

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 73/74 (1919)
Heft: 14

Artikel: Ueber die Schüttelschwingungen des Kuppelstangentriebes
Autor: Müller, Karl E.
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-35694>

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. 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. [Siehe Rechtliche Hinweise.](#)

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. [Voir Informations légales.](#)

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. [See Legal notice.](#)

Download PDF: 16.05.2025

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

INHALT: Ueber die Schüttelschwingungen des Kuppelstangentriebes. — Das Land- und Forstwissenschaftliche Institut der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich. — Die Systemfrage der elektrischen Zugförderung in Frankreich. — Von der XXXV. Generalversammlung und dem fünfzigjährigen Jubiläum der G. e. P. in Luzern. — Nekrologie: Jean de Perregaux. — Miscellanea: Schmalpurbahn Solothurn-Grenchen und Solothurn-Recherswil. Neue Strassenbrücke über die Bregenzer Ache. Schweizer-

rischer Elektrotechnischer Verein. Eidgenössische Technische Hochschule. Association de la Suisse à la Mer. — Konkurrenzen: Erweiterung der Regierungsgebäulichkeiten in St. Gallen. Dekorativer Schmuck für den Museum-Neubau in St. Gallen. Neuer Friedhof in Lausanne. Arbeiter-Wohnhäuser im „Pré d'Ouchy“ in Lausanne. Bebauungsplan Kriens. Absonderungs-Spital in Lausanne. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. G. e. P.: Stellenvermittlung.

Band 74.

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

Nr. 14.

Ueber die Schüttelschwingungen des Kuppelstangentriebes.

Von Dr. Karl E. Müller, Ingenieur, Zürich.

(Schluss von Seite 158.)

4. Anordnung der Versuche.

Das Modell besitzt auf der einen Welle zwei Massen Θ_2' und Θ_2'' ausserhalb der Wellenlager, während in der Mitte der andern Welle die Masse Θ_1 durch zwei seitliche Press-Scheiben festgehalten wird. Klemmt man zwischen diese Press-Scheiben und die Masse z. B. zwei Gummiringe, so wird dadurch die Konstante β_3 verändert werden können. Abweichend von den Versuchen von Buchli wurde das Modell stets von der mittleren Masse aus angetrieben und diese hierzu mit einem zweiteiligen schmiedeisernen Band umgeben, auf das der Riemen gelegt wurde, bezw. an dem das Friktionsrad angriff.

Bei den ersten Versuchsreihen wurde das Modell mittels eines Lederriemens angetrieben. Es zeigte sich bald, dass der antreibende Motor dadurch nicht als „lose gekoppelt“ gelten kann und dass durch ihn die Schüttelgebiete beeinflusst wurden.

Dieser Umstand wurde benützt und durch Zusatzmassen das Trägheitsmoment der Motorwelle und damit die Lage der Schüttelgebiete variiert. Allerdings bestand jetzt die Versuch-Anordnung aus einem System von drei Massen, das als zwei Systemen bestehend aufgefasst werden kann, die die mittlere Masse gemeinsam haben. (Abbildung 9.) Sei Θ_m das Trägheitsmoment der Motorwelle und sei deren Drehzahl um das λ -fache grösser als jene des Modells; bezeichnet man ferner die oben gekennzeichneten Partialsysteme mit „Modellsystem“ und „Motorsystem“, so können mit Rücksicht auf Gleichung (20) die Kreisfrequenzen der Eigenschwingungen geschrieben werden:

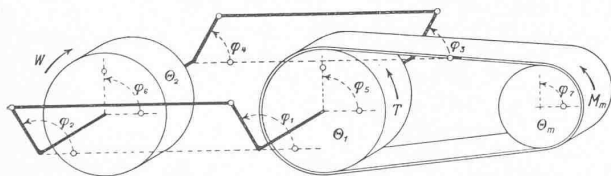


Abbildung 9.

$$\text{Modellsystem } \omega_1^2 = \frac{\Theta_1 + \Theta_2}{(\gamma_1 + \frac{\beta_1}{2} + \beta_3) \cdot \Theta_1 \cdot \Theta_2}$$

$$\text{Motorsystem } \omega_2^2 = \frac{\Theta_1 + \lambda^2 \Theta_m}{\beta_4 \Theta_1 \cdot \lambda^2 \Theta_m}$$

worin β_4 die Elastizität des Lederriemens auf die Modellwelle bezogen kennzeichnet. Es ist nun bekannt, dass, wenn

$$\omega'^2 \text{ bzw. } \omega''^2 = \frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2} \pm \sqrt{\left(\frac{\omega_1^2 + \omega_2^2}{2}\right)^2 - \omega_1^2 \left(\omega_2^2 - \frac{\Theta_2}{\Theta_1 (\Theta_1 + \Theta_2) \beta_4}\right)}$$

dann ω' und ω'' die kritischen Kreisfrequenzen des Systems der drei Massen darstellen. Die Lage der häufigsten Schüttelgebiete findet man dann mit $n = 2$ und 4 aus

$$\frac{30}{\pi} \cdot \frac{\omega'}{n}, \text{ bzw. } \frac{30}{\pi} \cdot \frac{\omega''}{n}$$

Auf diese Weise wurden die weiter unten als „Gerechnet“ angegebenen Drehzahlen gefunden.

Eine bessere Annäherung an ein System zweier Massen konnte durch Verwendung eines Friktionsrades erreicht

werden. Abbildung 10 zeigt die Versuch-Anordnung. Bei dieser darf das Motorträgheitsmoment, sowie das Trägheitsmoment des Friktionsrades mit λ^2 multipliziert direkt zu dem einen Modellträgheitsmoment hinzugeschlagen werden. Das Friktionsrad wurde elektromagnetisch mit 120 bis 150 kg Druck angepresst.

Die Konstanten γ und β , die die elastischen Deformationen kennzeichnen, wurden durchwegs am fertig montierten Modell und nicht an einzelnen isolierten Teilen gemessen. Die eine Masse wurde durch Befestigung an grösseren Verdrehungen gehindert, an der andern erzeugte man durch einen eisernen Balken mit angehängten Gewichten ein Drehmoment; ferner wurden an den Teilen, zwischen denen die Deformation gemessen werden sollte, Spiegel befestigt und deren relative Verdrehung mit Fernrohr und Skala aus 4 bis 5 m Distanz abgelesen. Zur Erreichung konstanter Ablesung musste jeweils durch leichte Erschütterung die Reibung überwunden werden; die so erhaltenen Ablesungen (die gusseisernen Wellen ausgenommen) liegen über dem Drehmoment aufgetragen sehr nahe auf einer Geraden, deren Neigung als Bogen durch das Drehmoment in cm/kg ausgedrückt die gesuchte Konstante ergibt. Da der absolute Fehler eines Punktes durch die Reibung hauptsächlich bedingt ist, ferner der Nullpunkt der Deformationsgeraden häufig kontrolliert wurde, scheint es gerechtfertigt, jeder Ablesung ein Gewicht proportional dem Drehmoment beizulegen; die Berechnung der Konstanten erfolgt dann einfach durch Division der Summe aller abgelesenen Deformationen durch die Summe aller Drehmomente. Der Spielverlauf ergab sich in gleicher Weise durch Messung der infolge Lagerspiel möglichen relativen Verdrehung der beiden Wellen. Die Trägheitsmomente wurden in bekannter Weise aus Schwingungsversuchen ermittelt, die Drehzahl des Modells mittels Tourenzähler und geeichtem Tachometer bestimmt.

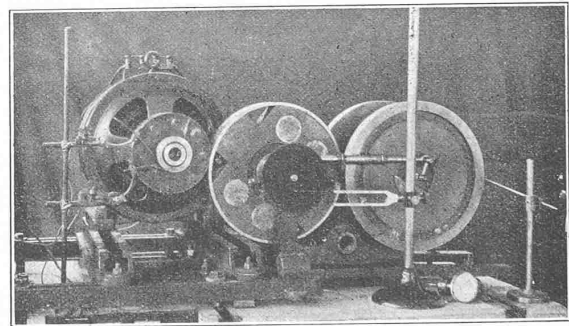


Abbildung 10.

Das Modell wurde nur im Leerlauf untersucht; der Nachweis der Schüttelgebiete geschah durch Aufnahme der Leerlaufleistung, d. h. der Reibungs- und Stossverluste in Funktion der Drehzahl. Das Gehör zeigt naturgemäss die stärkeren Stösse im Modell auch an, bei einigen Versuchsreihen jedoch nur unsicher. Die Messung der Leerlaufleistung wurde meistens auf den Bereich 0 bis 900 Uml/min beschränkt. Um bleibende Deformationen und Aenderungen der Triebwerkkonstanten zu vermeiden, wurde das Modell nur selten über 1200 Uml/min beschleunigt. Eine kleine Veränderung fand trotzdem statt, wie die mitgeteilten Zahlen zeigen; die Abweichung erfolgte im Sinne einer Annäherung an das symmetrische Getriebe.

Einen Einblick in die Art der Schüttel- oder Resonanzschwingung sollte die Aufnahme von Stimmgabel-

Diagrammen gewähren. Zu diesem Zwecke wurde eine berusste Messingscheibe am Kurbelzapfen befestigt. Die mit einer Schreibspitze versehene Stimmgabel war vertikal verschiebbar und wurde von Hand geführt. Die Einstellung erfolgte derart, dass sie bei stillstehender Scheibe ungefähr einen Radius beschrieb und dass die federnde Spitze beim Andrücken an die Scheibe keine seitlichen Verschiebungen ausführte. Ansonst kann auch eine geringe axiale Verschiebung der Welle eine Ungleichförmigkeit der Drehzahl vortäuschen. Bei Aufnahme eines Diagrammes wurde auf der berusteten Scheibe zuerst die Totpunktlage des Modells markiert, dann, während das Modell sich beschleunigte, mit unerregter Gabel einige Kreise am Rand der Scheibe geschrieben. War die gewünschte Drehzahl eingestellt, so wurde die Gabel angeschlagen, radial über die Scheibe geführt und so eine oder mehrere spiralförmige Wellenlinien in die Russchicht geschrieben. Vor Wegnahme der Scheibe wurde nochmals die Totpunktlage kontrolliert. Zur Aufbewahrung und Auswertung des Diagrammes wurde ein Abdruck auf einen mit Gummi leicht bestrichenen Halbkarton hergestellt; Haltbarkeit wurde durch Uebergiessen mit einem käuflichen Fixativ erreicht. Diese doppelte Befeuchtung liess eine Verzerrung des Diagrammes befürchten; nach wenigen Minuten war der Karton jedoch trocken und nur schwach und regelmässig gekrümmt. Zur Auswertung der Diagramme wurde der Abzug mittels der erwähnten Kreise auf einem hierzu hergerichteten Gonio-meter zentriert und darüber ein mit einem geraden Strich versehener Glasstab befestigt, sodass der Nullriss der Totpunktlage mit dem Strich koinzidierte. Mit Hilfe einer Lupe konnte dann die Elongation der Stimmgabelkurve eingestellt werden; der Nonius gestattete, die jeweilige Stellung auf Bogenminuten genau abzulesen. Die Genauigkeit der Einstellung der Elongation ist von der Güte des Diagrammes und von der Uebung abhängig; mehrmalige sorgfältige Einstellung gibt nur um einzelne Minuten differierende Ablesungen. Je nach Umständen wurden 25 bis 60 Punkte pro Umgang ausgemessen. Die Entfernung zweier Elongationen ist ein Mass für die Winkelgeschwindigkeit; man erhält $\varphi = f(t)$, wenn die Ablesungen des Teilkreises über gleichen Abszissen-Intervallen aufgetragen werden. Die Ungleichförmigkeit der Bewegung erkennt man besser, wenn man die Differenz der wahren Bewegung gegenüber einer mittleren gleichförmigen aufzeichnet. Eine Auswahl von solchen Kurven, welche typische Bewegungs-Formen oder Ausnahmen darstellen, findet man in Abb. 11. Die einzelnen Punkte sind nur bei zwei Diagrammen angegeben und zwar für eine starke und für eine schwache Streuung der einzelnen Punkte; die Zahl der Punkte ist offensichtlich gross genug, um keinen Zweifel über den generellen Verlauf der Kurven aufkommen zu lassen.

5. Die Versuch-Ergebnisse.

Trägt man die zum Antrieb des Modells erforderliche Leistung über der Drehzahl auf, so erhält man Kurven, von denen einige in Abbildung 12 dargestellt sind. Man erkennt Höcker und Spitzen, die die Schüttelgebiete kennzeichnen und durch die zusätzlichen Verluste der Schüttel-schwingung bedingt sind. Eine steile Spitze mit ausgeprägtem Maximum und steilem Abfall entspricht einem normalen Schüttelgebiet; der steile Abfall fällt zusammen mit dem plötzlichen Aufhören des Rüttelns im Getriebe. Ein sanft verlaufender Höcker zeigt, dass die Schüttel-schwingung nur kleine Amplituden erreicht; das Geräusch ist in diesem Fall viel schwächer. Die Spitze der Kurve I wurde z. B. durch eine Schwingung dreifacher Frequenz nach Nr. 1 in Abbildung 11 hervorgebracht.

Eine ausführliche Diskussion dieser Versuche würde hier zu weit führen.¹⁾ Wir beschränken uns darauf, eine Zusammenstellung der gerechneten und gemessenen kritischen Schüttelgebiete tabellarisch mitzuteilen. Es wurde

¹⁾ Vollständiger ist sie in des Verfassers gleichnamiger Dissertation der Eidgen. Technischen Hochschule in Zürich zu finden.

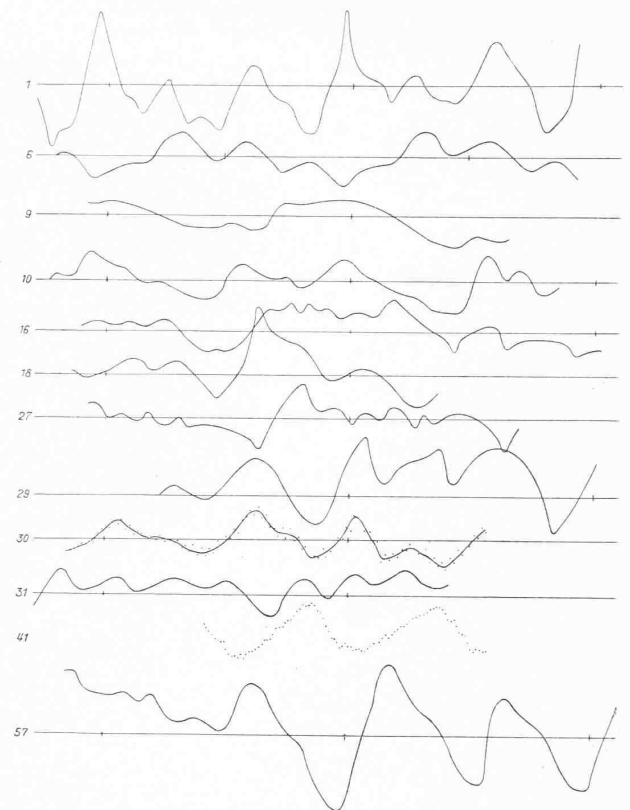


Abbildung 11.

die Konstante β_3 geändert, indem die mittlere Masse unter Zwischenlage von Metall-, Leder- oder Gummischeiben befestigt wurde. ZMI und ZMII bedeuten die beiden Zusatzmassen, die auf der Motorwelle angebracht wurden. Die Kolonne n sagt aus, dass es sich um das n -fache Schüttelgebiet handelt; ein * bedeutet, dass die Zahl durch

Art des Versuches		Gemessen		Gerechnet		Bemerkungen
Zwischenlage	Z M	n	Uml/min	Uml/min	Uml/min	
Antrieb mit Gleichstrommotor und Lederriemen.						
Metall	—	* 3	460—470	417	—	Maximum
"	—	* 4	520—570	—	491	Höcker
"	—	2	950—1000	—	982	Maximum
Leder	—	4	275	309	—	Höcker
"	—	* 2	455	619	—	Maximum
"	—	* 4	605	—	487	"
"	—	2	860—920	—	974	"
"	II	2	220—350	—	332	Höcker
"	II	* 4	465	451	—	Diagramm
"	II	* 2	530—570	930	—	Maximum
"	I	2	200—300	—	284	Höcker
"	I	* 3	{ 525 }	448	—	Maximum
"	I	* 4		597		
Gummi	—	* 2	305	262	—	"
"	—	* 1	620	524	—	"
"	—	2	775—920	—	848	Höcker
"	I	2	150—920	148	—	"
"	I	2	320—500	—	616	"
Metall	—	* 2	415—425	625	—	Maximum
"	—	2	750—760	—	982	"
"	I	4	100—170	—	143	Höcker
"	I	* 2	257—265	—	286	Maximum
"	I	4	495—520	455	—	"
Antrieb mit Repulsionsmotor und Lederriemen.						
Metall	—	* 4	340—350	458	—	Maximum
"	—	* 2	560—630	917	—	"
"	II	* 4	298—305	452	—	"

Schüttelschwingungen des Kuppelstangentriebes.

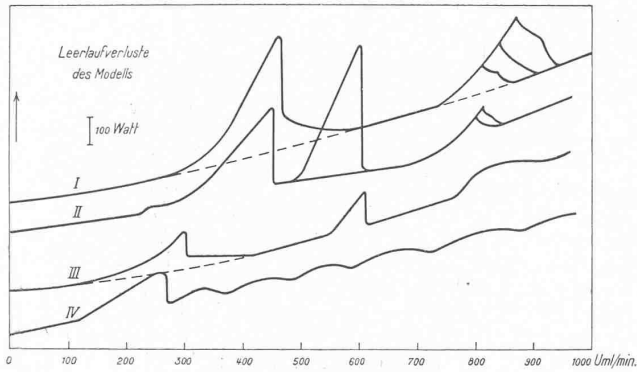


Abbildung 12.

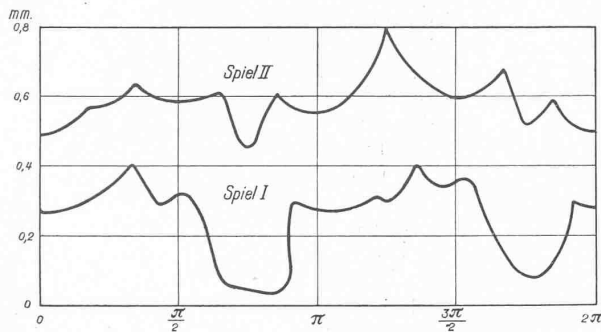


Abbildung 13.

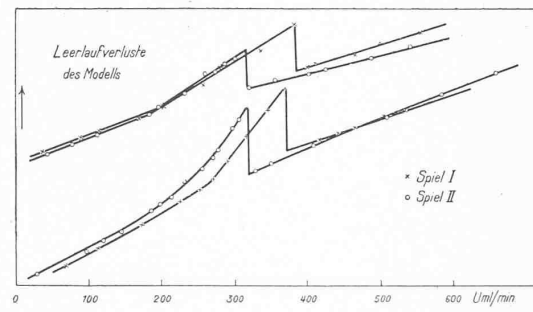


Abbildung 14.

die Diagramme festgestellt ist. Die übrigen n sind dann durch diese mitbestimmt. Unter den gerechneten Drehzahlen ist unterschieden zwischen dem „Modell“- und dem „Motor“-System, je nachdem das betreffende Gebiet durch Resonanzerscheinungen des einen oder andern Partial-Systems verursacht ist. Die Uebereinstimmung der gerech-

neten und gemessenen Drehzahlen ist genügend, um von einer angenäherten Berechnung der Schüttelgebiete sprechen zu dürfen.

Beim Antrieb mittels Repulsionsmotor konnte bei Verwendung verschiedener Frequenzen des speisenden Wechselstromes kein wesentlicher Unterschied festgestellt werden.

Die meisten Versuche, die zur Aufstellung obiger Tabelle geführt haben, wurden mit einem Spielverlauf durchgeführt, der mit „Spiel I“ in Abbildung 13 bezeichnet ist. Die Ordinate stellt die Grösse $a/2$ von Abb. 6 (S. 156) dar. Man erkennt einen Stichmassfehler, der praktisch sehr häufig anzutreffen sein dürfte, indem er auf eine Ungleichheit der beiden Stangen zurückzuführen ist und zweimal während eines Umlaufes auftritt. „Spiel II“ ist grösser und es zeigte sich bei dessen Anwendung die erwartete Erniedrigung der oberen Grenze des Schüttelgebietes, wie sie aus der nachfolgenden Abbildung 14 entnommen werden

kann. Wurde das Spiel noch mehr vergrössert, so blieb die Schüttelschwingung überhaupt aus.

Dieses bemerkenswerte Ergebnis kann mit Hilfe des mechanischen Analogons in Abbildung 3 leicht gedeutet werden. Man hat sich dort die Schale so hoch liegend zu denken, dass die Ungleichförmigkeit der Rotation nicht ausreicht, um dem Punkt m eine solche Beschleunigung zu erteilen, dass er diese „obere Schale“ erreichen und so eine regelmässige Schüttelschwingung anfangen könnte. Grösseres Drehmoment wirkt wie grösseres Spiel, erschwert also dem Punkt m das Durchmessen des ganzen Spielraumes. Um den Einfluss von Lagerspiel auf das Zustandekommen von Resonanz-Schwingungen richtig zu beurteilen, ist daher zu beachten, dass zwei Teilwirkungen entgegengesetzter Tendenz zu unterscheiden sind:

1. Das Auftreten von „Spielraum“ ist nicht gefährlich und kann im Gegenteil dazu führen, dass die nach dem ersten Abschnitt auch beim spielfreien Kuppelstangentrieb bei gewissen Drehzahlen auftretende elastische Schwingung grossen Ausschlages praktisch ungefährlich wird. Wäre nämlich die durch das Lagerspiel bedingte Voreilung während eines Umganges konstant, so würden alle Stösse und Unstetigkeiten wegfallen und die variable Elastizität würde kaum genügen (ψ schwankt nur um einige %), die Massen so zu beschleunigen, dass diese ein Spiel normaler Grösse zu durchmessen vermöchten; nach dem ersten Einschwingen in den Spielraum wird der Vorgang gestört und die Amplitude auf kleine Beträge zurückgeführt.
2. Das Auftreten einer erzwungenen Schwingung, deren Frequenz von der Drehzahl abhängt; diese ist die Folge der vom Drehwinkel abhängigen Voreilung durch Lagerspiel (vergl. Abbildung 12). Die dadurch entstehende Ungleichförmigkeit ist rund zehnmal grösser als die durch die variable Elastizität hervorgerufene, und darum eher in der Lage, die Resonanz-Schwingung schon erheblich unterhalb der kritischen Drehzahl einzuleiten.

Art des Versuches		Gemessen		Gerechnet		Bemerkungen
Zwischenlage	ZM	n	Uml/min	Modell	Motor	
Metall	II	* 2	504—526	903	—	Maximum
„	I	* 4	293	451	—	„
„	I	* 2	489—524	903	—	„
Leder	—	* 3	340	—	320	„
„	—	* 2	590	—	483	„
„	II	3	305	—	275	„
„	II	* 2	495—515	—	414	„
„	II	2	760—860	892	—	Höcker
„	I	3	295—300	—	255	Maximum
„	I	2	495—515	—	382	„
Gummi		2	270	253	—	„
„	—	4	300—360	—	328	Höcker
„	—	3	400—480	—	439	„
„	—	1	500—580	506	—	„
„	—	2	600—700	—	657	„
„	I	4	250—275	—	297	„
„	I	2	460—470	—	595	„

Antrieb mittels Friktionsrad.

A. Repuls.-Motor						
Gummi	—	2	ca. 330	252	—	Höcker
Metall	—	4	300—387	337	—	Maximum
B. Gleichstr.-M.						
Metall	—	4	300—370	345	—	„
Gummi I	—	4	250	245	—	„
„ I	—	2	490—500	490	—	„
„ II	—	2	225—275	250	—	Höcker
„ II	—	1	525—590	500	—	„
„ III	—	2	230—300	322	—	„

5. Zusammenfassung.

Die theoretischen Betrachtungen im ersten Abschnitt ergaben, dass der spielfreie Kuppelstangentrieb in jedem Belastungszustand gefährliche Geschwindigkeiten aufweist, die ganze Gebiete erfüllen. Nur das bei der höchsten Drehzahl auftretende Gebiet ist von erheblicher Breite, die dann 0 bis 11 % einer mittleren Drehzahl dieses Gebietes beträgt. An den Grenzen dieser Gebiete bestehen periodische Eigenschwingungen des Systems, deren Frequenz ν aus

$$\nu = \frac{1}{2\pi} \cdot \frac{K}{n} \cdot \sqrt{\frac{(\theta_1 + \theta_2)}{(\gamma_1 + \frac{\beta_1}{2} + \beta_3) \theta_1 \theta_2}}$$

(Bezeichnungen siehe Abbildung 1) berechnet werden kann. Diese Formel gilt zunächst für ein symmetrisches Getriebe; der Korrekturfaktor K kann für $\beta_3 = 0$ der Abbildung 2 entnommen werden. Für n ist sukzessive 2, 4, 6... zu setzen. Bei geringer Unsymmetrie gilt obige Formel angenähert, wenn γ_1 und β_1 Mittelwerte bedeuten; zur genauen Berechnung muss der angegebene Weg der fortwährenden Annäherung beschritten werden. Man erhält bei Unsymmetrie auch Instabilitätsgebiete für $n = 1, 3, 5 \dots$. Besteht das System aus drei Massen, so ergeben sich zwei Reihen von solchen Gebieten instabiler Schwingungen, deren Berechnung im vierten Abschnitt erläutert ist.

Die bei vorhandenem Lagerspiel auftretende und für den Bestand des Triebwerkes gefährliche Schüttel- oder Rüttelschwingung wird im zweiten Abschnitt mit der etwas leichter zu übersehenden Bewegung eines Massenpunktes verglichen. Diese Schwingungen erfüllen auch ganze Bereiche von Drehzahlen, die jedoch nicht mit den Instabilitätsgebieten des spielfreien Kuppelstangentriebes verwechselt werden dürfen. Die Schüttelgebiete sind in ihrer ganzen Ausdehnung von periodischen Schüttelschwingungen erfüllt, deren Frequenz in der Hauptsache von der Amplitude und nur zum Teil von der Phase der Schwingung abhängt; dagegen bestehen periodische Schwingungen nur an den Grenzen der Instabilitätsgebiete, wobei die Unterschiede der Frequenz allein der verschiedenen Phase zuzuschreiben sind. Die Betrachtung des schwingenden Massenpunktes erlaubt, die Schüttelgebiete in Uebereinstimmung mit dem Versuch zu beschreiben. Es ergibt sich ferner, dass die obere scharfe Grenze eines Schüttelgebietes wenig vom Drehmoment, d. h. von der mittleren Belastung des Triebwerkes, wesentlich aber vom Lagerspiel und von der Amplitude der Rüttelschwingung abhängig ist und theoretisch unterhalb der durch die Frequenz der oben erwähnten elastischen Eigenschwingung bestimmten kritischen Drehzahl liegend gefordert wird. Untere und obere Grenze eines Schüttelgebietes sind bedingt durch Lagerspiel und Stichmassfehler; diese beiden Faktoren verursachen gemeinsam eine erzwungene Schwingung, deren Frequenz von der Drehzahl abhängt, und die Schüttelschwingung kann daher als Resonanz-Schwingung aufgefasst werden, deren Amplitude durch die Frequenz bestimmt ist. Der Resonanz-Bereich oder das Schüttelgebiet erstreckt sich so weit, als zusammengehörige Werte von Amplitude und Drehzahl vorhanden sind (Abbildung 5, Seite 156).

Die experimentelle Untersuchung zeigt, dass in der Tat im Schüttelgebiete eine periodische Schwingung vorhanden ist. Sie bestätigt ferner das Resultat, dass infolge des Verlaufes des Lagerspiels in Funktion des Drehwinkels (Abbildung 13) nicht jedem Instabilitätsgebiet ein Schüttelgebiet parallel geht, sondern dass die Zahl n nur die Zahlwerte 2 und 4, ausnahmsweise auch 1 und 3 annimmt. Die Schüttelgebiete kennzeichnen sich in den Leistungskurven (Abbildungen 12 und 14) durch Erhebungen mit unstetigem Abfall, die in der Tabelle mit „Maximum“ bezeichnet sind, oder als flache „Höcker“. Diese letzteren sind wohl nicht durch Resonanz-Schwingungen bedingt, sondern stellen vermutlich Bewegungsformen dar, die wir im Hinblick auf das mechanische Analogon im zweiten Abschnitt als „Schwingungen, bei denen die obere Schale nicht erreicht wird“, bezeichnen. Für diese ist daher nicht die obere Grenze (wie bei den „Maxima“), sondern eine

mittlere Drehzahl mit den gerechneten kritischen Drehzahlen zu vergleichen, d. h. die „Höcker“ sind wie eine Resonanzkurve bei gedämpften Schwingungen zu betrachten. Die Tabelle beweist nun eine generelle Uebereinstimmung der gerechneten Drehzahlen mit den gemessenen. „Höcker“ treten auf bei höherer Drehzahl und bei grosser Elastizität. Dies steht in Uebereinstimmung mit den früher entwickelten Anschauungen. Das Auftreten der Schüttelschwingung wird darnach gehindert durch grössere Elastizität, grössere Masse, grosses Spiel, grosse Belastung. Die beiden ersten Punkte bedingen kleinere kritische Drehzahl; die zwei letztgenannten Punkte sind wenig beeinflussbar, da es mehr auf das Verhältnis von Spiel zu elastischer Deformation ankommt und man aus andern Gründen ein grosses Lagerspiel nicht gern zulassen wird. Die Herabsetzung der kritischen Drehzahl wurde schon von W. Kummer (siehe Band LXIV, S. 136, 19. Sept. 1914; Band LXVI, S. 66, 17. August 1915; Bd. LXVIII, S. 152, 30. Sept. 1916), wenn auch von andern Gesichtspunkten aus, empfohlen. Die Experimente bestätigen auch für das Versuch-Modell die im theoretischen Teil ausgesprochene Behauptung, wonach die Art des Antriebmotors (Gleichstrom- oder Wechselstrommotor) von unwesentlichem Einfluss auf die Resonanz-Gebiete ist. Die Schwingungen des Motorankers geben zu Schwingungen der Spannung und des Stromes Anlass, die mit Oszillogrammen leicht nachgewiesen werden konnten.

Die vorliegenden Untersuchungen haben also gezeigt, dass eine angenäherte Vorausberechnung der Schüttelgebiete des Kuppelstangentriebes aus dessen elastischer Eigenschwingung möglich ist.

Das Land- und Forstwirtschaftliche Institut der Eidgenössischen Technischen Hochschule in Zürich.

Von Prof. Dr. Gustav Gull, Zürich
(Mit Tafeln 11 bis 14)

Auf Grund der Ergebnisse des Wettbewerbs vom Jahre 1909 zur Erlangung von Planskizzen zu Um- und Neubauten für die E. T. H. ist der Verfasser des Entwurfs „Auditorium Maximum“¹⁾ vom Departement des Innern mit der Ausarbeitung der definitiven Pläne für die Erweiterungsbauten der E. T. H. beauftragt worden. Die Planstudien, an Hand der vom Schulrat im Jahre 1910 revidierten Raum-Programme führten dazu, den erweiterten Hauptbau für die Verwaltung, die Architektenschule, die Ingenieurschule, die Abteilung für Fachlehrer, die Allgemeine (XI.) Abteilung, die Militärschule, die Bibliothek, die Kupferstich-Sammlung und die archäologische Sammlung zu bestimmen, die naturhistorischen Sammlungen vereint mit den Instituten für Geologie,

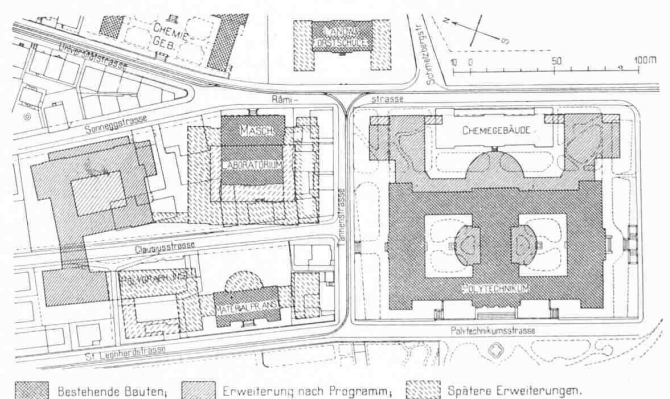


Abb. 1. Erweiterungsbauten der E. T. H. laut Entwurf 1909. — Lageplan 1:4000.

Mineralogie, Geographie, Pharmazie, Bakteriologie-Hygiene mit der gewerbehygienischen Sammlung und Photographien, in einem Neubau, dem naturwissenschaftlichen Institut an der Sonnegg- und Clausiusstrasse unterzubringen, und endlich

¹⁾ Dargestellt in Bd. LV, S. 45, u. ff. vom Januar 1910. Red.