

<b>Zeitschrift:</b>	Schweizerische Bauzeitung
<b>Herausgeber:</b>	Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
<b>Band:</b>	63/64 (1914)
<b>Heft:</b>	12
<b>Artikel:</b>	Ueber zusätzliche Triebwerkbeanspruchung durch Lagerspiel bei Kurbelgetrieben elektrischer Lokomotiven
<b>Autor:</b>	Kummer, W.
<b>DOI:</b>	<a href="https://doi.org/10.5169/seals-31523">https://doi.org/10.5169/seals-31523</a>

### Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. [Mehr erfahren](#)

### Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. [En savoir plus](#)

### Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. [Find out more](#)

**Download PDF:** 22.02.2026

**ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, <https://www.e-periodica.ch>**

INHALT: Ueber zusätzliche Triebwerkbeanspruchung durch Lagerspiel bei Kurbelgetrieben elektrischer Lokomotiven. — Die Wasserturbinen und deren Regulatoren an der Schweiz. Landesausstellung Bern 1914. — Die Architektur an der Schweiz. Landesausstellung in Bern 1914. — Miscellanea: Ausnützung der Dampfquellen in der Toscana für Kraftzwecke. Hauenstein-Basistunnel. Die St. Pauls-Kathedrale in London. Simplon-

Tunnel II. Amerikanische Dampflokomotiven grosser Leistung. Die Lebensdauer von Unterseekabeln. Schweizerische Landesausstellung Bern 1914. Chur-Arosa-Bahn. Die Eisenwerke Clus der von Roll'schen Werke. Öffentliche Bauten im Kanton Zürich. Wohlen-Meisterschwendan-Bahn. — Nekrologie: P. Saluz. — Literatur. — An unsere Leser. Tafeln 20 und 21: Die Architektur an der Schweiz. Landesausstellung Bern 1914.

## Band 64.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und unter genauer Quellenangabe gestattet.

## Nr. 12.

## Ueber zusätzliche Triebwerkbeanspruchung durch Lagerspiel bei Kurbelgetrieben elektrischer Lokomotiven.

Von Prof. Dr. W. Kummer, Ingenieur, Zürich.

(Schluss von Seite 131.)

Wir setzen also wiederum:

$$\begin{aligned} P - m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} &= \frac{s_1 - s_2}{\gamma} \\ R + m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} &= \frac{s_1 - s_2}{\gamma} \end{aligned}$$

wobei  $P$  die Antriebskraft,  $R$  die Widerstandskraft,  $m_1$  die treibende,  $m_2$  die getriebene Masse,  $s_1$  und  $s_2$  die Deformationen an den Massen  $m_1$  und  $m_2$  bedeuten. An Stelle von  $P$  benutzen wir die Gesamtstangenkraft  $S$ , bezw. den für die eine Antriebsseite gültigen Ausdruck  $S_1 \cdot \sin(\omega t)$ , hier also:

$$S_1 \cdot \sin(\omega t) = C \cdot [\sin^3(\omega t) + D \cdot \sin(\omega t)] \cdot \sin(\omega t)$$

Für  $R$  benutzen wir einen entsprechenden Ausdruck:

$$T_1 \cdot \sin(\omega t) = C' \cdot [\sin^3(\omega t) + D \cdot \sin(\omega t)] \cdot \sin(\omega t)$$

Damit erhalten wir das Gleichungssystem:

$$\begin{cases} C \cdot [D \cdot \sin^2(\omega t) + \sin^4(\omega t)] - m_1 \cdot \frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma} \\ C' \cdot [D \cdot \sin^2(\omega t) + \sin^4(\omega t)] + m_2 \cdot \frac{d^2 s_2}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma} \end{cases}$$

das bei entsprechender Behandlung, wie in unserer früheren Arbeit, auf folgendes System homogener linearer Differentialgleichungen übergeführt werden kann:

$$\begin{cases} \frac{d^9 s_1}{dt^9} + \left[ (4\omega)^2 + (2\omega)^2 + \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} \right] \frac{d^7 s_1}{dt^7} + \\ + \left[ (2\omega)^2 \cdot (4\omega)^2 + \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} ((2\omega)^2 + (4\omega)^2) \right] \frac{d^5 s_1}{dt^5} + \\ + \left[ (2\omega)^2 \cdot (4\omega)^2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} \right] \frac{d^3 s_1}{dt^3} = 0 \\ \frac{d^9 s_2}{dt^9} + \left[ (4\omega)^2 + (2\omega)^2 + \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} \right] \frac{d^7 s_2}{dt^7} + \\ + \left[ (2\omega)^2 \cdot (4\omega)^2 + \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} ((2\omega)^2 + (4\omega)^2) \right] \frac{d^5 s_2}{dt^5} + \\ + \left[ (2\omega)^2 \cdot (4\omega)^2 \cdot \frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2} \right] \frac{d^3 s_2}{dt^3} = 0 \end{cases}$$

Dieses, uns aus der früheren Arbeit, wenn auch in andern Zusammenhange, bekannte System von Differential-Gleichungen hat für die zugehörige sog. charakteristische Gleichung die Lösungen:

$$\begin{aligned} r_1 &= +i \cdot \sqrt{(4\omega)^2}; \quad r_2 = -i \cdot \sqrt{(4\omega)^2}; \quad r_3 = +i \cdot \sqrt{(2\omega)^2}; \\ r_4 &= -i \cdot \sqrt{(2\omega)^2}; \\ r_5 &= +i \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}; \quad r_6 = -i \cdot \sqrt{\frac{m_2 + m_1}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}; \\ r_7 &= r_8 = r_9 = 0 \end{aligned}$$

Für die Triebwerkbeanspruchung ergibt sich der Ausdruck:

$$\begin{aligned} K &= \frac{A_1 - A_2}{\gamma} \sin(4\omega t) + \frac{B_1 - B_2}{\gamma} \cos(4\omega t) + \frac{C_1 - C_2}{\gamma} \sin(2\omega t) + \\ &+ \frac{D_1 - D_2}{\gamma} \cos(2\omega t) + \frac{E_1 - E_2}{\gamma} \sin\left(\sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \cdot t\right) + \\ &+ \frac{F_1 - F_2}{\gamma} \cos\left(\sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \cdot t\right) + \frac{G_1 - G_2}{\gamma} + \frac{H_1 - H_2}{\gamma} \cdot t + \frac{J_1 - J_2}{\gamma} \cdot t^2 \end{aligned}$$

Um die achtzehn Integrationskonstanten zu bestimmen, von denen übrigens eine grössere Zahl gleich null werden dürfte, müsste man auch die Erscheinung des Anlaufs der treibenden Masse  $m_1$  allein (den sog. „Vorlauf“ der treibenden Masse) untersuchen. Sobald dann auf diese Weise der explizite Ausdruck für  $K$  vorliegen würde, so wäre

derselbe zu vergleichen mit dem in unserer früheren Arbeit angegebenen Werte für das ideale Kurbelgetriebe ohne Lagerspiel. Aus diesem Vergleiche ergäbe sich dann ziffernmässig die zusätzliche Triebwerkbeanspruchung infolge des Lagerspiels.

Nun haben wir jedoch, um die für die praktischen Verhältnisse wichtigen Resultate zu erkennen, gar nicht nötig, den mühsamen Weg der Bestimmung der Integrationskonstanten zu gehen. Erfahrungsgemäss macht sich ja der unangenehme Einfluss des Lagerspiels geltend in Schwingungserscheinungen, eigentlichen Schüttelbewegungen im Getriebe. Ueber die auftretenden Schwingungen orientieren uns aber hinreichend die aus dem impliziten Ausdruck für  $K$  zu entnehmenden Schwingungszahlen. Solche können in dreifacher Anzahl auftreten, nämlich:

$$\begin{aligned} v_1 &= \frac{1}{2\pi} \cdot 4\omega \\ v_2 &= \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega \\ v_3 &= \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \end{aligned}$$

Es ist bemerkenswert, dass zwei dieser Schwingungszahlen auch beim idealen Kurbelgetriebe auftreten können, nämlich die Schwingungszahl  $v_2$  im Falle sehr rasch laufender Kurbeln und die Schwingungszahl  $v_3$  im Falle sehr langsam laufender Kurbeln. Bei Lagerspiel treten aber im allgemeinen Fall alle drei Schwingungen miteinander auf, wobei es, und das ist das besonders Gefährliche dabei, zu Interferenzen zweier dieser Schwingungen kommen kann. Bei entsprechenden Werten der Konstanten  $m_1$ ,  $m_2$  und  $\gamma$  kann nämlich die Schwingungszahl  $v_3$  entweder sehr nahe bei  $v_1$  oder auch sehr nahe bei  $v_2$  liegen; im einen wie im andern Fall resultiert aus der Interferenz oder Ueberlagerung der zwei Schwingungen eine dritte Schwingung mit zu- oder abnehmender Amplitude, wie aus dem schematischen Beispiel gemäss Abbildung 6 ersichtlich ist, das die Interferenz zweier Schwingungen mit bis auf etwa 20% gleichen Schwingungszahlen veranschaulicht.

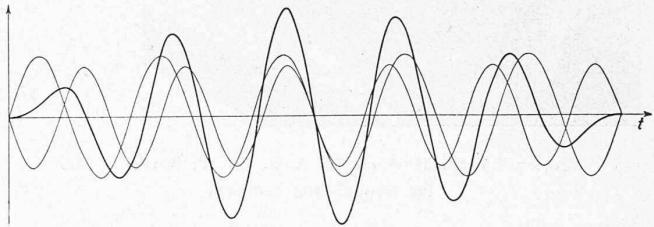


Abb. 6. Interferenz zweier sinusförmiger Wellen.

Ausser bei den Kurbeldrehzahlen  $\frac{1}{2}\pi \cdot 2\omega$  und  $\frac{1}{2}\pi \cdot 4\omega$  sind auch noch bei deren ganzzahligen Vielfachen Interferenzen der verschiedenen Einzelschwingungen der Beanspruchung und dadurch hervorgerufene eigentliche Geschwindigkeitsbereiche von Schüttelbewegungen im Getriebe zu erwarten.

Als massgebende Erscheinung der durch Lagerspiel bei Kurbelgetrieben hervorgerufenen zusätzlichen Triebwerkbeanspruchung haben wir demnach anzusehen, dass auch bei an sich konstanter Triebkraft für die das Getriebe beanspruchende Kraft nicht mehr harmonisch verlaufende Schwingungen mit einer, je nach der Kurbeldrehzahl veränderlichen Schwingungszahl, sondern komplexe Schwingungen auftreten, deren einzelne Wellenzüge mit teils fester, teils mit der Kurbeldrehzahl veränderlicher Schwingungszahl, für bestimmte Geschwindigkeitsbereiche durch Ueberlagerung zu bedeutenden Vergrösserungen führen.

rungen der Beanspruchung führen können, wobei diese Geschwindigkeitsbereiche mit dem Auftreten heftiger Schüttelbewegungen im Getriebe zusammenfallen.

Je nach der konstruktiven Anordnung der Parallelkurbelgetriebe in Verbindung mit dem allgemeinen Aufbau der Triebwerke elektrischer Lokomotiven, insbesondere auch je nach den verschiedenen Massnahmen zur Uebertragung der Triebkraft eines einzelnen oder zweier Motoren auf eine Gruppe gekuppelter Triebachsen, äussert sich der Einfluss des Lagerspiels quantitativ in sehr ungleichem Masse. Es liegt außerhalb des Rahmens unserer heutigen Studie, auf diese Unterschiede näher einzutreten.

Eine für die Praxis sehr wichtige Massnahme liegt nun darin, durch geeignete Konstruktion die Schwingungszahl  $v_3$  möglichst tief zu legen, damit die Interferenz mit  $v_1$  bzw.  $v_2$  bei möglichst niedrigen Fahrgeschwindigkeiten auftritt. Aus dem Ausdruck für  $v_3$  geht hervor, das dies einerseits durch Erhöhung der Massen und anderseits, was aus verschiedenen Gründen empfehlenswerter ist, durch Erhöhung von  $\gamma$ , also den *Einbau elastischer Zwischenglieder in das Getriebe*, erfolgen kann. Diesen letztern, praktisch bedeutsamen Schluss konnten auch J. Buchli und A. Wichert aus ihren Betrachtungen ziehen. In Uebereinstimmung mit den Ansichten der beiden Autoren befinden wir uns weiter auch insofern, als nach unsern Rechnungen ebenfalls das Vorhandensein mehrerer „Schüttel“-Zonen besteht.

Auf dem Versuchsstand der A.-G. Brown, Boveri & Cie., Baden, hat J. Buchli bemerkenswerte Versuche angestellt, über die er in seiner Studie<sup>1)</sup> folgenden Bericht erstattet hat:

„Um die gegenseitige Einwirkung zweier durch Kuppelstangen verbundener rotierender Massen auch praktisch untersuchen zu können, wurde ein Versuchsmode (vergl. Abbildung 7) erstellt. Es bestand im Wesentlichen aus

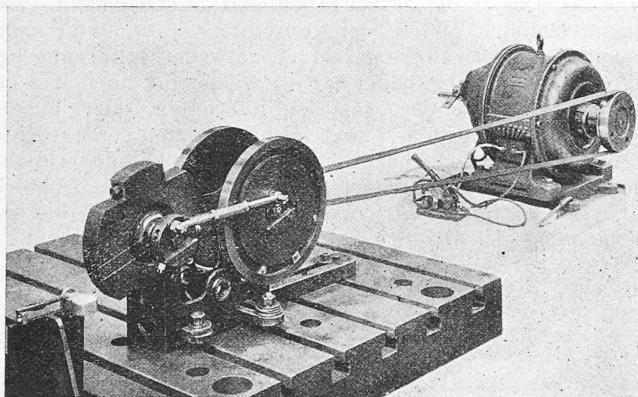


Abb. 7. Versuchsmode (A.-G. Brown, Boveri & Cie.) für Kuppelstangenantrieb.

zwei Schwungmassen, die unter sich durch um 90° versetzte Kuppelstangen verbunden waren. Letztere können durch Stellschrauben in ihren Längen beliebig verändert werden; das Spiel in den verschiedenen Lagerstellen ist zwischen 0 bis 2 mm in jeder Grösse einstellbar. Die getriebene Masse kann durch Einlegen von Gummischeiben elastisch mit ihrer Welle verbunden, der Grad der Elastizität durch Veränderung des Pressdruckes auf die Gummischeiben nach Belieben reguliert werden.

„Das Modell wird durch einen Elektromotor, dessen Drehmoment und Tourenzahl in weiten Grenzen regulierbar ist, über einen Riemen angetrieben. Es würde zu weit führen, die Resultate der vielen Versuche in extenso hier niederzulegen; wir beschränken uns darauf, die hauptsächlichsten Daten anzugeben.“

„Sobald das Spiel in den Stangenlagern einen gewissen Betrag erreicht, traten bei 500 bis 600 Uml/min

starke Erschütterungen auf, die plötzlich verschwanden, um bei 1000 bis 1200 Uml/min wieder in ähnlicher Weise aufzutreten und zu verschwinden. Eine Vergrösserung des Spiels verstärkt die Erschütterungen erheblich. Spiel in den Wellenlagern hatte die nämlichen Wirkungen: Das Einsetzen der elastischen Kuppelung bewirkte einen praktisch vollständig ruhigen, stossfreien Gang; das nämliche wurde erreicht durch Ausfüllen des Spiels der Stangenlager mit Gummiringen; letztere wurden allerdings in kurzer Zeit gebrauchsunfähig.“

„Eine fehlerhafte Einstellung der einen Stangenlänge in der Grössenanordnung des Spiels hatte ein Verbiegen der Kurbelzapfen zur Folge.“

„Durch Veränderung des Gewichtes der angetriebenen Massen konnte die kritische Tourenzahl erhöht oder erniedrigt werden, je nach dem Gewicht weggenommen oder zugesetzt wurde.“

Da die Ergebnisse des hier mitgeteilten Versuchsberichts mit den Folgerungen aus unsern analytischen Untersuchungen vollkommen übereinstimmen, so dürfte daraus wohl der Schluss gezogen werden können, dass durch unsere Ansätze der Kernpunkt des Problems getroffen sei.

\* \* \*

Nun haben wir auch noch auf den *Sonderfall einer pulsierenden Motorkraft* kurz einzutreten, wie diese von Einphasenwechselstrom-Motoren entwickelt wird. Schon in der Arbeit von L'Hoest findet sich die übrigens nicht weiter verfolgte These ausgesprochen, dass die pulsierende Motorkraft von Wechselstrommotoren in Verbindung mit der durch das Lagerspiel bedingten Pulsation der Gesamtstangenkraft zu gefährlichen Resonanzerscheinungen Anlass bieten könnte<sup>1)</sup>. Dieser Fall lässt sich unter Zugrundelegung einer nach dem Sinusquadratgesetz pulsierenden Motorkraft ohne weiteres übersehen. Es handelt sich um ein Gleichungssystem von der Form:

$$C \cdot [D \sin^2(\omega_K t) + \sin^4(\omega_K t)] \cdot [\sin^2(\omega t)] - m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma}$$

$$C' \cdot [D \sin^2(\omega_K t) + \sin^4(\omega_K t)] + m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma}$$

das bei Einführung des Synchronismusgrades  $k$  zwischen der Periodenzahl  $\frac{\omega}{2\pi}$  des speisenden Wechselstroms und der Umlaufzahl  $\frac{\omega_K}{2\pi}$  der Kurbelwellen gemäss:

$$k = \frac{\omega_K}{\omega}$$

für ganzzahlige  $k$ , bzw.  $1/k$  ohne grosse Rechnung dahin beurteilt werden kann, dass neben einer gewissen Anzahl von Schwingungen mit Schwingungszahlen von der Form:

$$\frac{1}{2\pi} \cdot \omega; \quad \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega; \quad \frac{1}{2\pi} \cdot 3\omega \dots \dots$$

$$\text{bzw.: } \frac{1}{2\pi} \cdot \omega_K; \quad \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega_K; \quad \frac{1}{2\pi} \cdot 3\omega_K \dots \dots$$

auch eine Schwingung mit der Schwingungszahl:

$$\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}$$

zu erwarten sein dürfte. Da aber nach unserer früheren Arbeit, auch beim Idealfall sinusförmiger Änderung der Stangenkräfte  $s_1$  und  $s_2$ , der Antrieb mittels pulsierender Motorkraft zu solchen Schwingungszahlen führt<sup>2)</sup>, so wäre, rein qualitativ betrachtet, durch das Auftreten von Lagerspiel eine zusätzliche Triebwerkbeanspruchung hier nicht zu erwarten. Natürlich wird aber, je nach den Ergebnissen der Bestimmung der Integrationskonstanten, d. h. der Amplitudewerte der Schwingungen, das Resultat quantitativ korrigiert, und zwar, wie die Erfahrung lehrt, unzweifelhaft im Sinne einer Vermehrung der Triebwerkbeanspruchung durch vorhandenes Lagerspiel. Dass jedoch, wie L'Hoest anzunehmen scheint, die *zusätzliche* Triebwerkbeanspruchung

<sup>1)</sup> Elektrotechnische Zeitschrift 1914, Seite 646; die Unterlage für die Abbildung wurde uns durch die A.-G. Brown, Boveri & Cie. freundlichst zur Verfügung gestellt.

<sup>2)</sup> Siehe Fussnote auf Seite 137 nebenan.

durch *Lagerspiel* bei Motoren mit pulsierendem Drehmoment grösser ist als bei solchen mit an sich konstantem Drehmoment, ist damit noch nicht bewiesen. In Betracht fällt eben auch das schon in unserer früheren Arbeit bewiesene Resultat, dass die aus dem Kurbeltrieb prinzipiell, d. h. selbst bei idealer Kräfteverteilung resultierende, Triebwerkbeanspruchung ungünstiger ist für Motoren mit pulsierendem Drehmoment, als für solche mit konstantem Drehmoment.<sup>1)</sup>

### Zusammenfassung.

Kurbelgetriebe elektrischer Lokomotiven mit derart bedeutendem Lagerspiel, dass die Aenderung der Stangenkräfte durch die Sinusfunktion nicht mehr hinreichend genau dargestellt werden kann, erleiden erhebliche zusätzliche Beanspruchungen, die durch den Einbau besonderer elastischer Konstruktionsteile in das Getriebe gemildert werden können. Die sich innerhalb bestimmter Geschwindigkeitsbereiche des Triebwerks als Schüttelbewegungen äussern den zusätzlichen Beanspruchungen können durch Ueber-einanderlagerung von Einzelschwingungen erklärt werden, die teils mit der Kurbeldrehzahl, teils mit den bewegten Massen und der Triebwerkselastizität in einfachem Zusammenhang stehen.

## Die Wasserturbinen und deren Regulatoren an der Schweiz. Landesausstellung Bern 1914.

Von Prof. Dr. Franz Prášil in Zürich.

(Fortsetzung von Seite 127.)

### II. Ergebnisse der vergleichenden Studien.

Der Vergleich der ausgestellten Objekte führt in 1. Linie zu dem Ergebnis, dass derzeit für den schweizerischen Wasserturbinenbau folgende Richtlinien als die führenden bezeichnet werden können:

1. Die ausschliessliche Verwendung von Francisrädern für Reaktionsturbinen und von Peltonrädern für Freistrahl-turbinen.

2. Die ausschliessliche Verwendung von Fink'schen Leitschaufeln für Francisturbinen und von Nadeldüsen für kreisrunden Strahl an Peltonturbinen.

3. Die ausschliessliche Verwendung von Strahlablenkung kombiniert mit Nadelverschiebung für die Regulierung von Peltonturbinen bei hohem Gefälle und grosser Länge der Zuflussleitung.

4. Abgesehen von einem rein mechanisch arbeitenden Geschwindigkeits-Regulator (Kat.-Nr. 32079, Pos. Nr. 6) die ausschliessliche Verwendung von Drucköl als servomotorische Flüssigkeit in den Servomotoren der automatischen Geschwindigkeits-Regulatoren.

5. Die ausschliessliche Verwendung federbelasteter Fliehkräftregler.

6. Das Bestreben der Normalisierung von Konstruktionen kuranter Grössenordnung unter Berücksichtigung möglichst weitgehender Anpassungsfähigkeit an verschiedenen Betrieben.

<sup>1)</sup> Wir haben bei dem Anlass ein daselbst bedeutsloses Versehen in unserer früheren Arbeit zu berichtigen. Im Fall des Synchronismus zwischen dem Puls der Kurbelbewegung und der Pulsation der Motorkraft tritt nämlich ausser den auf Seite 178 von Band LXIII genannten Schwingungszahlen  $\frac{1}{2} \pi \cdot 2 \omega$  und  $\frac{1}{2} \pi \cdot 4 \omega$ , genau wie auf Seite 135, auch noch die Schwingungszahl:

$$\frac{1}{2} \pi \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}$$

auf, was von uns infolge der durch Schreibfehler bedingten Weglassung der imaginären Einheit  $i$  in den Ausdrücken für  $r_5$  und  $r_6$  übersehen wurde. Demnach könnten also schon beim idealen Kurbelgetriebe von Wechselstrom-Lokomotiven Schwingungssteigerungen durch Interferenzwirkung bei einer der verschiedenen Resonanzmöglichkeiten zwischen dem Puls der Kurbelbewegung und der Pulsation der Motorkraft auftreten, wenn zufällig die Werte von  $m_1$ ,  $m_2$  und  $\gamma$  entsprechend abgestimmt sind. Anderseits bildet dann aber die Wahl grosser Werte von  $\gamma$ , bzw. der Einbau elastischer Zwischenglieder in das Getriebe, auch hier ein Schutzmittel gegen die Gefährlichkeit solcher Interferenzen. Durch das Anbringen dieser kleinen Berichtigung bzw. Ergänzung werden die massgebenden Schlussfolgerungen des entsprechenden Abschnittes unserer früheren Arbeit nicht verändert.

7. Zielbewusste Individualisierung der Konstruktionen in Fällen besonderer Art, die sich durch das deutlich ersichtliche Bestreben kennzeichnen, einerseits grössere Leistungsfähigkeit in einer Einheit auch bei kleinen Gefällen konzentrieren und andererseits auch sehr hohe Gefälle in einer Stufe mit aller Betriebssicherheit ausnutzen zu können.

8. Elegante und doch den Bedürfnissen der Festigkeit durchwegs Rechnung tragende Maschinenarchitektur; zweckentsprechende Disposition und Dimensionierung der Bedienungsarmaturen.

Innerhalb dieser Gleichförmigkeiten weisen nun die Konstruktionen der einzelnen Firmen doch verschiedene Lösungen der in diesem Teil des Maschinenbaues auftretenden technologischen, kinematischen und hydraulischen Probleme auf, sodass interessante Mannigfaltigkeiten zu konstatieren sind, die, soweit ohne Hilfsmittel bildlicher Darstellungen möglich, im folgenden aufgezählt werden.

### A. Francisturbinen.

#### a) Konstruktion und Ausführung der Turbinenräder.

Im Francisturbinenbau unterscheidet man bekanntlich hinsichtlich der Radkonstruktion bezw. deren Schaufelung: Langsamläufer, Normalläufer, Schnellläufer und extreme Schnellläufer. Die beiden ersten finden Verwendung bei den verschiedensten Gefällen, die letzteren insbesonders bei *Niederdruckanlagen* mit kleinen und stark wechselnden Gefällen, wo es gilt, bei grosser Leistungsfähigkeit auch relativ hohe Umdrehungszahlen zu erzielen, um für die mit den Turbinen gekuppelten Generatoren nicht unwirtschaftlich grosse Dimensionen zu erhalten; es ist gebräuchlich, diese Unterscheidung auf den Wert  $n_s$  der sogenannten Kennziffern (in anderer Benennung: der spezifischen Umdrehungszahl) zu basieren, dessen ziffernmässige Berechnung auf Grund folgender Formel zu erfolgen hat:

$$n_s = \frac{n}{H} \sqrt{\frac{N_e}{VH}}$$

worin bei mehrfachen Turbinen  $N_e$  = Leistung pro Rad bedeutet und zwar zählt man derzeit

zu Langsamläufern,	wenn $150 > n_s$
zu Normalläufern,	$> 250 > n_s > 150$
zu Schnellläufern,	$> 350 > n_s > 250$
zu extremen Schnellläufern,	$n_s > 350$

Demgemäß ist nicht die verwendete Umdrehungszahl ein Mass für die Schnelläufigkeit; z. B. ist das Rad der Turbine Kat.-Nr. 32006, Pos. Nr. 2 zu den Langsamläufern zu zählen, obwohl dieselbe mit 600 minutlichen Umdrehungen läuft, da für dieselbe  $n_s = 53$  ist, während das Rad der Turbine Kat.-Nr. 32006, Pos. Nr. 4 mit  $n = 150$ , aber  $n_s = 281$  bis 343 zu den Schnellläufern gehört.

Wie nun aus den Ziffernangaben des Verzeichnisses zu ersehen ist, sind von einzelnen Firmen Turbinen verschiedenster Schnelläufigkeit ausgestellt; die Formen der Schaufeln sind jedoch bei Turbinen derselben Kategorie, aber verschiedener Provenienz durchaus nicht gleich geformt, sodass zu schliessen ist, dass die verschiedenen Firmen noch recht verschiedene Methoden der Konstruktion der Schaufeln zu Grunde legen.

Hinsichtlich der materiellen Ausführung findet man Räder komplett aus Gusseisen, oder solche mit gusseisernen Kränzen und Nabens und eingegossenen Stahlblechschaufeln und ein Rad aus Bronze; vorwiegend sind die Ausführungen ganz in Gusseisen.

#### b) Konstruktion der Leiträder und Antriebsmechanismen für die Regulierung.

Wie schon erwähnt, sind sämtliche Leiträder mit Fink'schen Drehschaufeln ausgerüstet, deren gleichzeitige Bewegung mittelst Lenker von einem Regulierring aus erfolgt. Bei Niederdruckturbinen und einigen kleineren Spiralturbinen ist der Regulierring in der älteren Weise an einer Seitenwand des Leitapparates, zum Teil auch auf Kugeln gelagert; an den grösseren Spiralturbinen sind jedoch die Bolzen mit den Drehschaufeln je in einem Stück hergestellt, in Stopfbüchsen durch die Leitradseitenwand geführt, aussen mit Hebeln versehen, und mit dem ebenfalls aussen