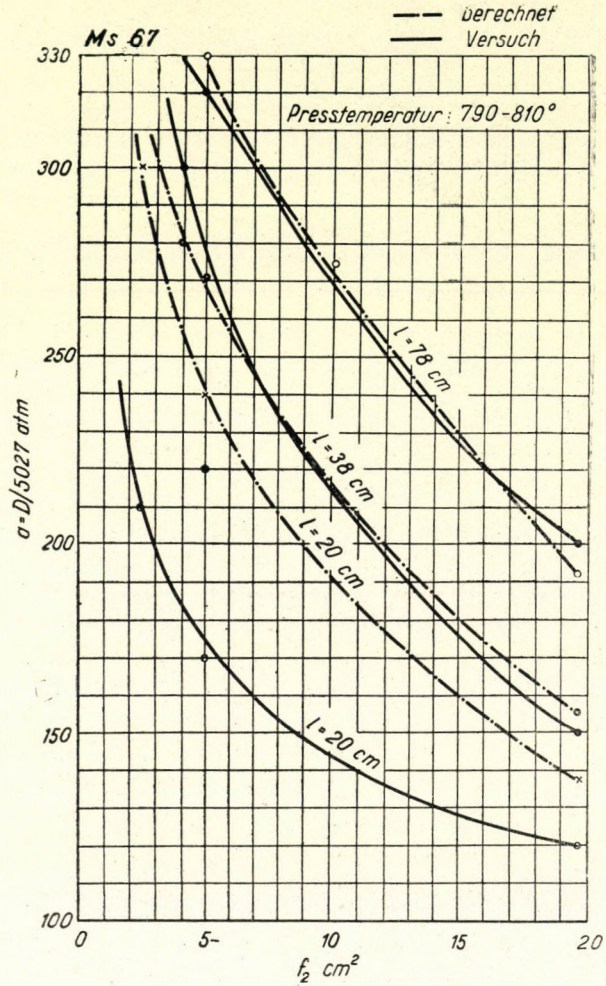


Abb. 7. Vergleichung der berechneten und der experimentell festgestellten Werte für den Presswasserdruck beim Pressen von Messingstangen, in Abhängigkeit von der Blocklänge und vom Querschnitt des Pressblocks. Durchmesser des Rezipienten: 165 mm, Durchmesser des Pressplungers: 800 mm

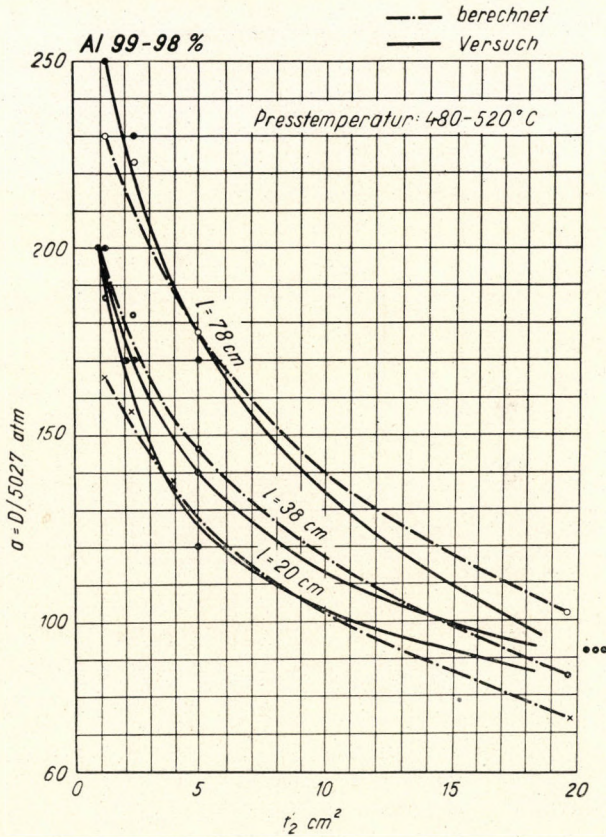


Abb. 8. Vergleichung der berechneten und der experimentell festgestellten Werte für den Presswasserdruck beim Pressen von Aluminiumstangen, in Abhängigkeit von der Blocklänge und vom Querschnitt des Pressblocks. Durchmesser des Rezipienten: 165 mm, Durchmesser des Pressplungers: 800 mm

lichen Kraft P , in Abhängigkeit vom Durchmesser der ausgepressten Stange, einander gegenübergestellt. In dieser Abbildung bezeichnet P die Anfangswerte der Presskraft, wo die Länge des Pressblocks 780 mm beträgt.

In den Abbildungen 10 und 11 sind die von *G. Sachs* gefundenen Versuchswerte und die auf Grund meiner Theorie berechneten Ergebnisse einander gegenübergestellt. *Abb. 10* zeigt die experimentell festgestellten und die

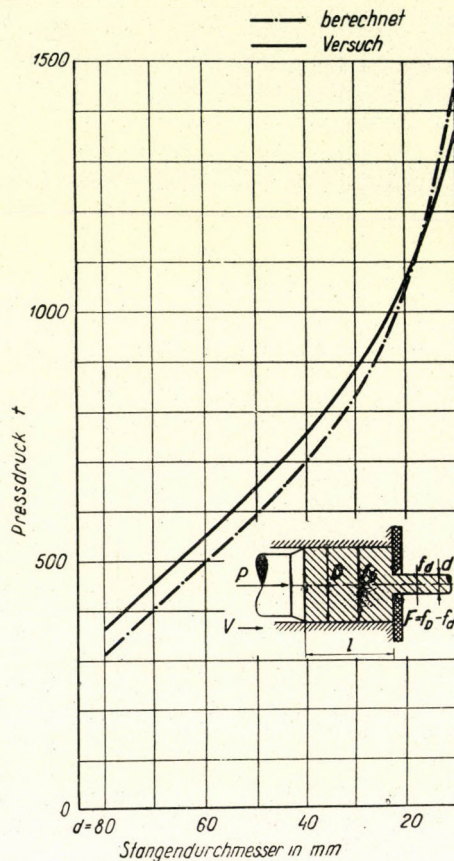


Abb. 9. Vergleichung der berechneten und experimentell ermittelten Werte für die anfängliche Presskraft beim Pressen von Kupferstangen, in Abhängigkeit vom Durchmesser der ausgepressten runden Stange. Durchmesser des Rezipienten: 165 mm, Blocklänge: 780 mm

berechneten Werte für den anfänglichen spezifischen Pressdruck $\left(p_0 = \frac{P}{f_1}\right)$ in Abhängigkeit von der Temperatur und der Pressgeschwindigkeit [9,10]. Die Formänderungsfestigkeit von Ms 58 hatte bei verschiedenen Presstemperaturen folgende Werte: bei 700° C war $k_f = 80 \text{ kg/cm}^2$, bei 650° C war $k_f = 110 \text{ kg/cm}^2$ und bei 520° C $k_f = 174 \text{ kg/cm}^2$. *G. Sachs* hatte seine Versuche ebenfalls

an einer hydraulischen Presse von 1500 t, Typ *Dick* (*Krupp*) ausgeführt. Der Rezipient der Presse hatte einen Durchmesser von 170 mm, die Länge der Pressblöcke betrug 750 mm.

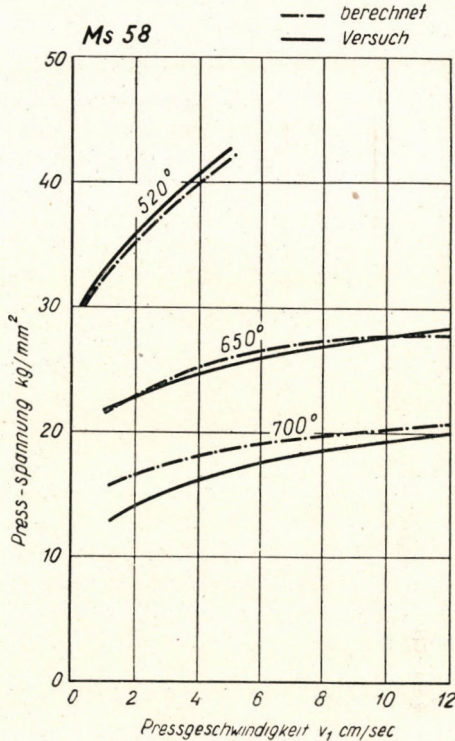


Abb. 10

Abb. 10. Änderung der beim Auspressen einer Messingstange von 50 mm Durchmesser auftretenden anfänglichen spezifischen Pressdrücke, in Abhängigkeit von der Pressgeschwindigkeit. Durchmesser des Rezipienten: 170 mm, Blocklänge: 750 mm. Vergleichung der experimentellen und der berechneten Werte

In Abb. 11 sind die Versuchswerte und berechneten Werte der Änderungen der Presswasserdrücke in Abhängigkeit des vom Pressdorn zurückgelegten Weges einander gegenübergestellt [2, 11].

b) Das Lochen runder Pressblöcke im Rezipienten

(Steigendes Lochen)

Beim sog. steigenden Lochen wird der zu lochende runde Pressblock in einen Rezipienten von nahezu gleichem Durchmesser gesetzt, und in die Achse des ersteren wird mit Hilfe eines Pressdorns ein Loch gepresst (Abb. 13). Da der

Pressblock den Rezipienten im Querschnitt ausfüllt, steigt das vom Dorn verdrängte Material zwischen dem Dorn und der Wand des Rezipienten.

Der Vorgang ist beim steigenden Lochen im wesentlichen der gleiche wie beim Strangpressen. Ein Unterschied ist nur insoweit vorhanden,

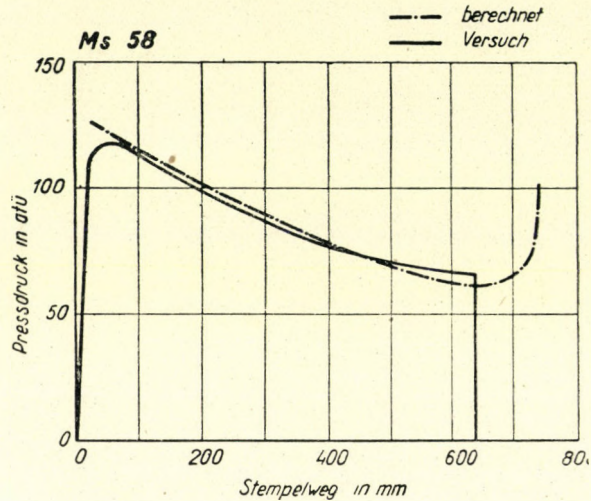


Abb. 11. Änderungen des Presswasserdruckes einer Presse von 1500 t beim Auspressen einer Kupferstange von 50 mm Durchmesser, in Abhängigkeit von dem vom Pressdorn zurückgelegten Weg. Durchmesser des Pressplungers : 800 mm, Durchmesser des Rezipienten : 170 mm. Vergleichung der experimentellen und der berechneten Werte

als hier an die Stelle der Öffnung des Presswerkzeuges der kreisförmige Spalt zwischen Pressdorn und Rezipientenwand tritt, und die tote Ecke, die

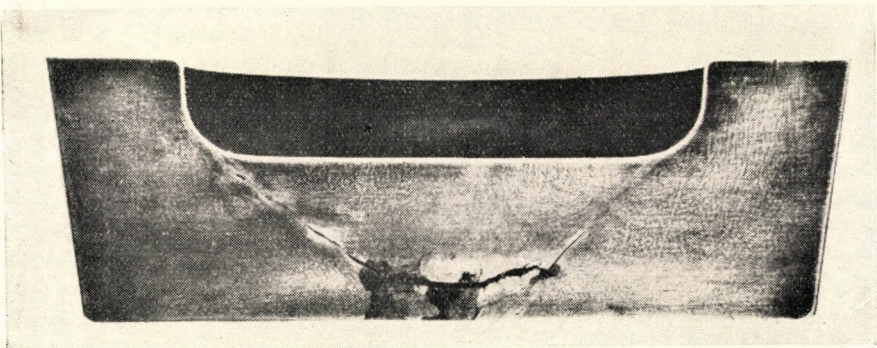


Abb. 12. Kegelbildung vor der Stirnfläche des Lochdorns

am Materialfluss unbeteiligt bleibt, aus der kegelförmigen Materialanhäufung besteht, die sich vor der Stirnfläche des Lochdorns bildet (Abb. 12). In Abb. 13 ist dieser Kegel durch dichte Schraffur angedeutet. Die im Werkstoff

entstehende Ziehdüse ist ein ringförmiger Hohlraum, der sich zwischen der Wand des Rezipienten und dem vor der Stirnfläche des Dorns entstandenen $b = \frac{d_0}{2}$ hohen Materialkegel ausbildet. Der Austrittsquerschnitt der Ziehdüse entspricht dem Querschnitt II, der Eintrittsquerschnitt dem Querschnitt I. Querschnitt I [4, 5] ist durch die spezifische Spannung

$$p = 2 k_m - k_f \quad (3)$$

belastet, die den Werkstoff zwischen den Querschnitten I und II durch die im

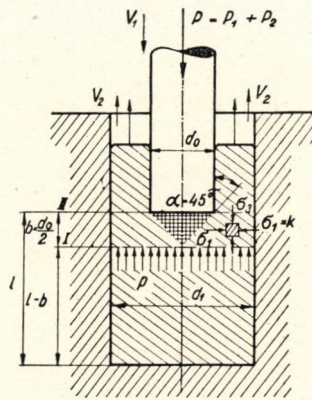


Abb. 13. Die beim steigenden Lochen auftretenden Kräfte

Werkstoff entstandene Ziehdüse hindurchdrückt. Auch in Gleichung 3 ist

$$k_m = \frac{k_f}{1 - 0,93 \frac{F}{f_1}} \quad [\text{kg/cm}^2] \quad (2)$$

der in der Ziehdüse auftretende mittlere Formänderungswiderstand, k_f ist die Formänderungsfestigkeit des Werkstoffes. Beim steigenden Lochen ist die Querschnittsverminderung bzw. Abnahme:

$$F = \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{cm}^2] \quad (15)$$

gleich dem Querschnitt des Dorns; $f_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4}$ $[\text{cm}^2]$ ist der Querschnitt des Rezipienten.

Die auf Querschnitt I wirkende Kraft, d. h. die Kraft, die den Werkstoff durch die kegelförmige Düse drückt, ist auch hier

$$P = p \cdot f_1 \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

Diese Kraft ist jedoch auch hier unzureichend zur Leistung der Pressarbeit. Bei Beginn des Pressens treten in dem Blockteil von der Höhe $l - b$ zwischen Querschnitt I und dem Boden des Rezipienten in der ganzen Masse des Blockteils innere Verschiebungen (Wirbelungen) auf (Abb. 14). Zum Hervorbringen dieser Materialverschiebungen ist auch im vorliegenden Falle eine Kraft P_2 erforderlich, welche proportional ist dem Rauminhalt V [cm³] des im Rezipienten befindlichen Blocks von der Länge $(l - b)$ [cm], dem in Querschnitt I auftretenden spez. Druck p [kg/cm²]² (Gleichung 3), ferner einer

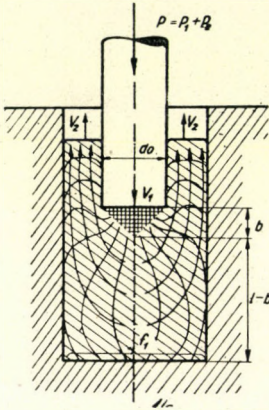


Abb. 14. Materialfluss im Rezipienten

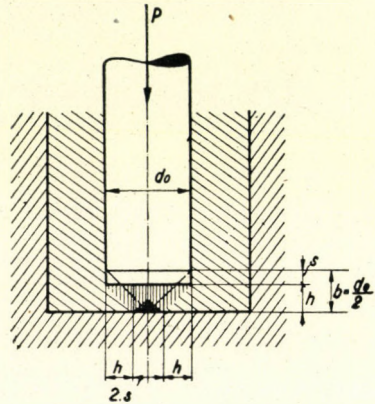


Abb. 15. Der Lochdorn gelangt zum Boden des Rezipienten näher als die Höhe des vor der Stirnfläche gebildeten Kegels

Funktion ψ , welche von der Geschwindigkeit v_1 [cm/sec] des Pressdorns und von einer Konstante C abhängt. Demnach ist

$$P_2 = \psi \cdot p \cdot V \quad [\text{kg}] \quad (5)$$

wo

$$V = (l - b) \cdot f_1 \quad [\text{cm}^3]$$

$$f_1 = \frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{cm}^2] \quad (6)$$

und

$$\psi = C \cdot \sqrt[4]{\frac{v_1}{l - b}} \quad (7)$$

Die Konstante C ist auch hier gleich 0,025.

Demnach lässt sich die Presskraft (hier : Lochkraft) auch beim steigenden Lochen, sofern $l > b$, wie folgt, berechnen

$$P = P_1 + P_2 = p \cdot f_1 + \psi \cdot p \cdot V \quad [\text{kg}] \quad (8)$$

Sobald die Stirnfläche des Lochdorns auf eine Entfernung von $b = \frac{d_0}{2}$

an den Boden des Rezipienten herankommt, wird $V = 0$, daher $P = P_1$. Hier zeigt sich demnach ein Minimum der Presskraft. Gelangt die Stirnfläche des Lochdorns näher an den Boden des Rezipienten heran, als die Entfernung $b = \frac{d_0}{2}$ beträgt, so beginnt der Druck neuerdings zu steigen. Gelangt nämlich die Stirnfläche des Lochdorns näher als die Entfernung b an den Boden des Rezipienten heran, so gerät ein Teil der vor der Stirnfläche befindlichen, kegelförmigen Materialanhäufung unter unmittelbaren Druck, was eine Vergrößerung der für die Formänderung erforderlichen Kraft P nach sich zieht (Abb. 15). Nähert sich die Stirnfläche des Lochdorns dem Boden des Rezipienten auf eine Entfernung von $b - s = h$, dann gerät eine zylindrische Werkstoffsäule vom

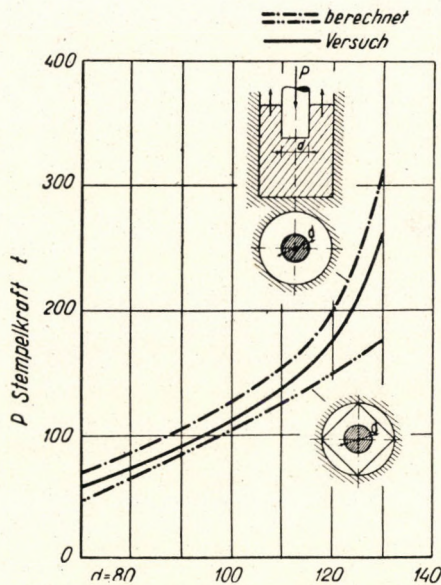


Abb. 16. Änderungen der bei steigendem und ausfüllendem Lochen von Stahlblöcken auftretenden anfänglichen Presskräfte, in Abhängigkeit vom Durchmesser des Pressdorns. Durchmesser des Rezipienten: 147,5 mm, Blocklänge: 160 mm, Pressgeschwindigkeit: 15,4 cm/sec, Presstemperatur: 1250° C
Vergleichung der experimentellen und berechneten Werte

Durchmesser $2s$ vor der Stirnfläche des Dorns unter unmittelbaren Druck, wodurch eine Erhöhung des Pressdrucks bewirkt wird. Diese Druckerhöhung P_3 addiert sich zum Druck P_1 , u. zw. so, dass sobald die Stirnfläche des Dorns sich dem Boden des Rezipienten mehr nähert als die Entfernung b , der auftretende Pressdruck

$$P = P_1 + P_3 \quad [\text{kg}] \quad (9)$$

betragen wird. In dieser Formel ist

$$P_3 = f_s \cdot k_3 \quad [\text{kg}] \quad (10)$$

wo

$$f_s = \frac{(2s)^2 \cdot \pi}{4} \quad [\text{cm}^2] \quad (16)$$

und

$$k_3 = \frac{k_f}{1 - \mu \cdot \frac{s}{h}} \quad [\text{kg/cm}^2]. \quad (17)$$

Hier ist

$$h = b - s. \quad (18)$$

Die Bestätigung der obigen Ausführungen liefern die Versuche von *F. I. Hofmann* [12, 13], die sich auf das steigende Lochen von Stahlpressblöcken von kreisförmigem Querschnitt beziehen. Hofmann hat Stahlblöcke von 160 mm

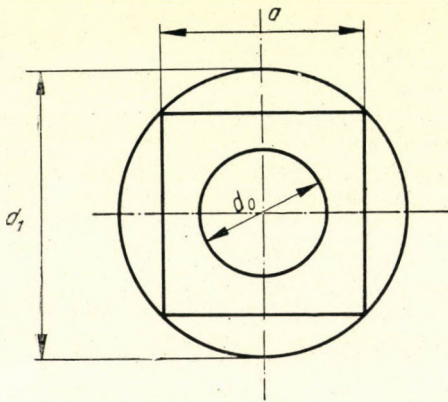


Abb. 17. Zusammenhang zwischen Pressdorn-durchmesser, Blockseitenlänge und Rezipientendurchmesser beim ausfüllenden Lochen

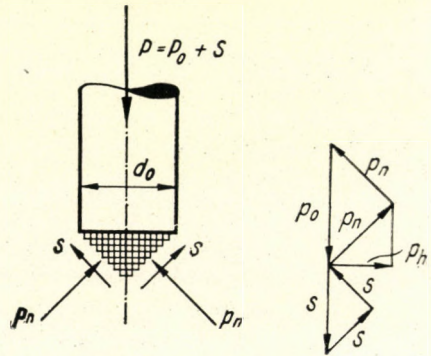


Abb. 18. Blockdurchmesser im Zustande der Formänderung beim ausfüllenden Lochen

Länge und 80 kg/mm^2 Zugfestigkeit in einem Rezipienten von 147,5 mm Durchmesser, bei einer Temperatur von $1250\text{--}1260^\circ \text{C}$ mit Hilfe eines Dorns mit ebener Stirnfläche dem steigenden Lochverfahren unterworfen. Die Geschwindigkeit des Pressdorns betrug in allen Fällen $15,4 \text{ cm/sec}$. Abb. 16 zeigt die berechneten und die experimentell ermittelten Werte der Presskraft als Funktionen des Durchmessers des Pressdorns.

c) Lochen nach Ehrhardt

(Ausfüllendes Lochen)

Bei diesem Lochverfahren werden Blöcke von quadratischem Querschnitt in der Richtung ihrer Längsachse in einem Rezipienten von kreisförmigem Querschnitt gelocht. Der Querschnitt des Lochdorns wird derart gewählt, dass

der Werkstoff des Blockes den Rezipienten beim Lochen restlos ausfüllt (Abb. 17). Daher wird das Ehrhardt'sche Lochverfahren auch als ausfüllendes Lochen bezeichnet.

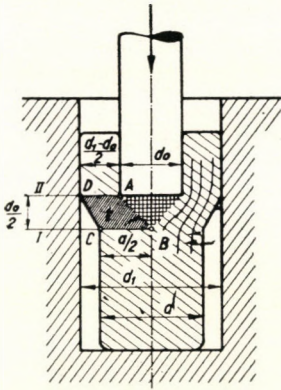


Abb. 19. Die auf den vor der Stirnfläche des Pressdorns sich bildenden Kegel wirkenden Kräfte

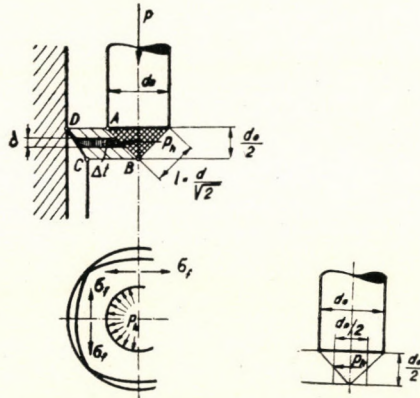


Abb. 20. Die im Zustande der Formänderung befindliche Schicht beim ausfüllenden Lochen

Somit erfolgt das ausfüllende Lochen unter der Bedingung:

$$\frac{d_1^2 \cdot \pi}{4} = a^2 + \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4}. \quad (19)$$

Hierbei ist d_1 der Durchmesser des Rezipienten, a die Seitenlänge des Querschnitts des quadratischen Blocks und d_0 der Durchmesser des Dornes.

Nachdem

$$d_1 = a \cdot \sqrt{2} \quad (20)$$

lässt sich aus Gleichung 19 ableiten, dass

$$\frac{a}{d_0} = 1,67 \quad (21)$$

bzw.

$$\frac{d_1}{d_0} = 2,35. \quad (22)$$

Beim ausfüllenden Lochen erfolgt das Lochen derart, dass der vor der Stirnfläche des Dornes befindliche tote Materialkegel als die Spitze des Dornes in den Werkstoff eindringt und den Block durchlocht. Hierbei wird eine dem Rauminhalt des Loches entsprechende Werkstoffmenge durch den in den Block eindringenden Dorn beiseitegedrückt und so der Rezipient ausgefüllt. Beim Lochen wirken die in Abb. 18 angegebenen Kräfte auf den Dorn, bzw. auf den vor der Stirnfläche des Dornes entstehenden Materialkegel. Auf die Oberfläche des vor der Stirnfläche des Dornes befindlichen Kegels wirken: der spezifische Druck p und die spez. Reibungskraft $p \cdot \mu_i = s$, wobei μ_i die innere

Reibung des Werkstoffs bedeutet. Der im Block vordringende Kegel drängt das zwischen den Querschnitten *I* und *II* befindliche Material auseinander, wodurch aus dem quadratischen Querschnitt *I* ein ringförmiger Querschnitt *II* entsteht (Abb. 19). Man stelle sich vor, dass zwischen den Querschnitten *I* und *II* jede beliebige aus dem Werkstoff geschnittene Schicht von der Dicke δ durch eine Horizontalkraft p_h auseinandergedrückt wird (Abb. 20). Beim Auseinanderdrängen des Ringes von der Dicke δ leistet die Kraft p_h Arbeit entgegen der Kraft $\Delta t \cdot \sigma_f$, wobei Δt den Querschnitt des Ringes von der Dicke δ und σ_f die Fließgrenze des gelochten Werkstoffs bedeutet.

Die zur Formänderung des ganzen Ringes vom Querschnitt *ABCD* erforderliche Kraft beträgt :

$$\sigma_f \cdot t = \left[\frac{d_0}{2} \cdot p_h \right] \cdot \frac{d_0}{2} = \frac{d_0^2}{4} \cdot p_h. \quad (23)$$

Hieraus ergibt sich die für die Formänderung benötigte mittlere spezifische Kraft zu

$$F_h = \frac{4 \cdot \sigma_f \cdot t}{d_0^2}. \quad (24)$$

Der Querschnitt *ABCD* (*t*) in Gleichung 23 hat eine Oberfläche von

$$t = \frac{1}{2} \left(\frac{d_1 - d_0}{2} + \frac{a}{2} \right) \cdot \frac{d_0}{2}. \quad (25)$$

Da

$$d_1 = 2,35 d_0$$

und

$$a = 1,67 \cdot d_0$$

so folgt, dass

$$t = 0,375 \cdot d_0^2. \quad (26)$$

Setzt man den obigen Wert von *t* in die Gleichung 24 ein, so ergibt sich:

$$p_h = \frac{4 \cdot \sigma_f \cdot 0,375 \cdot d_0^2}{d_0^2} = 1,5 \cdot \sigma_f. \quad (27)$$

Die auf den Kegelmantel wirkende Kraft beträgt :

$$P_n = p_n \cdot \frac{d_0 \cdot \pi}{2} \cdot \frac{d_0}{\sqrt{2}} = p_n \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{2 \cdot \sqrt{2}} = \frac{p_h}{0,7} \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{2 \cdot \sqrt{2}} = p_h \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{2}. \quad (28)$$

Die zur eigentlichen Formänderung erforderliche Kraft beträgt :

$$P_0 = \frac{P_n}{0,7} = p_h \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{1,4} = 1,5 \cdot \sigma_f \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{1,4} (=) \sigma_f \cdot d_0^2 \cdot \pi$$

$$P_0 = 4 \cdot \sigma_f \cdot \left(\frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \right). \quad (29)$$

Die zur Überwindung der an der Kegeloberfläche auftretenden Reibung benötigte Kraft beträgt:

$$\begin{aligned} S &= P_n \cdot \mu_i = p_h \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{2} \cdot \mu_i = 1,5 \cdot 2 \cdot \sigma_f \cdot \left(\frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \right) \cdot \mu_i = \\ &= 3 \cdot \sigma_f \cdot \mu_i \left(\frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (30)$$

Die gesamte, für das Lochen erforderliche Kraft beträgt:

$$\begin{aligned} P &= P_0 + S = 4 \cdot \sigma_f \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} + 3 \cdot \sigma_f \cdot \mu_i \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} = \\ &= (4 + 3 \mu_i) \cdot \sigma_f \left(\frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \right). \end{aligned} \quad (31)$$

Setzt man den inneren Reibungskoeffizienten gleich 0,6, so lässt sich die zum ausfüllenden Lochen erforderliche Kraft zu

$$P = 5,8 \cdot \sigma_f \cdot \frac{d_0^2 \cdot \pi}{4} \quad (32)$$

angeben.

Abb. 16 stellt die zum ausfüllenden Lochen erforderliche Kraft als Funktion des Durchmessers des Lochdornes dar.

ZUSAMMENFASSUNG

Vorliegende Arbeit befasst sich mit der Berechnung der bei dem Strangpressen, dem steigenden Lochen und dem sog. ausfüllenden Lochen nach Ehrhardt auftretenden Kräfte und des Kraftbedarfs. Die Theorie des Rechnungsverfahrens geht einerseits von der Analogie aus, die zwischen den beim Strangpressen unmittelbar hinter dem Werkzeug auftretenden Vorgängen und den beim Stangenziehen in der Ziehdüse sich abspielenden Vorgängen besteht, beruht andererseits auf der Bestimmung der Kräfte, die beim Pressen die inneren Verschiebungen (Wirbelungen) des im Aufnehmer (Rezipienten) befindlichen Werkstoffes hervorrufen. Mit Hilfe der hier entwickelten Theorie lassen sich die zum Strangpressen, zum steigenden Lochen und zum ausfüllenden Lochen erforderlichen Kräfte für das Pressen verschiedener Werkstoffe bei verschiedener Pressgeschwindigkeit mit praktisch vorzüglicher Genauigkeit berechnen.

LITERATUR

1. *Handbuch der Metallphysik, Bd. 3. Sachs, G.*: Spanlose Formung der Metalle. Leipzig, 1937. Akademische Verlagsgesellschaft, 70. Seite.
2. *Eisbein, W. und Sachs, G.*: Kraftbedarf und Fließvorgänge beim Strangpressen. Mitt. d. dtsh. Mat. Prüf. Anst. Sonderheft, 16 (1931) 67—96 (Spanlose Formung).
3. *Gubkin, S. I.*: Mechanik plastisch deformierbarer Körper (Stangenpressen von Duralumin) Forsch. Inst. Maschinenb. Metallbearb. Moskau, 1931. 363—390 (russ).
- Gubkin, S. I.*: Teorija obrabotki metallov davleniem. Moskva, 1947. Metallurgizdat. S. 285—306.

4. *Geleji, A.*: Die Kräfte und der Kraftbedarf bei der Formgebung im bildsamem Zustande der Metalle. Mitt. d. berg.- u. hüttenmännischen Abt. Sopron, Ungarn, 14 (1942) S. 268—311.
5. *Geleji, A.*: Die Berechnung der Kräfte und des Kraftbedarfs bei der Formgebung im bildsamem Zustande der Metalle. Akadémiai Kiadó (Akademischer Verlag, Budapest, 1942. S. 164 u. 187 (deutsch).
6. *Schweissguth, P. H.*: Schmieden und Pressen. Verl. J. Springer, Berlin, 1923. S. 96—104.
7. *Bernhoeft, Ch.*: Arbeitsverhältnisse einer direkt angetriebenen 1500 t Strangpresse. Z. f. Metallkunde 24 (1932) S. 213—219.
8. *Siebel, E.*: Die Formgebung im bildsamem Zustande. Verl. Stahleisen, Düsseldorf, 1932. S. 48—60.
9. *Sachs, G.*: Praktische Metallkunde II. Verl. J. Springer, Berlin, 1934. S. 111. Abb. 120.
10. *Pearson, C. E. und Smythe, I. A.*: The influence of pressure and temperature on the extrusion of metals, J. Inst. Metals, 45 (1931) I. S. 345—381.
11. *Sachs, G.*: Praktische Metallkunde II, Verl. J. Springer, Berlin, 1934. S. 176. Abb. 197.
12. *Hofmann, F. J.*: Die hydraulischen Schmiedepressen nebst einer Untersuchung über den Vorgang beim Pressen eines Stahlstückes in geschlossener Matrize. Verl. J. Springer, Berlin, 1912.
13. *Siebel, E.*: Die Formgebung im bildsamem Zustande, Verl. Stahleisen, Düsseldorf, 1932. S. 59. Zahlentafel 10.

ПРЕССОВАНИЕ ПРУТКОВ И ПРОБИВАНИЕ ДЫР В БОЛВАНКАХ

Шандор Гелеи

Резюме

Статья занимается расчетом необходимых усилия и сил, возникающих при прессовании прутков при выпирающем дыропробивании и заполняющем дыропробивании по Эргардту. Теория расчета исходит с одной стороны из аналогии процессов, происходящих в волоочильном отверстии при протяжке прутьев и непосредственно за инструментом при прессовании прутьев, а с другой, основывается на определении сил, необходимых для того, чтобы вызвать сдвиг (взвихривание) внутри материала, находящегося при прессовании в приемнике (рецепент). При помощи разработанной теории, усилие необходимое для прессования прутков, выпирающего дыропробивания и заполняющего дыропробивания, при прессовании различных материалов с различной скоростью, может быть рассчитано с достаточной для практики точностью.

SnO₂ INCLUSIONS IN REFINED COPPER

By

P. SZÉKI and Z. HEGEDŰS

(Manuscript received 3rd March 1952.)

In the process of refining copper the metal impurities can, to a large extent, easily be removed. During the period of oxidization the impurities and slag, which have a lower specific gravity than the molten metal, rise to the surface and are discharged. Zinc, for instance, is oxidized into ZnO and totally separates itself from the copper in spite of the relatively small difference in their specific gravities of 5 to 4.

Should it happen however that tinned or soldered scrap or bronz pieces get into the furnace, in consequence of the higher specific gravity of the SnO₂ (6,95) of these pieces, only a certain extent can be removed and is not reduced by slag or »flapping«. More or less this impurity continues to remain in the refined copper and will be detrimental to its mechanical and technological properties. When working up such material certain difficulties are liable to occur according to the quantity and arrangement, as well as the size of the SnO₂ inclusions.

The affinity of Sn for O₂ is greater than that of Cu and, for this reason, should the SnO₂ be accompanied by some Cu₂O it is a sure sign that the whole quantity of Sn is there present, in the form of SnO₂. (See Fig. 1.)

During the process of examination by the ore-microscopical method, we found that the natural SnO₂ (cassiterite) and the artificially made SnO₂ showed optical characteristics similar to those SnO₂ inclusions which appear during the refining of Cu.

The optical characteristics of Natural SnO₂

Colour : dull grayish-white.

Reflection : weak.

With oil immersion the reflection is greatly reduced.

Anizotropy : The observation of extinction colours is greatly disturbed by internal reflexes.

Internal reflexes : yellow to yellow-brown. The usually used etching mediums are not effective and do not etch.

Structure etching : In statu nascendi H₂. Extremely hard and difficult to polish.

The optical characteristics of artificial SnO₂

Preparation : Bronze containing a minimum amount of phosphor melted together with cuttings of oxidized cathode Cu. On being taken out of the furnace cooled in cold water. The copper block made by this method, besides containing SnO₂ also contained Cu₂O.

Colour :	grayish-blue	(Cu ₂ O — sky-blue)
Reflection :	very weak	(Cu ₂ O — medium)

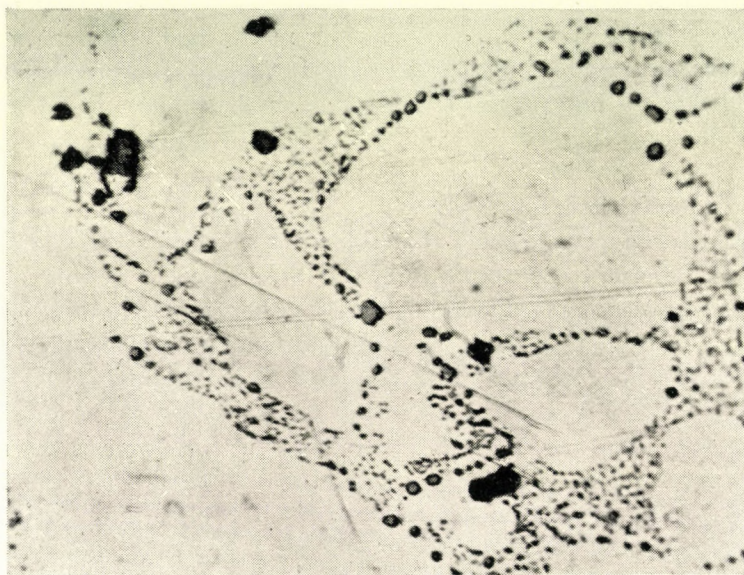


Fig. 1. Cast Copper Cu₂O eutectics Dark patches are SnO₂ inclusions. M = 750 x

Between crossed Nicols weakly anisotropic, brown-red to gray. (Cu₂O : medium anisotropy, ruby-red to grayish-blue).

With oil immersion : The colour is dark gray, with a bluish hue. (Cu₂O : blue with grayish hue.) Reflection: diminishes very greatly. (Cu₂O hardly diminishes at all.) Internal reflexes : yellow-brown. (Cu₂O : ruby-red).

Between crossed Nicols : Due to the internal reflexes anisotropy is hardly to be distinguished. (Cu₂O : the extinction is not definite).

Form of appearance : — The cross section of the inclusions is of a regular, or more or less deformed, square or rhombus form in which a hollow cavity is to be seen. (See Fig. 2.). (Cu₂O : — spherical or drop shaped, in the hyper-eutectic alloys dendrites are formed.)

Seeing that in refined copper the SnO₂ seldom appears in the form of porous or hollow crystals some other process is necessary to get artificial inclu-

sions to discover under what conditions hollow crystals are formed and how the greatest amount of solid inclusions develops in refined copper.

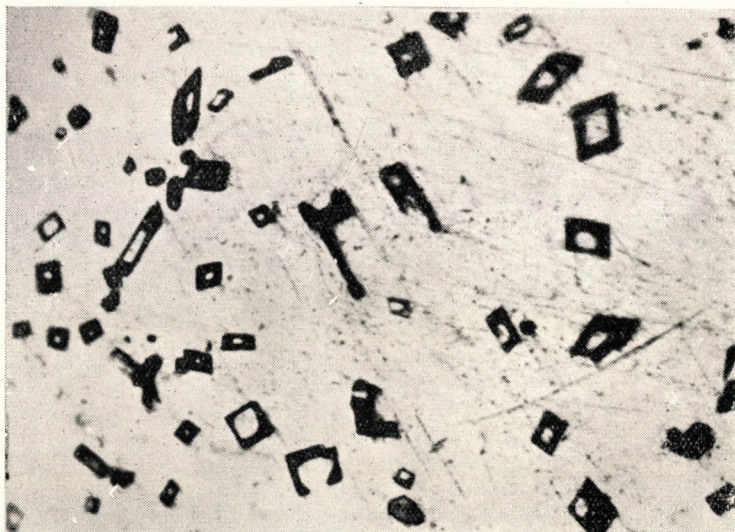


Fig. 2. Artificial SnO₂ inclusions in rapidly cooled Cu. M = 750 x

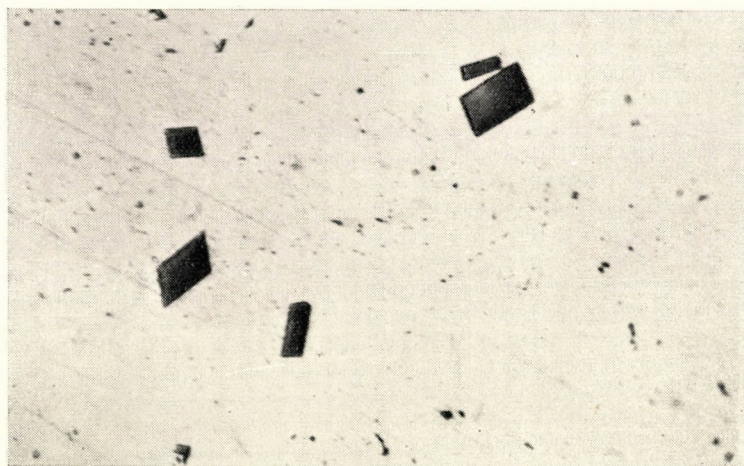


Fig. 3. Artificial SnO₂ inclusions in slowly cooled Cu. M = 750 x

On the basis of our experiments it has been proved that the speed of cooling has the greatest effect on the form of appearance of the inclusions. If the prepared small quantity of metal for the production of the artificial inclusions is heated to a temperature of 1300° C. and cooled in water not — as in our

first experiment — all at once, but slowly in stages from 1300° to 800° at the rate of 50° per minute, and then from 800° to 500° at the rate of 30° per minute, and then left to cool down slowly in the free air, a solid, compact non-porous inclusion will be formed. (See Fig. 3.)

Inclusions of any shape can easily break out and in consequence of their great hardness they scratch the cuts.

SnO₂ inclusions in refined copper

Owing to their large size the cast ingots from the refining furnace only cool down very slowly, and for this reason we rarely find any SnO₂ crystals near the surface (See Fig. 4.) but all the more so can these be seen in a long

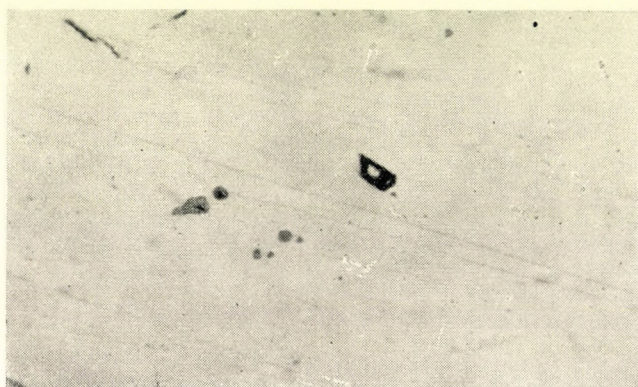


Fig. 4. Hollow SnO₂ inclusions in refined copper M = 750 x

drawn out form, or as flat surfaces of multiangular cross-section. The characteristic optical peculiarities are, however easily to be distinguished.

Should the copper contain less, equally distributed inclusions, hot working presents no difficulties. Should however exceptionally large SnO₂ crystals be present, the large hard and sharp inclusions these can easily cause cracks during hot rolling. Fig. 5. shows cracks in hot-rolled copper filled out by SnO₂. The cracks originated from the hard rigid inclusions.

Fig. 6. shows how the large sized SnO₂ filling a fissure not only caused cracks but broke under forming strain.

In case the refined copper does not contain such large inclusions as the above mentioned it will be very suitable for hot rolling, and difficulties will only begin to appear when cold rolling is attempted. Mainly in the direction of forming strain cracks and separations of layers will occur. The effect of shearing on the material is that it breaks with brittleness.

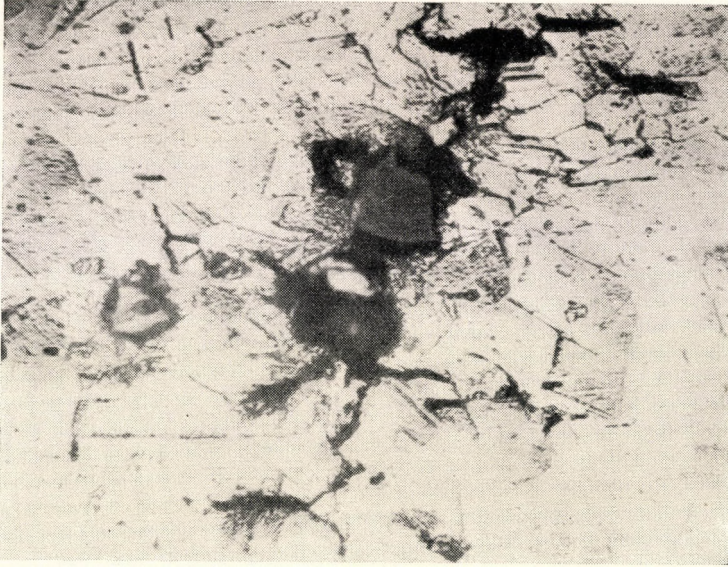


Fig. 5. Copper sheet hot-rolled showing resulting cracks. In the cracks are large sharp SnO₂ inclusions M = 500 x

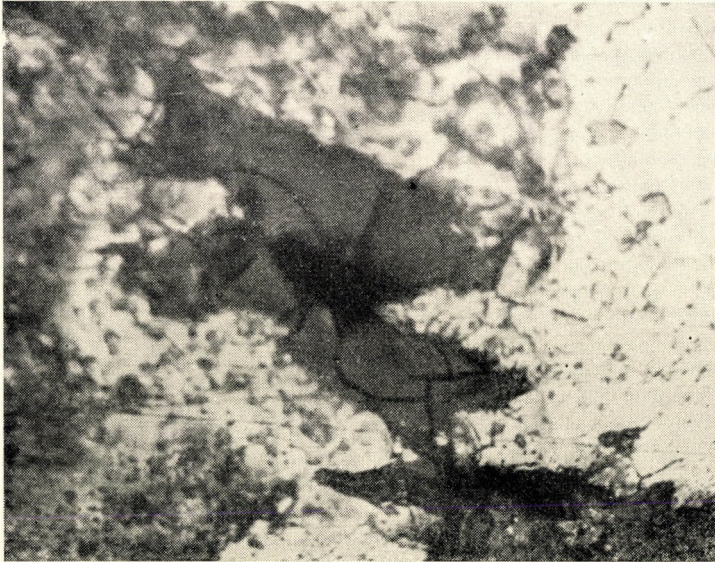


Fig. 6. Large SiO₂ inclusions in copper during hot-rolling, crushed. M = 500 x

The mechanical characteristics of copper with SnO₂ content

Copper infected with SnO₂ keeps a more or less constant tensile strength, although elongation and contraction decrease greatly. Parallel tensile tests show great spread of results.

The following enumerated tensile tests have been made test specimens taken from the same sheet but the test-pieces have been cut out in different directions. The analysis of the copper sheet was as follows :

Cu	Pb	Sn	SnO ₂	As	Fe	Ni
99,13	0,03	0,19	0,24	0,056	traces	0,42

Part of the test-pieces were taken in the direction of rolling (K_{11} , K_{21} , K_{31}), the second lot was taken at right angles to the direction of rolling (K_{1-} , K_{2-} , K_{3-}) and the third and final lot was taken at an angle of 45° to the first ones (K_{145} , K_{245} , K_{345}).

Further test-pieces were cut out of the same sheet which, before being tested, were annealed at a temperature of 650° C (Marked L.)

The results of these tensile tests were as follows :

Sign.	$\sigma_{0.2}$ kg/mm ²	σ_B kg/mm ²	δ_{10} %	φ %	H_B kg/mm ²
K_{11}	17,0	23,8	26,5	30,6	77
K_{21}	18,8	24,1	27,0	33,8	76
K_{31}	18,9	24,8	26,1	33,7	77
K_{1-}	12,9	23,7	18,5	20,1	76
K_{2-}	13,0	23,4	21,7	18,3	76
K_{3-}	19,8	24,0	26,1	31,2	77
K_{145}	17,8	22,6	18,6	18,2	78
K_{245}	14,5	21,0	3,45	3,6	77
K_{345}	16,8	23,0	13,7	13,0	78
L_{11}	6,68	22,0	37,1	32,6	51
L_{21}	4,56	22,4	38,0	38,5	50
L_{31}	3,37	20,2	21,7	20,4	50
L_{1-}	—	18,2	15,9	14,8	50
L_{2-}	6,78	21,8	33,6	34,7	52
L_{3-}	5,03	22,7	33,6	28,3	50
L_{145}	6,22	21,7	30,5	25,5	50
L_{245}	6,6	20,4	21,7	22,3	50
L_{345}	6,58	22,0	40,7	31,8	50

In consequence of the dissimilarity of the results obtained will not allow of any rules or laws being made but it is clearly to be seen that the test-pieces cut out in the direction of rolling show a slightly higher figure in elongation and contraction than those cut in the other directions. It can be supposed that the effect of rolling is to arrange the inclusions in the direction of forming strain and by this means some slightly less detrimental effects can be achieved.

*The metallographical and ore-microscopical examination
of the broken test-pieces*

The assumption of the arrangement of the inclusions in rows finds confirmation in the results of the microscopical tests of the parallel test-pieces and especially of those which, from the standpoint of elongation, show excellent results, (K_21 , L_21) and further of the pieces cut at right angles, of weakest contraction (K_2- , L_1-). There was also taken under examination of those at 45° an especially weak elongation specimen (K_245) and the comparatively fair elongation specimen (L_345).



Fig. 7. K_21 test-piece longitudinal section. Aligned rows of SnO₂ in cavities. $M = 750 \times$

In the K_21 test-piece in the direction of length it is easily seen how the inclusions have been arranged in rows (Fig. 7), and besides this it should be noticed how the SnO₂ inclusions have been arranged in spacious cavities. The origin of these cavities is to be explained by the movements of the inclusions in the glowing metal, which might have occurred during the process of hot rolling. The photography presented in Fig. 8 has been made from the same specimen, and on the photography the breaking of the SnO₂ into particles is to be seen. It can be assumed, that the inclusions probably were broken by the loads, acting during the tensile test.

We find also inclusions in form of rows on the longitudinal slide of the specimen L_21 (Fig. 9).

Ore-microscopical experiments showed numerous long stretched cavities, a great part of which contained deformed square shaped SnO_2 . The inclusions rotated between crossed Nicols show yellow-brown reflexes with not too sharp extinction.

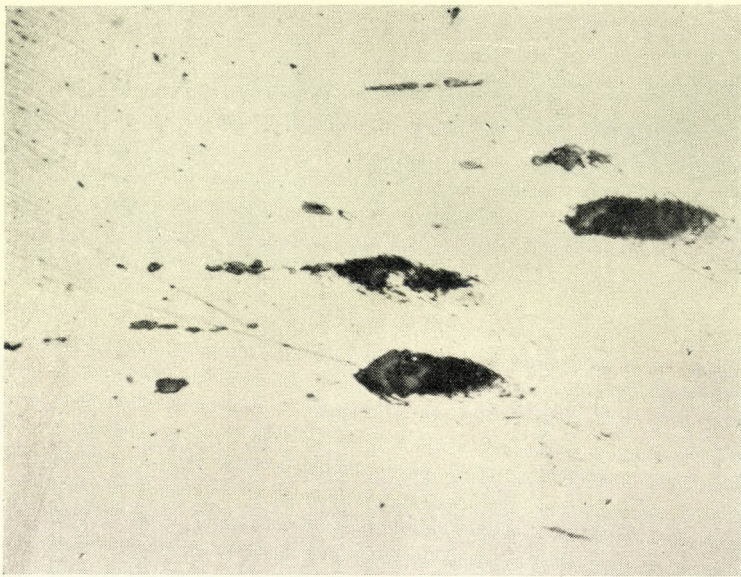


Fig. 8. K₂1 test-piece longitudinal section in the line of pull; SnO_2 inclusions broken at right angles to pull. $M = 1000 \times$

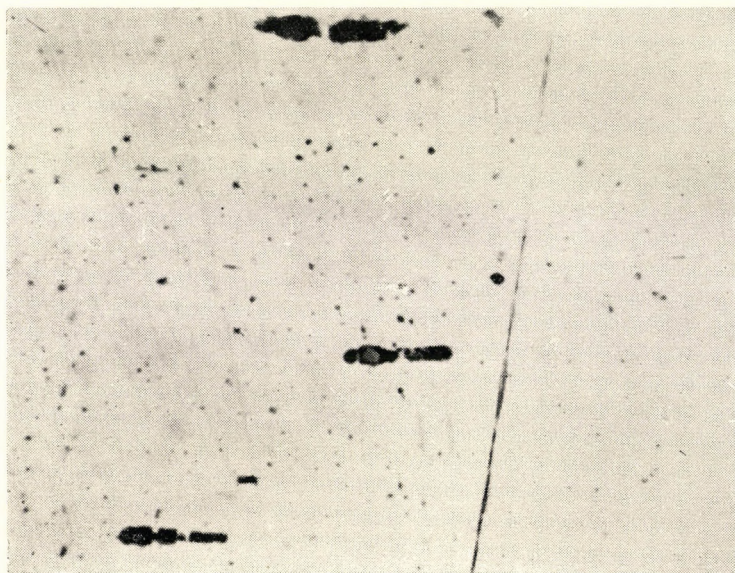


Fig. 9. L₂1 test-piece longitudinal section. $M = 750 \times$

Between crossed Nicols numerous short cracks were to be seen beside the inclusions in the copper, and at right angles to the direction of tensile load. By immersion in oil the reduction of reflection was so great that the SnO₂ could only be distinguished from cavities in polarized light. Now and again small inclusions arranged in rows could be seen, which were not surrounded



Fig. 10. K₂- test-piece longitudinal section. The inclusions scattered. M = 750 x

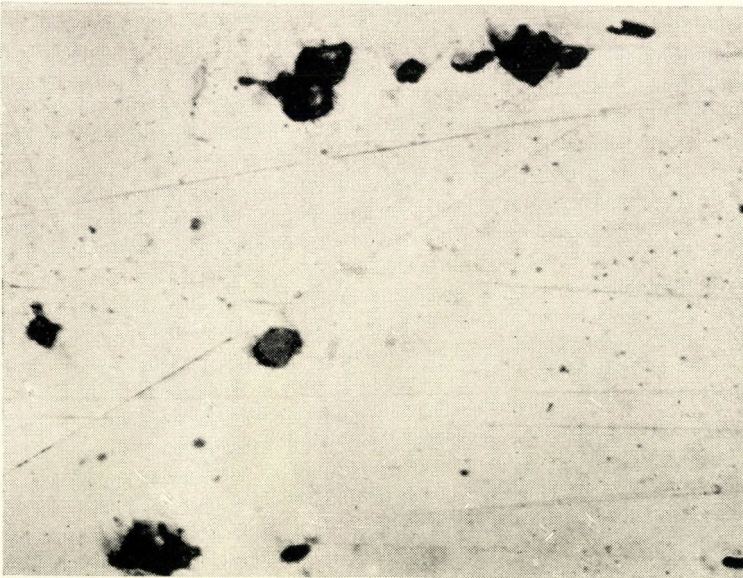


Fig. 11. L₁- test-piece longitudinal section. The inclusions scattered. M = 750 x

by any cavities. In a sight field of 0,066 mm diameter an average of 17 inclusions arranged in rows could be seen which measured from $0,026 \times 0,008$ to $0,007 \times 0,003$ mm.

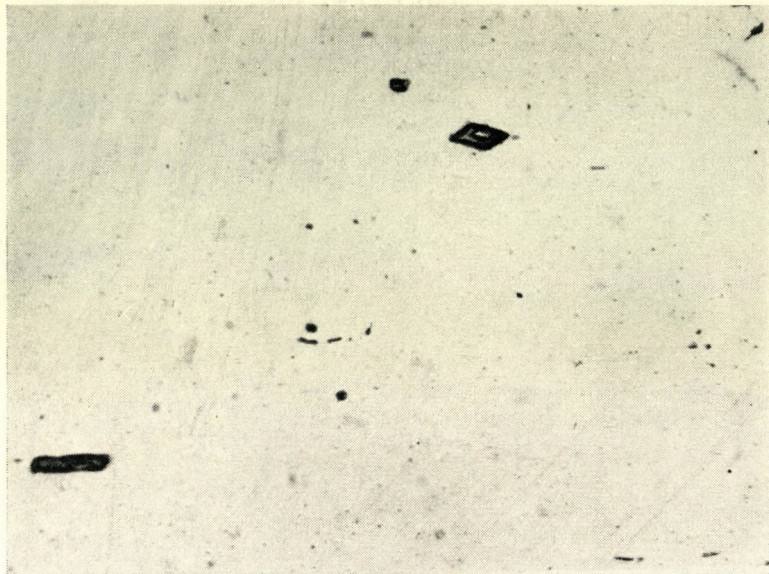


Fig. 12. L₃45 test-piece longitudinal section. M = 750 x

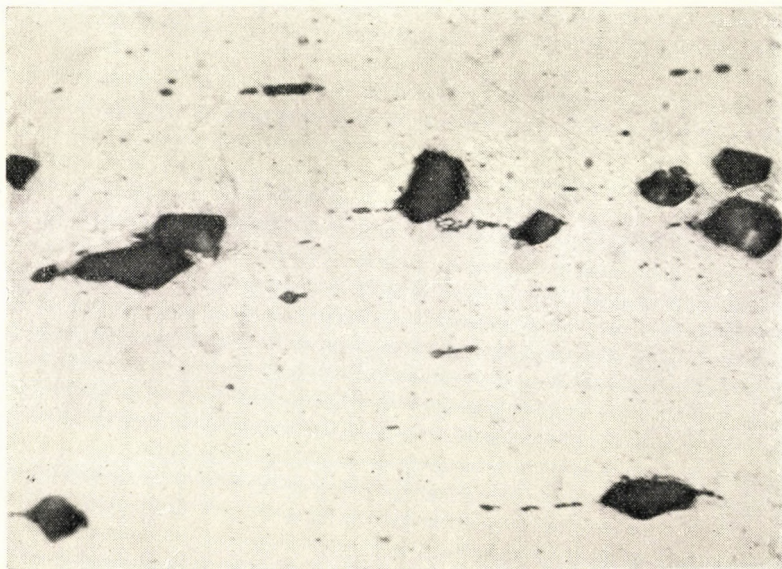


Fig. 13. K₃45 test-piece longitudinal section. M = 750 x

In the test-pieces cut at right angles to the direction of rolling no signs of arrangement in rows was to be seen on the specimen and the inclusions were scattered about and very often gathered in nests. (Figs. 10 and 11). Cubes with deformed or rounded corners, often crushed, and cavities do not surround them. Only very rarely can hollow crystals be found. In a sightfield of 0,066 mm an average of 10,5 inclusions were to be seen. The length of the square shaped inclusions range from 0,014 to 0,002 mm.

In the test-pieces cut at an angle of 45° to the direction of rolling the position and quantity of the inclusions show large differences, which explains extreme values of elongation and contraction. (See Figs. 12. and 13.)

SUMMARY

In the process of refining copper the shape of SnO₂ inclusions developed in the molten metal depends on the speed of cooling. In a smaller degree hot working, but in a much larger degree cold working is impeded by them. During the process of hot rolling the inclusions are dislocated by the forming strain and aligned in rows. The main axis of the ditetragonal bipyramids of SnO₂ crystals aligns to a great part in the direction of rolling, and for this reason in the cut at right angles to it the cross section of the crystal is a more or less distorted square.

The SnO₂ inclusions destroy to a large extent — depending on their quantities and positions — the mechanical values of copper. These values are extremely divergent; more especially strong is the reduction of elongation and contraction in a direction at right angles to the plane of rolling, and this can readily be explained by the alignment of inclusions in rows.

LITERATURE

1. *M. Waelert*: The Refining of Copper. Halle, 1927.
2. *A. Schimmel*: Metallurgy of Technical Copper-alloys Berlin, 1930.
3. *Schneiderhöhn—Ramdohr*; Textbook of the Ore-microscopy.

ВКЛЮЧЕНИЯ SnO₂ В РАФИНИРОВАННОЙ МЕДИ

П. Секи и З. Хегедюш

Резюме

Возникающие при рафинации меди в медной ванне включения SnO₂ имеют форму, зависящую от скорости охлаждения. Они в небольшой степени препятствуют штамповку в горячем состоянии, а наклеп в значительно большей степени. При горячей прокатке включения под действием силы, действующей при обработке, сдвигаются и располагаются в слоистообразной форме. Основная ось кристаллизирующейся в дитетрагонально бипирамидальном классе SnO₂ в основном располагается вдоль направления прокатки, поэтому на перпендикулярной к этой оси шлифе их сечение имеет вид более или менее искаженного квадрата.

Включения SnO₂ среди механических качеств меди сильно ухудшают растяжение и сжатие в масштабе, зависящем от количественного содержания включений и от их расположения. Поэтому эти величины дают исключительно большое рассеяние. Особенно велико уменьшение значения величины растяжения и сжатия в направлении, перпендикулярном к направлению прокатки, что может быть объяснено — расположением включений в слоистом порядке.

ÜBER EINIGE FRAGEN DER THEORIE DES ASYNCHRONMOTORS MIT DOPPELKÄFIGLÄUFER

Prof. Dr. K. P. KOVÁCS
(Eingegangen am 6. März 1952.)

1. EINLEITUNG

Wie aus dem Schrifttum für elektrische Motoren bekannt, ist das Stromvektordiagramm des Asynchronmotors mit Doppelkäfigläufer eine bizirkulare Quartik und das Impedanzdiagramm eine zirkulare Kubik. Die Punkt für Punkt erfolgende Aufzeichnung dieser Diagramme wird durch das Einzeichnen von Krümmungskreisen in den zu den Schlüpfungen $s = 0$ und $s = \infty$ gehörenden Punkten erleichtert. Der zum Punkt $s = \infty$ gehörende Krümmungskreis kann nach der Abhandlung von *Kron dl* [1] über den zur Schlüpfung $s = 1$ des Stromvektordiagramms gehörenden Stromvektorpunkt in sehr guter Näherung gezeichnet werden. Dieses Verfahren der Konstruktion von Krümmungskreisen wird von den grossen elektrotechnischen Standardwerken, wie beispielsweise in den Büchern von *Kostjenko* [2] und von *Richter* [3], ohne jede Bemerkung übernommen und angewendet. In der Tat ist die *Kron dlsche* Näherung in gewissen Fällen zulässig, im allgemeinen sollte jedoch die Anwendung des Verfahrens von *Kron dl* nur dann erfolgen, wenn die Grösse und Richtung der vorkommenden Fehler bekannt sind. Wie aus dem Nachstehenden hervorgeht, kann es sich hierbei um folgende Fehler handeln :

a) Der zur Schlüpfung $s = 1$ gehörende Kreispunkt am Krümmungskreis des Stromvektordiagramms für Punkt $s = \infty$ stimmt nicht mit dem Kurzschlusspunkt des Stromvektordiagramms ($s = 1$) überein, bzw. der Durchmesser des genauen Krümmungskreises weicht vom Durchmesser des angenäherten Krümmungskreises ab.

b) Bei gewissen Spezialausführungen der Maschine mit Doppelkäfigläufer schliessen die Tangenten des angenäherten Krümmungskreises und des Stromvektordiagramms im Punkt $s = 1$ einen derartigen Winkel ein, dass es dadurch unmöglich wird, mit Hilfe des angenäherten Krümmungskreises das Stromvektordiagramm zu zeichnen.

Im nachstehenden soll des vollkommenen Überblicks halber das Impedanzdiagramm der Maschine mit Doppelkäfigläufer konstruiert und daraus das Stromvektordiagramm mit einer, nach bestem Wissen des Verfassers zum erstenmal benutzten Methode aufgezeichnet werden. Im weiteren werden auch in den zu den Schlüpfungen $s = 1$ und $s = \infty$ gehörenden Punkten die

genauen Krümmungskreise auf Grund eines im Schrifttum gleichfalls unbekannt und von *I. Rácz** ausgearbeiteten Verfahrens bestimmt. Nachher wird die Abweichung des Punktes $s = 1$ des genauen Krümmungskreises vom Punkte $s = 1$ des Stromvektordiagramms festgestellt und schliesslich die Tangenten im Punkte $s = 1$ des zum Punkt $s = \infty$ gehörenden angenäherten Krümmungskreises und im Punkte $s = 1$ des Stromvektordiagramms behandelt.

2. DAS IMPEDANZDIAGRAMM DES ASYNCHRONMOTORS MIT DOPPELKÄFIGLÄUFER

Als Ausgangspunkt dient die auf *Abb. 1* dargestellte vereinfachte Ersatzschaltung. Wie ersichtlich, wurde der magnetisierende Zweig an die Pole ver-

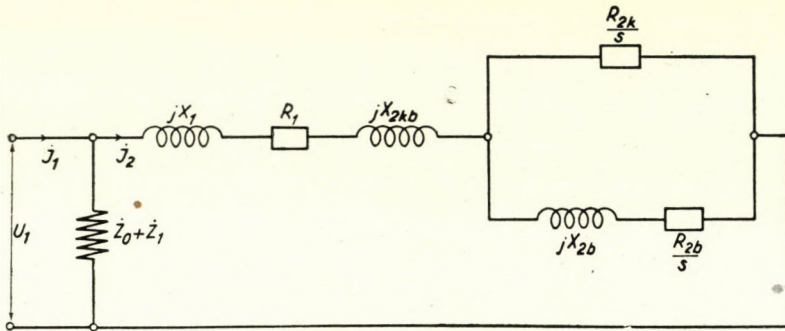


Abb. 1

legt. Die Streuimpedanz des Ständers beträgt $Z_1 = R_1 + jX_1$. Die Streuimpedanz des Läufers besteht aus drei Teilen:

a) jX_{2kb} entspricht jenen Streukraftlinien, die mit beiden Käfigen verkettet sind und zu der auch die doppelt verkettete Streuung zugezählt wird. Da dieser Streuungsteil des Läufers gemeinsam von dem in den Stäben beider Nuten fließenden Strom erregt wird, so fließt in der Ersatzschaltung der gesamte Läuferstrom I_2 durch diese Reaktanz. Es sei hier bemerkt, dass die Werte der Läufergrößen in der üblichen Weise auf die Windungszahl des Ständers umgerechnet wurden, bzw. dass überall eine effektive Windungszahlübersetzung von 1 : 1 angenommen wird. Die dem Läufer entsprechende Impedanz teilt sich nunmehr in zwei parallele Zweige, gemäss

- b) dem äusseren Käfig (Index k) und
- c) dem inneren Käfig (Index b).

* Dozent am Lehrstuhl für Betriebslehre elektrischer Maschinen an der Technischen Universität Budapest.

Entsprechend der gebräuchlichen Vernachlässigung wurde die Streureaktanz des äusseren Käfigs infolge des grösseren magnetischen Widerstandes vernachlässigt. Auf Grund der Ersatzschaltung können die Reaktanzen jX_1 und jX_{2kb} vereinigt werden, die zusammen mit dem Ohmschen Widerstand des Ständers die konstante Impedanz $Z = R_1 + j(X_1 + X_{2kb})$ bilden. Wenn schliesslich noch die Verhältniszahl $\mu = \frac{R_{2k}}{R_{2b}}$ eingeführt wird, so beträgt die den sekundären Strom I_2 der Doppelkäfigläufermaschine bestimmende Impedanz

$$Z_2 = Z + \frac{R_2}{s} + \frac{\frac{\mu R_2}{s} j X_2}{\frac{\mu R_2}{s} + j X_2} \tag{1}$$

Im Zusammenhang (1) bezeichnet R_2 und X_2 die Ohmschen und induktiven Widerstände des Läufers bei sehr kleinen (Betriebs-) Schlüpfungen. R_2 und

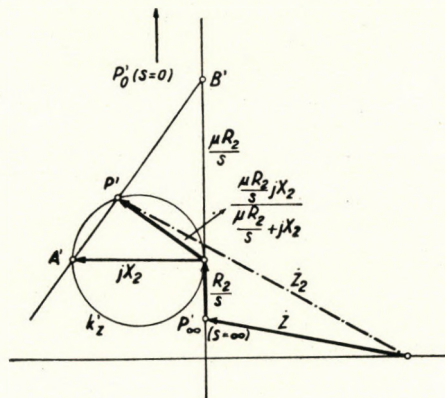


Abb. 2

X_2 hängen folgendermassen mit den Widerständen des äusseren und inneren Käfigs zusammen :

$$X_2 = X_{2b} \left(\frac{\mu}{\mu + 1} \right)^2 \tag{2}$$

$$R_2 = R_{2k} \frac{1}{\mu + 1} = R_{2b} \frac{\mu}{\mu + 1} \tag{3}$$

Aus dem Zusammenhang (1) ist ersichtlich, dass sich das Impedanzdiagramm aus drei Teilen zusammensetzt : aus der Konstanten Z , aus dem sich mit s linear verändernden $\frac{R_2}{s}$ und aus dem dritten Impedanzvektor, dessen Endpunkt bei variablem s den Kreis mit dem Radius $X_2/2$ beschreibt. Dementsprechend kann nun das Impedanzdiagramm Punkt für Punkt, wie folgt, konstruiert werden (Abb. 2) : Zuerst wird der Impedanzvektor Z aufgezeichnet,

dann der Widerstand R_2/s in der Richtung der Realachse addiert und zuletzt wird an diesem Endpunkt zur Geraden R_2/s ein Tangentialkreis mit dem Radius $X_2/2$ gezeichnet, an welchem der zur Schlüpfung s gehörende Kreispunkt bestimmt wird. Dieser Punkt wird den Endpunkt des Vektors Z_2 bilden. Es lässt sich nachweisen, dass der gesuchte Kreispunkt so gefunden werden kann, dass man an der Geraden R_2/s den zur Schlüpfung $s/(1 + \mu)$ gehörenden Punkt B' bestimmt, siehe

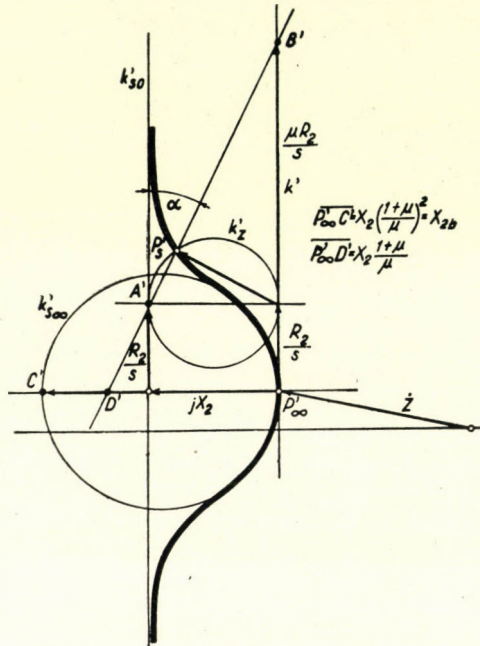


Abb. 3

Abb. 2. Wenn der Punkt B' durch eine Gerade mit Punkt A' (dem Endpunkt von $Z + \frac{R_2}{s} + jX_2$), verbunden wird, so schneidet diese Gerade den Kreis im Punkt P' welcher der zur Schlüpfung s gehörende Impedanzdiagrammpunkt des Doppelschlüpfmotors ist. Hier möge auch erwähnt werden, dass die zu den verschiedenen Schlüpfungen gehörenden Geraden $A'B'$ einen gemeinsamen Fusspunkt D' besitzen, der auf der vom Endpunkt des Impedanzvektors Z ausgehenden Ordinate liegt. (siehe Abb. 3) Die Entfernung des Punktes D' vom Punkt P'_{∞} ($s = \infty$) beträgt, wie aus geometrischen Zusammenhängen festgestellt werden kann :

$$\overline{P'_{\infty} D'} = X_2 \frac{1 + \mu}{\mu}.$$

Die Aufzeichnung des Impedanzdiagramms wird durch die in den Punkten $s = \infty$ und $s = 0$ gezeichneten Krümmungskreise des Impedanzdiagramms erleichtert und dadurch eine grössere Genauigkeit erreicht. Eine ähnliche Erleichterung bedeutet die Bestimmung der Krümmungskreise bei der Aufzeichnung des Stromvektordiagramms.

3. DIE KRÜMMUNGSKREISE DES IMPEDANZDIAGRAMMS

3.1. *Der Krümmungskreis des bizirkularen quartischen Stromvektordiagramms in den Parameterpunkten $s = \infty$ und $s = 0$.*

Die allgemeine Gleichung des bizirkularen quartischen Stromvektordiagramms lautet

$$f(p) = \frac{a + bp + cp^2}{d + ep + fp^2}, \quad (4)$$

wo a, b, c, d, e und f , komplexe Zahlen und p einen reellen Parameter bedeuten. Es sollen nun die Krümmungskreise des mit dieser Gleichung bestimmten Stromvektordiagramms in den Punkten $p = 0$ und $p = \infty$ untersucht werden. Der Krümmungskreis wird so bestimmt, dass zu dem Stromvektordiagramm im Punkte $p = 0$ bzw. $p = \infty$ ein Tangentialkreis gezeichnet wird, der im Bereich dieser Punkte höchstens eine *Abweichung* von einer Grösse *dritter Ordnung* ergibt. Diese neuartige Untersuchung soll nun zuerst in bezug auf den zum Punkte $p = 0$ gehörenden Krümmungskreis durchgeführt werden. Die Gleichung dieses Krümmungskreises sei :

$$k(p) = \frac{A + Bp}{C + Dp}. \quad (5)$$

Um zu erreichen, dass dieser Kreis ein Krümmungskreis sei, ist es nach obiger Definition notwendig, dass die Differenzwerte $f(p) - k(p)$ in der Umgebung von $p = 0$ unterhalb einer Abweichung dritter Ordnung bleiben.

Diese Voraussetzung wird dann erfüllt, wenn im Zähler des Ausdrucks

$$f(p) - k(p) = \frac{a + bp + cp^2}{d + ep + fp^2} - \frac{A + Bp}{C + Dp} \quad (6)$$

die Konstanten, bzw. Koeffizienten der Glieder ersten und zweiten Grades verschwinden.

Aus (6) ergibt sich, dass folgende Bedingungen erfüllt werden müssen : für die Konstanten :

$$aC - Ad = 0$$

für die Koeffizienten der Glieder ersten Grades :

$$bC + aD - Ae - Bd = 0$$

für die Koeffizienten der Glieder zweiten Grades :

$$cC + bD - eB - fA = 0.$$

Wenn man voraussetzt, dass $a = A$, was durch eine einfache Division erreicht werden kann, so ergibt sich durch weitere einfache Berechnungen :

$$\left. \begin{aligned} A &= a, & C &= d \\ B &= b + \frac{cd - af}{ae - bd} a \\ D &= e + \frac{cd - af}{ae - bd} d. \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

Wenn also die komplexen Zahlen a, b, c, d, e und f bekannt sind, so können die zum Punkte $p = 0$ gehörenden, den Krümmungskreis bestimmenden komplexen Zahlen A, B, C und D durch die Anwendung der Gleichungen (7) berechnet werden. In bezug auf den Punkt $p = \infty$ ist hingegen der Parameter $t = \frac{1}{p}$ einzuführen, wodurch die Gleichung (4) folgende Gestalt annimmt :

$$f(t) = \frac{at^2 + bt + c}{dt^2 + et + f}. \quad (8)$$

Der Krümmungskreis im Punkt $p = \infty$, ($t = 0$) ist jetzt unter Anwendung der Zusammenhänge (7) folgenderweise zu bestimmen :

$$A = c, \quad C = f, \quad B = b + \frac{af - cd}{ce - bf} c, \quad D = e + \frac{af - cd}{ce - bf} f \quad (9)$$

Der bei der Bestimmung des Krümmungskreises der bizirkularen Quartik geschilderte Vorgang kann auch bei der zirkularen Kubik angewendet werden, deren allgemeine Gleichung

$$f(p) = \frac{a + bp + cp^2}{d + ep} \quad (10)$$

lautet. Die Zusammenhänge (7) können bei der Bestimmung des zum Punkt $p = 0$ gehörenden Krümmungskreises ohne weiteres benützt werden, es ist lediglich $f = 0$ einzusetzen. Demzufolge wird also der Krümmungskreis des zirkularen Stromvektordiagramms dritten Grades im Punkte $p = 0$ von dem durch die Gleichungen

$$\left. \begin{aligned} A &= a, & C &= d, & B &= b + \frac{cda}{ae - bd} \\ D &= e + \frac{cd^2}{ae - bd} \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

bestimmten Kreis

$$k(p) = \frac{A + Bp}{C + Dp}$$

gegeben. Die vorstehenden Ausführungen sollen nun für den Fall des Impedanzdiagramms einer Maschine mit Doppelkäfigläufer zur Anwendung gelangen.

3.2. Die Bestimmung des Krümmungskreises des Impedanzdiagramms einer Doppelkäfigläufermaschine.

Da bei dieser Untersuchung der Gleichung (1) der konstante Impedanzvektor \mathbf{Z} ausser acht gelassen werden kann, soll nunmehr der sich gemäss s verändernde Teil der Gleichung (1) näher betrachtet werden. Demgemäss ist

$$f\left(\frac{R_2}{s}\right) = \frac{\mu \left(\frac{R_2}{s}\right)^2 + (1 + \mu) j X_2 \left(\frac{R_2}{s}\right)}{\mu \left(\frac{R_2}{s}\right) + j X_2} \quad (12)$$

Aus der Gleichung (12) geht hervor, dass das Impedanzdiagramm des Motors mit Doppelkäfigläufer eine zirkulare Kubik ist. Wenn nun der Krümmungskreis dieses Diagramms im Punkte $s = \infty \left(\frac{R_2}{s} = p = 0\right)$ untersucht wird, so ergibt sich nach den Zusammenhängen (11),

$$\begin{aligned} \mathbf{a} &= 0, & \mathbf{b} &= (1 + \mu) j X_2, & \mathbf{c} &= \mu, \\ \mathbf{d} &= j X_2, & \mathbf{e} &= \mu \end{aligned}$$

und infolgedessen

$$\mathbf{A} = 0, \quad \mathbf{C} = j X_2, \quad \mathbf{B} = (1 + \mu) j X_2$$

und

$$\mathbf{D} = \mu - \frac{\mu X_2^2}{(1 + \mu) X_2^2} = \frac{\mu^2}{1 + \mu}$$

d. h., die Gleichung des Krümmungskreises des Impedanzdiagramms im Punkte $s = \infty$ wird wie folgt lauten :

$$k_\infty \left(\frac{R_2}{s}\right) = \frac{(1 + \mu) j X_2 \left(\frac{R_2}{s}\right)}{j X_2 + \frac{\mu^2}{1 + \mu} \left(\frac{R_2}{s}\right)}$$

beziehungsweise, wenn der Impedanzvektor \mathbf{Z} addiert wird

$$k_\infty \left(\frac{R_2}{s}\right) = \mathbf{Z} + \frac{(1 + \mu) j X_2 \left(\frac{R_2}{s}\right)}{j X_2 + \frac{\mu^2}{1 + \mu} \left(\frac{R_2}{s}\right)} \quad (13)$$

Der Zusammenhang (13) zeigt die Gleichung eines Kreises, der die Gerade R_2/s im Punkte $s = \infty$ berührt und dessen Radius

$$r'_s = \frac{1}{2} \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^2 X_2 = \frac{X_{2b}}{2} \quad (14)$$

beträgt.

Nun soll der Krümmungskreis für den Fall von $s = 0$ ($R_2/s = \infty$) bestimmt werden. Der neue Parameter lautet: $t = \frac{1}{p} = \frac{s}{R_2}$. Entsprechend dem Zusammenhänge (9) ergibt sich:

$$A = \mu, \quad C = 0, \quad B = (1 + \mu) jX_2 - jX_2 = \mu jX_2, \quad D = \mu$$

Der Krümmungskreis im Punkte $s = 0$ ist also:

$$k_0 \left(\frac{s}{R_2} \right) = \frac{\mu + jX_2 \left(\frac{s}{R_2} \right) \mu}{\mu \left(\frac{s}{R_2} \right)} = \frac{R_2}{s} + jX_2$$

bzw. wenn der Vektor \mathbf{Z} addiert wird

$$k_0 \left(\frac{R_2}{s} \right) = \mathbf{Z} + jX_2 + \frac{R_2}{s}. \quad (15)$$

Die Impedanzdiagramme besitzen in ihrem zur Schlüpfung $s = 0$ gehörenden unendlichen Punkt eine Krümmungsgerade, die durch den Impedanzpunkt $\mathbf{Z} + jX_2$ hindurchgeht und mit der Realachse parallel verläuft. Das über die Krümmungskreise Ausgeführte ist auf Abb. 3 dargestellt, wobei auch das Impedanzdiagramm selbst eingezeichnet wurde. Dies war nach der Konstruktion von einigen wenigen Punkten nunmehr leicht und genau möglich. Die Konstruktionen der Abb. 3 wurden mit den Zahlenwerten $\mu = 3$ und $\frac{R_2}{X_2} = 0,460$ durchgeführt.

4. DIE KONSTRUKTION DES STROMVEKTORDIAGRAMMS

Das Stromvektordiagramm kann aus dem Impedanzdiagramm durch eine Punkt für Punkt erfolgende Inversion konstruiert werden, doch soll hier anstatt dessen eine andere Konstruktion gezeigt werden, die von folgenden bekannten Zusammenhängen ausgeht. Im Impedanzdiagramm spielte das Impedanzdiagramm des Asynchronmotors mit Einfachkäfigläufer eine Rolle (Gerade $\mathbf{Z} + R_2/s$). Diese Maschine weist denselben Aufbau auf wie der ursprüngliche Motor mit Doppelkäfigläufer mit dem Unterschied, dass der Läufer nur einen äusseren Käfig hat, dessen Ohmscher Widerstand R_2 ist. Das Sekundärstromkreisdiagramm, das dieser Impedanzgeraden entspricht, kann durch die Punkte

Punkte auf beiden Kreisen zu derselben Schlüpfung s . Die Punkte des Stromvektordiagramms liegen auf solchen Hilfskreisen. Wenn also zu einer gewissen Schlüpfung s ein solcher Tangentialkreis gezeichnet wurde (siehe den Kreis k_z auf *Abb. 4*), so muss entsprechend dem Impedanzdiagramm der inverse Kreis der auf *Abb. 2* sichtbaren Geraden $\overline{B'A'}$ konstruiert werden, weil dieser dann den Kreis k_z im Stromvektordiagramm-Punkt schneiden wird. Die Inversion der Geraden $\overline{A'B'}$ ist unschwer zu konstruieren. Die Inversion dieser Geraden ist nämlich ein durch den Anfangspunkt des Koordinatensystems hindurchgehender Kreis, der ausserdem durch den zur Schlüpfung s gehörenden Punkt des Kreises k_{s_0} (Punkt A , für $s=1$ siehe *Abb. 4*) hindurchläuft. (Die Gerade $\overline{A'B'}$ geht durch den zur Schlüpfung s gehörenden Punkt der Geraden k'_{s_0} des Impedanzdiagrammes hindurch.) Schliesslich ist auch der Winkel α der beiden Tangenten im Koordinatenanfangspunkt bekannt, die zu dem Kreis k_{s_0} (Inversion der Geraden k'_{s_0}) und den Kreisen der Inversion der Geraden $\overline{A'B'}$ gehören (siehe *Abb. 3 und 4*). Der durch den Anfangspunkt des Koordinatensystems und durch den zur Schlüpfung s des Kreises k_{s_0} gehörenden Punkt A hindurchgehende Kreis, der im Anfangspunkt des Koordinatensystems eine Tangente mit dem Neigungswinkel α besitzt, schneidet den Tangentialkreis k_z in dem zur Schlüpfung s gehörenden Punkt P_s des Stromvektordiagramms. Die Konstruktion des Stromvektordiagramms kann auch ohne die Aufzeichnung des Impedanzdiagramms erfolgen, wenn man auf dem Kreise k den Punkt B herausucht, der zur Schlüpfung $\left(\frac{s}{1+\mu}\right)$ gehört, da ja auch der Punkt B' (die Inversion von B) auf der Geraden k' des Impedanzdiagramms auf diese Weise bestimmt wurde. Wenn die Kreispunkte B , A , und 0 bekannt sind, kann nun ebenfalls der Kreis gezeichnet werden, der den Tangentialkreis k_z im gesuchten, zur Schlüpfung s gehörenden Stromvektordiagramm-Punkt schneidet.

Der inverse Kreis der Geraden $\overline{A'B'D'}$ kann ausserdem auch auf Grund jener Überlegung aufgezeichnet werden, dass alle diese Kreise durch den Punkt 0 und der Inversion des Punktes D' hindurchlaufen. Wenn also die Inversion des Punktes D' , der Punkt D , einmal bestimmt wurde, so genügt es, bei jeder Schlüpfung nur den Kreispunkt A herauszusuchen, weil der durch diesen Punkt, sowie durch die Punkte 0 und D hindurchgehende Kreis den Tangentialkreis k_z im Stromvektordiagramm-Punkt P_s schneidet.

Die Aufzeichnung der Stromvektordiagramme kann durch die Kenntnis der zu den Punkten $s=0$ und $s=\infty$ gehörenden Krümmungskreise gleichfalls erleichtert werden. Der zum Punkte $s=0$ gehörende Krümmungskreis ist bereits gezeichnet worden (der Kreis k_{s_0}). Im Punkte $s=\infty$ erhält man den genauen Krümmungskreis als Inversion des zum Punkt $s=\infty$ des Impedanzdiagramms gehörenden Krümmungskreises. Da der genaue Krümmungskreis den

Kreis k im Punkte P_∞ berührt, so wird sich sein Mittelpunkt auf dem Radius OKP_∞ befinden. Es genügt also einen einzigen Punkt des Krümmungskreises k'_{s_∞} auf dem Impedanzdiagramm auszusuchen und dessen Inversion aufzuzeichnen. (Z. B. wurde die Inversion des zur Impedanz $Z + jX_{2b}$ gehörenden Punktes C' aus Abb. 3 auf Abb. 4 eingezeichnet, (Punkt C). Wenn die zwei genauen Krümmungskreise bekannt sind, so wird es möglich, auch das Stromvektordiagramm mit Hilfe von einigen Zwischenpunkten mit grosser Genauigkeit aufzuzeichnen.

5. FEHLER BEI DER ANWENDUNG DES ANGENÄHERTEN KRÜMMUNGSKREISES

5.1. Die Differenz zwischen dem Radius des zur Schlüpfung $s = \infty$ gehörenden angenäherten und genauen Krümmungskreises im Impedanzdiagramm

Wie schon erwähnt, wird im Schrifttum der zum Punkte $s = \infty$ gehörende Krümmungskreis durch einen Kreis ersetzt, der durch die Punkte $s = 1$ und $s = \infty$ des Stromvektordiagramms hindurchläuft und den Kreis k im Punkte $s = \infty$ von innen berührt. In erster Linie soll der Durchmesser dieses Kreises mit denen des genauen Krümmungskreises verglichen werden. Zuerst soll der Radius des zum Punkte $s = \infty$ des Impedanzdiagramms gehörenden angenäherten Krümmungskreises bestimmt werden.

Der angenäherte Krümmungskreis geht durch den Punkt $s = 1$ des Impedanzdiagramms hindurch und berührt die Gerade k' im Endpunkte von $Z(s = \infty)$. Bei der Bestimmung des Radius kann der Vektor Z ausser acht gelassen und der Radius r'_{sk} mit den Bezeichnungen der Abb. 5b wie folgt berechnet werden :

$$r'_{sk} = \frac{Z_b}{2 \sin \varphi_{zb}} \tag{16}$$

Und da

$$\sin \varphi_{zb} = \frac{X_b}{Z_b}$$

ist also

$$r'_{sk} = \frac{Z_b^2}{2 X_b} \tag{17}$$

Der Wert von Z_b wird gemäss den Abbildungen 5a bzw. 5b wie folgt ausgerechnet (siehe den sich gemäss s verändernden Teil des Zusammenhanges (1) bei $s = 1$) :

$$Z_b = R_2 + \frac{\mu R_2 j X_2}{\mu R_2 + j X_2} \tag{18}$$

Wird in (18) die Verhältniszahl $R_2/X_2 = \varepsilon$ eingeführt, erhält man :

$$Z_b = X_2 \left[\varepsilon + \frac{j \mu \varepsilon}{\mu \varepsilon + j} \right] = X_2 \frac{\mu \varepsilon^2 + j(1 + \mu) \varepsilon}{(\mu \varepsilon) + j} \quad (19)$$

und aus (19)

$$Z_b^2 = X_2^2 \frac{(\mu \varepsilon^2)^2 + \varepsilon^2(1 + \mu)^2}{(\mu \varepsilon)^2 + 1} \quad (20)$$

$$X_b = X_2 \frac{(\mu \varepsilon)^2}{(\mu \varepsilon)^2 + 1} \quad (21)$$

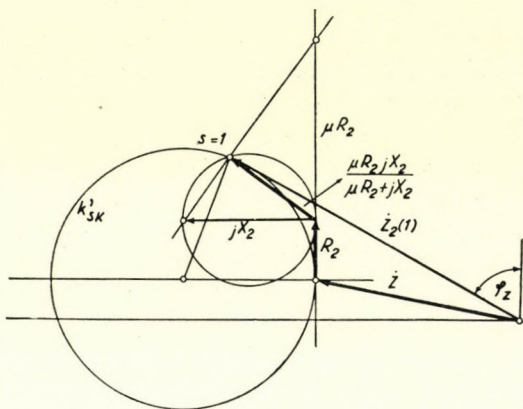


Abb. 5a

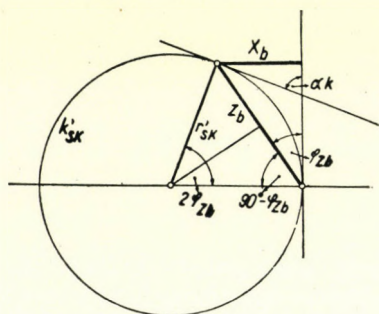


Abb. 5b

Aus (20) und (21) ist der angenäherte Impedanzkrümmungskreis-Radius

$$r'_{sk} = \frac{Z_b^2}{2 X_b} = \frac{X_2}{2} \left[\varepsilon^2 + \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^2 \right]. \quad (22)$$

Wie bereits gezeigt, beträgt der Radius des genauen Krümmungskreises nach Formel (14) :

$$r'_s = \frac{1}{2} \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^2 X_2 = \frac{X_{2b}}{2}. \quad (14a)$$

Die Abweichung zwischen dem Radius des angenäherten Impedanzkrümmungskreises und dem des genauen Krümmungskreis, bezogen auf den Radius des genauen Krümmungskreis, beträgt :

$$\frac{r'_s - r'_{sk}}{r'_s} = -\varepsilon^2 \left(\frac{\mu}{1 + \mu} \right)^2 = -\left(\frac{R_2}{X_2} \right)^2 \left(\frac{\mu}{1 + \mu} \right)^2. \quad (23)$$

Die Abweichung zwischen den Durchmessern des genauen und angenäherten Krümmungskreises des Impedanzdiagramms kann — je nach verschiedenen Werten von R_2/X_2 und μ ($R_2/X_2 = 0,2 - 0,6$ und $\mu = 2-5$) —

zwischen rund 2 und 25% schwanken. Der Radius des genauen Krümmungskreises ist kleiner als der Radius des angenäherten Krümmungskreises und die Differenz ist, wie ersichtlich, bei grösseren Verhältniszahlen von R_2/X_2 keineswegs zu vernachlässigen. Es kann nunmehr zur Betrachtung des Verhältnisses der Radien der Krümmungskreise im Stromvektordiagramm übergegangen werden.

5.2. Die Differenz der Radien des zur Schlüpfung $s = \infty$ gehörenden angenäherten und genauen Krümmungskreises im Stromvektordiagramm

Die Gleichung des genauen und angenäherten Krümmungskreises des Impedanzdiagramms soll nun in einer neuen Gestalt geschrieben werden. Wenn die Radien der Kreise bekannt sind (bei den nachstehenden Berechnungen wird vorausgesetzt, dass der Ohmsche Widerstand des Ständers vernachlässigt werden kann: $R_1 = 0, Z = jX$), lautet die Gleichung des genauen Krümmungskreises :

$$k'_{s\infty} = jX + j r'_s (1 - e^{j\alpha_s}) = jX + \frac{jX_2}{2} \left(\frac{1 + u}{\mu} \right)^2 (1 - e^{j\alpha_s}), \quad (24)$$

wo α_s einen frei gewählten reellen Parameter bedeutet. Der Ansatz (24) kann auch in folgender Form aufgestellt werden :

$$k'_{s\infty} = jX + \frac{jX_2}{2} \left(\frac{1 + u}{\mu} \right)^2 \left(1 - \frac{1 + jp}{1 - jp} \right), \quad (25)$$

wo p auch ein nach Belieben wählbarer reeller Parameter ist. Die Gleichung des angenäherten Krümmungskreises lautet in einer, der Gleichung (25) ähnlichen Gestalt :

$$k'_{sk} = jX + jX_2 \left[\varepsilon^2 + \left(\frac{1 + u}{\mu} \right)^2 \right] \left(1 - \frac{1 + jp}{1 - jp} \right). \quad (26)$$

Aus den Zusammenhängen (25) und (26) lassen sich die Gleichungen der zur Schlüpfung $s = \infty$ des Stromvektordiagramms gehörenden genauen und angenäherten Krümmungskreise durch Inversion folgenderweise aufstellen :

Die Gleichung des genauen Krümmungskreises :

$$k_{s\infty} = U_1 \frac{1 - jp}{jX + (X + 2r'_s)p}. \quad (27)$$

Die Gleichung des angenäherten Krümmungskreises :

$$k_{sk} = U_1 \frac{1 - jp}{jX + (X + 2r'_{sk})p}. \quad (28)$$

Da die Kreisgleichungen (27) und (28) nunmehr bekannt sind, können die Radien des Krümmungskreises für das Stromvektordiagramm bestimmt werden:

$$r_s = \frac{U_1}{X} \frac{r'_s}{X + 2r'_s} \quad (29)$$

und

$$r_{sk} = \frac{U_1}{X} \frac{r'_{sk}}{X + 2r'_{sk}}. \quad (30)$$

Die Abweichung der Radien des genauen und angenäherten Krümmungskreises beträgt daher:

$$\frac{r_s - r_{sk}}{r_s} = \frac{X}{X + 2r'_{sk}} \frac{r'_s - r'_{sk}}{r'_s}. \quad (31)$$

Letztere Gleichung ergibt sich bei Anwendung von (22) und (23):

$$\frac{r_s - r_{sk}}{r_s} = - \frac{X}{X + X_2 \left[\varepsilon^2 + \left(\frac{1 + \mu}{\mu} \right)^2 \right]} \varepsilon^2 \left(\frac{\mu}{1 + \mu} \right)^2. \quad (32)$$

Der Zusammenhang (32) beweist, dass die prozentuelle Abweichung der Radien der zwei Krümmungskreise im Stromvektordiagramm geringer ist als im Impedanzdiagramm und vom Verhältnis der Streuungsreaktanz $X = X_1 + X_{2kb}$ zu den Streuungsreaktanzen des Läufers X_2 abhängt. Zum Beispiel beträgt diese Abweichung im Falle von $\frac{X}{X_2} = 1,5$, $\varepsilon = 0,4$ und $\mu = 3$ rund 4%.

In anderen Fällen, die aber noch in der Praxis vorkommen, z. B.

$$\frac{X}{X_2} = 2, \quad \varepsilon = 0,6 \quad \text{und} \quad \mu = 5,$$

beträgt die Abweichung rund 13,5%.

Es ist von Interesse zu untersuchen, in welchem Verhältnis die Radien der in den Punkten $s = \infty$ und $s = 0$ des Stromvektordiagramms gezeichneten Krümmungskreise zueinander stehen. Diese Frage ist deshalb von Bedeutung, weil sie sofort einen qualitativen Aufschluss über den Wert des betrieblichen $\cos\varphi$ gibt. Wenn nämlich der Radius des zum Punkt $s = 0$ gehörenden Krümmungskreises gross ist, ist der betriebliche $\cos\varphi$ gut; bei kleiner werdendem Kreisdurchmesser verschlechtert sich auch $\cos\varphi$. Laut der Gleichung (29) beträgt der Radius des zum Punkt $s = \infty$ gehörenden Krümmungskreises bei Vernachlässigung des Ohmschen Ständerwiderstandes:

$$r_s = \frac{U_1}{X} \frac{r'_s}{X + 2r'_s} = \frac{U_1}{2X} \frac{X_{2b}}{X + X_{2b}}. \quad (29a)$$

Der Radius des Punkt $s = 0$ gehörenden Krümmungskreises ergibt sich auf Grund von einfachen Überlegungen.

Man kann sich leicht davon überzeugen, dass

$$r_s = r_{s0}, \text{ wenn } X = X_2 \frac{1 + \mu}{\mu} \text{ und}$$

$$r_s \leq r_{s0}, \text{ wenn } X \geq X_2 \frac{1 + \mu}{\mu}.$$

Der betriebliche $\cos\varphi$ ist besser, wenn $X = X_1 + X_{2kb}$ grösser ist als $X_2 \frac{1 + \mu}{\mu}$. Umgekehrt, wenn X kleiner ist als $X_2 \frac{1 + \mu}{\mu}$, so verschlechtert sich der Wert des betrieblichen $\cos\varphi$.

Die bisherigen Untersuchungen zeigen deutlich an, dass die im Schrifttum gebräuchliche Näherung bei gewissen Ausführungen des Doppelkäfigläufers eine zu grosse Abweichung ergibt. Dieser Umstand tritt noch klarer zutage, wenn nicht nur die zwischen den Radien bestehenden Abweichungen geprüft werden, sondern wenn auch untersucht wird, welchen Winkel die beiden im Punkte $s = 1$ des Stromvektordiagramms bzw. des angenäherten Krümmungskreises gezeichneten Tangenten miteinander einschliessen. Der Krümmungskreis, der zur richtigen Aufzeichnung des Stromvektordiagramms dienen soll, wird nämlich nur dann zur Erfüllung dieser Aufgabe geeignet sein, wenn die Richtung der genannten Tangenten im Punkte $s = 1$ miteinander übereinstimmt oder nahezu gleich ist.

5.3 Die Richtung der Tangenten des Stromvektordiagramms und des angenäherten Krümmungskreises im Punkt $s = 1$

Die Tangente des Stromvektordiagramms wird so bestimmt, dass die Gleichung des Stromvektordiagramms nach dem skalaren Parameter differenziert und der Wert des Differentialquotienten im Punkte $s = 1$ ermittelt wird. Es wird auch die Richtung der Tangente des angenäherten Krümmungskreises im Punkte $s = 1$ bestimmt. Damit ist auch der von den zwei Tangenten eingeschlossene Winkel gegeben. Der Einfachheit halber werden die Berechnungen mit den Impedanzgleichungen durchgeführt, was infolge der Winkeltreue der Inversion in bezug auf den Winkel der Tangenten genau dasselbe Ergebnis zeitigt.

Laut dem Zusammenhang (1) ist die Gleichung des Impedanzdiagramms

$$Z_2 = \frac{R_2}{s} + \frac{\mu \left(\frac{R_2}{s}\right) jX_2}{\mu \left(\frac{R_2}{s}\right) + jX_2}. \tag{1a}$$

Der Differentialquotient, nach dem Parameter (R_2/s) differenziert, beträgt :

$$\frac{\partial Z_2}{\partial \left(\frac{R_2}{s}\right)} = 1 - \frac{\mu X_2^2}{\left[\mu \left(\frac{R_2}{s}\right) + jX_2\right]^2}. \quad (33)$$

Die die Tangente charakterisierende komplexe Zahl am Orte $s = 1$ ist :

$$E = 1 - \frac{\mu X_2^2}{(\mu R_2 + jX_2)^2} = 1 - \frac{\mu}{(\mu \varepsilon + j)^2}. \quad (34)$$

Zur Ermittlung des Winkels der Tangente wird *tg* dieses Winkels ausgerechnet, und zwar als Verhältnis der imaginären und reellen Teile der als (34) aufgestellten komplexen Zahl. Demgemäss erhält man für die *tg* des Winkels der Tangente :

$$\operatorname{tg} \alpha = \frac{2 \mu^2 \varepsilon}{[(\mu \varepsilon)^2 + 1]^2 - \mu [(\mu \varepsilon)^2 - 1]}. \quad (35)$$

Der Richtungswinkel der Tangente des angenäherten Krümmungskreises im Punkte $s = 1$ kann aus dem einfachen geometrischen Zusammenhang ermittelt werden, dass dieser Winkel $\alpha_k = 2\varphi_{Zb}$ beträgt (siehe *Abb. 5b*), der Wert von $\operatorname{tg} \varphi_{Zb}$ hingegen ergibt sich bei Benützung des Zusammenhanges (19) als Quotient der imaginären und reellen Teile. Infolgedessen ist

$$\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2} = \frac{\mu^2 \varepsilon}{(\mu \varepsilon)^2 + 1 + \mu}. \quad (36)$$

Auf Grund der Gleichungen (35) und (36) wurden für die verschiedenen Werte von ε und α_k die Werte der Neigungswinkel α und α_k , bzw. deren Abweichung bestimmt.

$\mu \varepsilon$	μ	$\operatorname{tg} \frac{\alpha_k}{2}$	α_k^0	$\operatorname{tg} \alpha$	α^0	$\Delta \alpha^0 = \alpha^0 - \alpha_k^0$
0,4	2	0,253	28,6	0,529	27,8	-0,8
0,4	2,5	0,273	30,6	0,580	30,0	-0,6
0,5	2	0,308	34,4	0,654	33,0	-1,4
0,7	2,5	0,438	47,4	1	45,0	-2,4
0,8	2,5	0,484	51,6	1,11	48,0	-3,6
1,4	3	0,705	70,2	1,42	55,0	-15,2
2	4	0,890	83,6	1,23	51,0	-32,6
2	5	1	90,0	2,00	63,5	-26,5
3	5	1	90,0	0,50	26,5	-63,5

Aus der Tabelle geht hervor, dass z. B. schon im Falle von $\mu \varepsilon = 1,4$ und $\mu = 3$, was den Werten von in der Praxis vollkommen gebräuchlichen Maschinen entspricht (diese wurden auch bei der Konstruktion des in *Abb. 4* gezeichneten

Stromvektordiagramms zugrunde gelegt), die Tangenten des angenäherten Krümmungskreises und des Stromvektordiagramms im Punkte $s = 1$ einen Winkel von 15° einschliessen, was eine Verwendung des angenäherten Krümmungskreises erschwert. Wenn man dies mit den Ergebnissen des vorhergehenden Abschnitts vergleicht, so erhellt, dass die Abweichung zwischen dem Winkel der Tangenten desto grösser ist, je grösser der Unterschied zwischen den Durchmessern des genauen und angenäherten Krümmungskreises sein wird. Das

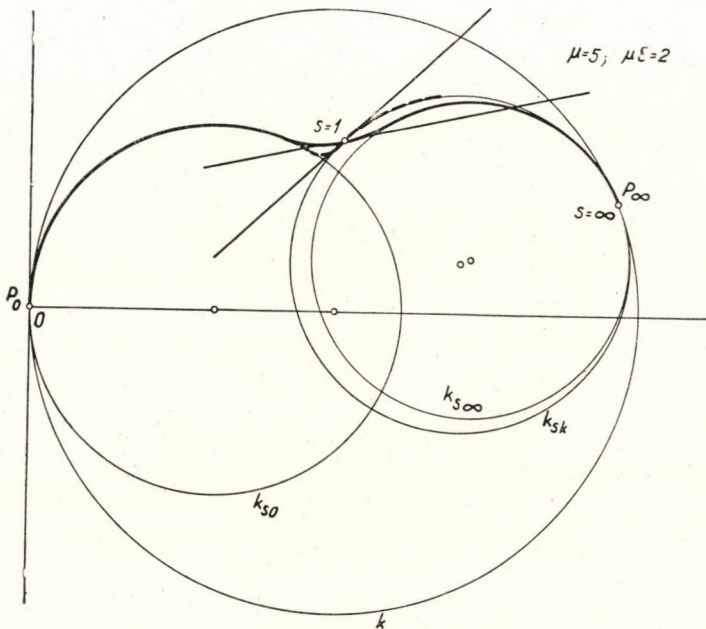


Abb. 6

Stromvektordiagramm und der genaue bzw. angenäherte Krümmungskreis wurde auch für den Fall von $\mu\varepsilon = 2$ und $\mu = 5$ gezeichnet (Abb. 6). Der angenäherte Krümmungskreis ist in diesem Falle nicht mehr verwendbar, weil er im Punkte $s = 1$ bzw. in dessen Umgebung nicht mehr der Linie des Stromvektordiagramms folgt und die Benützung des angenäherten Krümmungskreises daher einen unbegründeten Bruch in der stetigen Linie des Stromvektordiagramms verursacht. In der Abbildung wurde auch das gemäss dem angenäherten Krümmungskreis gezeichnete Stromvektordiagramm aufgetragen, das eine vom wirklichen Stromvektordiagramm wesentlich abweichende Form besitzt (gestrichelte Linie). Auffallend ist es, dass wenn z. B. das kleinste Beschleunigungsmoment auf Grund des Stromvektordiagramms ermittelt werden soll, dies gleichfalls einen Anlass für einen Fehler bildet.

5.4 Die Parameterverteilung auf dem Krümmungskreis

Noch in einer weiteren Frage sind die obenerwähnten grossen elektrotechnischen Lehrbücher im Zusammenhang mit der Anwendung des angenäherten Krümmungskreises nicht genau. In diesen Büchern wird nämlich angenommen, dass die Parameterverteilung auf den angenäherten Krümmungskreisen so beschaffen ist, dass der Parameterpunkt $s = 1$ mit dem Punkt $s = 1$ des Stromvektordiagramms übereinstimmt und dass von da angefangen bis zu $s = \infty$ die zu den verschiedenen »s« gehörenden Parameterpunkte auf dem Krümmungskreis sich mit denen des Stromvektordiagramms bis zu $s = \infty$ decken.

Im nachfolgenden soll die Abweichung des zur Schlüpfung $s = 1$ gehörenden Impedanzvektors von dem zur selben Schlüpfung gehörenden genauen Krümmungskreispunkt ausgerechnet werden. Diese Berechnung wird nur im Impedanzdiagramm durchgeführt. Die prozentuelle Abweichung ist im Stromvektordiagramm etwas geringer. Zur Veranschaulichung des Wertes der Abweichung wurden in *Abb. 4* ($\mu\varepsilon = 1,4$; $\mu = 3$) die zu $s = 1$ des Stromvektordiagramms und zu grösseren Schlüpfungen gehörenden Punkte, sowie auch die zu denselben Schlüpfungen gehörenden genauen Krümmungskreispunkte eingetragen.

Laut Zusammenhang (1) ist der veränderliche Teil der Impedanz eines Motors mit Doppelkäfigläufer bei einer Schlüpfung von $s = 1$

$$R_2 + \frac{\mu R_2 jX_2}{\mu R_2 + jX_2} = \frac{\mu \varepsilon^2 + j(1 + \mu)\varepsilon}{\mu \varepsilon + j} X_2. \quad (37)$$

Laut Gleichung (13) ist andererseits der veränderliche Teil der Impedanz des genauen Krümmungskreises im Punkte $s = 1$

$$\frac{(1 + \mu)jX_2 R_2}{jX_2 + \frac{\mu^2}{1 + \mu} R_2} = X_2 \frac{(1 + \mu)^2 j \varepsilon}{j(1 + \mu) + \mu^2 \varepsilon}. \quad (38)$$

Die Differenz der zwei Impedanzvektoren beträgt also

$$d = X_2 \left(\frac{j \varepsilon (1 + \mu)^2}{j(1 + \mu) + \mu^2 \varepsilon} - \frac{j \varepsilon (1 + \mu) + \mu \varepsilon^2}{j + \mu \varepsilon} \right) = \frac{-(\mu \varepsilon)^3}{(j + \mu \varepsilon) [j(1 + \mu) + \mu^2 \varepsilon]} X_2 \quad (39)$$

Der absolute Wert der Differenz:

$$d = X_2 \sqrt{\frac{(\mu \varepsilon)^3}{[1 + (\mu \varepsilon)^2] [(1 + \mu)^2 + (\mu^2 \varepsilon)^2]}} \quad (40)$$

Wenn dieser absolute Wert auf den absoluten Wert

$$X_2 \frac{\varepsilon(1 + \mu)^2}{\sqrt{(1 + \mu + (\mu^2 \varepsilon)^2)}}$$

des Impedanzvektors des Krümmungskreises bezogen wird, so ist die Abweichung

$$E = \left(\frac{\mu}{1 + \mu}\right)^2 \frac{\mu \varepsilon^2}{\sqrt{1 + (\mu \varepsilon)^2}}. \quad (41)$$

Die Auswertung des Zusammenhanges (41) zeigt, dass im Falle von z. B. $\mu\varepsilon = 0,4$ und $\mu = 2$ der Wert von E lediglich 3,3% beträgt, während im Falle von $\mu\varepsilon = 1,4$ und $\mu = 3$ der Wert von E schon 21,5% ausmacht. Letzterer Wert weist neuerdings darauf hin, dass bei gewissen Lösungen des Doppelkäfigläufermotors ein überaus grober Fehler begangen wurde, wenn die Parameterpunkte des Krümmungskreises und des Stromvektordiagramms als zusammenfallend gezeichnet wurden. Die Abweichungen wurden, wie bereits erwähnt, in dem auf Abb. 4 gezeigten Stromvektordiagramm eingetragen.

6. ZUSAMMENFASSUNG

In vorliegender Arbeit wird darauf hingewiesen, dass der im Schrifttum zur Aufzeichnung des Stromvektordiagramms des Motors mit Doppelkäfigläufer benützte, zur Schlüpfung $s = \infty$ gehörende angenäherte Krümmungskreis nur dann angewendet werden darf, wenn das Verhältnis der Ohmschen Widerstände des äusseren und inneren Käfigs $\mu = \frac{R_{2k}}{R_{2b}}$ einen kleinen Wert aufweist und wenn auch der Wert $\varepsilon = \frac{R_2}{X_2}$ ähnlich klein ist. Demgegenüber können sowohl μ als auch ε besonders im Falle von Doppelkäfigläufermotoren, die für Spezialzwecke gebaut werden, grössere Werte erreichen. In diesen Fällen ist nur die Anwendung des genauen Krümmungskreises zulässig.

Lehrstuhl für Betriebslehre elektrischer Maschinen, Technische Universität, Budapest.

SCHRIFTTUM

- [1] M. Krontl: Das Arbeitsdiagramm des Boucherot-Motors. (Elektrotechnik u. Maschinenbau, Hft. 9. (1931).
- [2] M. P. Kostjenko: Elektritscheskie Maschini, specialnaja tschastj, Gossenergoisdat (1949).
- [3] R. Richter: Elektrische Maschinen, Springer, IV. Bd. (1936).
- [4] Punga-Raydt: Drehstrommotoren mit Doppelkäfiganker und verwandte Konstruktionen, Springer, Berlin (1932).
- [5] O. Réthy: Kétkálékás motorok gyakorlati méretezése (Die praktische Bemessung von Motoren mit Doppelkäfigläufer), Elektrotechnika, Nr. 5. (1944).

[6] *Örley—Jekelfalussy*: Kétkalickás motorok gyakorlati méretezése (Die praktische Bemessung von Motoren mit Doppelkäfigläufer), Elektrotechnika, Nr. 12. (1946).

[7] *Dr. L. Szily*: Gyakorlati adatok a kétkalickás indukciós motorok méretezéséhez (Praktische Angaben zur Bemessung von Induktionsmotoren mit Doppelkäfigläufer), Doktor-dissertation, Technische Universität, Budapest, (1947).

[8] *W. Michael*: Ortskurvengeometrie in der komplexen Zahlenebene, Birkhäuser, Basel (1950).

[9] *Dr. K. P. Kovács*: Villamosgépek Üzemtana. I. (Betriebslehre Elektrischer Maschinen, I.).

О ТЕОРИИ АСИНХРОННОГО ДВИГАТЕЛЯ С ДВОЙНОЙ КЛЕТКОЙ

К. П. Ковач

Резюме

Автор в своей статье говорит о том, что приближенная соприкасающаяся кривая скольжения при $s = \infty$, использованная в литературе при построении векторной диаграммы тока машины с двойной клеткой, можно принять лишь в тех случаях, когда соотношение активных сопротивлений внешней и внутренней клетки

$$\mu = \frac{R_{2k}}{R_{2b}}$$

имеет небольшое значение и величина

$$\varepsilon = \frac{R_2}{X_2}$$

также аналогично мала. Однако, в особенности в случае, если машины с двойной клеткой построены для специальных целей тогда μ , как и ε могут достигнуть большие значения. В этих случаях можно использовать только точную соприкасающуюся кривую.

VERFAHREN ZUR BESTIMMUNG DER HYDRAULISCHEN OBERFLÄCHENRAUHIGKEIT*)

E. MOSONYI

korr. Mitglied d. Ung. Akad. d. Wissenschaften

(Eingegangen am 5. März 1952.)

Einleitung

Im nachstehenden werden für die *Berechnung der Entfernung des Wassersprunges vom Schütz* — im Falle eines ebenen und waagerechten Sturzbettes — auf physikalischen Grundlagen aufgebaute einfache Zusammenhänge abgeleitet und davon ausgehend ein *neues Verfahren zur Bestimmung der Oberflächenrauigkeit* vorgeschlagen. Der Abstand des Wassersprunganfanges wird vom Schütz, genauer gesagt vom meist eingeschnürten Strahlquerschnitt hinter dem Schütz, gemessen und kurz Sprungweite genannt.

Die hier beschriebenen Untersuchungen und Versuche sind in drei Teile gegliedert :

1. *Aufstellung einer handlichen Formel* zur Bestimmung der Sprungweite.
2. Nachweis der Brauchbarkeit der vorgeschlagenen Formel im Vergleich mit anderen theoretischen Verfahren und Ergebnissen von Laboratoriumsversuchen.
3. *Berechnung der Oberflächenrauigkeit* mittels der im Laboratorium gemessenen Sprungweite im ebenen Sturzbett, sowohl für

- a) Modellversuche als auch
- b) zur hydraulischen Bemessung von Wasserbauten.

Die durchgeführten Versuche und deren Ergebnisse können also einerseits *zur Weiterentwicklung der theoretischen Forschung und der Modellversuche* beitragen und andererseits durch die Bestimmung der notwendigen Länge des ebenen Sturzbettes auch *praktische Weisungen für die Planung von Wasserbauten liefern*.

Die Erscheinung des Wassersprunges selbst, sowie die energetischen Fragen des Wassersprunges werden in vorliegender Abhandlung nicht behandelt,

* Vorgetragen in einer Sitzung der Abteilung für Ingenieurwissenschaften der Ungarischen Akademie der Wissenschaften am 12. Dezember 1951 in Budapest.

hingegen wird auf die aus der Fachliteratur bekannten und gebräuchlichen Zusammenhänge, sowie auf die früheren Forschungen des Verfassers hingewiesen [1]. Es soll nur erwähnt werden, dass die Wahl der in Rede stehenden Frage auch durch den Umstand begründet erscheint, dass während das Phänomen des Wassersprunges selbst im allgemeinen der Gegenstand recht gründlicher und ausgedehnter Forschungsarbeiten war, die Untersuchungen hinsichtlich der Sprungweite recht lückenhaft geblieben sind.

1. Die Formel der Sprungweite

Gerät der über den Wehrrücken herabstürzende oder unter der Schützensohle unter Druck herausfliessende Wasserstrahl in schiessenden Zustand, so erfolgt der Übergang zur strömenden Wasserbewegung in einer längeren oder kürzeren Entfernung vom Wehrfusse bzw. vom Schütz in Form der unter »Wassersprung« bekannten Erscheinung. Steigt die Unterwasserhöhe über einen bestimmten Wert, so wird der Wassersprung mit einer Deckwalze nach rückwärts, ganz bis zum Fusse des Wehres bzw. bis zum Schütz zurückgedrängt, es entsteht ein rückgestauter Wassersprung. Bei abnehmender Unterwassertiefe entfernt sich hingegen der Wassersprung vom Schütz, vorausgesetzt, dass der Zufluss ebenfalls unverändert bleibt.

Im weiteren soll nur der Fall des Ausflusses unter einem Schütz behandelt werden — die Versuche wurden ebenfalls mit einem Schütz durchgeführt — und anstatt der vollen Wassermenge Q wird stets die spezifische Wassermenge, d. h. $q = Q/B$ (m^2/sec), in Rechnung gestellt, wobei ein Unterwasserkanal mit rechtwinkligem Querschnitt vorausgesetzt wird. Es sei bemerkt, dass die Ergebnisse auch für den vom Wehr herabstürzenden Wasserstrahl verwendbar sind; nur wird diese Erscheinung durch die zusätzlichen Einwirkungen in grösserem Masse beeinflusst. Es ist daher jedenfalls angebracht, als Anordnung für einen Grundversuch *ein scharfkantiges Schütz ohne Seitenkontraktion und ohne Schwelle* zu wählen.

Im allgemeinen Fall (*Abb. 1*) ist durch die Tiefe des strömenden Unterwassers m_2 bei Annahme einer beständigen (spezifischen) Wassermenge q dem *Impuls-Satz* zufolge auch die Wassertiefe m_1 des schiessenden Abflusses unmittelbar am Fusse des Wassersprunges eindeutig bestimmt.

$$m_1 = -\frac{m_2}{2} + \sqrt{\left(\frac{m_2}{2}\right)^2 + 4m_2 k_2}.$$

Ganz ähnlich bestimmt der Energieinhalt H_2 hinter dem Wassersprung auch den am Beginn des Wassersprunges befindlichen Energieinhalt H_1 . Es folgt daher ebenfalls eindeutig aus H_2 bzw. m_2 der *Energieverlust des Wassersprunges*

$$\Delta H = \frac{(m_2 - m_1)^3}{4m_1 m_2}.$$

Der ursprüngliche Energieinhalt des unter dem Schütz hervorschiessenden Wassers sei H_e . Hiervon geht infolge der Reibungen in der Höhe der Schützenunterkante, hauptsächlich aber infolge des Einflusses der Kontraktion h_l verloren, und so ist der anfängliche Energieinhalt des mit der kleinsten Wassertiefe m_0 hinauschiessenden Wasserstrahles: $H_0 = H_e - h_l$.

Da der Wassersprung nur dort entstehen kann, wo der Wasserstrahl gerade den durch m_2 eindeutig bestimmten Energieinhalt

$$H_1 = H_2 + \Delta H$$

besitzt, läuft der schiessende Strahl solange frei hinaus, bis sein Energieinhalt von H_0 auf H_1 herabgesunken ist.

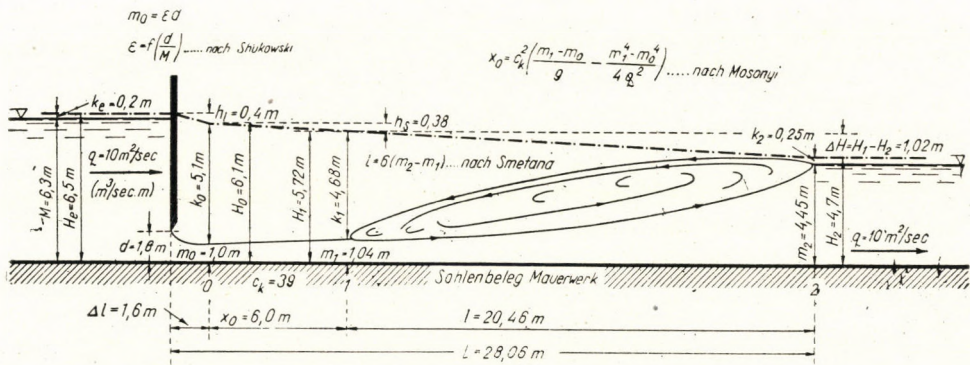


Abb. 1. Entstehen eines Wassersprungs über waagerechter Sohle

Der Unterschied der Energieinhalte $h_s = H_0 - H_1$ des schiessenden Wasserstrahles wird durch die Oberflächenrauigkeit des Sturzbettes vernichtet.

Sowohl der Vergleich der zum beständigen Energieinhalt gehörenden sogenannten Kochschen Kurven

$$m = f(q),$$

als auch die unmittelbare Betrachtung des Braunschen Diagrammes

$$H = f(m),$$

macht es klar, dass die Tiefe des schiessenden Strahles mit der Verminderung des Energieinhaltes wächst.

Im weiteren wird angenommen, dass der Reibungsverlust auch im Falle einer schiessenden Wasserbewegung mit der Formel von Chezy ausgedrückt werden kann. Solange sich die schiessende Wassermenge nicht in grossem Masse mit Luft vermischt, was mit einem beträchtlichen Sinken des Raumgewichtes verbunden ist, wird die Richtigkeit dieser Annahme durch zahlreiche Versuche bestätigt.

Fassung der Ableitung der Chezyschen Formel bietet die Möglichkeit, den Ausdruck

$$v = c \sqrt{R \frac{dH}{dx}}$$

unabhängig von den Veränderungen des Wasserspiegels auch auf die Abnahme der Energielinie anzuwenden. Also kann für den Energieverlust längs der Strecke dx

$$dH = \frac{v_k^2}{c_k^2 R_k} dx$$

geschrieben werden. Nach Einsetzen von $v_k = q/m_k$, mit der zulässigen Näherung $R_k = m_k$, und bei Berücksichtigung, dass bei sinkendem H auch dH einen negativen Wert annimmt, ist

$$dH = -\frac{q^2}{c_k^2 m_k^3} dx.$$

Wird im Ausdruck $m_k^3 = \left(m + \frac{dm}{2}\right)^3$ das Glied $\frac{dm}{2}$ im Verhältnis zu m vernachlässigt und der Geschwindigkeitsbeiwert c_k auf irgendeiner kürzeren, jedoch endlichen Strecke x mit seinem Mittelwert eingesetzt, so erhält man aus

$$dH = -\frac{q^2}{c_k^2 m^3} dx \quad (1^*)$$

bei Zusammenziehung mit der Formel (1) als Lösung der Aufgabe die Differentialgleichung

$$\left(1 - \frac{q^2}{gm^3}\right) dm = -\frac{q^2}{c_k^2 m^3} dx,$$

deren geordnete Form

$$\boxed{dx = c_k^2 \left(\frac{1}{g} - \frac{m^3}{q^2}\right) dm} \quad (2)$$

folgende Lösung ergibt :

$$x = c_k^2 \left(\frac{m}{g} - \frac{m^4}{4q^2}\right) + C.$$

An der Stelle $x = 0$ ist $m = m_0$, daher wird nach Elimination des Integralbeiwertes C

$$x = c_k^2 \left(\frac{m - m_0}{g} - \frac{m^4 - m_0^4}{4q^2} \right). \quad (3)$$

Schliesslich kann für zwei beliebige, jedoch nahestehende Querschnitte α und β geschrieben werden :

$$x_\beta - x_\alpha = c_k^2 \left(\frac{m_\beta - m_\alpha}{g} - \frac{m_\beta^4 - m_\alpha^4}{4q^2} \right). \quad (4)$$

Da sich nun mit veränderlichem m auch der Geschwindigkeitsbeiwert c ändert, scheint es auf den ersten Blick, als ob man die Berechnungen abschnittsweise vornehmen müsse, d. h. die volle Weite x_0 auf so kurze Strecken aufteilen müsse, dass für sie schon die Annahme eines Mittelwertes c_k zulässig ist.

Die Form der Funktion (4) lässt es zweckmässig erscheinen, die Berechnung umzukehren d. h. die Werte x für willkürlich genommene Höhenunterschiede zwischen m_1 und m_0 zu bestimmen. Wird bei unveränderten übrigen Faktoren die Niederwassertiefe ganz bis zum Grenzzustand des Schiessens, d. h. bis auf den Wert

$$m_h = \sqrt[3]{\frac{q^2}{g}}$$

gesenkt, so entsteht die vollständige Oberflächenkurve des schiessenden Wasserstrahles zwischen den Höhen m_0 und m_h .

Abb. 3 veranschaulicht die mit der Formel (4) abschnittsweise graphisch und in Tabellen berechnete vollständige Oberflächenlinie für einen angenommenen Fall.

Es wurde im Sturzbett grobe Steinverkleidung vorausgesetzt und der Geschwindigkeitsbeiwert mit der Agroskinschen Formel

$$c = 17,72 (K + \log R)$$

berechnet, die mit der Annäherung $R \cong m$ und bei Annahme des Rauigkeitskoeffizienten $K = 2,24$

$$c = 17,72 (2,24 + \log m)$$

ergibt.

Es lohnt sich aber noch einen Vergleich anzustellen und zu bestimmen, wie gross die Abweichung vom Ergebnis der abschnittswisen Berechnung ist, wenn man die volle Länge x_0 in einem, bei Anwendung der Formel (3) unmittelbar aus den Werten m_0 und m_h bestimmt. Die Tabelle I der Abb. 3 gibt die

Ergebnisse der vergleichenden Berechnungen für die volle Oberflächenkurve an, d. h. für den Fall $m_1 = m_h$. Die Untersuchung zeigt, dass die Abweichung bloss $-2,2\%$ ist; man kann also von einer Aufteilung in Abschnitte absehen und die Berechnung unmittelbar aus den beiden Wassertiefen m_0 und m_h vornehmen.

Ist die Unterwassertiefe grösser als m_h , d. h. befindet sich die Wasserbewegung von einer Tiefe m_2 auf der Unterwasserstrecke in strömendem Zustand, so kann die schiessende Oberflächenlinie offenbar nicht in voller Länge entstehen: die Wasserbewegung geht — wie bereits oben erwähnt — beim Erreichen der eindeutig zu m_2 gehörenden Wassertiefe m_1 in einem Wassersprung über.

Die Formel der Sprungweite ist demnach gemäss (3)

$$x_0 = c_k^2 \left(\frac{m_1 - m_0}{g} - \frac{m_1^4 - m_0^4}{4q^2} \right) \quad (5)$$

Die Oberflächenkurve nach *Abb. 1* wurde mit der Formel (5) unter Annahme einer spezifischen Wassermenge von $10 \text{ m}^2/\text{sec}$ berechnet und der Geschwindigkeitsbeiwert $c_k = 39$ aus der Misesschen Formel bei Annahme einer Rauigkeit $k' = 0,002$ (Mauerwerk) bestimmt.

Es stellt sich noch die Frage, wie der Wert c_k zu berechnen ist. Es sind zweierlei Verfahren möglich:

a) man bestimmt die zu m_0 und m_1 gehörenden Werte c_0 bzw. c_1 und bildet das arithmetische Mittel

$$c_k = \frac{c_0 + c_1}{2}; \quad (6)$$

b) Man berechnet den Wert c_k der zur mittleren Tiefe $m_k = \frac{m_0 + m_1}{2}$ gehört.

Die vorgenommenen Rechnungen bestätigen die Richtigkeit des Verfahrens nach a).

Die Länge der Oberflächenlinie bzw. die Entfernung der einzelnen Punkte wurden auch mit dem Geschwindigkeitsbeiwert von *Manning-Strickler* [3, 4]

$$c = \frac{1}{n} R^{1/6} = \frac{1}{n} m^{1/6}$$

bestimmt, wobei für die Steinbekleidung der Rauigkeitsbeiwert $n = 0,025$ angenommen wurde (Tabelle II der *Abb. 3*).

Es darf jedoch nicht unberücksichtigt bleiben, dass *Manning* und *Strickler* in der Form

$$v = \frac{1}{n} R^{2/3} I^{1/2}$$

ursprünglich die Formel der Mittelgeschwindigkeit angegeben haben, wo der Geschwindigkeitsbeiwert $1/n$ bzw. der Rauigkeitsbeiwert n ist. Obiger Zusammenhang kann aber auch in der Form

$$v = \frac{1}{n} R^{1/6} \sqrt{RI}$$

geschrieben werden, mit anderen Worten, es kann in der Mittelgeschwindigkeitsformel von Chezy nach Manning—Strickler

$$\frac{1}{n} R^{1/6}$$

als Geschwindigkeitsbeiwert betrachtet werden.

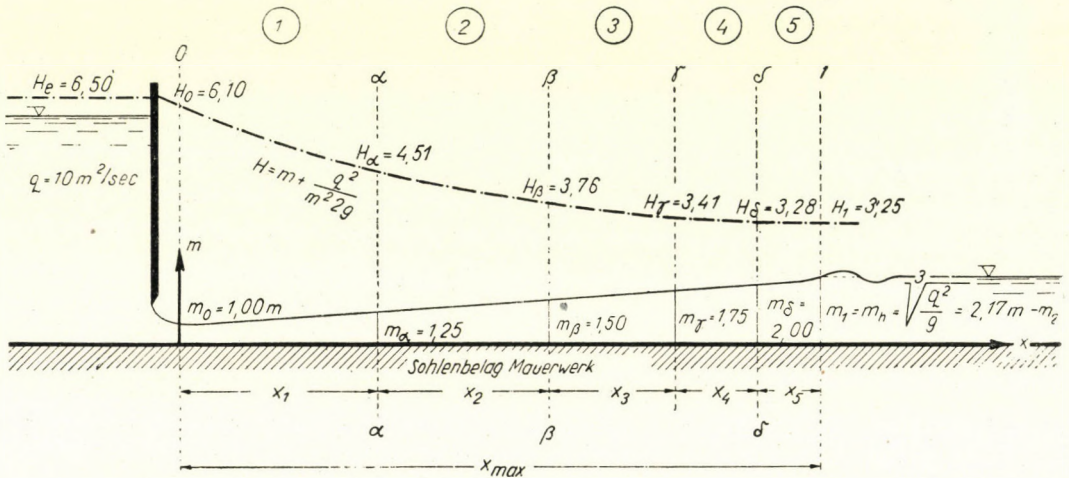


Abb. 3. Wasserspiegellinie über waagerechter Sohle (Verfahren von Agroskin und Mosonyi)

Bei dem Gebrauch der Manning—Stricklerschen oder anderen ähnlich aufgebauten Formeln ist man nicht an die Annahme eines annähernden Wertes des Geschwindigkeitskoeffizienten gebunden, denn bei der Integration kann auch die Veränderlichkeit des Wertes C berücksichtigt werden. Auf dieser Weise bekommt man eine genaue Formel zur Berechnung der Oberflächenkurve des schiessenden Strahles bzw. der Sprungweite. Hier soll von der Differentialgleichung (2) ausgegangen werden, in welche

$$c_k = \frac{1}{n} R_k^{1/6} \cong \frac{1}{n} \left(m + \frac{dm}{2} \right)^{1/6}$$

zu setzen ist. Im Verhältnis zu m kann $dm/2$ vernachlässigt werden und so lautet die Endform der Differentialgleichung

$$dx = \frac{1}{n^2} m^{1/3} \left(\frac{1}{g} - \frac{m^3}{q^2} \right) dm = \frac{1}{n^2} \left(\frac{m^{1/3}}{g} - \frac{m^{10/3}}{q^2} \right) dm.$$

$$I. \quad c = 17,72/K + \log m$$

$$\text{Werkstein: } K = 2,24$$

	Abschnittsweise berechnet						Unmittelbar berechnet	Abweichung	
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_{\max}	x_{\max}	$\Delta x_{\max} = x_0 - x_0^*$	
	in Meter								‰
Nach der Formel von Agroskin	35,65	33,80	27,40	17,30	4,32	118,47	107,50	10,97	9,3
Nach der Formel von Mosonyi	36,05	33,40	27,70	17,66	4,52	119,33	121,95	-2,62	-2,2
Abweichung	m	+0,40	-0,40	+0,30	+0,36	+0,20	+0,86	14,45	
	%	+1,10	-1,20	+1,10	+2,20	+4,60	+0,70	13,05	

$$II. \quad c = \frac{1}{n} m^{1/6}$$

$$\text{Werkstein: } n = 0,025$$

	Abschnittsweise berechnet						Unmittelbar berechnet	Abweichung	
	x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_{\max}	x_{\max}	$\Delta x_{\max} = x_0 - x_0^*$	
	in Meter								‰
Nach der Formel von Agroskin	35,40	33,10	26,15	18,30	3,98	116,93	106,80	10,13	9,5
Nach der Formel von Mosonyi	35,98	33,15	27,32	17,36	4,45	118,26	120,90	-2,64	-2,2
Abweichung	m	+0,58	+0,05	+1,17	-0,94	+0,47	+1,33	14,10	
	%	+1,7	+0,2	+4,5	-5,1	+1,1	+1,1	13,3	

Tabellen zu Abb. 3

Die Lösung dieser Formel ergibt die Gleichung der Oberflächenkurve. Wenn man die Integrierungskonstante C durch Einsetzen des zusammengehörenden Wertpaares $x = 0$, $m = m_0$ eliminiert, so ist die zu einer beliebigen Wassertiefe $m < m_h$ gehörende Entfernung

$$x = \frac{1}{n^2} \int_{m_0}^m \left(\frac{m^{1/3}}{g} - \frac{m^{10/3}}{q^2} \right) dm.$$

Die Funktion der Oberflächenkurve kann also auch wie folgt geschrieben werden :

$$x = \Phi(m) = \frac{3}{n^2} \left(\frac{m^{1,33} - m_0^{1,33}}{4g} - \frac{m^{4,33} - m_0^{4,33}}{13q^2} \right). \quad (7)$$

Die Länge der vollständigen Oberflächenkurve, die natürlich nur im Falle $m_2 = m_h$ entstehen kann, ist :

$$x_{\max} = \frac{3}{n^2} \left(\frac{m_h^{1,33} - m_0^{1,33}}{4g} - \frac{m_h^{4,33} - m_0^{4,33}}{13q^2} \right). \quad (8)$$

Die zu der Unterwassertiefe $m_2 = f(m_1)$ gehörende Sprungweite ergibt sich aus

$$x_0 = \frac{3}{m^2} \left(\frac{m_1^{1,33} - m_0^{1,33}}{4g} - \frac{m_1^{4,33} - m_0^{4,33}}{13q^2} \right). \quad (9)$$

Abb. 3 zeigt auch die Energielinie, deren Ordinaten aus dem Zusammenhang

$$H = m + \frac{q^2}{2gm^2}$$

berechnet werden können.

2. Vergleich des Verfahrens mit anderen Methoden

Die Brauchbarkeit der vorgeschlagenen Formel soll nun bei Berücksichtigung der allgemein gültigen Untersuchungsmethoden des sowjetischen Professors *J. J. Agroskin* und der Ergebnisse der Laboratoriumsversuche überprüft werden.

Eine allgemeine Charakterisierung der Oberflächenkurve von schiessender Wasserbewegung über eine waagerechte Sohle gibt Prof. *Agroskin* [2] mit der Funktion

$$x_\beta - \alpha = \frac{a}{i_0} \left(\pi_{k_0/z_\beta} - z_\alpha \right) - [f(z_\beta) - f(z_\alpha)].$$

wo nach Einsetzen von $R = m$ die untenstehenden Zusammenhänge zu schreiben sind:

$$\pi_{k_0} = \frac{c^2 m i_0}{gm}$$

$$\pi_{k_0} = \frac{\pi_{k_0} \cdot \alpha + \pi_{k_0} \cdot \beta}{2}$$

$$z = \sqrt{\frac{\pi_{k_0}}{\pi_k}}$$

$$f(z) = \int z^x dz + C$$

$$\pi_k = \frac{v^2}{gm}$$

$$a = \frac{m_\beta - m_\alpha}{z_\beta - z_\alpha}.$$

In diese Zusammenhänge sind die Wassertiefen m_β und m_α der den untersuchten Abschnitt abgrenzenden Schnitte sowie die dazugehörigen Geschwindigkeiten v_β und v_α zu schreiben. Das in die Formel einzusetzende i_0 ist irgendein frei gewähltes fiktives Gefälle, dessen Annahme deshalb nötig ist, weil die Agroskische Grundformel, die für den Fall einer nicht waagerechten Sohle aufgestellt wurde, im Falle $i = 0$ zu einem unbestimmten Wert führt.

Bei dem hier geschilderten Versuch wurde das in *Abb. 3* angeführte Beispiel auch mit dem Agroskischen Verfahren durchgearbeitet. Der Rauigkeitsbeiwert K ist derselbe und somit ergeben sich auch für den Geschwindigkeitsbeiwert dieselben Werte, wenn für m die gleichen Teilungen beibehalten werden.

Für den Fall eines rechtwinkligen viereckigen Querschnittes gibt *Agroskin* zu seinem allgemeinen Zusammenhang $f(z) = \int z^x dz + C$ den Exponenten $x = 2$ an und so folgt

$$f(z_\beta) - f(z_\alpha) = \int_{z_\alpha}^{z_\beta} z^2 dz = \frac{z_\beta^3 - z_\alpha^3}{3}.$$

Der verwendete Zusammenhang ist demnach

$$x_\beta - \alpha = \frac{a}{i_0} \left[\pi_{k_0} (z_\beta - z_\alpha) - \frac{m_\beta^3 - m_\alpha^3}{3} \right],$$

wo bei der Berechnung in beiden Grenzquerschnitten für das fiktive Gefälle i_0 (siehe auch die Formel π_{k_0}) 0,001 angenommen wurde. (Es sei nochmals bemerkt, dass das Endergebnis von der Wahl des i_0 unabhängig ist.)

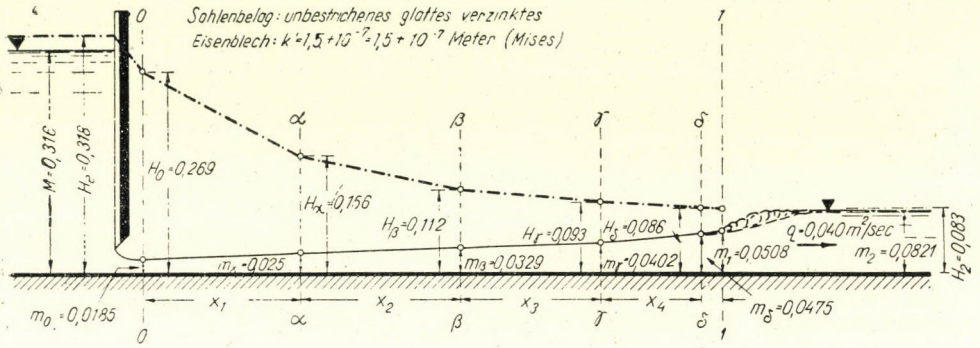
Das in *Abb. 3* angeführte Beispiel wurde mit dem obigen Verfahren von *Agroskin* sowohl unter Anwendung des *Agroskinschen* als auch der *Manning-Stricklerschen* Rauheitswerte durchgerechnet.

Die Berechnungen mit dem *Agroskinschen* Verfahren wurden ebenfalls auf zwei Wegen vorgenommen und zwar wurde die Länge der Oberflächenlinie

a) abschnittsweise und

b) unmittelbar aus den beiden Grenzwerten der Endquerschnitte bestimmt.

Die Ergebnisse liegen auch hier nahe beieinander, so dass eine Vernachlässigung der abschnittswisen Berechnung als zulässig betrachtet werden darf.



Formeln nach Kóssólyi

angenähert

zur abschnittswisen Berechnung $x_{\alpha-0} = c_{\alpha-3}^2 \left(\frac{m_{\beta} - m_{\alpha}}{g} \cdot \frac{m_{\beta}^2 - m_{\alpha}^2}{4q^2} \right)$

zur unmittelbaren Berechnung $x_0 = c_{\alpha}^2 \left(\frac{m_1 - m_2}{g} \cdot \frac{m_1^2 - m_2^2}{4q^2} \right)$

genau $x_0 = \frac{3}{n^2} \left(\frac{m_1^{4/3} - m_0^{4/3}}{4g} - \frac{m_1^2 - m_0^2}{13q^2} \right)$

Mit der Näherungsformel							Mit der genaueren Formel	
Abschnittsweise berechnet							unmittelbar berechnet	berechnet
x_1	x_2	x_3	x_4	x_5	x_0	x_0	x_0	
2,08	2,14	1,86	1,31	0,24	7,63	8,25	7,55	
						gemessen	7,85	7,85
						Abweichung	m	+0,22 -0,30
							%	+2,8 -3,8

Abb. 4. Versuche zur Kontrolle der Formeln für die Sprungweite

Schliesslich lässt sich noch feststellen, dass die vom Verfasser vorgeschlagene, von physikalischen Erwägungen abgeleitete handliche Formel zu Ergebnissen führt, die mit der Funktion der allgemeingültigen Oberflächenkurve *Agroskins* für den gegenwärtigen speziellen Fall recht gut übereinstimmen.

Abb. 4 stellt die mit der Formel für die Sprungweite erhaltenen Ergebnisse den Resultaten der Laboratoriumsversuche gegenüber.

Die Versuche wurden in einem 50 cm breiten Glaskanal vorgenommen, dessen Sohle aus unbestrichenen Blechplatten bestand. Der Geschwindigkeitsbeiwert wurde mit dem Widerstandsbeiwert nach *Mises* berechnet:

$$c = \sqrt{\frac{2q}{\psi}}, \text{ wobei}$$

$$\psi = 0,0024 + \sqrt{\frac{k'}{2R}} + \frac{0.3}{\sqrt{2 Re}} \text{ ist.}$$

Die eingesetzten Werte waren : $k' = 1,50 \times 10^{-7}$ Meter,

$$R = m \quad \text{und} \quad Re = \frac{vm}{\nu} \quad (\text{bei } 13 \text{ C}^0 \text{ ist } \nu = 1,21 \times 10^{-6} \text{ m}^2/\text{sec.})$$

Der Wert »k« wurde den Ergebnissen anderer Versuche entnommen, die am II. Lehrstuhl für Wasserbau der Technischen Universität Budapest in einem mit Blechplatten verkleideten Kanal vorgenommen wurden.

Aus der Tabelle der *Abb. 4* ist ersichtlich, wie weit die nach der Formel des Verfassers berechneten Werte der Sprungweite mit den Versuchsergebnissen übereinstimmen.

3. Berechnung der Oberflächenrauigkeit aus der gemessenen Sprungweite

Die Handlichkeit der vorgeschlagenen Formel und die zahlreichen vorgenommenen Versuchsreihen scheinen die **Möglichkeit zu bieten, den Beiwert der Oberflächenrauigkeit** für die Bestimmung der gebräuchlichen Geschwindigkeitskoeffizienten bzw. Widerstandsbeiwerte aus der gemessenen Sprungweite **mit Hilfe einer einfachen Versuchseinrichtung schnell und hinreichend genau ableiten zu können.**

Der zu untersuchende Werkstoff wird als Sohlenverkleidung in den Glaskanal des Laboratoriums eingebaut. Mit einer scharfkantigen genau einstellbaren Schützentafel, die ohne Seitenkontraktion eingebaut ist, werden verschiedene Wassersprünge erzeugt. Hierzu kann man die Wassermenge, die Schützenöffnung und durch Rückstauung des Unterwassers auch die Unterwassertiefe verändern. Auf diese Weise ist es möglich, mittels schnell durchführbaren Versuchsserien in Kürze eine grosse Anzahl von Messergebnissen zu erhalten.

Die nähere Betrachtung der Formel (5) lässt erkennen, dass zur Berechnung des Wertes c_k die untenstehenden Mengen bekannt sein müssen :

- die spezifische Abflussmenge $Q/B = q$
- die Sprungweite x_0
- die eingeschnürte Wassertiefe hinter dem Schütz m_0
- die Wassertiefe beim Beginn des Wassersprunges m_1 .

Die Versuche ergaben, dass die Messung von x_0 mit hinreichender Genauigkeit vorgenommen werden kann, bei der Messung von m_0 und insbesondere von m_1 ist hingegen eine gewisse Unsicherheit unvermeidbar. Bei der Durchführung

der Versuche wird man demnach bestrebt sein, die Werte m_0 und m_1 mittelbar zu bestimmen.

Die theoretischen Untersuchungen und Versuche von *Shukowski* und *Wedernikow* [7] ergeben für den beim Durchfluss unter einer Schützentafel

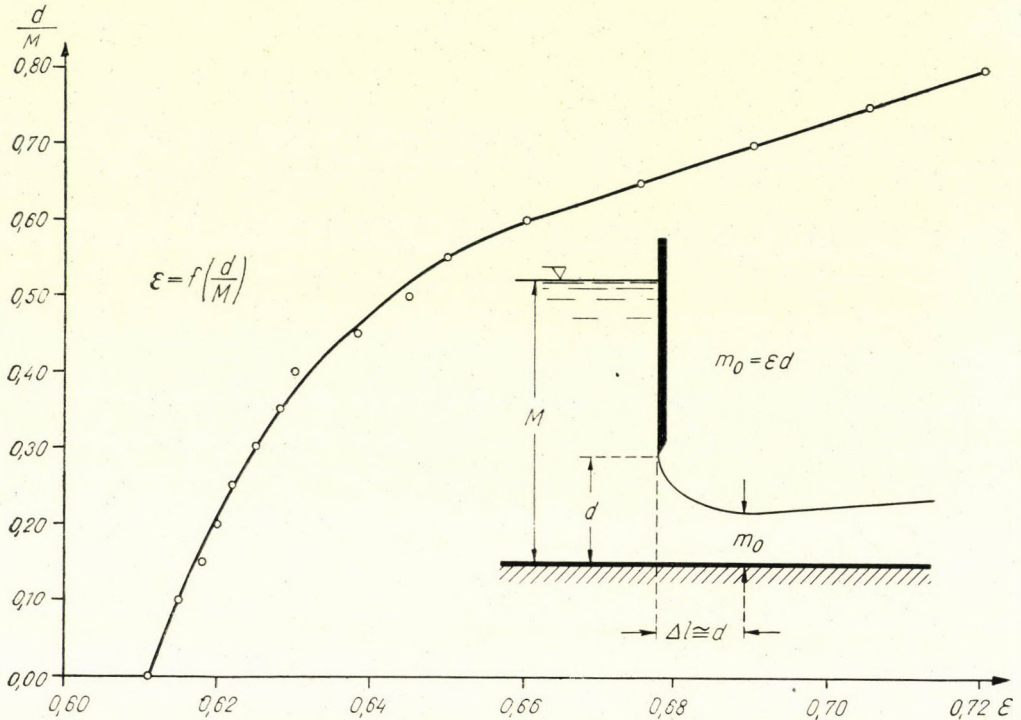


Abb. 5. Bestimmung der lotrechten Einschnürung nach Shukowski und Wedernikow

auf tretenden senkrechten Kontraktionsbeiwert den auf *Abb. 5* angegebenen Zusammenhang. Ist also der Zusammenhang

$$\epsilon = f\left(\frac{d}{M}\right)$$

bekannt, — wobei M die Wassertiefe vorm Schütz und d die Tafelöffnung bedeutet — so wird die *eingengte Wassertiefe*

$$m_0 = \epsilon d$$

betragen.

Nach *Agroskin* kann der Abstand des verengten Querschnittes von der Schützeninnenkante ebenfalls annähernd als d angenommen werden.

Das Messen der Wassertiefe m_1 kann auf Grund folgender Erwägungen vermieden werden :

Unter den Bedingungen $q = \text{const.}$ und $m_2 = \text{const.}$ erzeugt man für zwei verschiedene Schützenöffnungen die dazugehörenden Wassersprünge. Es ist nun klar, dass für beide Fälle auch m_1 konstant ist. Demnach kann für die Schützenöffnung d der Ausdruck der zu der mit $m_0 = \varepsilon d$ beginnenden Oberflächenkurve gehörenden Sprungweite

$$x_0 = c_k^2 \left(\frac{m_1 - m_0}{g} - \frac{m_1^4 - m_0^4}{4q^2} \right);$$

und ganz ähnlich für die Schützenöffnung d' , d. h. zu der mit $m'_0 = \varepsilon' d'$ beginnenden Oberflächenkurve

$$x'_0 = c_k'^2 \left(\frac{m_1 - m'_0}{g} - \frac{m_1^4 - m'^4_0}{4q^2} \right)$$

geschrieben werden.

Wird dann die Vernachlässigung $c_k \approx c'_k$ vorgenommen, so kann m_1 aus beiden Gleichungen eliminiert werden :

$$x'_0 - x_0 = \Delta x_0 = c_k^2 \left(\frac{m_0 - m'_0}{g} - \frac{m_0^4 - m'^4_0}{4q^2} \right)$$

und es gilt

$$c_k = \sqrt{\frac{\Delta x_0}{\frac{m_0 - m'_0}{g} - \frac{m_0^4 - m'^4_0}{4q^2}}}, \tag{10}$$

worin Δx_0 den Unterschied der zwei Sprungweiten und m_0 sowie m'_0 die aus dem Zusammenhang von *Shukowski* und *Wedernikow* zu errechnenden Tiefen des kontrahierten Wassers bezeichnen.

In *Abb. 6 bis 11* werden die zur Bestimmung der Oberflächenrauigkeit benützten Versuchsergebnisse dargestellt. *Abb. 6* gibt die Versuche mit Sandoberfläche, *Abb. 7–9* die mit Betonflächen von drei verschiedenen Rauigkeiten, *Abb. 10* die mit gehobeltem Bohlenbelag und schliesslich *Abb. 11* die mit Blechverkleidung vorgenommen Versuche wieder.

Schema zur Durchführung und Auswertung der Versuche :

1. Einstellen eines gleichbleibenden, gleichförmigen Strömungszustandes, d. h. $q = \text{const.}$ $m_2 = \text{const.}$ (Kontrolliert durch das Messen von m_2).
2. Einstellen von d .
3. Messen von x_0 .
4. Messen von M .
5. Berechnen von ε und m_0 aus den Werten d und M .

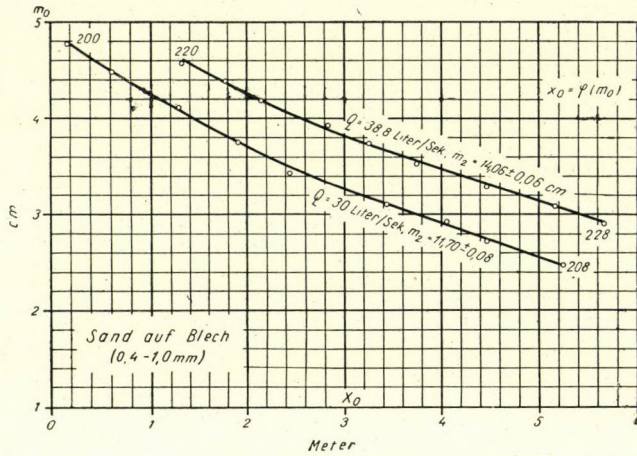


Abb. 6. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

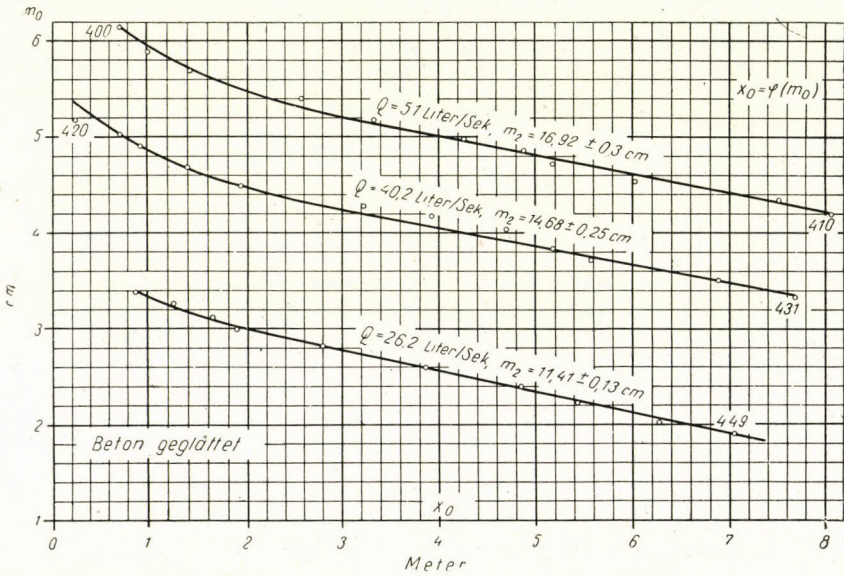


Abb. 7. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

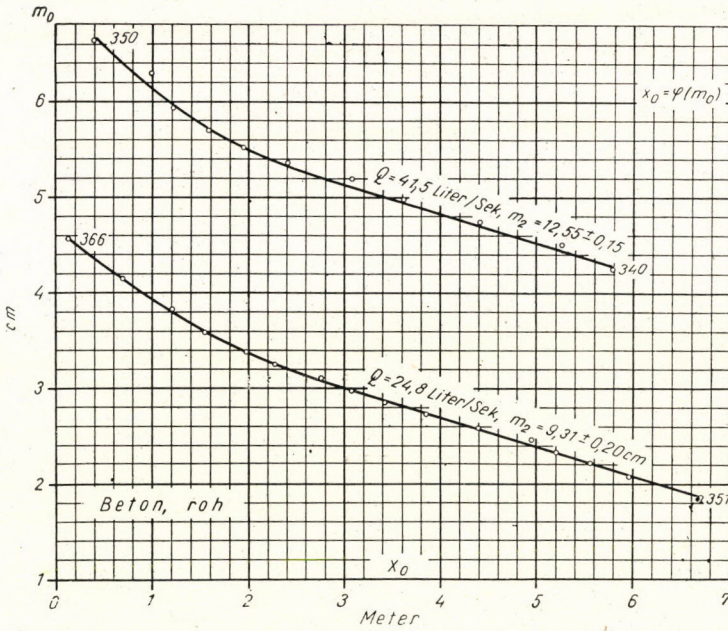


Abb. 8. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

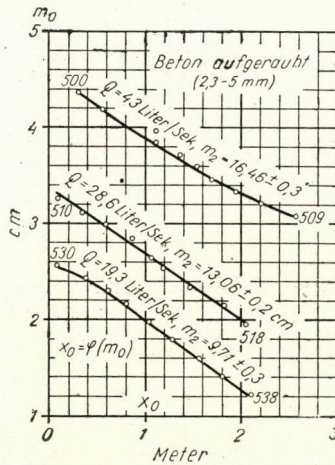


Abb. 9. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

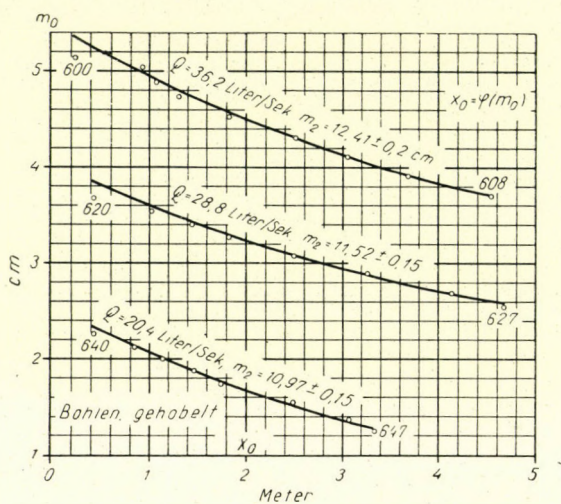


Abb. 10. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

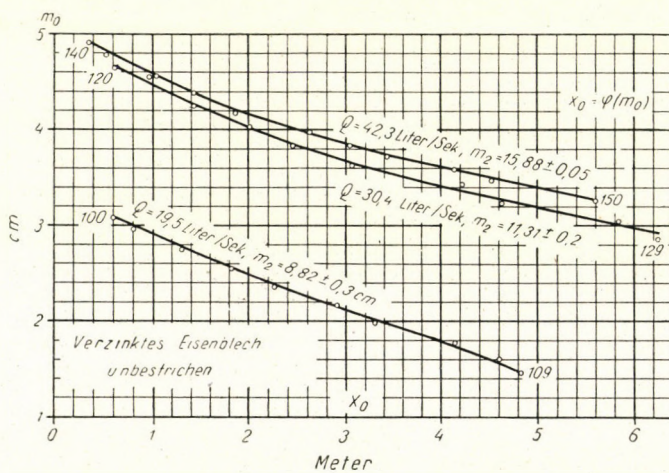


Abb. 11. Versuchsergebnisse zur Bestimmung der Rauigkeitsbeiwerte

6. Da $q = \text{konst}$ und $m_2 = \text{konst.}$ (also auch $m_1 = \text{konst.}$) ist, können die gemessenen bzw. berechneten Werte von x_0 bzw. m_0 in der Form von Punktreihen $x_0 = \varphi(m_0)$ aufgetragen werden. (Jede Punktreihe ist durch die Parameter $q = \text{konst.}$ und $m_2 = \text{konst.}$ charakterisiert.)

TABELLE I

Tabellarische Berechnung der Rauigkeitsbeiwerte nach den Kurven $x_0 = \varphi(m_0)$

Beton aufgeraut
$$c_k^2 = \frac{\Delta x_0}{\frac{m_0 - m_0'}{g} - \frac{m_0^4 - m_0'^4}{4q^2}}$$

Ausgewählte Werte der Kurven 500—509

	m_0	x_0	m_0	$\frac{m_0}{4q^2}$	$\frac{m_0}{g}$
	[cm]	[cm]	[m] 10 ₁₁	[sec ²] 10 ₁₁	[sec ²] [me]
a)	4,30	0,37	342	0,116	4,38
b)	4,20	0,53	309	0,104	4,28
c)	4,10	0,68	283	0,096	4,18
d)	4,00	0,84	256	0,087	4,08
e)	3,90	0,99	231	0,078	3,98
f)	3,80	1,15	206	0,072	3,87
g)	3,70	1,32	188	0,064	3,77
h)	3,60	1,48	166	0,056	3,67
i)	3,50	1,64	150	0,051	3,57
j)	3,40	1,81	134	0,045	3,47
k)	3,30	2,00	117	0,040	3,37
l)	3,20	2,21	104	0,035	3,26
m)	3,10	2,47	92,4	0,031	3,16

$q = 0,086 \text{ [m}^2/\text{sec]};$
 $4q^2 = 295 \times 10^{-4} \text{ [m}^4/\text{sec}^2]$
 $m_2 = 16,46 \text{ cm}$

$$m_1 = -\frac{m_2}{2} + \sqrt{\left[\frac{m_2}{2}\right]^2 + 4m_2k_2} = 4,45 \text{ cm}$$

$$R_e = \frac{q}{v_{13}^{\circ}} = \frac{0,086 \text{ m}^2/\text{sec}}{0,00000121 \text{ m}^2/\text{sec}} = 71,100$$

$$R = \frac{m_0 + m_0'}{4} + \frac{m_1}{2}$$

 Agroskin : $c = 17,72 (K + \log R)$
 Manning—Strickler : $c = \frac{1}{n} R^{1/6}$
 Mises : $c = \sqrt{\frac{2g}{\psi}}$

$$\psi = 0,0024 + \sqrt{\frac{k'}{2R}} + \frac{0,3}{\sqrt{2Re}}$$

 $R \approx m$

$$S = \frac{m_0^4 - m_0'^4}{g} - \frac{m_0'^4 - m_0^4}{4q^2}$$

	$\frac{m_0 - m_0'}{g}$	$\frac{m_0^4 - m_0'^4}{4q^2}$	S	Δx_0	c_k^2	c_k	R	K Agros- kin	n Man- ning Strick- ler	k' Mises
	[sec ²]10 ⁻³	[sec ²]10 ⁻³	[sec ²]10 ⁻³	[m]			[m]			[m] 10 ⁻⁶
a—m'	1,220	0,085	1,135	2,10	1851	42,9	0,0408	3,81	0,0136	4,48
b—k'	1,020	0,069	0,951	1,68	1770	42,1	0,0408	3,76	0,0139	5,10
c—k'	0,810	0,056	0,754	1,32	1750	42,0	0,0408	3,76	0,0139	5,22
d—f'	0,610	0,042	0,568	0,97	1710	41,3	0,0408	3,72	0,0141	5,64
e—i'	0,410	0,027	0,383	0,65	1695	41,2	0,0408	3,72	0,0142	5,64
f—h'	0,200	0,016	0,184	0,33	1790	42,2	0,0408	3,77	0,0138	4,88

TABELLE II. Rauigkeitswerte nach dem Verfahren des Verfassers

		Sohlenbelag	Rauigkeitswerte											
			»K« nach Agroskin			»n« nach Manning-Stricker			»k« nach Mises					
			Werte aus Handbüchern	Messergebnisse			Werte aus Handbüchern	Messergebnisse			Werte aus Handbüchern			
				p	\bar{K}	σ_k		p	\bar{n}	σ_n		p	\bar{k}'	$\sigma_{k'}$
					$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-3}$	$\times 10^{-7}$	$\times 10^{-7}$	$\times 10^{-7}$	$\times 10^{-7}$			
1	400	Beton geglättet	5,12—5,64	21	5,25	0,14	10,0	21	8,7	0,4	0,8—1,4	21	0,96	0,42
2	600	Bohlen, gehobelt	4,70—5,12	14	4,72	0,15	11,0	14	9,9	0,51	5,0—10,0	14	4,60	1,30
3	100	Verzinktes Eisenblech		22	4,62	0,10	—	22	10,2	0,37	—	22	5,32	0,94
4	300	Beton, roh	4,0—4,4	10	4,38	0,074	13,0	10	11,05	0,39	—	10	11,16	3,00
5	200	Sand $\varnothing : 0,4—1,0$ mm	3,7—4,0	19	4,28	0,05	14,0	19	11,4	0,12	—	19	14,08	0,78
6	500	Beton aufgeraut $\varnothing : 2,4—5$ mm	3,3—3,7	17	3,78	0,03	15—17	17	14,0	0,2	—	17	49,4	4,80

$$\bar{K} = \frac{\sum_1^p K_i}{p} \cdot \sigma = \sqrt{\frac{\sum_1^p \Delta K_i^2}{p}} \cdot \Delta K_i = K_i - \bar{K} \quad p = \text{Anzahl der benützten Werte}$$

7. Die Punktreihen werden zu Kurven ausgeglichen.
8. Aus je zwei Punkten derselben Kurve kann mittels der Formel (10) der Wert c_K berechnet werden, und zwar in recht vielen Kombinationen, nicht nur zwischen den gemessenen Punkten, sondern auch für beliebig interpolierte Punktpaare.
9. Zur Berechnung des Rauigkeitsbeiwertes wird meistens der mittlere hydraulische Radius benötigt, in diesem Falle

$$R_k \cong m_k = \frac{m_0 + m'_0}{4} = \frac{m_1}{2}$$

10. Für die im obigen Punkte erwähnte Berechnung, d. h. für das Einsetzen des mittleren hydraulischen Radius in die Formel des Geschwindigkeitsbeiwertes, genügt auch ein Näherungswert von m_1 . Aus dem gemessenen m_2 kann m_1 berechnet werden.

In der beiliegenden *Tabelle I* ist die Berechnung des Rauigkeitsbeiwertes bei Benützung der erwähnten empirischen Kurven

$$x_0 = \varphi(m_0)$$

und der Formel (10) angeführt.

Zum Abschluss sind in *Tabelle II* die nach dem Verfahren des Verfassers bestimmten Rauigkeitsbeiwerte mit den in der Fachliteratur veröffentlichten Rauigkeitszahlen der untersuchten Werkstoffoberflächen verglichen. Von den berechneten Geschwindigkeitskoeffizienten sind die Rauigkeitswerte von *Agroskin*, *Manning—Strickler* und *Mises* eingetragen.

SCHRIFTTUM

1. *Mosonyi, E.*: Utófenék és energiacsillapítók hidraulikai méretezése. (Hydraulische Bemessungen von Sturzbetten und Energievernichtern.) Vorlesungen gehalten im Ingenieursfortbildungs-Institut der Technischen Universität Budapest, 1948, in Druck.
2. *Агроскин, и.и.* Рассчётная формула для коэффициентов Шези (Chezy) „С“ Гидротехническое строительство СССР, 18. Jahrgang, Heft 2, Moskau, 1949.
3. *Manning, R.*: Transactions of the Institution of Civil Engineers of Ireland. 12. (1890.)
4. *Strickler, A.*: Beiträge zur Frage der Geschwindigkeitsformel und der Rauigkeitszahlen für Ströme, Kanäle und geschlossene Leitungen. Mitteilungen des Amtes für Wasserwirtschaft, Bern, 1923, No. 16.
5. *Sherman M. Woodward*: Theory of the Hydraulic Jump and Backwater Curves.
6. *Ross M. Riegel and John C. Beebe*: The Hydraulic Jump as a Means of Dissipating Energy. — State of Ohio, The Miami Conservancy District, Technical Reports Part III., Dayton, Ohio, 1917, reprinted 1928.
7. *Агроскин и. и.* — *Дмитриев, Г. Т.* — *Пикалов, Ф. И.*: Гидравлика. М—Л. Госэнергоиздат 1950
8. *Smetana, J.*: XVth International congress of Navigation Bruxelles, 1935. 51.

ZUSAMMENFASSUNG

Der Aufsatz enthält ausser den theoretischen Untersuchungen des Verfassers auch die Ergebnisse der Versuche, welche unter seiner Leitung im Laboratorium des II. Lehrstuhls für Wasserbau der Technischen Universität Budapest im Laufe des Jahres 1951 vorgenommen wurden.

Im Falle eines gleichbleibenden Unterwasserspiegels bzw. einer gleichbleibenden Wassermenge, kann der Energieverlust des Wassersprunges eindeutig bestimmt werden. Zur Feststellung des Energieverlustes des Wassersprunges wurden recht viele theoretische und praktische Versuche vorgenommen, hingegen stehen bezüglich der Feststellung der Wassersprungweite recht wenig Daten zur Verfügung.

Die Sprungweite, d. h. die Weite des Wassersprunganfanges vom Schütz, hängt von der Rauhmigkeit des Sturzbettes ab. Der Verfasser unternahm die Versuche für den Fall eines ebenen Sturzbettes zur Feststellung der grundlegenden Differentialgleichung, dessen Lösung die Sprungweite ergibt. Die Formel des Verfassers kann wegen der bei der Ableitung angewandten Näherungen auch auf Abschnitte getrennt angewendet werden.

Es wurde untersucht, in welchem Verhältnis die Berechnung der Sprungweite aus den auf die volle Länge bezogenen Mittelwerten zur streckenweisen Berechnung steht. Es ergab sich, dass die streckenweise Berechnung durch die mit den Mittelwerten vorgenommenen Berechnungen ersetzt werden kann, was die praktische Anwendungsmöglichkeit der Formel vermehrt.

Wird die Geschwindigkeitsformel von Strickler—Manning als Grundlage angenommen, so erhält man eine *genaue Formel für die Sprungweite*.

Weiters wurden Berechnungen vorgenommen, um feststellen zu können, inwieweit die aus den Formeln des Verfassers erhaltenen Resultate mit den vom sowjetischen Professor Agroskin auf anderem Wege abgeleiteten Methoden übereinstimmen.

Im ersten Teil der Arbeit wurde behandelt, wie die Sprungweite im Falle gegebener Oberflächenrauhmigkeit festgestellt werden kann, was bei der Bemessung von ebenen Sturzbetten eine praktische Aufgabe von grundlegender Bedeutung ist.

Die Absicht des Verfassers war jedoch auch, auf Grund seiner Versuchsergebnisse eine neue *Methode zur Feststellung der Oberflächenrauhmigkeit der Werkstoffe* zu geben.

Wird nämlich im Laboratorium unter einem Schütz ein schiessender Wasserstrahl über Sohlenverkleidungen von verschiedener Rauhmigkeit fliessen gelassen, so kann durch Messung der Sprungweite und einiger anderer charakteristischen hydraulischen Daten die Oberflächenrauhmigkeit berechnet werden.

Zum Schluss wird gezeigt, welche Werte die vorgenommenen Versuche für die Rauhmigkeitskoeffizienten einiger wichtigeren Geschwindigkeitsformeln ergeben haben, d. h. es wird die Anwendungsmöglichkeit der vorgeschlagenen Methode erörtert.

СВЯЗЬ МЕЖДУ ПОВЕРХНОСТНОЙ ШЕРЕХОВАТОСТЬЮ И ГИДРАВЛИЧЕСКИМ ПРЫЖКОМ

Э. Мошони

Резюме

Потеря энергии гидравлического прыжка. Образование гидравлического прыжка с плоским последующим дном. Значение определения расстояния гидравлического прыжка с точки зрения инженерной практики. Метод определения расстояния гидравлического прыжка, предложенный автором. Основное дифференциальное уравнение. Проблемы решения дифференциального уравнения. Определение поверхностной шероховатости из дифференциального уравнения. Сопоставление полученных значений с величинами поверхностной шероховатости из прежних формул сопротивления. Формулы Агрошкина. Применение нового метода для определения поверхностной шероховатости. Практические выводы.

DIE GRAPHISCHE ERMITTLUNG VON ZIEHPLÄNEN FÜR ROHRE

Prof. Dr. A. GELEJI, korr. Mitgl. d. Ungar. Akad. d. Wissensch. und J. SCHEY

Die verschiedenen Metallrohre erhalten ihre genauen Fertigabmessungen und die vorgeschriebene Festigkeit durch Kaltziehen. Zur wirtschaftlichen Durchführung dieser Operation benötigt man entsprechende Ziehpläne, deren Berechnung aber so langwierig und schwierig ist, dass man in der Praxis lieber auf Grund alter, »gut bewährter« Ziehpläne arbeitet. Als Folge dieses Verfahrens ergeben sich überflüssig viele Einzeloperationen, ungleiche Querschnittsabnahmen in den einzelnen Zügen, und die Ziehbänke werden nur bis zu einem Bruchteil ihrer Leistungsfähigkeit ausgenützt. Die vorliegende Abhandlung gibt auf theoretischer Grundlage eine Methode an, die die Ermittlung des Ziehplans in wenigen Minuten ermöglicht.

In jeder Bestellung von Rohren werden die Endabmessungen (Aussen- und Innendurchmesser), die Toleranz, die zulässige Exzentrizität, der Werkstoff und der Härtezustand, meist durch Festigkeit und Dehnung gekennzeichnet, vorgeschrieben. Die Eigenschaften der gebräuchlichsten Rohre sind weitgehend genormt.

Der Ziehplan wird in folgenden Schritten ermittelt :

1. Aus der $\sigma_B - q$ Kurve des Werkstoffs wird der zur Erreichung der gewünschten Härte erforderliche minimale Abzug bestimmt. Die Abmessung des Walz- oder Pressrohres wird in Kenntnis der Betriebsverhältnisse gewählt.
2. Es wird die in einem Zug zulässige Querschnittsabnahme berechnet.
3. In Kenntnis der Anfangs- und Endabmessungen wird die Zahl der Züge festgesetzt.
4. Die Rohrabmessungen für die einzelnen Züge werden bestimmt.
5. Nach Berechnung der Ziehkräfte werden die Züge auf die Ziehbänke verteilt.

Die einzelnen Schritte sollen im folgenden näher untersucht werden.

1. Die Wahl der Anfangsabmessungen

Den vorgeschriebenen Härtezustand erreicht man durch Kaltziehen nach dem letzten Glühen. Die dazu nötige Kaltverformung kann aus der $\sigma_B - q$ Kurve abgelesen werden. Die Verfestigungskurven der gebräuchlichsten Rohr-

materialien sind in den einschlägigen Fachbüchern zu finden. An der Verfestigungskurve des vorgeschriebenen Metalls wird der gewünschte σ_B Wert aufgesucht, dieser Punkt wird auf die Abszisse projiziert und ergibt so den nötigen Abzug. Die in dieser Weise bestimmte Abnahme gibt die Abmessungen des Rohres während des letzten Glühens an, diese entsprechen aber nur selten den Abmessungen des Press- oder Walzrohres. Die Anfangsabmessungen sind vor allen Dingen von den Betriebsverhältnissen abhängig: von den Abmessungen der kleinsten durch Pressen oder Walzen herstellbaren Rohre, von der Exzentrizität des Press- oder Walzrohres, von der zum Abschleifen nötigen Dicke, evtl. von den Abmessungen der auf Reduzierwalzwerken hergestellten Rohre usw. All diese Faktoren sind von den Verhältnissen der einzelnen Betriebe abhängig, darum kann man allgemeingültige Regeln für die Bestimmung des Anfangsquerschnittes nicht angeben. Die wirtschaftlichsten Abmessungen müssen auf Grund sorgfältiger Überlegung der jeweiligen Betriebsverhältnisse gewählt werden.

2. Die zulässige Querschnittsabnahme

Vor der Berechnung des Ziehplans muss die Abnahme je Zug bestimmt werden. Die Abnahme kann auf zweierlei Art ermittelt werden. Die Querschnittsverminderung in mm^2 [F] ergibt sich als Unterschied der Querschnitte vor und nach dem Ziehen:

$$F = f_1 - f_2 \quad [\text{mm}^2] \quad (1)$$

hierin ist f_1 der Querschnitt vor und f_2 nach dem Ziehen.

Die prozentuale Querschnittsabnahme [φ] ist

$$\varphi = \frac{f_1 - f_2}{f_1} \cdot 100\% \quad (2)$$

Im allgemeinen spricht man von einer prozentualen Abnahme. Ist die Abnahme zu klein, so bildet sich ein grobkörniges Gefüge während des Glühens, dadurch ist das erforderliche Minimum für die Abnahme vorgeschrieben. Der Abzug darf aber nicht so hoch sein, dass die Spitze abreißt, welche Bedingung die obere Grenze angibt. Die wirtschaftliche Produktion fordert eine möglichst hohe Abnahme. In der Praxis sind folgende durchschnittliche Abnahmen üblich:

Kupfer	20—23%
Ms 63	17—20%
Ms 60	13—16%
Sondermessing (Cu = 58%, Ni = 2%, Zn = 40%)	7—10%

Auch der erreichbare höchste Abzug für jedes Metall und jede Legierung kann berechnet werden. Die Berechnung geht von der Forderung aus, dass die zur Überwindung der Verformungs- und Reibungsarbeit verwendete Ziehkraft niedriger sein muss, als die Spitze zu tragen imstande ist (Abb. 1). Da während des Spitzens der Rohrquerschnitt meistens nicht abnimmt, so wird mit dem Originalquerschnitt gerechnet. Es tritt dabei nur eine sehr kleine Verfestigung auf, deren Berechnung unsicher ist. Öfters wird das Rohr im warmen Zustande gespitzt, deshalb wird die Fließgrenze des geglühten Metalls in Betracht gezogen. Es ist also

$$Z \leq f_1 \cdot \sigma_{0,2} \quad (3)$$

Die Ziehkraft beim Ziehen mit Stopfen ist [2]

$$Z = k_k \cdot (F + \mu \cdot Q_1 + \mu \cdot Q_2) + 0,77 \cdot f_2 \cdot k_{fk} \cdot \alpha, \quad (4)$$

laut Gleichung 3 wird

$$k_k \cdot (F + \mu \cdot Q_1 + \mu \cdot Q_2) + 0,77 \cdot f_2 \cdot k_{fk} \cdot \alpha \leq f_1 \cdot \sigma_{0,2}. \quad (5)$$

Diese Gleichung kann nur durch Anwendung einiger vereinfachender Voraussetzungen gelöst werden, die so gewählt werden, dass die berechnete

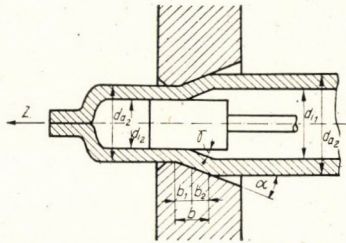


Abb. 1. Rohrziehen mit Stopfen

maximale Abnahme niedriger sei, als das theoretische Maximum. Untersuchen wir die einzelnen Glieder der Gleichung:

k_k , der mittlere Formänderungswiderstand ist kleiner als die mittlere Formänderungsfestigkeit [k_{fk}]. Um die Gleichung lösen zu können, muss man auf das Einsetzen des genauen Wertes verzichten und statt dessen mit k_{fk} rechnen.

F , die Querschnittsabnahme in mm^2 kann auch durch die prozentuale Abnahme und den Querschnitt nach dem Ziehen ausgedrückt werden:

$$F = \frac{\varphi \cdot f_2}{100 - \varphi} \quad (6)$$

Q_1 ist die Eingriffsfläche der Düse:

$$Q_1 = \frac{F}{\sin \alpha} (=) \frac{F}{\alpha}$$

wo α der Düsenwinkel im Bogenmass ist, da für kleine Winkel $\sin \alpha = \text{tg } \alpha = \hat{\alpha}$.

Q_2 ist die Arbeitsfläche des Stopfens, einfachheitshalber soll dieselbe für 0,5 Q_1 genommen werden.

μ ist der Reibungsbeiwert. Sein Wert ist [3] bei Schmierung mit Rüböl für das Ziehen von geglühtem Messing (Ms 63) durch Stahldüsen 0,1; durch Wolframkarbiddüsen 0,06; für das Ziehen von geglühtem weichen Stahl durch Wolframkarbiddüsen bei Rüböl- oder Seifenschmierung 0,04–0,06; für das Ziehen von Aluminium [4] durch Stahldüsen bei Schmierung mit Zylinderöl 0,075; mit Maschinenöl 0,149; mit Zieh fett 0,166. Mit zunehmender Verfestigung sinken die Werte der Reibungszahl.

α ist der Ziehwinkel. Der Ziehwinkel, bei dem ein Mindestwert des Kraftbedarfes auftritt, ist im Falle des Ziehens im Hohlzug [2]:

$$\alpha = \sqrt{\frac{k_k \cdot F \cdot \mu}{0,77 \cdot f_2 \cdot k_{fk}}} \quad (8)$$

α hängt also von der Abnahme, dem Werkstoff und dem Reibungsbeiwert ab. Im Falle des Ziehens mit Stopfen wird die Reibungsfläche durch die Arbeitsfläche des Stopfens vergrößert, darum ist der optimale Ziehwinkel:

$$\alpha = \sqrt{\frac{k_k \cdot \mu \cdot F \cdot (1 + \xi)}{0,77 \cdot k_{fk} \cdot f_2}}$$

hierin ist

$$\xi = \frac{d_{i2} \cdot \pi \cdot \Delta \delta}{F}$$

dabei ist

d_{i2} der innere Durchmesser nach dem Zug,

$\Delta \delta$ die Wanddickeverminderung.

Die Anwendung des günstigsten Zieh winkels würde eine allzu grosse Zahl von Düsen erfordern, darum arbeitet man in der Praxis meist mit einem durchschnittlichen Ziehwinkel, z. B. $\alpha = 13^\circ$.

f_1 der Querschnitt vor dem Ziehen ist

$$f_1 = \frac{100 \cdot f_2}{100 - \varphi} \quad (9)$$

k_{fk} die mittlere Verformungsfestigkeit wird mit Hilfe der Fließkurve des Werkstoffs bestimmt. Man nimmt den Mittelwert der Formänderungsfestigkeit vor und nach dem Ziehen :

$$k_{fk} = \frac{k_{f1} + k_{f2}}{2} \quad (10)$$

k_{fk} entspricht aber nur dann dem wahren Werte der mittleren Formänderungsfestigkeit, wenn der bezügliche Abschnitt der Fließkurve beinahe gerade

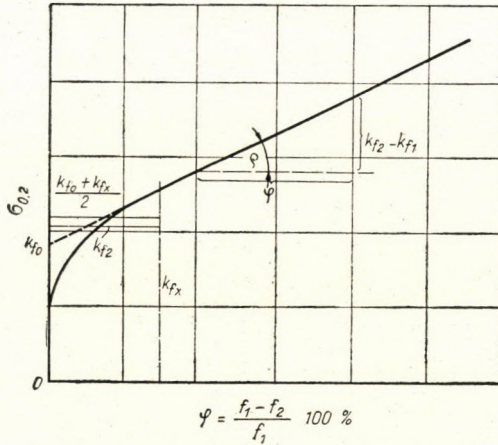


Abb. 2. Die Ermittlung der mittleren Formänderungsfestigkeit

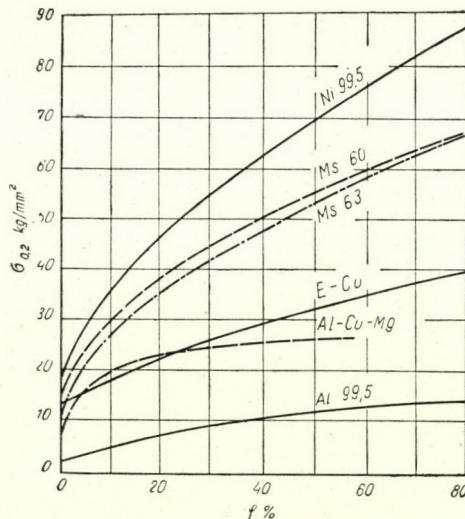


Abb. 3. Die Fließkurven einiger Metalle und Legierungen

läuft (Abb. 2). Am Beginn der Kurve — also beim Ziehen von geglühtem Werkstoff — müsste die mittlere Formänderungsfestigkeit durch Planimetrieren

ermittelt werden. Man erhält aber einen Mittelwert von genügender Genauigkeit, wenn man den beinahe geraden Abschnitt der Kurve bis zur Ordinate verlängert (Strichellinie in *Abb. 2*) und den Mittelwert der so erhaltenen $\sigma_{0,2}$ Werte nimmt. In *Abb. 3* sind die Fließkurven der wichtigsten Metalle und Legierungen aufzufinden [1], die Strichellinien dienen zur Ermittlung der Mittelwerte.

Bei der Lösung der Gleichung 5 kann nur der Wert von k_{f1} abgelesen werden, k_{f2} ist die Funktion der Abnahme und ist folglich im vorhinein nicht bekannt, sondern muss mit dem Neigungswinkel der Fließkurve und mit der Abnahme berechnet werden. Die Neigung der Kurve (*Abb. 2*) ist

$$\operatorname{tg} \varrho = \frac{k_{f2} - k_{f1}}{\varphi},$$

daraus wird

$$k_{f2} = k_{f1} + \varphi \cdot \operatorname{tg} \varrho$$

und

$$k_{fk} = \frac{k_{f1} + k_{f2}}{2} = k_{f1} + \frac{\varphi}{2} \cdot \operatorname{tg} \varrho. \quad (11)$$

Gl. 6, 7, 9 und 11 in Gleichung 5 eingesetzt :

$$\begin{aligned} \left(k_{f1} + \frac{\varphi}{2} \cdot \operatorname{tg} \varrho\right) \frac{\varphi \cdot f_2}{100 - \varphi} \cdot \left(1 + \frac{1,5 \cdot \mu}{\alpha}\right) + 0,77 \cdot f_2 \cdot \alpha \cdot \left(k_{f1} + \frac{\varphi}{2} \cdot \operatorname{tg} \varrho\right) = \\ = \sigma_{0,2} \cdot \frac{100 \cdot f_2}{100 - \varphi}. \end{aligned}$$

Die Gleichung für φ geordnet

$$\begin{aligned} \varphi^2 \left[\frac{1}{2} \cdot \operatorname{tg} \varrho \left(1 + \frac{1,5 \cdot \mu}{\alpha} - 0,77 \alpha\right) \right] + \varphi \left[k_{f1} \cdot \left(1 + \frac{1,5 \cdot \mu}{\alpha} - 0,77 \alpha\right) + \right. \\ \left. + 38 \cdot \alpha \cdot \operatorname{tg} \varrho \right] + 0,77 \alpha k_{f1} - 100 \cdot \sigma_{0,2} = 0 \end{aligned}$$

ergibt eine Gleichung zweiten Grades, deren Lösung :

$$\varphi = \frac{-b + \sqrt{b^2 - 4ac}}{2a}, \quad (12)$$

hierin ist

$$a = \frac{m}{2} \cdot \operatorname{tg} \varrho$$

$$b = k_{f1} \cdot m + 38 \alpha \cdot \operatorname{tg} \varrho$$

$$c = 0,77 \cdot \alpha \cdot k_{f1} - 100 \cdot \sigma_{0,2}$$

$$m = 1 + \frac{1,5 \cdot \mu}{\alpha} - 0,77 \alpha.$$

Für einige Metalle und Legierungen wurde die zulässige Abnahme abhängig von dem vorhergehenden Verformungsgrad berechnet (Abb. 4). Mit Hilfe der Gleichung 12 kann die diesbezügliche Kurve für jeden Werkstoff ermittelt werden. Für die Berechnung der Kurvenschar in Abb. 4 wurde ein Ziehwinkel von 13° angenommen, der Querschnitt und die Fließgrenze der Spitze wurde beim Weiterziehen dem Anfangswert gleichgenommen. Mit steigender Reibungszahl nimmt der Wert der zulässigen Abnahme stark ab. Abb. 4 zeigt die zulässige

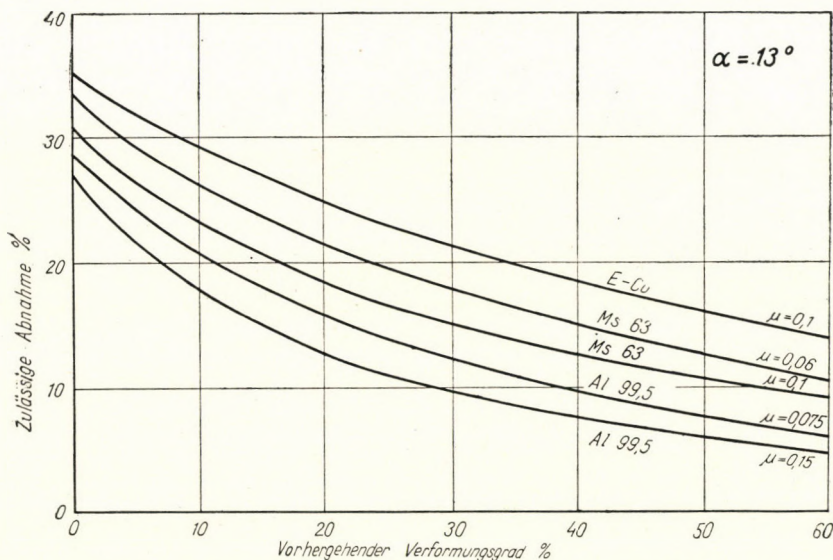


Abb. 4. Die zulässige Abnahme in Abhängigkeit von dem vorhergehenden Verformungsgrad

Abnahme für Ms 63 und Al 99,5 bei verschiedenen Reibungszahlen, die Kurven zeigen deutlich wie wichtig die Verminderung der Reibung ist.

Als Folge der für die Lösung der Gleichung 5 angewandten Annahmen — in erster Reihe der Anwendung der mittleren Formänderungsfestigkeit statt des mittleren Formänderungswiderstandes — ist die berechnete zulässige Abnahme nur 75—80% der theoretisch erreichbaren Höchstabnahme. Es steht also ein Überschuss an Tragfähigkeit für die dynamische Beanspruchung zur Verfügung.

Die Kurvenschar der Abb. 4 veranschaulicht gut, dass mit zunehmendem Verformungsgrad der Wert der zulässigen Abnahme stark abnimmt. Will man mit hohen Abnahmen arbeiten, so muss viel gegläht werden, und umgekehrt, will man wenig glühen, so müssen mehr Züge in Kauf genommen werden. Als dritte Möglichkeit könnte man das weiche Metall mit anfangs hohen und dann, der Verfestigung entsprechend, immer niedrigeren Abnahmen ziehen, in diesem Falle müsste man aber bei der Ermittlung des Ziehplans auf die Vorteile der gleichmässigen Abnahme verzichten.

3. Die Bestimmung der Zahl der Züge

Nach Wahl der Abnahme kann in Kenntnis der Anfangs- und Endabmessungen die Zahl der erforderlichen Züge berechnet werden. Der Anfangsquerschnitt ist f_0 . Nach dem ersten Zug ist der Querschnitt

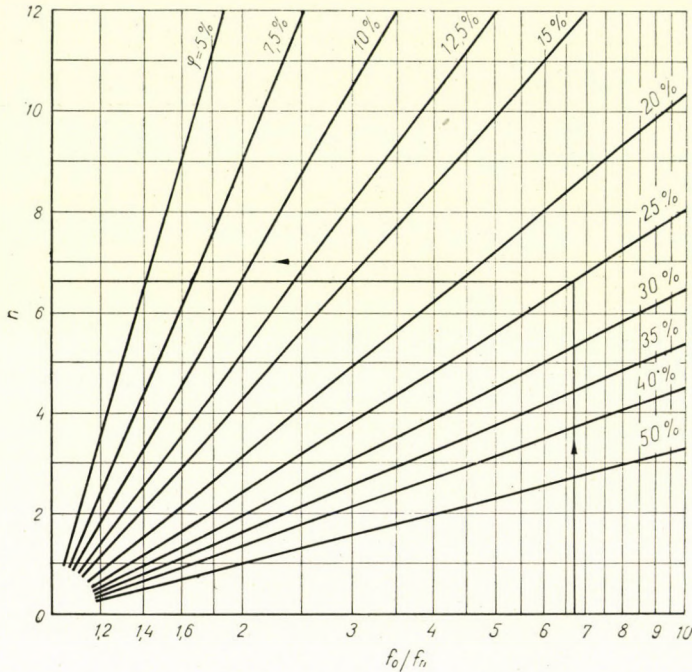


Abb. 5. Die Ermittlung der Zahl der Züge

$$f_1 = f_0 \cdot \beta$$

worin $\beta = 1 - \frac{\varphi}{100}$ immer < 1 ist.

$$f_2 = f_1 \cdot \beta = f_0 \cdot \beta^2$$

$$f_3 = f_2 \cdot \beta = f_0 \cdot \beta^3 \text{ usw.}$$

Der Querschnitt des fertigen Rohres ist also

$$f_n = f_0 \cdot \beta^n \quad [\text{mm}^2] \quad (13)$$

Die Gleichung logarithmiert, wird die Zahl der Züge

$$n = \frac{1}{\log \beta} \cdot \log \cdot \frac{f_n}{f_0} \quad (14)$$

Die Querschnitte der einzelnen Züge ergeben eine geometrische Reihe, die sich im halb logarithmisch, halb gleichförmig geteilten Netz als gerade Linie

darstellen lässt [5]. Statt des jeweiligen Berechnens kann man also für den ständigen Gebrauch die den verschiedenen Abnahmen entsprechenden Geraden in ein Diagramm vereinigen (Abb. 5). Wird der Quotient des Anfangs- und Endquerschnitts auf die der gewählten Abnahme entsprechende Linie projiziert, so kann die Zahl der Züge von der Ordinate abgelesen werden.

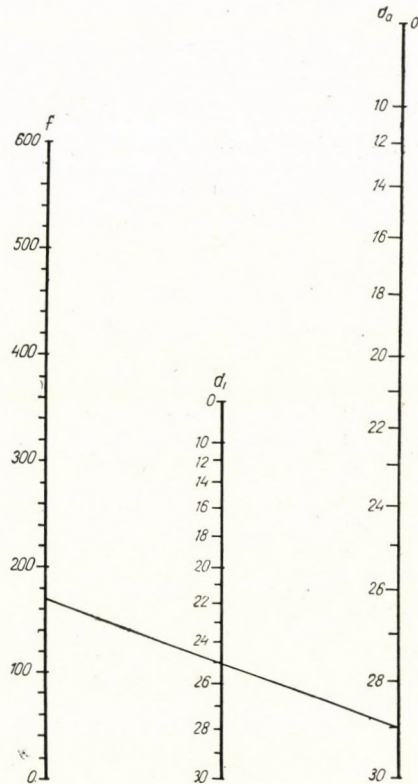


Abb. 6. Nomogramm für schnelle Bestimmung von Rohrquerschnitten

Die Berechnung der Querschnitte ist langwierig, zu deren Beschleunigung können Nomogramme gebraucht werden. Durch entsprechende Wahl der Teilung wird die Möglichkeit eines genauen Ablesens geschaffen. Der Aussendurchmesser ist d_a , der innere d_i , der gesuchte Querschnitt f . Die Abstände der drei Leitern sind gleich, die Leitern der Durchmesser sind quadratisch, die des Querschnitts gleichförmig geteilt (Abb. 6).

4. Die Rohrabmessungen für die einzelnen Züge

Auf Grund der in den vorigen Abschnitten festgesetzten Grundsätze stehen alle für die Bestimmung der Rohrabmessungen nötigen Faktoren zur Verfügung.

Der Querschnitt der Rohre kann auch mit Hilfe des Mitteldurchmessers $[D]$ und der Wanddicke $[\delta]$ berechnet werden (Abb. 7). Der Mitteldurchmesser ist

$$D = \frac{d_a + d_i}{2}$$

der Querschnitt:

$$f = D \cdot \pi \cdot \delta$$

Im vorstehenden wurde festgesetzt, dass die Rohrquerschnitte mit gleichmässiger Abnahme eine geometrische Reihe bilden (Gleichung 13). Werden nun

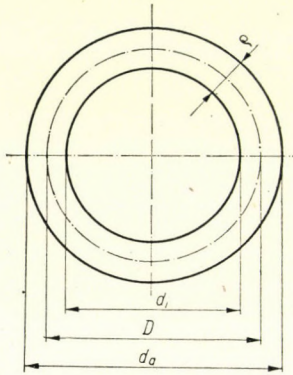


Abb. 7. Rohrabmessungen

die Mitteldurchmesser so gewählt, dass auch sie eine geometrische Reihe ergeben dass also

$$D_1 = D_0 \cdot \gamma$$

$$D_2 = D_1 \cdot \gamma = D_0 \cdot \gamma^2 \quad \text{usw.}$$

$$D_n = D_0 \cdot \gamma^n \quad [\text{mm}] \quad (15)$$

so werden auch die Wanddicken eine geometrische Reihe bilden. Es ist nämlich

$$f_1 = D_1 \cdot \pi \cdot \delta_1 = f_0 \cdot \beta = D_0 \cdot \pi \cdot \delta_0 \cdot \beta = D_0 \cdot \gamma \cdot \pi \cdot \delta_1$$

davon ist

$$\delta_1 = \delta_0 \cdot \frac{\beta}{\gamma}$$

$$\delta_2 = \delta_1 \cdot \frac{\beta}{\gamma} = \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^2 \quad \text{usw.}$$

$$\delta_n = \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^n \quad [\text{mm}]. \quad (16)$$

Aus Gl. 15 und 16 kann für jeden Zug der Mitteldurchmesser und die Wanddicke berechnet werden; der Aussendurchmesser wird

$$d_a = D + \delta \quad [\text{mm}] \quad (17)$$

und der Innendurchmesser

$$d_i = D - \delta \quad [\text{mm}] . \quad (18)$$

Das graphische Rechnen vereinfacht weitgehend die Berechnung. In *Abb. 8* erhält die Ordinate gleichförmige Teilung für die Zahl der Züge, die Abszisse wird logarithmisch geteilt. Das Diagramm ist damit für den Gebrauch fertig.

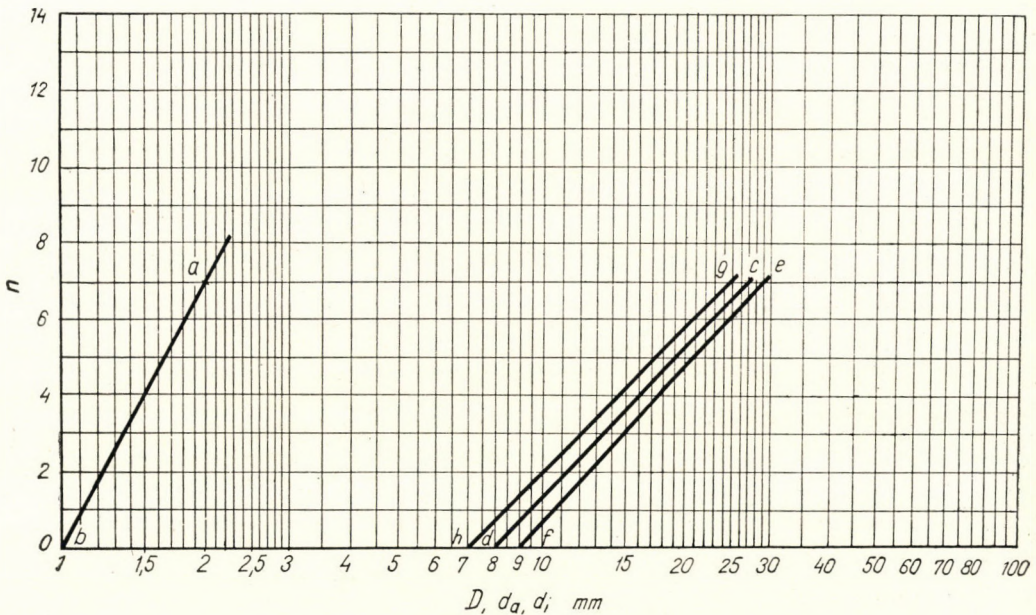


Abb. 8. Die Ermittlung der Rohrabmessungen für die einzelnen Züge

Es soll z. B. ein 7×9 mm Rohr aus einem 25×29 mm Pressrohr mit 7 Zügen gezogen werden. Die Wanddicke ist

$$\delta_0 = 2 \text{ mm} \quad \delta_n = \delta_7 = 1 \text{ mm}$$

In *Abb. 8* wird der 2 mm Punkt der $n = 7$ entsprechenden Linie (a) mit dem 1 mm Punkt der Abszisse verbunden (b), die Schnittpunkte der Gerade a—b und der den einzelnen Zügen entsprechenden Linien ergeben die Wanddicke für jeden Zug. Ebenso werden auch die Mitteldurchmesser bestimmt (*Abb. 8* Gerade c—d).

Das Diagramm kann für beliebige Genauigkeit angefertigt werden. Ein Nachteil dieser Methode ist aber, dass man die einzig nötigen Aussen- und Innendurchmesser nur durch Addieren oder Subtrahieren ermitteln kann:

$$d_{an} = D_n + \delta_n = D_0 \cdot \gamma^n + \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^n$$

$$d_{in} = D_n - \delta_n = D_0 \gamma^n - \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^n.$$

In den praktischen Fällen des Rohrziehens ist $0,6 < \gamma < 1$ und $0,6 < \frac{\beta}{\gamma} < 1$; darum kann man mit guter Annäherung schreiben:

$$D_0 \cdot \gamma^n + \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^n \cong (D_0 + \delta_0) \cdot \varepsilon^n = d_{an}$$

$$D_0 \cdot \gamma^n - \delta_0 \cdot \left(\frac{\beta}{\gamma}\right)^n \cong (D_0 - \delta_0) \cdot \gamma^n = d_{in}.$$

Man arbeitet also mit genügender Genauigkeit, wenn von Abb. 8 unmittelbar die Grösse des Aussen- und Innendurchmessers abgelesen wird (Gerade $e-f$ bzw. $g-h$).

Damit stehen die Rohrabmessungen für jeden Zug zur Verfügung.

5. Die Ermittlung der Ziehkräfte

Zur Ausnützung der Leistungsfähigkeit der Ziehbanke muss man die Ziehkräfte annähernd kennen. Beim Ziehen mit Stopfen ist [2]

$$Z = k_k \cdot (F + \mu \cdot Q_1 + \mu \cdot Q_2) + 0,77 \cdot f_2 \cdot k_{fk} \cdot \alpha \quad [\text{kg}] \quad (4)$$

beim Ziehen im Hohlzug ist

$$Z = k_k \cdot (F + \mu \cdot Q_1) + 0,77 \cdot f_2 \cdot k_{fk} \cdot \alpha \quad [\text{kg}] \quad (19)$$

worin k_k den mittleren Formänderungswiderstand bedeutet. Beim Ziehen mit Stopfen ist

$$k_k = \frac{k_{fk}}{1 + \frac{F + \mu \cdot (Q_1 + Q_2)}{2 \cdot f_2}} \quad (\text{kg/mm}^2) \quad (20)$$

bei Hohlzug ist

$$k_k = \frac{k_{fk}}{1 + \frac{F + \mu \cdot Q_1}{2 \cdot f_2}} \quad [\text{kg/mm}^2]. \quad (21)$$

Einige die Genauigkeit wenig beeinflussenden Annahmen ermöglichen die Berechnung auf graphischem Wege.

Es soll zuerst der mittlere Verformungswiderstand untersucht werden. Setzt man in die Gleichung 20

$$Q_2 = 0,2 \cdot Q_1$$

ein, so erhält man einen guten Näherungswert für das Ziehen mit Stopfen und im Hohlzug. Es sei $\alpha = 13^\circ$,

$$Q_1 = \frac{F_1}{\alpha} \quad (7)$$

nach Einsetzen dieser Werte wird

$$k_k = \frac{k_{fk}}{1 + \frac{F}{2 \cdot f_2} \left(1 + 1,2 \frac{\mu}{\alpha}\right)} = \frac{k_{fk}}{1 + \frac{F}{f_2} \cdot \frac{1 + 5,3 \cdot \mu}{2}}$$

F/f_2 wird aus Gleichung 6 eingesetzt :

$$k_k = \frac{k_{fk}}{1 + \frac{\varphi}{100 - \varphi} \cdot \frac{1 + 5,3 \cdot \mu}{2}} \quad [\text{kg/mm}^2]. \quad (22)$$

In Tafel *a* der *Abb. 9* sind die mit verschiedenen μ und φ Werten berechneten Geraden eingezeichnet. Die mittlere Formänderungsfestigkeit $[k_{fk}]$ wird aus der Fließkurve des Metalls (*Abb. 3*) bestimmt, diesen Wert projiziert man in *Abb. 9* auf die entsprechende Gerade und findet den zugehörigen Wert für k_k an der Ordinate.

Beim Ziehen im Hohlzug, mit einem Ziehwinkel von 13° ist die Ziehkraft (Gleichung 19):

$$Z = k_k \cdot F \cdot (1 + 4,4 \cdot \mu) + 0,178 \cdot f_2 \cdot k_{fk} = Z_1 + Z_2 \quad (23)$$

hierin ist Z_1 die Ziehkraft, die zur Überwindung der Verformungsarbeit und der Reibungsarbeit an der Eingriffsfläche der Düse [2], Z_2 die Ziehkraft, die zur Überwindung der inneren Reibungsarbeit [6] erforderlich ist.

Z_1 ist aus Tafel *b* und *c* der *Abb. 9*, Z_2 aus Tafel *d* derselben Abbildung zu ermitteln.

Beim Ziehen mit Stopfen wird obige Ziehkraft um die Ziehkraft für die Überwindung der Reibungsarbeit an der Arbeitsfläche des Stopfens erhöht :

$$Z = Z_1 + Z_2 + Z_3 \quad (24)$$

hierin ist

$$Z_3 = k_k \cdot \mu \cdot Q_2 \quad [\text{kg}] \quad (25)$$

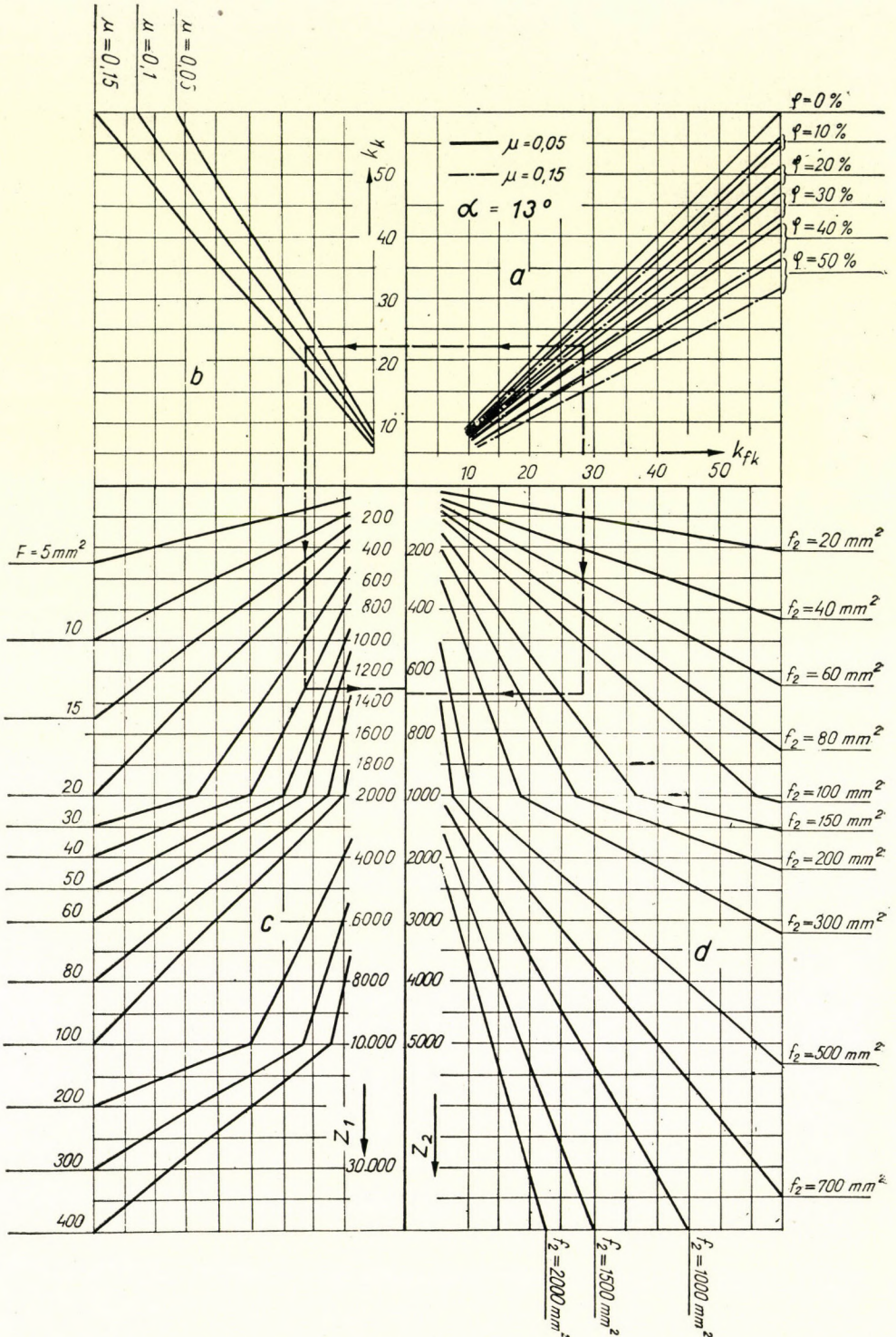


Abb. 9. Die Ermittlung der Zugkräfte. Z_1 ist die Ziehkraft, die zur Überwindung der Verformungsarbeit und der Reibungsarbeit an der Eingriffsfläche der Düse, Z_2 die Ziehkraft, die zu Überwindung der inneren Reibungsarbeit erforderlich ist.

die Arbeitsfläche des Stopfens (Abb. 1) :

$$Q_2 = d_{i2} \cdot \pi \cdot b_1 \quad [\text{mm}^2]$$

$$b_1 = b - b_2 = \frac{1}{2 \cdot \text{tg } \alpha} \cdot [(d_{a1} - d_{a2}) - (d_{i1} - d_{i2})] \quad (26)$$

weiterhin :

$$b_1 = \frac{1}{\text{tg } \alpha} \cdot \left(\frac{d_{a1} - d_{i1}}{2} - \frac{d_{a2} - d_{i2}}{2} \right) = \frac{1}{\text{tg } \alpha} \cdot (\delta_1 - \delta_2) = \frac{\Delta \delta}{\text{tg } \alpha}$$

worin $\Delta \delta$ die Wandstärkeverminderung ist.

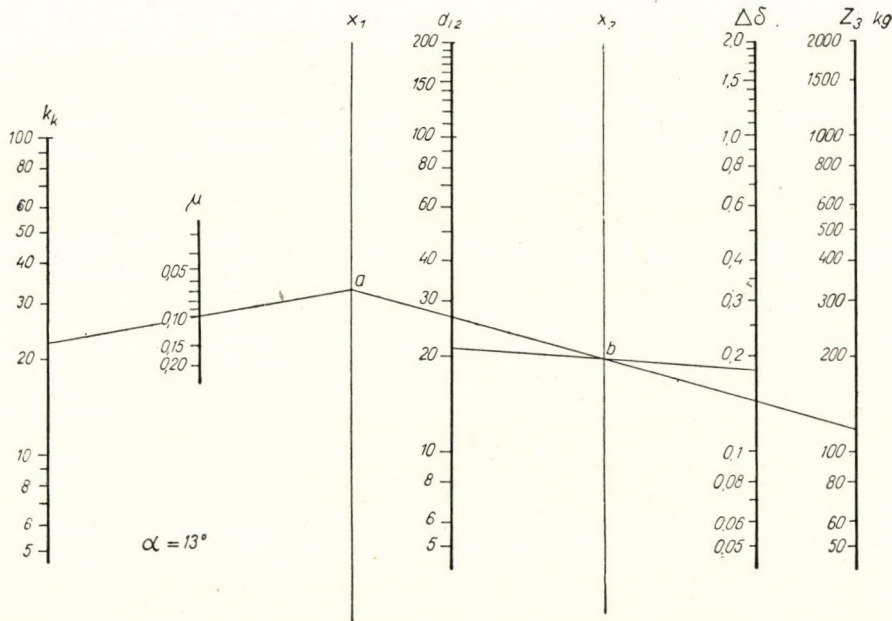


Abb. 10. Die Ermittlung der Ziehkräfte. Z_3 ist die zur Überwindung der Reibungsarbeit an der Arbeitsfläche des Stopfens erforderliche Ziehkraft.

Es sei wieder $\alpha = 13^\circ$, dann wird

$$b_1 = 4,4 \cdot \Delta \delta .$$

Dieser Wert wird in die Gleichung 25 eingesetzt :

$$Z_3 = k_k \cdot \mu \cdot d_{i2} \cdot \pi \cdot 4,4 \cdot \Delta \delta = 13,8 \cdot k_k \cdot \mu \cdot d_{i2} \cdot \Delta \delta \quad [\text{kg}], \quad (27)$$

In Abb. 10 wird durch Verbindung der Werte k_k und μ der Punkt a aufgesucht, durch Verbindung von d_{i2} und $\Delta \delta$ der Punkt b ; der Schnittpunkt der Gerade $a - b$ mit der Leiter Z_3 gibt die gesuchte Ziehkraft an. Statt einer Leitertafel kann das graphische Rechnen auch mit Hilfe eines der Abb. 9 ähnlichen Diagramms durchgeführt werden.

TABELLĒ

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	1
<i>n</i>	δ	<i>D</i>	<i>d_a</i>	<i>d_i</i>	<i>d_a</i>	<i>d_i</i>	$\Delta\delta$	<i>f</i>	<i>F</i>	<i>k_f</i>	<i>k_{f k}</i>	<i>k_k</i>	<i>Z₁</i>	<i>Z₂</i>	<i>Z₃</i>	<i>Z</i>	<i>n</i>
	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm	mm ²	mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg	kg	kg	kg	
0	2,00	27,0	29,0	25,0	29,0	25,0		170		20							
							0,18		40	37	28,5	22,5	1300	660	120	2080	1
1	1,82	22,7	24,52	20,88	24,6	20,9		130		20							
							0,17		32	37	28,5	22,5	1050	500	90	1640	2
2	1,65	19,0	20,65	17,35	20,7	17,4		98		20							
							0,15		23	37	28,5	22,5	750	380	70	1200	3
3	1,50	16,0	17,50	14,50	17,5	14,5		75		20							
							0,14		18	37	28,5	22,5	600	300	50	950	4
4	1,36	13,4	14,76	12,04	14,8	12,1		57		20							
							0,13		13	37	28,5	22,5	450	220	40	710	5
5	1,23	11,3	12,53	10,07	12,6	10,1		44		20							
							0,12		11	37	28,5	22,5	350	170	20	550	6
6	1,11	9,5	10,61	8,39	10,6	8,4		33		20							
							0,11		8	37	28,5	22,5	250	130	25	405	7
7	1,00	8,0	9,0	7,0	9,0	7,0		25		20							

Die Anwendung des Verfahrens soll an einem praktischen Beispiel vorgeführt werden.

Beispiel

Es sind Messingrohre (Ms 63) in geblühtem Zustande mit den Abmessungen 7×9 mm herzustellen. Das Ziehen geschieht durch Düsen mit einem Ziehwinkel von 13° , die Reibungszahl ist (Rübölschmierung) 0,1.

Berechnung des Ziehplans :

1. Mit Berücksichtigung der Betriebsverhältnisse soll der Pressrohrquerschnitt zu 25×29 mm gewählt werden.

2. Wenn man eine durchschnittliche Abnahme von 25% wählt, muss man nach jedem Zug glühen.

3. Die Zahl der Züge :

$$\begin{array}{l} \text{Anfangsquerschnitt} \dots\dots\dots f_0 = 170 \text{ mm}^2 \\ \text{Endquerschnitt} \dots\dots\dots f_n = 25 \text{ mm}^2 \end{array}$$

Aus Abb. 5 ist die Zahl der Züge (abgerundet) $n = 7$.

4. Für die Bestimmung der Rohrabmessungen in den einzelnen Zügen gibt es zwei Möglichkeiten :

a) In Abb. 8 werden die Wanddicken von der Geraden $a-b$ (s. Spalte 2 der Tabelle) und die Mitteldurchmesser von der Geraden $c-d$ (Spalte 3) abgelesen. Die Aussen- bzw. Innendurchmesser erhält man durch Addieren, bzw. Subtrahieren (Spalte 4 und 5).

b) In Abb. 8 werden die Aussen- bzw. Innendurchmesser unmittelbar von den Geraden $e-f$ bzw. $g-h$ abgelesen (Spalte 6 und 7).

Letzteres Verfahren ist viel schneller durchzuführen und die Genauigkeit des AbleSENS ist für praktische Zwecke völlig genügend.

5. Zur Berechnung der Ziehkräfte müssen folgende Faktoren bekannt sein :

a) Die Wanddickenabnahme (Spalte 8).

b) Die Querschnitte vor und nach dem Ziehen (Spalte 9).

c) Die Querschnittsabnahme in mm^2 für jeden Zug (Spalte 10).

d) Die Formänderungsfestigkeit vor und nach dem Ziehen (Spalte 11).

e) Die mittlere Formänderungsfestigkeit (Spalte 12) als Mittelwert.

f) Der mittlere Formänderungswiderstand aus Abb. 9 (Spalte 13).

In Kenntnis obiger Werte werden aus Abb. 9 Z_1 und Z_2 , aus Abb. 10 Z_3 bestimmt, die Summe der drei Werte ergibt die erforderliche Gesamtziehkraft.

ZUSAMMENFASSUNG

Vorliegende Abhandlung befasst sich mit der Ermittlung von Ziehplänen für das Kaltziehen von Rohren. Auf mathematischer Grundlage wurde ein graphisches Verfahren ausgearbeitet, das die Bestimmung der Rohrabmessungen und auch der Ziehkräfte für jeden Einzelzug einfach und rasch ermöglicht. Die Anwendung der Methode wird an einem Beispiel gezeigt.

SCHRIFTTUM

1. Geleji, A.: Kohógéptan (Hüttenmaschinen). Tankönyvkiadó, Budapest, 1950.
2. Geleji, A.: Die Berechnung der Kräfte und des Kraftbedarfs bei der Formgebung im bildsamen Zustande der Metalle (deutsch), Akademischer Verlag, Budapest, 1952. S. 161.
3. Sachs, G.: Praktische Metallkunde. J. Springer, Berlin, 1934. Bd. II. S. 132.
4. Weiss, L.: Der Kaltwalz- und Ziehvorgang. Z. f. Metallkunde, 1922. S. 166.
5. Körwien, H.: Graphisches Rechnen. A. Ziemsen Verlag, Wittenberg/Lutherstadt, 1949.
6. Körber, Fr. und Eichinger, A.: Die Grundlagen der bildsamen Verformung. Mitt. K. Wilh. Inst. Eisenforsch. 22 (1940) S. 57/80. Stahl und Eisen 60 (1940), S. 829/32, 854/62 und 882/87.

ГРАФИЧЕСКИЙ МЕТОД ОПРЕДЕЛЕНИЯ ПЛАНА ПРОТЯЖКИ ТРУБ

А. Гелеи и И. Шей

Резюме

Данная статья занимается определением плана протягивания холодной протяжки труб. Математическим путем разработан графический метод, при помощи которого можно просто и быстро для каждого прохода определить размер трубы и усилия протяжки. В статье дается пример применения этого метода.

TABLE II

Values of correction factors at which the slip is equalized (at a pressure angle of $\alpha = 20^\circ$). x = sum of correction factors, x_1 = correction factor at the pinion, ϵ = corrective pressure angle (according to J. I. Diker)

$z_1 \backslash z_2$		14	15	16	17	18	19	20	21	22	24	27	32	40	50	60	72	90	110	140	170	200
14	x	0,936	0,958	0,940	0,943	0,946	0,948	0,950	0,952	0,954	0,960	0,967	0,981	0,999	1,023	1,046	1,073	1,117	1,164	1,235	1,305	1,374
	x_1	0,468	0,411	0,483	0,489	0,495	0,501	0,507	0,511	0,514	0,521	0,529	0,540	0,584	0,554	0,555	0,555	0,557	0,558	0,558	0,559	0,559
	ϵ	27°12'30"	27°03'11"	26°52'24"	26°43'27"	26°34'58"	26°26'55"	26°18'33"	26°10'54"	26°06'31"	25°50'30"	25°32'18"	25°01'10"	24°34'14"	24°03'17"	23°39'38"	23°17'44"	22°53'08"	22°34'12"	22°14'09"	22°00'00"	21°49'42"
15	x		0,900	0,903	0,905	0,907	0,909	0,911	0,913	0,915	0,920	0,926	0,937	0,955	0,977	0,999	1,025	1,065	1,109	1,175	1,241	1,307
	x_1		0,450	0,451	0,464	0,471	0,478	0,485	0,489	0,493	0,499	0,508	0,519	0,528	0,535	0,536	0,536	0,537	0,538	0,538	0,539	0,539
	ϵ		26°39'17"	26°33'48"	26°22'02"	26°13'55"	26°06'02"	25°58'40"	25°51'33"	25°45'09"	25°32'23"	25°15'18"	24°51'08"	24°20'25"	23°51'12"	23°28'56"	23°09'44"	22°45'04"	22°26'43"	22°01'32"	21°51'09"	21°44'30"
16	x			0,864	0,867	0,869	0,871	0,873	0,875	0,877	0,881	0,886	0,896	0,913	0,932	0,955	0,980	1,016	1,057	1,118	1,181	1,244
	x_1			0,432	0,439	0,446	0,453	0,460	0,464	0,469	0,477	0,486	0,498	0,510	0,518	0,519	0,521	0,523	0,524	0,524	0,525	0,525
	ϵ			26°08'50"	26°01'12"	25°53'40"	25°46'31"	25°39'37"	25°33'02"	25°27'02"	25°15'02"	24°58'35"	24°36'11"	24°07'19"	24°39'25"	23°18'52"	22°59'12"	22°37'04"	22°19'34"	22°01'09"	21°08'37"	21°39'28"
17	x				0,828	0,830	0,832	0,834	0,836	0,838	0,841	0,841	0,857	0,837	0,891	0,912	0,938	0,969	1,008	1,066	1,124	1,184
	x_1				0,414	0,421	0,426	0,435	0,440	0,445	0,455	0,465	0,471	0,491	0,500	0,501	0,504	0,508	0,510	0,510	0,511	0,511
	ϵ				25°40'43"	25°33'46"	25°27'04"	25°20'18"	25°14'47"	25°08'58"	24°57'54"	24°43'02"	24°27'00"	23°54'53"	23°28'40"	23°09'04"	22°56'43"	22°29'26"	22°12'47"	21°55'23"	21°43'23"	21°34'45"
18	x					0,782	0,749	0,796	0,798	0,799	0,803	0,809	0,819	0,832	0,851	0,870	0,893	0,924	0,961	1,015	1,069	1,125
	x_1					0,396	0,403	0,410	0,416	0,421	0,431	0,444	0,437	0,472	0,483	0,488	0,491	0,494	0,496	0,496	0,497	0,497
	ϵ					25°14'47"	25°08'40"	25°02'48"	24°57'16"	24°51'34"	24°41'31"	24°27'57"	24°08'15"	24°42'24"	23°18'12"	22°59'30"	22°41'51"	22°22'04"	22°06'26"	21°49'46"	21°38'18"	21°29'51"
19	x						0,756	0,759	0,760	0,761	0,765	0,770	0,779	0,792	0,810	0,827	0,850	0,880	0,914	0,967	1,017	1,070
	x_1						0,378	0,385	0,391	0,397	0,409	0,422	0,437	0,453	0,465	0,470	0,476	0,479	0,482	0,482	0,489	0,483
	ϵ						24°50'39"	24°45'32"	24°40'05"	24°35'00"	24°25'42"	24°12'42"	23°54'23"	23°30'20"	23°07'40"	22°49'43"	22°33'34"	22°15'00"	21°59'56"	21°44'28"	21°33'30"	21°25'35"
20	x							0,720	0,721	0,723	0,727	0,732	0,740	0,753	0,770	0,786	0,836	0,806	0,868	0,919	0,967	1,017
	x_1							0,360	0,367	0,374	0,386	0,400	0,418	0,435	0,448	0,453	0,459	0,465	0,468	0,469	0,469	0,469
	ϵ							24°28'10"	24°23'10"	24°18'39"	24°10'03"	23°58'05"	23°40'52"	23°18'40"	22°57'11"	22°49'30"	22°25'09"	21°07'47"	21°53'54"	21°39'09"	21°28'46"	21°21'10"
21	x								0,684	0,685	0,689	0,694	0,702	0,713	0,731	0,746	0,765	0,792	0,824	0,871	0,917	0,965
	x_1								0,342	0,349	0,361	0,377	0,396	0,415	0,429	0,437	0,443	0,449	0,452	0,453	0,454	0,454
	ϵ								24°07'03"	24°02'35"	23°54'45"	23°43'57"	23°27'56"	23°07'00"	22°47'13"	22°31'39"	22°17'13"	22°00'42"	21°47'42"	21°34'00"	21°24'10"	21°17'00"
22	x								0,648	0,652	0,657	0,664	0,674	0,690	0,706	0,723	0,750	0,780	0,826	0,870	0,915	
	x_1								0,324	0,335	0,354	0,375	0,395	0,411	0,421	0,434	0,443	0,449	0,452	0,453	0,454	
	ϵ								23°41'48"	23°40'08"	23°30'05"	23°15'16"	22°56'26"	22°37'04"	22°22'50"	22°09'09"	21°53'55"	21°41'51"	21°28'55"	21°19'42"	21°12'55"	
24	x									0,576	0,580	0,588	0,597	0,612	0,626	0,642	0,655	0,695	0,738	0,778	0,818	
	x_1									0,288	0,308	0,332	0,355	0,374	0,384	0,395	0,403	0,407	0,409	0,410	0,410	
	ϵ									23°11'14"	22°02'34"	22°50'09"	22°33'26"	22°17'51"	22°05'32"	21°53'51"	21°40'45"	21°30'45"	21°19'14"	21°11'05"	21°05'05"	
26	x										0,505	0,513	0,513	0,534	0,547	0,551	0,585	0,611	0,649	0,687	0,727	
	x_1										0,259	0,288	0,317	0,338	0,349	0,361	0,374	0,385	0,386	0,386	0,388	
	ϵ										22°36'16"	22°26'21"	22°12'42"	21°59'00"	21°48'46"	21°38'35"	21°28'05"	21°19'09"	21°09'25"	21°02'40"	20°57'40"	
28	x											0,438	0,447	0,457	0,470	0,483	0,505	0,529	0,564	0,599	0,636	
	x_1											0,240	0,279	0,305	0,319	0,331	0,344	0,355	0,363	0,361	0,371	
	ϵ											22°03'14"	21°52'05"	21°41'05"	21°32'46"	21°24'40"	21°15'35"	21°08'10"	21°00'00"	20°54'25"	20°50'16"	
30	x												0,362	0,371	0,382	0,393	0,426	0,448	0,481	0,514	0,547	
	x_1												0,194	0,342	0,272	0,278	0,318	0,329	0,341	0,348	0,355	
	ϵ												21°40'42"	21°32'10"	21°23'45"	21°17'05"	21°10'33"	21°03'25"	20°57'25"	20°46'33"	20°43'16"	
33	x													0,211	0,280	0,289	0,308	0,329	0,360	0,389	0,421	
	x_1													0,210	0,230	0,252	0,274	0,287	0,302	0,310	0,313	
	ϵ													20°58'30"	20°54'25"	20°49'40"	20°45'30"	20°41'49"	20°38'00"	20°35'00"	20°39'00"	
36	x														0,165	0,175	0,193	0,212	0,239	0,267	0,297	
	x_1														0,113	0,200	0,226	0,244	0,262	0,274	0,282	
	ϵ														20°32'00"	20°29'55"	20°28'11"	20°26'44"	20°25'06"	20°23'54"	20°23'16"	
40	x															0,016	0,026	0,041	0,058	0,082	0,108	
	x_1															0,095	0,131	0,166	0,188	0,219	0,228	
	ϵ															20°03'18"	20°04'38"	20°06'05"	20°07'16"	20°08'36"	20°08'40"	

SOME PROBLEMS OF GEAR DESIGN AND MANUFACTURE*

By Prof. I. VÖRÖS Candidate of Engineering Science

(Manuscript received 19th May 1952)

In order to enable gear experts to understand each other more easily, I became long ago necessary to establish a table of uniform nomenclature. As a matter of fact, in Hungary each expert endeavoured to employ his own nomenclature. But even in foreign technical literature individually varying notations became customary. A uniform system of notations will not only greatly facilitate mutual understanding, but will also result in a lower proportion of reject in the workshop. For this reason, a uniform nomenclature regarding gears were included in standards of the various countries. The Hungarian Bureau of Standards also created its standard No. MNOSZ 2791—92, of the more frequently employed nomenclature.

In the geometry of gears, in connection with involute gearing, various systems of correction methods have been devised. Such is the MAAG system which has, during a long time, been kept secret by this firm. In Hungary the necessity of correction of gears was, already prior to Maag, recognised by dr. Emil Vidéky, who, accordingly, established his own system. In general, however, what was considered important by these various systems of correction, was to avoid undercutting. It was mainly this that the German DIN standard also endeavoured to avoid, moreover permits a certain small amount of undercutting in the correction of gearing. Under the influence of the German DIN standard, the correction taking the limit of undercutting into account became fairly general usage in our country too. This, however, is disadvantageous from the point of view of slipping. A more perfect method is the correction for equalised slip. It was the point of view from which MAAG established his system of correction for 15° pressure angle, but his system could only be employed by enterprises that bought the correction tables from the MAAG company, by the aid of which they were able to produce through formal calculation gears assuring more favourable slip conditions, without the knowledge of the theory of the method. At present, the tables enabling us to perform correction for

* A lecture delivered at the meeting, held on December 14, 1951, of the Section for Technical Sciences of the Hungarian Academy of Sciences.

TABLE I

Values of correction factors with a \pm correction without alteration of the center distance, at which the slip is equalized in the case of a pressure angle $\alpha = 20^\circ$ (according to J. I. Diker)

$z_1 \backslash z_2$	17	18	19	20	21	22	24	27	32	40	50	60	72	90	110	140	170	210
10							0,458	0,475	0,499	0,529	0,554	0,570	0,582					
11							0,408	0,430	0,460	0,495	0,520	0,540	0,554	0,563	0,566			
12						0,328	0,357	0,389	0,422	0,460	0,487	0,510	0,527	0,537	0,541			
13					0,264	0,263	0,313	0,347	0,385	0,427	0,457	0,479	0,489	0,511	0,515			
14				0,199	0,220	0,239	0,271	0,308	0,360	0,395	0,427	0,450	0,472	0,485	0,493	0,499		
15			0,134	0,159	0,181	0,201	0,235	0,271	0,315	0,363	0,398	0,423	0,445	0,462	0,472	0,479		
16		0,062	0,094	0,120	0,144	0,165	0,199	0,232	0,282	0,333	0,373	0,397	0,421	0,440	0,452	0,462	0,460	
17	0,000	0,032	0,060	0,066	0,110	0,131	0,165	0,205	0,251	0,306	0,348	0,374	0,389	0,418	0,433	0,445	0,441	0,458
18		0,000	0,030	0,056	0,080	0,101	0,136	0,178	0,224	0,282	0,326	0,353	0,378	0,400	0,414	0,427	0,434	0,440
19			0,000	0,027	0,052	0,073	0,109	0,132	0,200	0,260	0,305	0,361	0,361	0,382	0,396	0,410	0,418	0,424
20				0,000	0,025	0,047	0,085	0,128	0,178	0,240	0,285	0,316	0,344	0,365	0,379	0,393	0,402	0,408
21					0,000	0,023	0,052	0,107	0,159	0,222	0,268	0,299	0,328	0,350	0,364	0,379	0,389	0,395
22						0,000	0,041	0,087	0,141	0,205	0,251	0,283	0,313	0,335	0,350	0,366	0,379	0,382
24							0,000	0,051	0,110	0,173	0,219	0,252	0,281	0,305	0,324	0,341	0,351	0,358
27								0,000	0,065	0,129	0,176	0,212	0,243	0,267	0,289	0,308	0,318	0,328
30									0,025	0,089	0,138	0,178	0,208	0,235	0,259	0,278	0,292	0,302
33										0,057	0,108	0,149	0,180	0,206	0,232	0,252	0,267	0,280
36										0,029	0,082	0,122	0,154	0,181	0,208	0,230	0,247	0,262
40										0,000	0,052	0,090	0,124	0,151	0,178	0,203	0,222	0,239

The table contains the figures of $x_1 = -x_2$.

equalised slip are already available for us in the Soviet technical literature. The Soviet CKBR (Centralnoye Konstruktor'skoye Büro Reduktorostroyeniya) worked out by J. I. *Diker*, contains for the standard pressure angle of 20° the values of correction factors at which slip is equalised for compensated, as well as for universal gearing (see Tables I and II). For a pressure angle of 15° , however, such tables were not available, and therefore it has appeared necessary to work out the tables of correction factors in case of equalised slip also for a pressure angle of 15° , as in our gear industry such tools are also used. Regarding compensated gears, correction factors have been computed by the method of calculation described below, whilst for universal gears, we used the tables made available for us by Lajos Szeniczai (see Tables II and IV).

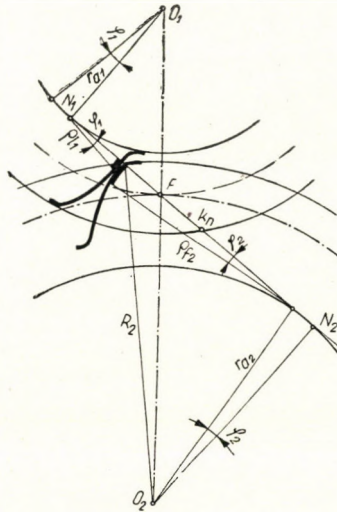


Fig. 1

In correction for equalised slip, the purpose is to ensure that the relative slip causing wear on the dedendum of the teeth of the pinion should be equal to the relative slip in the dedendum of the gear. By relative slip we mean the proportion of the length of travel covered by the tooth profile parts in sliding contact, to the length of travel covered by rolling. Fig. 1 shows the contact of the involute parts at the dedendum of the pinion. On the basis of this figure the relative slip is the following:

At the dedendum of the pinion:

$$\eta_1 = \frac{Q_{f_2}\varphi_2 - Q_{l_1}\varphi_1}{Q_{l_1}\varphi_1} = \frac{Q_{f_2}\varphi_2}{Q_{l_1}\varphi_1} - 1 .$$

At the dedendum of the gear :

$$\eta_2 = \frac{\rho_{f_1}\varphi_1 - \rho_{l_2}\varphi_2}{\rho_{l_2}\varphi_2} = \frac{\rho_{f_1}\varphi_1}{\rho_{l_2}\varphi_2} - 1 .$$

In the formulas :

ρ_{f_2} is the radius of curvature at the addendum circle of the gear.

ρ_{f_1} is the radius of curvature at the addendum circle of the pinion.

ρ_{l_2} is the radius of curvature of the last point of contact on the dedendum of the gear.

ρ_{l_1} is the radius of curvature of the last point of contact on the dedendum of the pinion.

Introducing the gear ratio $\frac{\varphi_1}{\varphi_2} = i_{12}$:

$$\eta_1 = \frac{\rho_{f_2}}{\rho_{l_1}i_{12}} - 1 \quad \text{and} \quad \eta_2 = \frac{\rho_{f_1}i_{12}}{\rho_{l_2}} - 1 \quad (1)$$

In case of involute gears the curves of relative slip are equilateral hyperbolas, which can be easily traced if we know the meeting points of the asymptotes

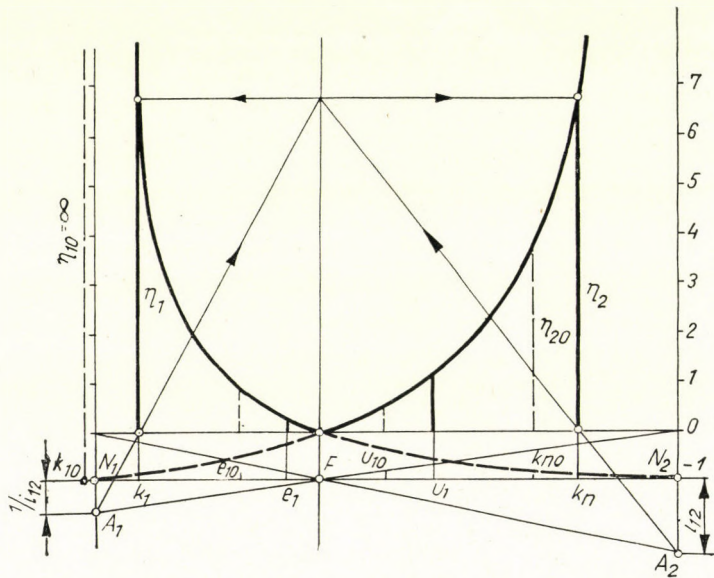


Fig. 2

tes of these hyperbolas. Fig. 2 shows the slip hyperbolas in the case of a pair of gears of 20° pressure angle, with a number of teeth $z_1 = 13$, $z_2 = 21$, the ordinates of normal gear along the length of contact $k_{10}k_{n0}$ being shown in broken lines, and in full lines along the length of contact k_1k_n in the case of compensated gears, corrected for equalised slip, according to Table I, with a value $x_1 = 0,264$.

The hyperbolas can be plotted from the point A_1 situated at a distance $\frac{1}{i_{12}}$ from the horizontal, and from the point A_2 situated at a distance i_{12} from the horizontal, as equilateral hyperbolas. The purpose of designing for equalised slip is to ensure that in point k_1 at the beginning of contact and in point k_n at the end of contact the slip ordinates should be equal, i. e. that the position $\eta_1 = \eta_2$ should be realised. This can be achieved by choosing the correction factors correspondingly, this is connected by shifting points $k_{10} k_{no}$ of the normal gearing to position $k_1 k_n$. This position can be gained through the slip diagram too by a long procedure of trials. Even without drawing the hyperbolas it is possible to determine graphically slip ordinates η_1 and η_2 in the extreme contact points k_1 and k_n by placing radii from the points A_1 and A_2 respectively through the points of intersection of the verticals k_1 and k_n with the horizontal line marked O , and projecting back the points of intersection of the radii with the vertical of F to the verticals of k_1 and k_n . This construction is indicated on Fig. 2 by the lines of construction marked by arrows.

In the case of a gear ratio of $i = 1$, that is to say, when the number of teeth is equal, the slip hyperbolas are symmetrical. The greater the gear ratio, that is to say, the greater the difference between the number of teeth of the pinion and that of the gear, the more will the shapes of the two hyperbolas be changed in a manner, that the slip hyperbola of the pinion will become steeper, while that of the gear will flatten. If the number of teeth of the gear is ∞ , that is to say, in the case of a rack, the right-hand hyperbola will degenerate into a straight line. If point k_1 is near to point N_1 , the slip at the dedendum of the pinion will rise to a very high value. Theoretically it may have the value of ∞ in case if k_1 coincides with point N_1 , or if it falls outside the latter, i. e., if undercutting has been reached. From this slip diagram we may see how disadvantageous is the correction according to DIN, as the slip at the dedendum of the pinion may be infinite. In the case of correction for equalised slip, the figures of correction factor must be higher than necessary for preventing undercutting. The correction factor x_{1t} necessary for avoiding undercutting should be considered as the permissible minimum. In the case of the pinion with 13 teeth, this figure amounts with total correction to

$$x_{1t} = \frac{17-13}{17} = 0,235 < 0,264,$$

this latter figure being the correction factor corresponding to equalised slip. From the point of view of wear, it would be more advantageous to employ a correction in which the slip ordinate at the dedendum of the gear would be greater in proportion to the gear ratio. For this reason, however, it would be necessary to employ such a large amount of correction factor, with which on the pinion the

pointing out of the tips would occur earlier. For equalized slip, the pointing out of the tips will, owing to the greater amount of correction factor, occur at an earlier moment. If the gear is made of material of poorer quality, it is not advantageous to allow increased slip in the proportion to the gear ratio at the dedendum of the gear.

With spur gears the contact ratio κ will in the case of standard pressure angle of 20° be situated between the limits of $1 < \kappa < 2$, therefore it is certain that

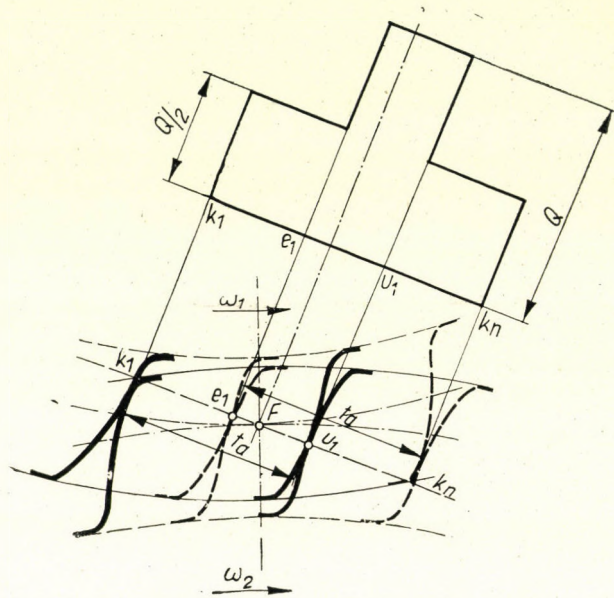


Fig. 3

when the points on the addendum circle are in contact, contact will exist also between a second pair of teeth situated at a distance from the former corresponding to the basic pitch. The various characteristic positions along the contact line are shown in Fig. 3. Accordingly, the load will oscillate on one pair and on two pairs of teeth in contact. It is only on section $e_1 u_1$ that a single pair of teeth are meshing, that is to say, it is only on this section that the total pressure force Q acts on the surface of the teeth, whilst outside of this section, supposing that the teeth are rigid, and geometrically exact, the total load will be distributed over two teeth in the proportion of 50—50%, in reality in a proportion depending on the deformation of the teeth. The contact length $\overline{k_1 k_n}$ can be expressed by means of the contact ratio and of the basic pitch: $\overline{k_1 k_n} = \kappa t_a$. According to Fig. 4, the magnitude of the single tooth contact is

$$\begin{aligned} \overline{e_1 u_1} &= t_a - (\kappa t_a - t_a) \\ \overline{e_1 u_1} &= t_a (2 - \kappa) \end{aligned}$$

If it is now investigated in the slip diagram how great the slip ordinates are at the beginning and at the end of the contact of the single pair of tooth, it is possible to establish the fact that, owing to the steepness of the hyperbola on the pinion, the ordinate of relative slip will be smaller on the pinion and greater on the gear, corresponding to the gear ratio, i. e. it is on the dedendum of the gear that the greater slip ordinate presents itself. Thus, designing for equalized slip will, to a certain extent, also include a slip correction in proportion to the gear ratio.

The slip values shown in the equations can also be determined by calculation. Notably, knowing the radii of the addendum circles and of the base

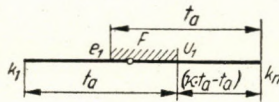


Fig. 4

circles, and knowing the centre distance, it is possible to write according to Fig. 1 the following formulas for the radii of curvatures :

At the dedendum of the pinion :

$$\rho_{f2} = \sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2} \quad \rho_{t1} = a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2} .$$

At the dedendum of the gear :

$$\rho_{f1} = \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2} \quad \rho_{t2} = a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2} .$$

Substituting these figures into formula [1], the relative slip can be figured out as follows :

$$\eta_1 = \frac{\sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2}}{i_{12} (a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2})} - 1 \quad \eta_2 = \frac{i_{12} \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2}}{a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2}} - 1 .$$

In the case of equalized slip : $\eta_1 = \eta_2$, i. e. after simplification by leaving out $- 1$:

$$\frac{\sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2}}{i_{12} (a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_2^2 - r_{a2}^2})} = \frac{i_{12} \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2}}{a_0 \sin \alpha - \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2}} . \quad (2)$$

From this equation is possible to figure out the correction factors required for equalizing the slip. In the case of compensated gears, where a correction factor of $+x_1$ is applied on the pinion and the same amount but negative $-x_1$ is applied on the gear, the radii R_1 and R_2 of the addendum circles will be the following :

$$R_1 = [(0,5 z_1 + 1) + x_1] m \quad R_2 = [(0,5 z_2 + 1) - x_1] m .$$

The base circle radii r_{a1} and r_{a2} , as well as the centre distance a_0 can be expressed by means of the number of teeth and the module. Simplifying with the module, and performing some transformations, finally the following equation is obtained :

$$\frac{\sqrt{x_1^2 - (z_2 + 2)x_1 + (0,5 z_2 + 1)^2 - (0,5 z_2 \cos \alpha)^2}}{\sqrt{x_1^2 + (z_1 + 2)x_1 + (0,5 z_1 + 1)^2 - (0,5 z_1 \cos \alpha)^2}} = \quad (3)$$

$$= \frac{i_{12}^2 0,5 (z_1 + z_2) \sin \alpha - i_{12}^2 \sqrt{x_1^2 - (z_2 + 2)x_1 + (0,5 z_2 + 1)^2 - (0,5 z_2 \cos \alpha)^2}}{0,5 (z_1 + z_2) \sin \alpha - \sqrt{x_1^2 + (z_1 + 2)x_1 + (0,5 z_1 + 1)^2 - (0,5 z_1 \cos \alpha)^2}}$$

With given numbers of teeth z_1 and z_2 , and with a given angle of pressure, it is the value x_1 of the correction factor that is unknown. This can be determined

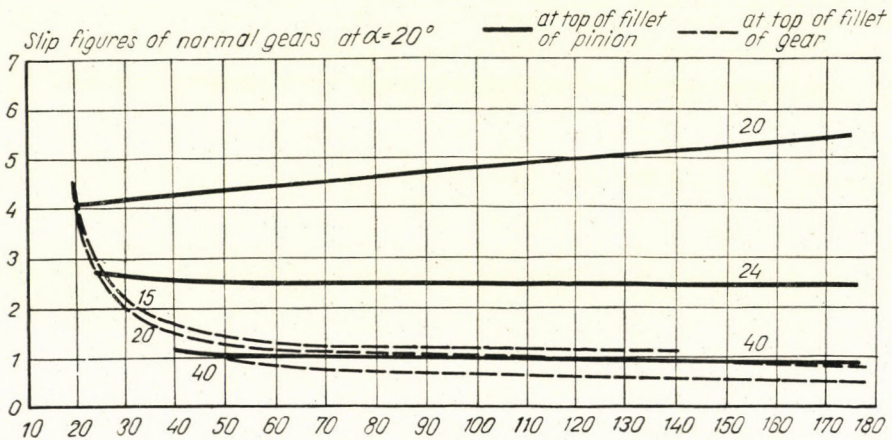


Fig. 5

graphically. Various figures x_1 are assumed and the left-hand side and the right-hand side of the equation are computed. The figures computed for the left-hand side of the equation (3) plotted in a diagram will yield an approximately straight line, which facilitates the plotting of the diagram. Plotting the computed left-hand side and right-hand side figures in diagrams, each separately as a function of x_1 , we obtain at the point of intersection of the two curves the tool

TABLE IV

Values of correction factors at which slip is approximately equalized (in the case of a pressure angle of $\alpha = 15^\circ$). x = sum of correction factors. x_1 = correction factor at the pinion. ϵ = corrective pressure angle of gears.

According to the Table compiled by Lajos Szeniczey, according to the calculations of the Department of Machine Elements

$z_1 \backslash z_2$		10	11	12	14	16	18	20	24	28	35	40	50	60	72	90	110	140	170	200	240	280	
10	x	1,400	1,370	1,346	1,310	1,290	1,279	1,280	1,287	1,310	1,348	1,387	1,452	1,531	1,607	1,731	1,888	2,084	2,266	2,426			
	x_1	0,700	0,700	0,693	0,685	0,682	0,675	0,677	0,676	0,678	0,679	0,681	0,680	0,686	0,684	0,686	0,697	0,707	0,712	0,718			
	ϵ	28°08'	7°36'	27°08'	26°20'	25°43'	25°12'	24°45'	24°02'	23°28'	22°44'	22°20'	21°41'	21°12'	20°44'	20°14'	19°52'	19°25'	19°05'	18°49'			
11	x		1,343	1,321	1,271	1,252	1,236	1,231	1,238	1,243	1,283	1,368	1,378	1,450	1,533	1,653	1,777	1,959	2,118	2,277			
	x_1		0,672	0,673	0,658	0,653	0,653	0,650	0,656	0,656	0,661	0,662	0,663	0,667	0,671	0,677	0,676	0,692	0,687	0,693			
	ϵ		27°07'	26°40'	25°52'	25°16'	24°44'	24°19'	23°38'	23°04'	22°22'	21°58'	21°21'	20°54'	20°28'	20°00'	19°37'	19°11'	18°52'	18°37'			
12	x			1,298	1,240	1,210	1,119	1,188	1,184	1,185	1,223	1,246	1,303	1,377	1,451	1,563	1,680	1,846	1,201	2,146			
	x_1			0,648	0,640	0,614	0,637	0,636	0,634	0,627	0,636	0,638	0,642	0,654	0,658	0,611	0,657	0,665	0,714	0,670			
	ϵ			26°14'	25°27'	24°50'	24°20'	23°55'	23°14'	22°42'	22°01'	21°38'	21°02'	20°37'	20°12'	19°45'	19°23'	18°58'	18°40'	18°26'			
13	x				1,220	1,182	1,158	1,149	1,131	1,142	1,172	1,188	1,268	1,296	1,364	1,528	1,589	1,737	1,886	2,018			
	x_1				0,622	0,614	0,609	0,614	0,611	0,613	0,621	0,622	0,631	0,623	0,632	0,688	0,639	0,641	0,694	0,649			
	ϵ				25°06'	24°28'	23°58'	23°33'	22°52'	22°22'	21°42'	21°19'	20°46'	20°20'	19°56'	19°31'	19°10'	18°46'	18°29'	18°15'			
14	x				1,190	1,149	1,122	1,106	1,090	1,095	1,148	1,135	1,237	1,237	1,299	1,391	1,492	1,644	1,761	1,897			
	x_1				0,605	0,597	0,587	0,586	0,585	0,593	0,626	0,600	0,658	0,611	0,624	0,620	0,621	0,625	0,621	0,627			
	ϵ				24°44'	24°06'	23°36'	24°12'	22°32'	22°02'	21°23'	21°02'	20°28'	20°05'	19°42'	19°17'	18°57'	18°31'	18°18'	18°05'			
15	x					1,120	1,091	1,073	1,062	1,058	0,974	1,087	1,128	1,170	1,233	1,311	1,408	1,553	1,671	1,796	1,939	2,082	
	x_1					0,577	0,566	0,567	0,573	0,576	0,489	0,583	0,589	0,587	0,596	0,595	0,599	0,599	0,603	0,605	0,607	0,608	
	ϵ					23°46'	23°16'	22°52'	22°12'	21°44'	21°06'	20°45'	20°14'	19°50'	19°29'	19°04'	18°45'	18°24'	18°08'	17°56'	17°43'	17°33'	
16	x					1,097	1,061	1,048	1,019	1,014	1,015	1,029	1,064	1,112	1,166	1,246	1,334	1,444	1,597	1,678	1,848	1,991	
	x_1					0,545	0,545	0,548	0,552	0,557	0,555	0,559	0,559	0,540	0,578	0,555	0,584	0,572	0,546	0,578	0,599	0,600	
	ϵ					23°28'	22°58'	22°34'	21°55'	21°26'	20°48'	20°28'	19°58'	19°36'	19°15'	18°52'	18°34'	18°13'	17°59'	17°46'	17°35'	17°26'	
18	x						1,168	0,992	0,725	0,933	0,934	0,935	0,967	1,002	1,092	1,115	1,190	1,306	1,401	1,518	1,641	1,776	
	x_1						0,649	0,511	0,395	0,590	0,458	0,517	0,528	0,531	0,533	0,540	0,542	0,548	0,548	0,524	0,558	0,570	
	ϵ						22°25'	22°01'	21°22'	20°53'	20°18'	19°58'	19°36'	19°09'	18°50'	18°29'	18°12'	17°54'	17°41'	17°30'	17°19'	17°11'	
20	x							0,724	0,838	0,868	0,858	0,853	0,874	0,903	0,939	0,997	1,060	1,165	1,255	1,449	1,468	1,536	
	x_1							0,362	0,416	0,476	0,481	0,482	0,437	0,494	0,502	0,508	0,507	0,514	0,515	0,571	0,524	0,510	
	ϵ							21°32'	20°53'	20°24'	19°50'	19°31'	19°04'	18°45'	18°27'	18°08'	17°52'	17°36'	17°24'	17°14'	17°05'	16°56'	
22	x								0,845	0,811	0,791	0,779	0,764	0,817	0,859	0,876	0,932	1,040	1,104	1,194	1,294	1,437	
	x_1								0,437	0,435	0,443	0,363	0,434	0,458	0,472	0,458	0,478	0,478	0,475	0,482	0,489	0,540	
	ϵ								20°26'	19°58'	19°24'	19°06'	18°41'	18°23'	18°06'	17°48'	17°34'	17°20'	17°08'	17°00'	16°51'	16°44'	
24	x								0,792	0,755	0,724	0,712	0,718	0,733	0,756	0,731	0,841	0,912	0,979	1,041	1,146	1,233	
	x_1								0,396	0,400	0,407	0,406	0,416	0,424	0,426	0,403	0,432	0,439	0,437	0,440	0,456	0,459	
	ϵ								20°02'	19°34'	19°00'	18°43'	18°19'	18°02'	17°47'	17°30'	17°18'	17°04'	16°54'	16°46'	16°39'	16°33'	
27	x									0,685	0,631	0,604	0,608	0,626	0,627	0,672	0,676	0,743	0,798	0,842	0,917	0,980	
	x_1									0,350	0,351	0,347	0,356	0,369	0,371	0,399	0,373	0,384	0,381	0,383	0,391	0,394	
	ϵ									19,02'	18°27'	18°10'	17°48'	17°34'	17°19'	17°04'	16°53'	16°42'	16°34'	16°27'	16°21'	16°16'	
30	x										0,556	0,529	0,510	0,502	0,513	0,545	0,576	0,599	0,637	0,692	0,751	0,801	
	x_1										0,301	0,302	0,304	0,308	0,311	0,330	0,335	0,329	0,326	0,338	0,345	0,348	
	ϵ										17°58'	17°41'	17°20'	17°06'	16°55'	16°43'	16°34'	16°23'	16°16'	16°11'	15°06'	16°02'	
	x											0,741	0,448	0,418	0,414	0,437	0,445	0,479	0,498	0,537	0,583	0,613	
	x_1											0,380	0,254	0,256	0,264	0,264	0,282	0,285	0,277	0,286	0,291	0,284	
	ϵ											17°30'	17°15'	16°54'	16°42'	16°32'	16°14'	16°06'	16°00'	15°56'	15°52'	15°48'	

displacement x_1 sought for, at which the slip is equalized in the case of compensated gears. By this method of calculation were determined the values of tool displacements in Table III.

For comparison we have calculated the values of *relative slips* in the ranges of normal gear and of *compensated* gears. These are shown on Figs. 5 and

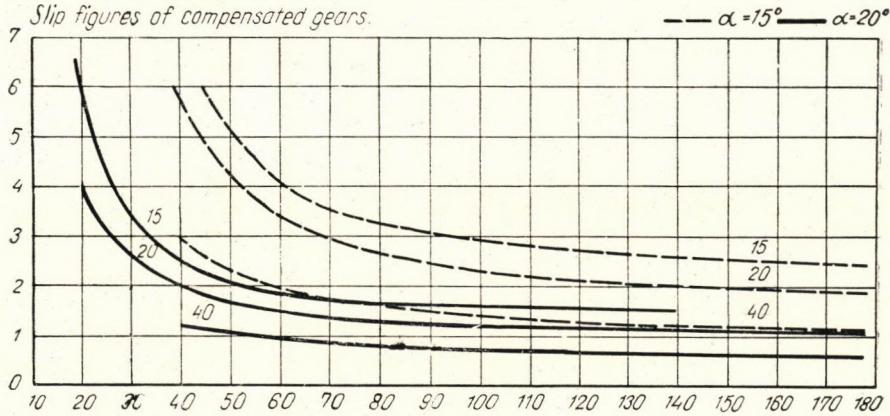


Fig. 6

6. The abscissa shows the number of teeth of the gear, whilst the figures inscribed on the lines show the numbers of teeth of the pinion. Fig. 5 shows the relative slips with a pressure angle of $\alpha = 20^\circ$ in the case of normal gear, traced in full at the dedendum of the pinion, and in broken lines at the dedendum of the

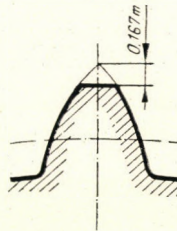


Fig. 7

gear. Owing to the great magnitude of slip figures, in the case of smaller teeth numbers, only from 20 teeth upwards are shown the slips of the pinion. Fig. 6 shows the slip figures in the case of compensated gears corrected for equalized slip, traced in broken lines for a pressure angle of 15° , and in full lines for a pressure angle of 20° . It can be seen that from the point of view of equalized slip a pressure angle of 20° is substantially more favourable than a pressure angle of 15° .

TABLE III

Values of correction factors with \pm correction without alteration of the center distance at which the slip is equalized (in the case of a pressure angle of $\alpha = 15^\circ$). Calculations of the Department of Machine Elements

$z_1 \backslash z_2$	30	33	36	40	45	50	60	72	90	110	140	170	210
15					0,501	0,5569	0,5795	0,6083	0,6158	0,6270	0,6394	0,6452	0,6614
16					0,5119	0,5303	0,5563	0,5790	0,5955	0,6075	0,6211	0,6269	0,6341
17					0,4844	0,5029	0,5323	0,5577	0,5745	0,5883	0,6037	0,6148	0,6175
18					0,4553	0,4790	0,5095	0,5341	0,5551	0,5701	0,5907	0,5946	0,6013
19					0,4456	0,4541	0,4868	0,5123	0,5358	0,5518	0,5671	0,5783	0,5851
20				0,3723	0,4048	0,4301	0,4553	0,4924	0,5173	0,5343	0,5505	0,5611	0,5697
22				0,3175	0,3561	0,3841	0,4235	0,4538	0,4737	0,5008	0,5185	0,5309	0,5411
24			0,2281	0,2702	0,3104	0,3405	0,3838	0,4179	0,4490	0,4703	0,4904	0,5017	0,5175
27		0,1153	0,1580	0,2052	0,2476	0,2812	0,3328	0,3672	0,4026	0,4270	0,4390	0,4635	0,4767
30	0,0000	0,0502	0,0971	0,1455	0,1923	0,2290	0,2792	0,3217	0,3611	0,3884	0,4129	0,4285	0,4413
33		0,0000	0,0451	0,0944	0,1427	0,1795	0,2371	0,2815	0,3239	0,3520	0,3767	0,3964	0,4201
36			0,0000	0,0398	0,1039	0,1398	0,1992	0,2440	0,2897	0,3133	0,3477	0,3675	0,3825
40				0,0000	0,0509	0,0915	0,1491	0,2037	0,2468	0,2800	0,3122	0,3321	0,3461

The table contains the figures of $x_2 = -x_1$

A high amount of correction factor leads to pointed tips of the teeth. It is not permissible to increase the correction factor up to this limit, as with hardened and cemented gears the tips would be liable to crumble off. This circumstance determines the lower limit of the number of teeth. According to data contained in Soviet technical literature also, the outside width of tip required for hardening or cementing is satisfactory, if the distance of tip according to Fig. 7 measured from the radius where tooth becomes pointed possesses a value of 0,167 m.

In addition to undercutting and slip, the gears should also be checked from the point of view of interference. One of the phenomena of interference is the one in which the involute tooth curve on the dedendum is not produced by the cutting tool down to the necessary depth. In this case, after mating, there will not be available for the point on the addendum circle of the counter gear the corresponding involute point, as the involute will be terminated at a higher point, and thus the point on the addendum circle of the counter gear will come into contact with the trochoid curve on the dedendum. Here, however, the tooth is already of greater thickness, which circumstance will cause jamming. Interference of this kind may occur with external gears, when a gear has to mate a pinion having a larger number of teeth than the pinion-type cutter, by which the gear was produced. In this case the lowest, i. e. final involute point on the dedendum of the gear produced by the pinion cutter is situated more outward than the most internal active profile point demanded by the counter-pinion having a larger number of teeth than the pinion cutter.

With a rack cutter, attention should be paid in the case of correction factors greater than 1, and in the case of negative correction factors, to prevent the occurrence of any interference. In the case of internal gears, a check for interference should be made in addition to those mentioned above also at the addendum circle of the wheel with internal gearing, partly in view of ensuring that during cutting it should be possible for the pinion cutter to be able to turn freely during the cutting operation without interference of the tips of the teeth, or to ensure that after mating it should be possible to turn the pinion inside the larger wheel. Such an interference would present itself if the difference of numbers of teeth between the two gears, or between the wheel and the pinion cutter used for its production is small, for instance, in the case of normal gears, if this difference is between 7 and 9 or less.

When designing gears from the point of view of mechanical strength, the main object to be achieved is to enable power transmission to be effected with an efficiency as high as possible. The greatest amount of information for the design of gears has been obtained from practice and from industrial applications. Thus, for instance, the motor car and aircraft industries supply the greatest number of data for the work of design and research in connection with gears. In the case of both types of machines mentioned, there exists the claim for

employing as small dimensions as possible, and gears of equal size are being employed in great quantities. Recently new gearing problems have been created by the gas turbine, which, in regard to loads, and particularly to speeds, are greatly transcending the limits up to which gears have been employed. In these machines gears running at a very high number of revolutions per minute are required, which, from the point of view of noiseless running and of dynamic stresses, are besetting us with increased requirements.

The design of gears from the point of view of mechanical strength is generally performed according to two main considerations, one of which is the consi-

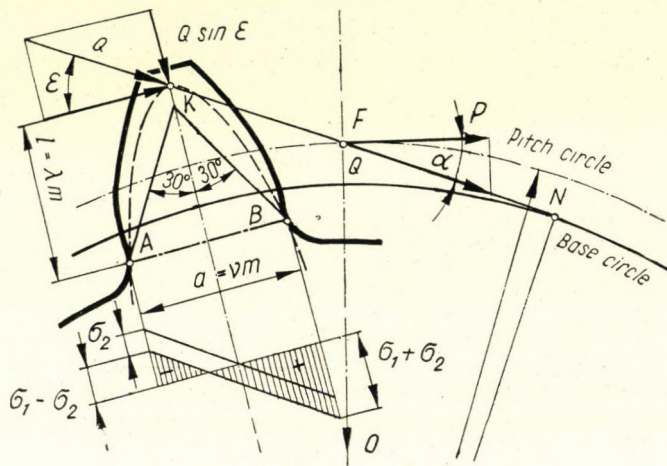


Fig. 8

deration of bending strength of the tooth root, the other is the capacity of resistance to pressure on the gear surface, i. e. the surface strength of the tooth.

In the case of designing for bending strength, it is possible, in accordance with Fig. 8, to suppose, that the load Q acts at the tip of the tooth. At this point the force Q acting in the direction of the contact line may be divided into two components, one of which subjects the tooth root to compression stress σ_2 , whilst the other subjects it to bending stress σ_1 . The smallest dangerous cross-section of the tooth fillet is the length AB situated at the point of contact of an equiresistant parabola inscribed into the tooth. Instead of plotting the parabola it is possible, as a good approximation, to assume the dangerous cross-section of the tooth fillet at the points of contact of the lines drawn at an angle of 30° to the tooth centre. The tooth root dimension AB is, with a factor ν independent of the module, of a magnitude of $a = \nu m$, the bending arm can be expressed in a similar manner too, i. e. has a magnitude of $l = \lambda m$. The

tooth length is b . Additioning the various stresses, the permissible stress σ_m is the following :

$$\sigma_m = \sigma_1 \pm \sigma_2 = \frac{Q \cos \varepsilon}{\frac{a^2 b}{6}} + \frac{Q \sin \varepsilon}{ab} .$$

The tooth load Q is of constant value along the line of contact, the peripheral force P at the point F is $P = Q \cos \alpha$, and substituting this, we have :

$$\sigma_m = \frac{P}{bm} \left(\frac{6\lambda \cos \varepsilon}{\nu^2 \cos \alpha} \pm \frac{\sin \varepsilon}{\nu \cos \alpha} \right) . \quad (4)$$

The value in brackets is denoted by y and called tooth form factor. This tooth form factor is a figure independent of the module. With this we have :

$$\sigma_m = \frac{P}{bm} y . \quad (5)$$

With a certain permissible stress σ_m , the peripheral force which the tooth is able to transmit is :

$$P = \frac{bm}{y} \sigma_m .$$

As the shape of the tooth varies greatly depending upon the number of teeth and on the correction factors, the dimension of the tooth root or the figures required for computing the tooth form factor y have to be calculated separately for each number of teeth and for each correction factor by means of graphic construction. These tooth form factors have been determined by us for various numbers of teeth and correction factors by tracing large teeth having a size of $m = 100$ mm.

When the requirements of size and weight of gear are not so critical, the method of designing outlined above — if we assume that the total load may be carried on the tip of a single tooth — offers a certain amount of safety, and in general for the great majority of gears this method is satisfactory. With surface heat treatment, such as cementing and high frequency hardening, the load carrying capacity of the tooth surface increases in square proportion to the hardness of the surface, the resistance against bending, however, does not increase in the same proportion. For such kind of wheels carrying a large surface load, the checking of the mechanical resistance of the tooth root should be performed with the aid of a method corresponding more exactly to actual conditions, and every possible effort should be made to increase the resistance of the root. In accordance with Fig. 3 at the beginning of contact really two pairs of teeth are in mesh, that is to say, the total load Q is not acting on one

tooth, the method of designing outlined above has already to be considered excessively cautious. In the case of gears machined with a high degree of accuracy, it is not possible for the whole load to be carried only by one tooth at its tip, as a small elastic deformation will be sufficient to compel the preceding pair of teeth still in contact to participate in the transmission of the load.

The method of designing on the assumption of the full force acting on the tip of tooth is objectionable, particularly if the gear is made with tip relief, in which case it is endeavoured to ensure that at the tip of the tooth the contact begins under no load. For this reason the condition should be examined at point e_1 situated at the beginning of the single pair mating contact, where already the

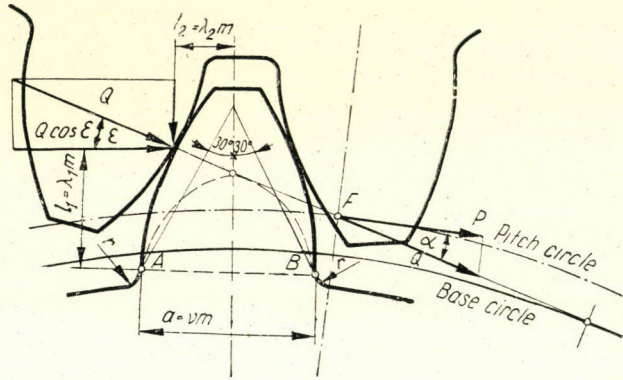


Fig. 9

total load Q acts on the tooth. During the period of contact of a single pair of teeth the full load Q is acting in the direction of the line of contact. According to Fig. 9, the force Q can again be decomposed into its components. At this point the thickness of the tooth is already greater, so that the bending stress caused by the vertical component, the arm of which equals about the half of the tooth thickness can likewise not be neglected. The shearing stress set up in the tooth root may be neglected, owing to its low value.

The amount of the bending stress caused by the vertical component should be deducted. Accordingly, formula (4) is to be modified by this member. If the arms of the bending stresses are expressed in the form $l_1 = \lambda_1 m$ and $l_2 = \lambda_2 m$, the stress σ_n can be calculated from the following formula :

$$\sigma_n = \frac{P}{bm} \left(\frac{6\lambda_1 \cos \varepsilon}{\nu^2 \cos \alpha} - \frac{6\lambda_2 \sin \varepsilon}{\nu^2 \cos \alpha} \pm \frac{\sin \varepsilon}{\nu \cos \alpha} \right). \tag{7}$$

The figure in brackets which has been denoted by y_1 is the tooth form factor to be employed during the single pair contact, its figure can be established from a drawing of the whole tooth to a large scale. In the last member the

+ sign relates to the compressed side, whilst the — sign relates to the side subjected to tensile stress. ε is the involute angle at the point of attack of the force.

With the tooth form factor y_1 :

$$\sigma_n = \frac{P}{bm} y_1. \quad (8)$$

With the tooth form factors the stress at the tooth root determined by means of the formulas (5) and (8) respectively, should only be considered as a nominal stress. In the case of alternating stresses, to which the tooth of the gear is also subjected, which suffers at every revolution stress alternation between 0 and + values, it is necessary to take into account the local stress concentration effect of the change of cross-section at the tooth root, which can be done by employing a stress concentration factor. For determining the value of this factor, photoelastic tests were carried out on gear models, on which it was possible to compute the stress concentration. As a result of these tests a formula has been established for the concentration factor α_k . If the tooth-fillet radius is denoted by r , the thickness of the tooth at the root according to the Fig. 9 by a , and the distance of the point of attack of the force Q from this tooth root cross-section by l , it is possible to use for a pressure angle of $\alpha = 20^\circ$ the following formula:

$$\alpha_k = 0,18 + \left(\frac{a}{r}\right)^{0,2} \left(\frac{a}{l}\right)^{0,4}. \quad (9)$$

In place of l should be substituted, depending upon the method of calculation, either the height of the point of action situated on the tip of the tooth, or the point of action situated at the point of the single pair contact. In addition to the concentration factor α_k , a factor of the magnitude of 1,25 should be taken into account for the surface roughness of the tooth.

In order to determine the allowable bending stresses at the root of the tooth, fatigue tests were carried out in such a manner, that a single tooth of gears made of different materials was stressed alternately by means of an Amsler pulsator applying a certain lower and greater load. By means of this test the fatigue limit of the tooth root was determined, that is to say, the Wöhler fatigue curves were plotted for the various materials. These tests carried out with the pulsator were completed also by running tests of gears under load. As a matter of fact, the additional dynamic loads resulting from tooth inaccuracies and elastic deformations only present themselves at running tests carried out with real gears. These tests data make possible the design for bending strength of gears to be effected so as to take the fatigue limit into account. The fatigue limits σ_{hlw} established for the alternate bending of the tooth root are contained in Table V.

TABLE V

Serial No.	Material						Gear				
	Description	Standard notation	Old notation rarely used in industry	Tensile strength σ_B kg/mm ²	Fatigue limit for alternating bending σ_{hw} kg/mm ²	Brinell hardness		Fatigue limit of tooth root with repeated bending σ_{Hk} kg/mm ²	Surface stress		
						in the core	on the surface		Fatigue limit of surface stress factor k_D kg/mm ²	Fatigue limit of Hertz stress σ_{HD} kg/mm ²	
1	Cast iron	Öv 18		18	9	170		5,0	0,16	34,2	
2		Öv 26		26	12	235		6,7	0,27	44,4	
3	Steel casting	Ac 50		50	20	150		16	0,183	36,6	
4		Ac 60		60	42	175		19,5	0,25	42,8	
5	Unalloyed structural steel, unhardened	A 42,11		42	20—24	125		18	0,17	35,3	
6		A 50,11		50	23—28	150		21	0,25	42,8	
7		A 60,11		60	28—33	180		23,5	0,33	49,2	
8		A 70,11		70	33—40	208		27	0,43	56,1	
9	Electrocarbon steel, heat-treated	Ac 25,61		47—55	22—27	140		20,5	0,21	39,2	
10		Ac 35,61		55—65	27—30	165		23	0,27	44,5	
11		Ac 45,61		65—75	30—34	185		25,5	0,34	49,9	
12		Ac 60,61		75—90	34—41	220		28,5	0,48	59,3	
13	Alloy steel heat-treated	Cr 135	Vc 135	72—90	36—44	270		33	0,79	67,5	
14		hardened in cyanide bath					460	550	36	3,27	154,6
		Ms 135	VMs 135	80—85	38—46	290		34	0,91	81,0	
15		hardened in cyanide bath					470	550	37,5	3,27	154,6
		Cr Mol40	VCMo 14	95—110	46—54	300		35	1,00	85,7	
16		hardened in cyanide bath					480	570	42	3,25	14,4
		CrNi1569	VCN 15	60—85	30—40	300		30	0,9	81,3	
17		hardened in cyanide bath					360	440	36	1,96	120,0
		CrNi 2569	VCN 25	80—95	40—45	320		33	1,03	88,2	
18		hardened in cyanide bath					380	470	40	2,2	127,0
		CrNi 3569	VCN 35	90—105	45—50	360		35	1,3	97,8	
19		hardened in cyanide bath					430	530	42	2,8	143,6
		CrNi 4569	VCN 45	100—120	50—70	400		36,5	1,73	113,0	
20		hardened in cyanide bath					500	590	43	3,75	166,0
		Electrocarbon steel, heat-treated	Ac 10,61		45—60	25	170	590	23	3,55	161,8
Ac 16,61				50—55	27	190	600	25	3,66	164,0	
22	case hardened	Cr 80	EC 80	80—100		270	600	38	3,96	170,5	
23		Cr 100	EC 100	100—130		360	620	43	4,23	176,5	
24		Ni 15,68	EN 15	60—80		200	600	30	3,96	170,5	
25		CrNi 2568	ECN 25	80—110		265	614	26	4,15	174,5	
26		CrNi 3568	ECN 35	90—120		300	620	40	4,3	178,0	
27		CrNi 4568	ECN 45	120—140	50	400	640	43,5	4,5	182,0	
28			15 CrNi 6	90—120		310	600	40	3,96	170,5	
29			15 CrNi 8	120—145		400	620	43	4,23	176,5	
30			hardened in cyanide bath	155—180		460	600	39	3,96	170,5	
31		Steel suitable for oxy-acetylene or inductive hardening		CK 53	90		270	640	37	4,45	181,0
32	Ms 135		VMs 135	90		270	595	39	3,85	168,0	
33	AVCr		50 CrV 4	90		270	620	41	4,15	174,5	

From the point of view of fatigue the greatest local tensile stress is more dangerous than the compression stress. In order to prevent any fractures resulting from fatigue, the greatest local stress i. e. the nominal stress increased by the factor α_k and by the factor taking into account surface roughness must be kept lower than the stress contained in Table V, that is to say

$$1,25 \alpha_k \tau_n < \sigma_{htw}.$$

The ratio of the right-hand side to the figure computed on the left-hand side will give the real safety factor. Through this safety factor the additional load caused by the dynamic load resulting from profile inaccuracies and other causes should also be taken into account.

The stress concentration set up at the tooth root can be reduced by the grinding or polishing of the tooth fillet. For this purpose new kinds of grinding

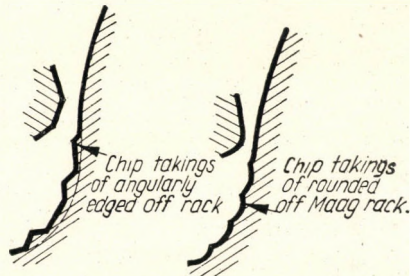


Fig. 10

and lapping machines are being recently constructed abroad. Another usual method is to blast the surface of the tooth with steel shot to consolidate it through this treatment. This method is relatively inexpensive, rapid, and highly effective for raising the fatigue limit and thereby the life of the tooth root. As the tooth root is a place of stress concentration, it is necessary to avoid such production method, as is liable to leave deep traces, scratches on the tooth fillet, particularly in the use of alloyed steels which are substantially more sensitive to stress concentration effects than carbon steels. From this point of view methods of gear cutting in which the corners of the MAAG rack are, instead of rounding them off with a radius, formed with an angular break off, should be considered undesirable. A MAAG rack formed in this manner will, in accordance with the left-hand side of Fig. 10, leave a fillet of stepped form, the sharp corners of which are disadvantageous from the point of view of stress concentration.

In addition to the fracture of teeth resulting from fatigue deriving from excessive bending stress, pitting owing to the fatigue of the tooth surface, and, finally, the scouring effect may also cause the gear teeth to be unserviceable.

Scouring of the surface may be prevented by a suitable method of hardening, and in addition, by accurate methods of machining, for instance by grinding, finally by correct lubrication. Initial wearing-in will also help to improve the tooth surface. Under such circumstances it is solely the pitting of the tooth surface that may cause the tooth to become worn if the gear is properly proportioned for bending stress.

By the pitting of the tooth surface small surface parts become detached from the surface, leaving small cavities or pits behind. Pitting starts from small cracks, proceeding from the surface in the inward region, until the small surface parts are detached. This phenomenon may also occur during a short use of the gear, if it is subjected suddenly to full load without previous and gradual wearing-in, but it is also liable to present itself after a long period of service

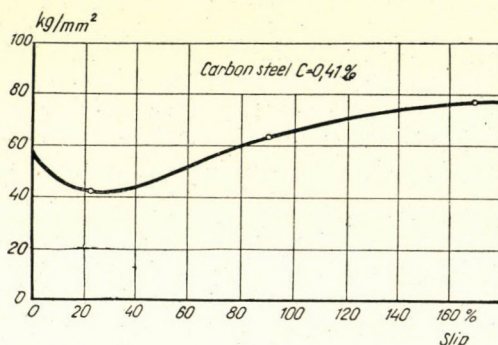


Fig. 11

too on such gears which had initially been worn in carefully. Any improvement of the surface finish will delay pitting, which is further delayed by greater surface hardness. Pitting also depends on the viscosity of the oil employed, notably, with a more viscous oil, it will only present itself at higher loads than with thin oil.

Pitting will not occur along the whole surface of the tooth profile, but will, in general, begin below the pitch circle, in the direction towards the root of the tooth, it will occur very seldom on the addendum. This latter part of the tooth is rather liable to suffer scouring effect caused by friction under certain unfavourable conditions.

In order to investigate pitting, tests were carried out with steel discs compressed against each other by allowing them to run at different speeds, that is to say, with different surface slip. It was determined as shown on Fig. 11, that pitting occurred at the lowest load, when the specific slip had a negative figure of about 22%. In the case of gears negative slip means that the smaller involute part is in contact with the larger involute part, and this is the case on the surface of the dedendum. In places where the slip is positive, that is to say, on the surface moving at a higher velocity, no pitting was observed.

The expression of negative slip occurs in foreign technical literature. In accordance herewith, in Fig. 2, the value of relative slip above the 0 line are the negative slips, whilst the ordinates below the 0 line, extending down to the hyperbola traced in broken lines, are the positive slips. The introduction of the term of negative slip is, however, unnecessary, because the ordinates above the 0 line are entirely sufficient for the characterisation of the slip conditions.

As pitting is liable to occur near the pitch circle, the erroneous view was formerly held that pitting begins at the place where pure rolling takes place, that is to say, at the pitch circle. In reality, pitting has nothing to do with the pitch circle. According to another opinion, the reason of pitting at the pitch

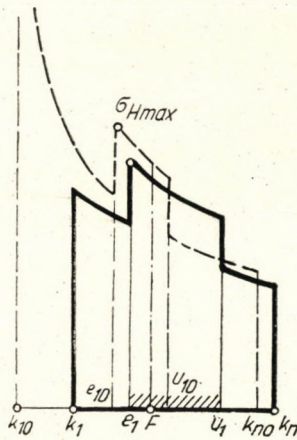


Fig. 12

point is, because there the slip changes its direction, and for this reason at this point the tangential force is greater. Tests carried out with cylinders showed, however, that in case of negative slip, that is to say, at the root part of the pinion pitting starts first, where the relative radius of curvature is smaller than at the pitch point.

In the case of two surfaces pressed together, the value of the stress set upon the surface depends on the relative curvature existing at the point of contact. For this surface stress the formula deduced by Hertz should be used. When two cylinders are pressed against each other with force Q , the highest stress presenting itself at the centre, the so-called Hertz stress denoted by σ_H , can be calculated from the following formula :

$$\sigma_H^2 = 0,35 \frac{Q}{b} \frac{\frac{1}{\rho_1} \pm \frac{1}{\rho_2}}{\frac{1}{E_1} + \frac{1}{E_2}} = 0,35 \frac{Q}{b} \frac{2 E_1 E_2}{E_1 + E_2} \frac{\rho_2 \pm \rho_1}{2 \rho_1 \rho_2} \quad (10)$$

The sign + is valid for external gears, the sign - for internal gears. Accordingly, for external gears, the stress, if the notation E_k is introduced, is :

$$\sigma_H = \sqrt{0,35 \frac{Q}{b} E_k} \sqrt{\frac{\rho_1 + \rho_2}{2\rho_1\rho_2}} = \sqrt{0,35 \frac{Q}{b} E_k} \cdot c \quad (11)$$

The figure of c is characteristic for the distribution of stress σ_H along the line of contact. This stress is in a square root relation to the load. Supposing rigid teeth, it is the figure c including the varying radii of curvature that supplies information regarding the distribution of the Hertz stress. As

$$\rho_1 + \rho_2 = a \sin \varepsilon,$$

we have, by introducing this figure :

$$c = \sqrt{\frac{a \sin \varepsilon}{2\rho_1\rho_2}} \quad (12)$$

In the case of gears having the numbers of teeth $z_1 = 15$, $z_2 = 72$, and a pressure angle $\alpha = 20^\circ$, fig. 12 shows, with computed values c , the variation of the stress σ_H plotted in broken lines for the case of normal gears, and in full lines for the case of universal gears, corrected for equalized slip with correction factors taken from Table II according to *Diker*. The stepping occurs at the boundaries of single pair contact, where, in the case of a load of $Q/2$, the ordinate rises, in accordance with the square root relation, to a figure $\sqrt{2}$ times the original figure. In the case of normal gear, the line of stress passes for the pinion theoretically to infinite. In the case of universal gear, the figure of the *Hertz* stress is, in accordance with the full line, smaller.

From the diagram it can be seen that the greatest *Hertz* stress is set up at point e_1 situated at the beginning of the single pair contact, and not at the pitch point. This explains the fact experienced in practice, that pitting is usually set up at the dedendum of the pinion, where at the same time the slip also possesses a certain negative value. Accordingly, when designing a gear for the endurance limit, particularly if there is a great difference in numbers of teeth, i. e. if the gear ratio is high, it is necessary to conform oneself not to the conditions existing at the pitch point, but to those existing at the dedendum of the pinion, at the point of single pair contact, and to operate with the radii of curvature of the involute at this point. According to Fig. 3, these radii of curvature possess in the case of universal gearing the following values at point e_1 :

$$\begin{aligned} \rho_{e_1} &= \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2} - m \pi \cos \alpha \\ \rho_{e_2} &= a \sin \varepsilon - \sqrt{R_1^2 - r_{a1}^2} + m \pi \cos \alpha = a \sin \varepsilon - \rho_{e_1}. \end{aligned} \quad (13)$$

Accordingly, in designing it should be endeavoured to ensure that at the beginning of the single pair contact the Hertz stress should possess the permissible value.

In the case of normal gears the formula of the Hertz stress, making use of the relation $P = Q \cos \alpha$ existing in the pitch point, and introducing the notation relating to the relative radius of curvature :

$$Q_k = \frac{2Q_1Q_2}{Q_1 + Q_2}$$

at the pitch point, will be the following :

$$\sigma_H^2 = 0,35 \frac{P}{b \cos \alpha} \frac{E_k}{Q_k} \quad (14)$$

Herefrom the peripheral force will be :

$$P = 2,86 \frac{\sigma_H^2}{E_k} b \cos \alpha Q_k \quad (15)$$

Tests were carried out also for investigating the surface endurance limit of gears, not only by means of cylinders, but also by gears running under load, in the same way as in the researches relating to bending strength. From these tests it was established that the Hertz stress endurance limit stands in the relation $\sigma_H \cong 0,28 H_B$ with the Brinell hardness. Taking this into account, it appears from the formula given above, that with the increase of the surface hardness the amount of peripheral force rises in a very favourable manner, according to a square proportion. In the formula the following notation is employed :

$$k = 2,86 \frac{\sigma_H^2}{E_k}$$

This figure is called the theoretical surface stress factor.

If the number of teeth is not greatly differing i. e. if the gear ratio is not much greater than $i = 1$, the figure σ_H at point e_1 is likewise not much greater than the figure at the pitch point, so that in this case the design can be carried out with the radii of curvature existing at pitch point F .

Denoting the radii of curvature of the involute at the pitch point by Q_1 and Q_2 , these radii can be expressed by the pitch circle radii $d_1/2$ and $d_2/2 = i \frac{d_1}{2}$ or in the case of universal gearing, by the radii of the rolling circle. Thus the

relative radius of curvature will be :

$$\rho_k = d_1 \sin \alpha \frac{i}{i \pm 1}$$

and with this we have :

$$P = k b d_1 \cos \alpha \sin \alpha \frac{i}{i \pm 1} . \quad (16)$$

Expressing the peripheral force P by the moment :

$$P = \frac{2 M_1}{d_1} .$$

With substitution and transformation we have :

$$M_1 = k b d_1^2 \frac{\sin 2\alpha}{4} \cdot \frac{i}{i \pm 1} . \quad (17)$$

According to this latter formula the load capacity of the tooth is proportional to $\sin 2\alpha$. This reaches its maximum figure at $\alpha = 45^\circ$. A pressure angle of so great magnitude cannot be employed, because at this angle the tooth-tip would become pointed out more quickly, and it would not be possible to obtain a sufficient tooth depth. In general, the figures of pressure angle extending up to 24–27 degrees will, even with a tip width of sufficient magnitude, still give a sufficiently high contact figure. For this reason gears with a pressure angle exceeding 20° , designed as universal gearing, are more advantageous. In some foreign countries tools having a pressure angle of $26\frac{1}{2}$ degrees have also been standardized for the aircraft industry.

In the case of high gear ratios stress σ_H , and with it factor k will also have a higher value at point e_1 of single contact than in the pitch point. Accordingly, it is the figure at this point that should be taken into account in designing. Factor k increases in the direction of the relative radii of curvature, that is to say, the theoretical surface stress factor k_e at the start of the single pair contact is the following :

$$k_e = k \frac{\rho_1 \rho_2}{\rho_{e_1} \rho_{e_2}}$$

Herein

$\rho_{e_2} = a \sin \varepsilon - \rho_{e_1}$: whilst on the other hand $\sin \varepsilon = \rho_2 \pm \rho_1$. This should be substituted and the numerator, as well as the denominator should be divided by ρ_1^2 . In this case

$$k_e = \frac{\frac{\rho_2}{\rho_1}}{\frac{\rho_{e_1}}{\rho_1} \left(\frac{\rho_2}{\rho_1} \pm 1 - \frac{\rho_2}{\rho_1} \right)} k .$$

We know, that $\frac{\rho_2}{\rho_1} = i$. Let us now introduce the notation $f = \frac{\rho_{e1}}{\rho_1}$ which is the ratio of the radii of curvature at the single pair contact and at the pitch point on the pinion. In the case of universal gearing, the value of this ratio can be computed from the following formula :

$$f = \frac{\rho_{e1}}{\rho_1} = \frac{\sqrt{[0,5 z_1 + 1 + x_1 - (x - o)]^2 - (0,5 z_1 \cos \alpha)^2} - \pi \cdot \cos \alpha}{0,5 z_1 \cos \alpha \operatorname{tg} \varepsilon} \quad (18)$$

By substituting the values f and i , we have :

$$k_e = k \frac{i}{f [i \pm (1 - f)]} = k_m \quad (19)$$

that is to say, the value k_e existing at the beginning of the single pair contact should be equal to a permissible value of k_m of the surface stress factor. If herefrom the figure of k at the pitch point F is expressed and substituted into the expression of torque M_1 , and if the values to be computed i. e. tooth width b , and in the case of universal gearing the diameter d_{g1} of the rolling circle are transferred to the left-hand side of the equation, the following equation will be obtained for universal gearing :

$$b \cdot d_{g1}^2 = \frac{M_1}{k_m} \frac{4}{\sin 2 \varepsilon} \frac{i \pm 1}{[i \pm (1 - f)] f} \quad (20)$$

Accordingly in design, the procedure to be employed is the following. The correction factors for numbers of teeth z_1 and z_2 corresponding to the programmed gear ratio are taken : in the case of a pressure angle of 20° from the *Diker* table corresponding to equalized slip, and in the case of a different pressure angle, from a table corresponding to this pressure angle, then the specific centre distance factor δ belonging to gear pressure angle ε is computed. Thereby we can determine ratio f from the formula (18) given above. Following this, the permissible value of k_m is determined by taking into account figures k_D indicated in Table V, with a certain factor of safety for dynamic effect in accordance with the gear material employed, and effecting the calculation for a certain term of life.

With the computed figure of f and with this permissible surface stress factor k_m we calculate from formula [20] the product $b d_{g1}^2$, from which, by assuming the tooth length factor $b = \psi m_g$, it is possible to calculate a rolling circle module. The so called tool module belonging to this figure should be determined with the aid of the cosine relation valid for universal gearing, and the figure calculated is rounded off upwards to a standard tool module. The correction necessary for rounding off should be carried out regarding tooth width b .

This method of calculation will, if the correction factors are taken from Tables I to IV, enable to design such a pair of gears in which *the slip will be equalised and the surface strength of the tooth will be satisfactory from the point of view of life.*

The figures of k_D shown in Table V relate to oil of 13° E viscosity. In the case of other viscosities figures k_D should be multiplied by a factor according to the following :

Factor :	0, 7,	0, 75,	0, 8,	0, 9,	1, 0,	1, 1,	1, 2,	1, 3,	1,35
Viscosity in E° :	1, 5,	3,	5,	9,	13,	19,	26,	35,	40.

The figure k_D in the Wöhler diagram is the fatigue limit. If the fatigue diagram is plotted in accordance with Fig. 13 with the life factor on the abscissa, calcu-

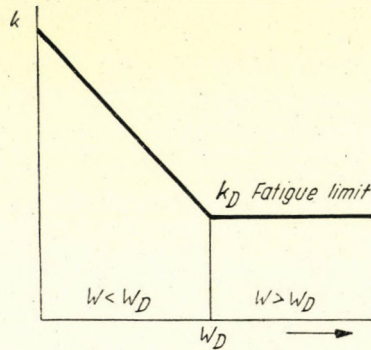


Fig. 13

lated with number of revolutions per minute : n and with hours of life : h , that is with the following figure :

$$W = \frac{60nh}{10^6}$$

the breaking point of the diagram will be obtained at a certain life factor W_D . From this point onward the fatigue limit of constant value k_D is valid. Up to now the number of experimental data available in technical literature regarding the locus of the breaking point and the fatigue limit k_D valid at this point is still very small. Moreover, the figures of W_D found in technical literature are substantially lower than the figures usually employed in practical gear design.

If the gears are working periodically and life factor W is smaller than W_D , it is possible, in accordance with the rising part of the Wöhler diagram to calculate with a figure higher than the one in the table. Conversion can be effected with the aid of the cube root relation generally valid for life diagrams, that is to say, it is the figure

$$k = k_D \frac{W_D^{1/3}}{W^{1/3}} \quad (21)$$

that should be taken into account. In the case of some materials this conversion will give a lower figure than yielded by the test diagram, that is to say, in the absence of a Wöhler diagram this figure can be used safely. Calculating permissible figure k_m for dynamic effects too, it should of course be taken lower by employing a factor of safety.

As in general the Hertz stress stands in a relation $\sigma_H \simeq 0,28 H_B$ to Brinell hardness, it is also possible to determine k_D by computing from the Brinell hardness, that is to say

$$k_D \simeq 2,86 \frac{0,28^2 H_B^2}{E_k} \simeq 0,224 \frac{H_B^2}{E_k} \quad (22)$$

The k_D figures of Table V relate to the use of the same material for both gears i. e. steel with steel, where the relative modulus of elasticity is :

$$E_k = E_1 = 2,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2.$$

If a steel gear works with some other material, for instance with cast iron having modulus of elasticity E_2 , the relative modulus of elasticity should be calculated from the following formula :

$$E_k = \frac{2E_1E_2}{E_1 + E_2}$$

In this case surface stress factor k_D will be modified in inverse proportion to the relative modulus of elasticity, that is to say, the figure of k_{D_2} valid in the case of a mating gear material possessing a coefficient of elasticity E_2 can be computed from the following formula :

$$k_{D_2} = k_D \frac{E_1}{E_k} = k_D \frac{E_1(E_1 + E_2)}{2E_1E_2} = k_D \left(0,5 + \frac{E_1}{2E_2} \right). \quad (23)$$

In the case of cast iron, for instance, $E_2 = 1,1 \cdot 10^6 \text{ kg/cm}^2$, and with this figure $k_{D_2} \simeq 1,5 k_D$.

In designing gears, we are no longer faced with a purely kinematical problem. Even a geometrically perfect gear becomes incorrect when distorted by load, and therefore in gears design, the elastic properties, the deformation of gears, of their shafts, bearings, and sometimes also of the gear housings should also be considered. By the use of excellent material the surface load upon the teeth may be increased, and better machining processes have increased accuracy. Under the effect of these factors the inaccuracies of manufacture in gearcutting have become smaller than the distortion of the teeth under load. For this reason, it is necessary to think also of the elimination of defects caused by any tooth deflection.

When the load is being carried by a single pair of teeth, the deformation may be substantially greater than when two pairs of teeth are participating in the transmission of the load. This results theoretically in a continuous fluctuation of the angular velocity, leading to dynamical overloading of the teeth. For a certain constant load it is possible to balance this fluctuation of the angular velocity by modifying the involute tooth profile in accordance with Fig. 14 by tip relief starting from the point of single contact, and increasing towards the tip of teeth. For ensuring noiseless running, one of the most useful results achieved

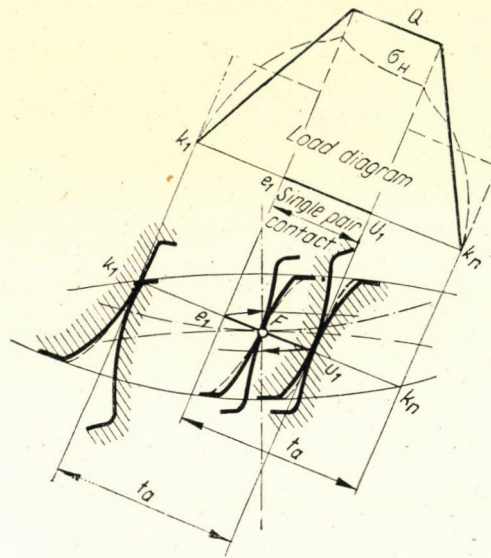


Fig. 14

recently was that obtained by the tip relief. By means of such modification, it is endeavoured to achieve that at the beginning of contact the tip of tooth should enter into contact under no load conditions. It appears from Fig. 14, that a certain mutual approach will take place, owing to the deformation of the tooth, between the two teeth still in contact at point u_1 behind the pitch point, partly in consequence of the tooth surfaces, as cylindrical surfaces, jammed into each other. Such mutual approach results at point k_1 in a sudden stress on the pair of teeth entering into contact, and in noise caused by it. In order to eliminate this possibility, it is advisable to cut narrower the tip to an extent corresponding to the amount of deflection.

The tip relief of the tooth has also been determined experimentally by chucking a gear into a jig, and gradually loading one tooth of the gear. It will then be possible to figure out the necessary amount of modification of the tooth through the measured deflections. If we intend to calculate the deflections,

owing to the variable cross-section of the tooth, it can be determined graphically by the Mohr method that part of the deformation, which corresponds to the bending stress whilst the mutual approach resulting from the compression of the tooth surfaces can be computed with the aid of Hertz's theory.

On the upper part of Fig. 15, the deformations of the teeth are shown along the line of contact. The sum of deformations $\delta_1 + \delta_2$ presenting them-

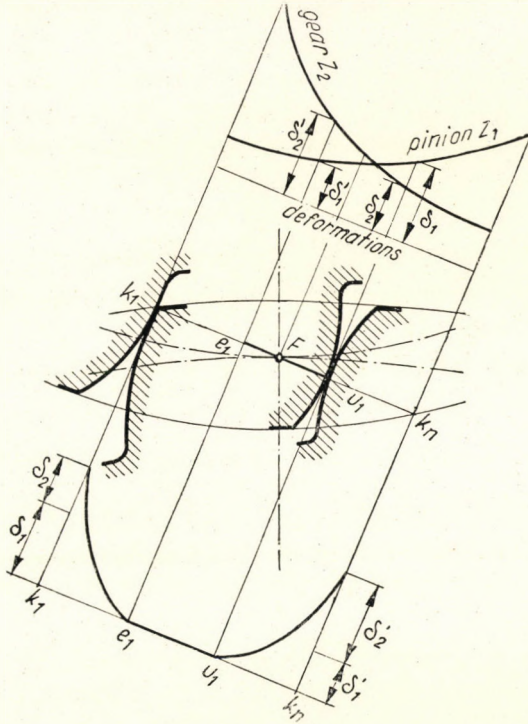


Fig. 15

selves at point u_1 is the amount, by which the upper, driving gear will suffer compression i. e. approach. The following root part entering into contact at point k_1 will enter into contact with a force of 0, i. e. without any shock or noise, if the tip face of the lower gear is reduced, i. e. cut off in the direction of the line of contact to an extent corresponding to deformation $\delta_1 + \delta_2$. As shown on the lower diagram of the figure, the extent of tip relief should up to the one pair of teeth contact e_1 decrease parabolically down to the figure 0. The shape of the curve may be expressed by the parabola $y = Cx^{1.5}$; the constant C can be determined from the known value at point k_1 . On the other hand, the tip face of the upper gear, in order to ensure its smooth exit at point k_n , necessary

to be cut off in accordance with the sum of deformations $\delta'_1 + \delta'_2$, presenting themselves at point e_1 , with a similar reduction corresponding to a 1,5 parabola likewise.

As it is necessary that the tip relief should take place to the extent called for by the deflection caused by the load, it follows, that a truly accurate correction for tooth deflection, can be made for one rate of loading only to an extent corresponding to that load, this will result in ensuring smooth contact and noiseless running. In the case of gears operating under varying load it will no longer be possible to achieve the desired result.

The method employed for tip relief consisting in the introduction of a certain amount of increase of thickness in the root part of the basic rack hob, cannot be considered correct. With the gears having less number of teeth, produced by this manner the amount of cutting-off will be different from that produced on the gears having a larger number of teeth, and this will probably not correspond to the amount demanded by the power transmitted or by tooth pressure. This circumstance renders the manufacture of gears with tip relief rather difficult. On the MAAG grinder the tip relief can be carried out by means of a special apparatus; in the control of the rolling motion a special cam may be provided for producing an additional extra motion during the grinding of the tip face of the tooth. On an ordinary MAAG grinder the tip relief may be achieved by a corresponding local reduction of the radius of the segment of the steel bands assuring rolling displacement. In the case of mass production, when end finish is performed by shaving, it is possible to give such a shape both to the milling cutter and to the shaving tool as to ensure that the tool should also incorporate the necessary amount of tip relief too.

In the *technological processes of the manufacture of gears* recent aims are directed on the one hand towards the reduction of machining time, and on the other hand towards the accuracy of manufacture.

One recent process is the manufacture of gears by *precision casting* in which the gears are cast in moulds made by ceramical methods. The ceramical mould offers a smooth and fine surface thus rendering unnecessary any subsequent machining of the tooth surfaces.

Gears are also produced by the *powder-metallurgical method*, by compressing metal dust and sintering it by heating; but the mechanical resistance of such gears is lower, and therefore they can only be used for subordinate purposes, e. g. for gears of oil pumps.

A method of greater importance for the manufacture of gears is *hot rolling*. Experiments in this direction are going on in Hungary also. Hot rolling can be carried out in two ways. One is the method also employed in the rolling of screw threads, in which the work rotates freely between the master wheels. The other method is to rotate the piece in positive connection with the master wheels.

In the former case the magnitude of the pitch varies during machining, as at first it is the outside part of the master wheels that works into the piece. In the case of a positive connection the penetration of the master wheels into the work takes place from the beginning in accordance with the number of teeth to be produced. Undoubtedly, it is this latter method that is preferable and assures accurate tooth surfaces. As a matter of fact, a circumstance that is disadvantageous in the case of a freely rotating work is the fact that owing to the lack of any positive connection it is rather on the root part of the piece that pure rolling takes place, as on this outside part the master wheel exerts with its top part during penetration the greatest shaping effect at the bottom of the tooth groove of the piece, and there will be forced pure rolling. For this reason the gear is produced not by pure rolling corresponding to the pitch circle, but by rolling corresponding to a circle situated within the pitch circle. Thus the tip of gear produced may be thinner than theoretically necessary.

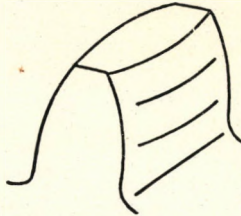


Fig. 16

Another rapid method of gear production is *cold drawing*, in a number of stages, through suitably prepared matrices. In this method the production of the tool in the shape of an internal gear is rather complicated.

In the production of spur gears, attempts were made to give the tooth a *barrel-shaped form*, what is called *ellipsoid tooth*, in view of enabling concentrated contact on the middle part by producing a longitudinal convexity, thus the contact at the corners is avoided. Fig. 16. This shape provides a certain amount of adjustability for the gears. Such a barrelshaped form of tooth can be produced by means of the new Klingelnberg generating gearcutter working with two tool heads, which machine can also be adjusted to produce the tip relief of the tooth profile. This barrel-shaped construction is, of course, useful in those cases, when it is necessary to calculate with a certain amount of inaccuracy in the assembly of the gears, but is should be detrimental when a large load is acting. In such a case the barrel-shaped construction is liable to produce a higher stress about the middle part of the tooth, which may result in earlier pitting.

In the production of accurate gears by means of *grinding*, it is possible, in the case of small modules below $m = 0,8$ mm, to produce gears *from the full*. It is with this method that gearing can be carried out with the Reishauer gear-

production machine. In the case of this machine the tool performing the grinding is really a grindstone having the shape of a spiral milling cutter fitted with a number of thread turns, the tooth grooves being produced by this grindstone. As more than one face of the grindstone is working simultaneously, the productive capacity of the machine is very high.

In the competition of grinding machines the MAAG works designed the »grinding machine of 0 degree«. In the case of this machine grinding is performed by means of discs grinding in parallel according to Fig. 17. In this case the lower rims of the parallel grindstones are coming into contact with the tooth involutes at the terminal points of the tangent drawn to the base circle. The discs are able to grind the tooth width along a smaller length of travel than in

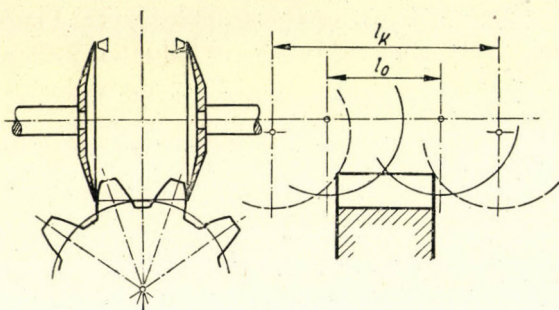


Fig. 17

the case of the grinding discs adjusted at an angle corresponding to the basic rack profile. As a matter of fact, in this latter case grinding begins at the tooth tips, the disc assumes the positions shown in broken lines on the figure, to which position corresponds displacement l_k . In the case of »0 degree grinding« the length of displacement is the smaller distance l_0 .

Out of the most recently employed methods of high-finish in the manufacture of gears is *shaving*. The essential feature of this method consists in the removal of extremely fine chips of a thickness of 0,005 to 0,001 mm. Such chipping is performed by means of the sharp edges of grooves provided on the surface of the teeth of a tool having either the shape of a gear, or that of a rack. In the case of a rack the tool is built up of plates. When gear to be machined and the tool are mating, and allowed to turn in mesh, there will be in addition to the rotary motion also a sliding of the mating tooth profiles relative to each other (Fig. 18/a). Shaving performed by means of a gear tool is the method which is more frequently employed and which is also more advantageous, because the production of the gear tool is substantially simpler and considerably less expensive than that of the shaving rack. Moreover the gear will also ensure a better removal of chips, and can be used in the production of external as well as of internal gearing.

Chipping is performed by the sharp edges of narrow grooves provided in radial direction, in accordance with Fig. 18/b, on the surface of the teeth of the gear wheel tool. For shaving spur gears with straight teeth the tool is made as helical gear, the angle of which may amount when machining cast iron, to 10° , in case of steel to 12° . In the case of producing helical gears the tool may either be of the straight-tooth, or of the helical type, but so that the difference of 10 to 12° mentioned above should exist between the axes of the tool and that of the gear. In neither case is permissible for the axes of the tool and of the gear to be parallel. Such a crossing of the axes will produce the longitudinal sliding movement necessary for the cutting process, notably the sliding of the tooth of the

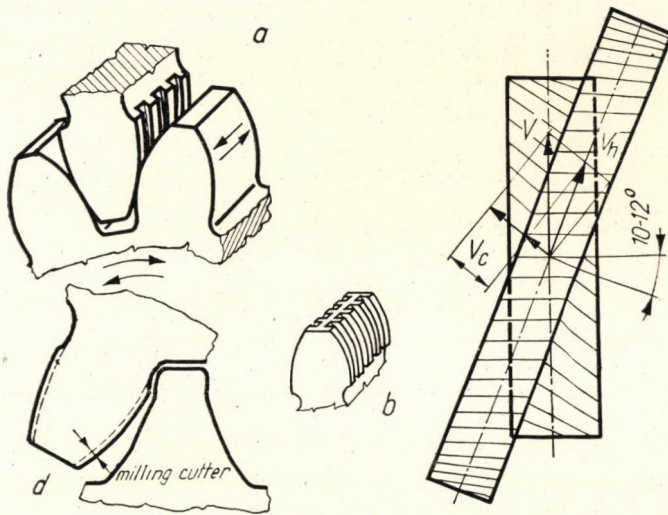


Fig. 18

tool with a relative velocity of v_c along the teeth of the work in accordance with Fig. 18/c. When reducing the angle, capacity of production will be diminished but the smoothness of the surface will become increased. In the case of an angle of inclination of the axes of θ , shaving would cease and ordinary mating of the two gears would result. During machining, a longitudinal forward feed is also given to the gear. Compared with the velocity of the profile slip along the tooth, however, the longitudinal feed is so small, as to be practically negligible.

Shaving is able to ensure an extremely high degree of accuracy, it produces gears of first and second-class accuracy equivalent to those manufactured by grinding. In the case of mass production it enables narrow limits of tolerance with a much shorter time of machining than in the case of grinding. The finish of the machined surfaces approaches the finish obtainable by grinding with a finegrained grinding disc. It should not be forgotten, however, that shaving

is only a finishing operation, and that accordingly it is not only the shaving, but also the quality of the previous roughing that influences the accuracy of the gears. If the necessary accuracy is lacking in the preceding operation, shaving will rather lead to a greater deterioration of the tooth profile as compared to the profile that existed before shaving. In order to lessen the stress on the outside part of the shaving wheel, hobbing should be performed with the aid of a hob of such a kind, in the outside part of which a protuberance shown distorted on Fig. 18/d is provided.

The sharpening of the shaving wheel is usually performed on tooth-grinding machines of the ordinary type. The tool can be re-ground six or seven times.

During shaving it is possible to give the table, in connection with the longitudinal feed, a small additional oscillation too, thus enabling the ellipsoid form of the teeth to be produced.

As gears are necessary elements of many machines, it seems probable that we must also direct our efforts gradually towards the development of our gearing machine construction industry too. In the first place we must aim at the production of gearing tools, as in many cases it is not so much the lack of gearing machines, but the lack of tools that is hampering our production of gears.

It is also necessary that we should improve the quality of our gear production. It is necessary that rules for reception should be worked out, which will increase the improvement of quality. A frequent method of quality reception consists in the examination of the noiseless running of the gears. Noiseless running may reassure us regarding the question whether the gear has been manufactured accurately. Forces arising from inaccuracy or from defects of teeth and set up suddenly will cause uneasy running.

Experimental research work serving for the investigation of the circumstances of noiseless running is being carried out in the Soviet Union by Professor Dyenkin. In the case of pairs of gears equipped with a special kind of noiseless journalling, Prof. Dyenkin collects the noise set up in the running of gears by means of a condenser microphone; this noise is decomposed, by means of a sound analyzer into frequency bands, and the intensity of the various frequencies is being measured. It is from the results of these measurements that it is possible to take those diagrams which show the influence of the various sources of defects. The defects of the basic pitch and the defect of the eccentricity of the involute exercise the greatest effects.

The foregoing has mainly dealt with spur gears but the facts established in connection with them are valid for the other types of gears too. Thus for instance, with the aid of the Diker Table, gearing can be carried out with correction factors permitting the slips to be equalized in the case of helical gears as well as of bevel gears. The results of the tests relating to life as well as those

of noise tests carried out with spur gears can likewise be used for the other types of gears. The study of the leading soviet technical science and its transfer into practice can therefore help to solve the whole gearing problem. In order to enable up-to-date designing satisfying the requirements of economy regarding materials the thorough study of numerous other questions is also required, as for instance, the determination of fatigue diagrams for Hungarian gear materials, the influence of the various hardening processes and of the hardening layer, the influence of the quality of oil; for calculation from the point of view of mechanical resistance, the closer study of tooth form factors, stress-concentration effects, etc. In addition to laboratory research work, the collection of practical experience in view of the further development of theory would also be essential, whereby enabling — for instance the question and influence of dynamic effects —, to be studied more closely and used for economical dimensioning. All these problems require the close unity of theory and practice, partly in order to enable the results of leading soviet engineering to be carried into practice as quickly as possible, in view of accelerating our industrial development, and partly in order to ensure that practical experience collected in the various works should not remain isolated, but should become common property in the development of Hungarian engineering science.

Finally I wish to express my thanks to the workers of the Department of Machine Elements, for having given me great aid in the working-out of the material of this paper, in the tracing of the drawings and calculating the tables necessary.

SUMMARY

Uniform Hungarian nomenclature for the theory and practice of gearing is necessary.

Under influence of German DIN Standards has spread the drawback of correction considering undercut limit. More perfect method is correction for compensated sliding like MAAG's correction for standard gear of 15° pitch angle, kept secret for a long time. Soviet CKBR method of correction made public by J. I. Diker. Drafting hyperbolae of sliding. Evaluation of corrections to attain compensation of sliding. Upper limit of correction from the point of view of running to a point, or of the band width of the tip necessary for hardening.

Problems of design for strength. Design for bending strength. Stresses at the root of the tooth. Design for bending with consideration of contact number. Tooth form factors for standard and corrected gearing.

Surface strength of teeth. Change of load due to contact ratio > 1 . Change of Herz's surface stress along the line of contact. Limits of contact of one pair of teeth in mesh. Determination of radii of curvature at different characteristic points of the line of contact. Occurrence of pitting. Experimental results of examination of surface stress. Resistance of gear materials to pitting. Effect of sliding on pitting. Effect of lubricating oil on pitting. Up-to-date calculation method for endurance and with consideration of surface pressure at begin of contact of one pair of teeth in mesh.

Newer gear production methods: Shaving. Precision-cast gears. Gears produced by powder metallurgy. Hot-rolled gears. Newer gear grinding machines. Necessity of developing domestic production of gear cutting machines.

Specifications for acceptance tests on gears. Requirements of silent run. Elastic deformation of teeth and the degree of profile relief necessary to assure silent running. Experimental research into conditions of silent running.

НЕКОТОРЫЕ ВОПРОСЫ РАСЧЕТА И ПРОИЗВОДСТВА ОТЕЧЕСТВЕННЫХ
ЗУБЧАТЫХ КОЛЕС

И. Вэреш

Резюме

Создание единой отечественной номенклатуры, необходимой для теории и практики зубчатого зацепления.

Недостатки поправок, определенных с учетом предела подрезания и вошедших в геометрию зубчатого зацепления под влиянием немецкого стандарта DIN. Более усовершенствованным видом коррекций является коррекция по уравновешенным скольжениям, как например коррекция Мааг'а, сохранявшаяся долгое время в тайне, — по универсальному 15°-ному зубчатому зацеплению. Советская система коррекций, сообщенная Я. И. Дикером, — ЦКБР применима как для компенсированного, так и для универсального зубчатого зацепления. Построение гипербол скольжения. Оценка сдвига инструмента для достижения уравновешенного скольжения. Верхний предел сдвига инструмента с точки зрения заострения зубьев, или же размера фаски, необходимой для закалки.

Проблемы расчета на прочность. Расчет на сопротивление изгибу. Напряжения, возникающие в основаниях зубьев. Расчет на изгиб с учетом числа зацеплений. Установление факторов формы зубьев при элементарном и скорректированном зацеплении.

Прочность поверхности зубьев. Изменение силы нагрузки в случае более одного зацепления. Изменение поверхностного напряжения Герца вдоль линии зацепления. Пределы зацепления одной пары зубьев. Определение радиуса кривизны на различных характерных точках зацепления. Явление местного выкрашивания (питтинг). Результаты опытов при исследованиях поверхностных напряжений. Прочность материалов зубчатых колес в отношении местной выработки. Влияние скольжения на местное выкрашивание. Влияние смазочного масла на местное выкрашивание. Современный расчет на устойчивую прочность с учетом факторов бортового давления в начале зацепления одной пары зубьев.

Новые технологические процессы зуборезания. Шевингование. Зубчатые колеса прецизионного литья. Зубчатые колеса, изготовленные методами порошковой металлургии. Производство зубчатых колес при помощи горячей прокатки. Новые зубошлифовальные станки. Необходимость развития отечественного производства зуборезных станков.

Технические условия на приемку зубчатых колес. Условия бесшумного хода. Упругая деформация зубьев и степень необходимого фланкирования профиля для обеспечения бесшумного хода. Опытные исследования для определения условий бесшумности хода.

ACTA TECHNICA

TOMUS IV.

I n d e x

Содержание — Inhaltsverzeichnis — Table of Contents — Table des matières

<i>Barta, J.</i> : Über die Berechnung von rechteckigen Gittermasten auf Verdrehen — Я. Барта: О расчете прямоугольных решетчатых ферм на скручивание — Torsional stress analysis of lattice transmission line towers of square cross section — Calcul de pylônes en treillis de section rectangulaire en torsion	265
<i>Bölcskey, E.</i> : Poutres sur pieds en »V« — Э. Бэльчкеи: Конструкции с V-образными основаниями — Brückenträger auf »V«-Pfeilern — Trusses on »V« legs	155
<i>Egyed, L.</i> : Some notes concerning the question of isostasy — Л. Эдьед: К вопросу изостазии — Beiträge zur Frage der Isostasie — Contribution à l'étude du problème de l'isostasie	75
<i>Esztó, P.</i> : Principles of Rock Movement — Петер Эсто: Основы движения пород — Grundzüge der Gebirgsbewegung — Principes du mouvement des terrains	169
Л. Фекете: Метод графического определения удельного сопротивления сульфатных электролитов — <i>Fekete, L.</i> : Graphische Bestimmung des spezifischen Widerstandes von Sulfatelektrolyten — Graphic determination of the specific resistance of sulphate electrolytes — Détermination graphique de la résistance spécifique d'électrolytes à sulfate	245
<i>Geleji, S.</i> : Strangpressen und Presslochverfahren — Ш. Гелеи: Прессование прутков и пробивание дыр в болванках — Extrusion presses and press-punching — Presses à extrusion et poinçonnage	273
<i>Geleji, S. & Schej, I.</i> : Die graphische Ermittlung von Ziehplänen für Rohre — А. Гелеи и Ш. Шей: Графическое нахождение волоочильных планов для труб — Graphic method of tracing pipe drawing schedules — Détermination graphique d'opérations d'étirage de tubes	347
<i>Hazay, St.</i> : Das Transferieren Gauss-Krügerscher Koordinaten zwecks Darstellung in kleinem Maßstabsverhältnis — И. Хазаи: Трансформация координат Гаусса-Крюгера для целей картографирования малого масштаба — Transfer of Gauss-Krüger coordinates for small scale representation — Le transfer de coordonnées Gauss-Krüger pour la représentation à petite échelle	107
<i>Hazay, St.</i> : Umrechnung zwischen Gauss-Krügerschen Koordinaten, die verschiedenen Ellipsoiden angehören — И. Хазаи: Переводный расчёт между координатами Гаусса-Крюгера, относящимся к различным эллипсоидам — Conversion of Gauss-Krüger coordinates belonging to different ellipsoids — Réduction des coordonnées Gauss-Krüger appartenant à des ellipsoïdes différents	187
<i>Kovács, K. P.</i> : Über einige Fragen der Theorie des Asynchronmotors mit Doppelkäfigläufer — К. П. Ковач: О теории асинхронного двигателя с двойной беличьей клеткой. — Some problems of the asynchronous double-cage motor — Quelques problèmes de la théorie du moteur asynchrone à double cage	305
<i>Lázárovits, L.</i> : Testing spindle alignment (coaxiality) in machine tools — Л. Лазарович: Исследование коаксиальности металлообрабатывающих станков — Prüfung der Ausrichtung von Werkzeugmaschinenwellen — Épreuve de coaxialité des arbres de machine-outils	123
<i>Macher, Fr.</i> : Der Niederspannungsfunken als Lichtquelle der quantitativen Spektralanalyse — Ф. Махер: Искры низкого напряжения в качестве источника света для количественного спектрального анализа — Low frequency spark as source of light in quantitative spectrum analysis — L'étincelle de basse fréquence comme source de lumière dans l'analyse spectroscopique quantitative	145

- Mosonyi, E.*: Verfahren zur Bestimmung der hydraulischen Oberflächenrauigkeit — Э. Мошони: Метод определения гидравлической поверхностной шероховатости — Method of determining hydraulic surface roughness — Procédé de détermination de la rugosité de surface hydraulique 325
- Neubert, K.*: Über die Berechnung ausgekohler Räume — К. Нейберт: О вычислениях выработанных пространств — Computation of excavations in coal beds — Calcul de vides déhouillés 255
- Э. Папп, А. Ромвальтер и Х. Антонеску: Исследование окисляемости углей, в особенности анодных углей — Papp, E.; Romwalter, A. jr.; Antonescu, A.: Untersuchung der Oxydierbarkeit von Kohlen mit besonderer Rücksicht auf Anodkohlen — Test of the oxydizability of coal with special reference to anode coals — Essai d'oxygénabilité de charbons avec considération particulière de charbons d'anode 85
- Ratkovszky, Fr.*: Elektrifizierung von Vollbahnen mit 50 Hz Einphasenstrom und das Periodenumformersystem — Ф. Ратковский: Электрификация железных дорог нормальной колеи переменным током частотой 50 периодов — Electrification of main railways with 50 hz single-phase current and the system of converting frequency — Electrification of grandes voies ferrées avec courant monophasé de 50 hz et le système à convertisseurs de fréquence 3
- Regőczy, E.*: Réseau primordial déduit d'un réseau trigonométrique de troisième ordre — Э. Регэци: Первоклассная триангуляционная сеть, приведенная из триангуляционной сети третьего класса — Triangulierungsnetz ersten Ranges abgeleitet von einem Netz dritten Ranges — First-rate triangulation network derived from a third-rate net 201
- Széki, P., Hegedüs, Z.*: SnO₂ inclusions in refined copper — П. Секи и З. Хегедюш: Включения в рафинированной меди — SnO₂-Einschlüsse in Feinkupfer — Inclusions de SnO₂ en cuivre affiné 293
- Tárczy-Hornoch, A.*: Über eine exakte Lösung der Probleme der Zwangszentrierung — Ак. А. Тарци-Горнох: Метод точного решения принудительного центрирования — An exact solution of compulsory centring — Solution exacte de centrage par contrainte 217
- Tarján, G.*: Hydrocyclone concentration of manganese ore tailings at Urkút (Hungary) — Г. Тарьян: Обогащение шлама марганцевой руды из Укрут гидроциклоном — Anreicherung von Manganerzschlamm von Urkút (Ungarn) im Zyklon wascher — Enrichissement des boues de lavage de minerais de manganèse à Urkút (Hongrie) dans le hydrocyclone 135
- Vörös, I.*: Some problems of gear design and manufacture — И. Вэреш: Некоторые вопросы расчета и производства отечественных зубчатых колес — Einige Fragen der Berechnung und Herstellung von Zahnradern — Quelques problèmes du calcul et de la fabrication de roues dentées 365

Les Acta Technica paraissent en russe, français, anglais et allemand et publient des travaux du domaine des sciences techniques.

Les Acta Technica sont publiées sous forme de fascicules qui seront réunis en un volume.

On est prié d'envoyer les manuscrits destinés à la rédaction et écrits à la machine à l'adresse suivante :

Acta Technica
Budapest, 62, Postafiók 440.

Toute correspondance doit être envoyée à cette même adresse.

Le prix de l'abonnement annuel est de 110 forints (6,50 \$) par volume.

On peut s'abonner à l'Entreprise de Commerce Extérieur des Livres et Journaux »Kultúra« (Budapest, VI., Sztálin-út 2. Compte-courant No.: 45-790-057-50-032) ou à l'étranger chez tous les représentants ou dépositaires.

The Acta Technica publish papers on technical subjects in Russian, English, French and German.

The Acta Technica appear in parts of varying size, making up one volume.

Manuscripts should be typed and addressed to :

Acta Technica
Budapest, 62, Postafiók 440.

Correspondance with the editors and publishers should be sent to the same address.

The rate of subscription to the Acta Technica, is 110 forints (6.50 \$) a volume. Orders may be placed with »Kultúra« Foreign Trade Company for Books and Newspapers (Budapest, VI., Sztálin-út 2. Account No. 45-790-057-50-032) or with representatives abroad.

Die Acta Technica veröffentlichen Abhandlungen aus dem Bereiche der technischen Wissenschaften in russischer, französischer, englischer und deutscher Sprache.

Die Acta Technica erscheinen in Heften wechselnden Umfanges. Mehrere Hefte bilden einen Band.

Die zur Veröffentlichung bestimmten Manuskripte sind, mit Maschine geschrieben, an folgende Adresse zu senden :

Acta Technica
Budapest, 62, Postafiók 440.

An die gleiche Anschrift ist auch jede für die Schriftleitung und den Verlag bestimmte Korrespondenz zu richten.

Abonnementspreis pro Band 110 Forint (6.50 \$). Bestellbar bei dem Buch- und Zeitungs-Aussenhandels-Unternehmen »Kultúra« (Budapest, VI., Sztálin-út 2. Bankkonto Nr. 45-790-057-50-032) oder bei seinen Auslandsvertretungen und Kommissionären.

