

Ueber zusätzliche Triebwerkbeanspruchung durch Lagerspiel bei Kurbelgetrieben elektrischer Lokomotiven

Autor(en): **Kummer, W.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **63/64 (1914)**

Heft 12

PDF erstellt am: **08.08.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-31523>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.

Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.

Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

INHALT: Ueber zusätzliche Triebwerkbeanspruchung durch Lagerspiel bei Kurbelgetriebenen 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. Oeffentliche Bauten im Kanton Zürich. Wohlen-Meisterschwanden-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 Kurbelgetriebenen elektrischer Lokomotiven.

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

(Schluss von Seite 131.)

Wir setzen also wiederum:

$$P - m_1 \frac{d^2 s_1}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma}$$

$$R + m_2 \frac{d^2 s_2}{dt^2} = \frac{s_1 - s_2}{\gamma}$$

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 benützen 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 benützen 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:

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

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

$$r_1 = +i \cdot \sqrt{(4\omega)^2}; \quad r_2 = -i \cdot \sqrt{(4\omega)^2}; \quad r_3 = +i \cdot \sqrt{(2\omega)^2};$$

$$r_4 = -i \cdot \sqrt{(2\omega)^2};$$

$$r_5 = +i \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}; \quad r_6 = -i \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}};$$

$$r_7 = r_8 = r_9 = 0$$

Für die Triebwerkbeanspruchung ergibt sich der Ausdruck:

$$K = \frac{A_1 - A_2}{\gamma} \sin(4\omega t) + \frac{B_1 - B_2}{\gamma} \cos(4\omega t) + \frac{C_1 - C_2}{\gamma} \sin(2\omega t) +$$

$$+ \frac{D_1 - D_2}{\gamma} \cos(2\omega t) + \frac{E_1 - E_2}{\gamma} \sin\left(\sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \cdot t\right) +$$

$$+ \frac{F_1 - F_2}{\gamma} \cos\left(\sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}} \cdot t\right) + \frac{G_1 - G_2}{\gamma} + \frac{H_1 - H_2}{\gamma} \cdot t + \frac{J_1 - J_2}{\gamma} \cdot t^2$$

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 ziffermässig 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:

$$v_1 = \frac{1}{2\pi} \cdot 4\omega$$

$$v_2 = \frac{1}{2\pi} \cdot 2\omega$$

$$v_3 = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{m_1 + m_2}{\gamma \cdot m_1 \cdot m_2}}$$

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 γ 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 Uebereinanderlagerung 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.

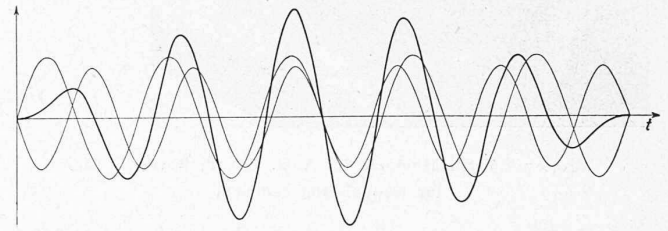


Abb. 6. Interferenz zweier sinusförmiger Wellen.

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 Kurbelgetriebenen 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 Uebereinanderlagerung zu bedeutenden Vergrösse-

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 ν_3 möglichst tief zu legen, damit die Interferenz mit ν_1 bzw. ν_2 bei möglichst niedrigen Fahrgeschwindigkeiten auftritt. Aus dem Ausdruck für ν_3 geht hervor, dass dies einerseits durch Erhöhung der Massen und andererseits, was aus verschiedenen Gründen empfehlenswerter ist, durch Erhöhung von γ , also den *Einbau elastischer Zwischenglieder in das Getriebe*, erfolgen kann. Diesen letztern, praktisch bedeutsamen Schluss konnten auch *J. Buchli* und *A. Wichter* 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 Studie¹⁾ folgenden Bericht erstattet hat:

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

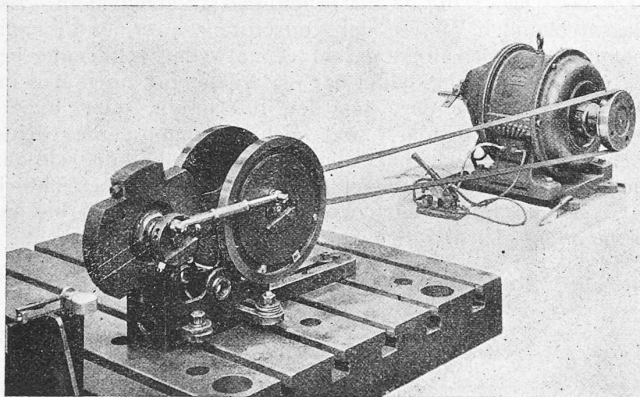


Abb. 7. Versuchsmodell der A.-G. Brown, Boveri & Cie. für Kuppelstangenantrieb.

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

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

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 verstärkte 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 Gesamtstangkraft zu gefährlichen Resonanzerscheinungen Anlass bieten könnte¹⁾. Dieser Fall lässt sich unter Zugrundelegung einer nach dem Sinusquadratgesetz pulsierenden Motorkraft ohne weiteres übersehen. Es handelt sich um ein Gleichungssystem von der Form:

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

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

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:

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

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

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 Aenderung der Stangenkräfte S_1 und S_2 , der Antrieb mittels pulsierender Motorkraft zu solchen Schwingungszahlen führt²⁾, 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 Amplitudenwerte 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

¹⁾ In der zusammenfassenden Schlussfolgerung zu seiner oben erwähnten Arbeit.

²⁾ 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.¹⁾

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 äussernden 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 Prásil in Zürich.

(Fortsetzung von Seite 127.)

II. Ergebnisse der vergleichenden Studien.

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

1. Die ausschliessliche Verwendung von Franciscrädern für Reaktionsturbinen und von Peltonrädern für Freistrahlturbinen.

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

3. Die ausschliessliche Verwendung von Strahlableitung kombiniert mit Nadelverschiebung für die Regulierung von Peltonrädern 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 Fliehkraftregler.

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

¹⁾ Wir haben bei dem Anlass ein daselbst bedeutungsloses 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 γ entsprechend abgestimmt sind. Andererseits bildet dann aber die Wahl grosser Werte von γ , 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 grösste Leistungsfähigkeit in *einer* Einheit *auch bei kleinen Gefällen* konzentrieren und andererseits auch sehr hohe Gefälle *in einer Stufe* mit aller Betriebssicherheit ausnützen zu können.

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

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 bzw. deren Schaufelung: Langsamläufer, Normalläufer, Schnelläufer und extreme Schnelläufer. Die beiden ersten finden Verwendung bei den verschiedensten Gefällen, die letzteren insbesondere 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 Schnelläufern,	» $350 > n_s > 250$
zu extremen Schnelläufern,	» $n_s > 350$

Demgemäss ist nicht die verwendete Umdrehungszahl ein Mass für die Schnellläufigkeit; 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 Schnelläufern gehört.

Wie nun aus den Zifferangaben des Verzeichnisses zu ersehen ist, sind von einzelnen Firmen Turbinen verschiedenster Schnellläufigkeit 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 Naben 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 Reguliererring aus erfolgt. Bei Niederdruckturbinen und einigen kleineren Spiralturbinen ist der Reguliererring in der älteren Weise an einer Seitenwand des Leitapparates, zumteil auch auf Kugeln gelagert; an den grösseren Spiralturbinen sind jedoch die Bolzen mit den Drehschaufeln je in einem Stück hergestellt, in Stopfbüchsen durch die Leiträderseitenwand geführt, aussen mit Hebeln versehen, und mit dem ebenfalls aussen