

Zeitschrift: Technische Mitteilungen / Schweizerische Telegraphen- und Telephonverwaltung = Bulletin technique / Administration des télégraphes et des téléphones suisses = Bollettino tecnico / Amministrazione dei telegrafi e dei telefoni svizzeri

Herausgeber: Schweizerische Telegraphen- und Telephonverwaltung

Band: 1 (1923)

Heft: 3

Artikel: Festigkeits-Versuche an Holzgestängen : Bericht an die Obertelegraphendirektion

Autor: Häusler, W.

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-873075>

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: 25.04.2026

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

Technische Mitteilungen

der schweizerischen Telegraphen- und Telephon-Verwaltung

Bulletin Technique



Bollettino Tecnico

de l'Administration des
Télégraphes et des Téléphones suisses

dell'Amministrazione dei
Telegrafi e dei Telefoni svizzeri

Herausgegeben im Auftrage
der Obertelegraphendirektion

Publié par ordre de la
Direction Générale des Télégraphes

Publicato per ordine della
Direzione Generale dei Telegrafi

Festigkeits-Versuche an Holzgestängen.

(Bericht an die Obertelegraphendirektion.)

Von W. Häusler, Bern.

A. Erste Versuchs-Serie in Ostermundigen.

Um gewisse Fragen betreffend Berechnung der hölzernen Tragwerke abzuklären und die Ergebnisse bei der kommenden Revision der Schwachstrom-Vorschriften verwerten zu können, drängte sich die Durchführung von Festigkeitsversuchen an Holzstangen immer mehr auf. Es handelte sich darum, erstens einmal die reine Gestängfestigkeit mit möglichst vollständiger Einspannung zu ermitteln und zweitens das Verhalten der Stützpunkte mit den gegenwärtig üblichen Bodenbefestigungen an bestehenden, zum Abbruch bestimmten Leitungsanlagen festzustellen.

Zur Erhaltung der Tragwerkfestigkeit, ohne Einfluss der Eingrabung in die Erde, musste zuerst eine Versuchsordnung mit einem armierten Betonblock geschaffen werden. Das Versuchsprojekt stützte sich auf folgende Annahmen: Die Festigkeitsproben werden mit 9 m Stangen, einer Einspannlänge von 1,5 m und einem Stangendurchmesser an der Einspannstelle von ca. 18 cm ausgeführt. Das Biegemoment, das den Stangenbruch herbeiführen wird,

$$\text{beträgt } M_b = 480 \frac{\pi \times 18^3}{32} = 274\,560 \text{ cm/kg. Bei}$$

einem Krafthebelarm von $l = 700$ cm ergibt sich die horizontale Zugkraft P zu ~ 400 kg. Für Kuppel- und Doppelstangen wird $P \sim 2000$ kg und das grösste zu erwartende Biegemoment $M_{\max} =$

$$2000 \left(700 + \frac{1,5}{2} \right) = 15500 \text{ m/kg. Das Widerstandsmoment des in der Erde befindlichen Teiles des Betonblockes ist } W = \frac{b h^2}{6} = \frac{130 \times 300^2}{6} = 1\,950\,000 \text{ cm}^3.$$

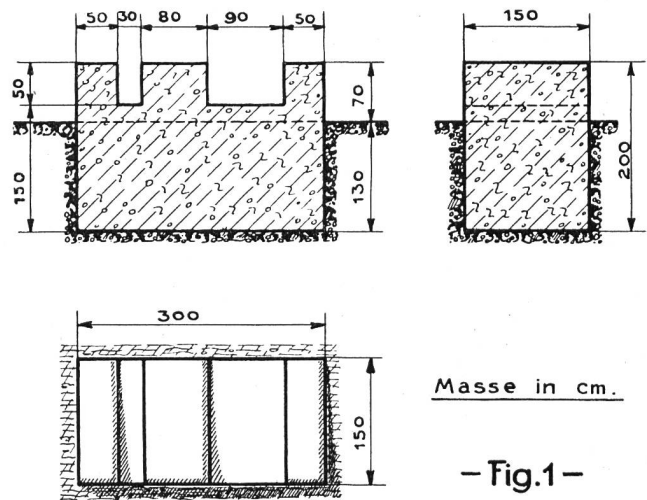
Die grösste Kantenpressung erhalten wir nach der Biegleichung zu $\sigma_{\max} = \frac{15\,500 \times 100}{1\,950\,000} = 0,8$

kg/cm². Sie wird infolge Vernachlässigung der Reibung und der seitlichen Einspannung noch kleiner. Der Einspannungssockel kann daher als eingespannt be-

trachtet werden. Die grösste Betonrandspannung, hervorgerufen durch die Holzstangen bei Zwischenlage von 10 cm breiten Brettern, hat folgenden Wert:

$$\sigma = \frac{6 \times 15\,500 \times 100}{150^2} = 41 \text{ kg/cm}^2, \text{ was zulässig ist.}$$

Die gefährdeten Betonquerschnitte müssen aber armiert werden, um die von der Biegebungsbeanspruchung herrührenden Zugspannungen des Betons aufzunehmen. Als Armierung wurden alte Eisenkonstruktionen verwendet.



— Fig. 1 —

Nachdem die Grössenverhältnisse der Versuchsordnung (siehe Fig. 1) bestimmt waren, konnte auch der nötige Platz ausfindig gemacht werden. Er befand sich im Hof des Zentralmagazins in Ostermundigen. Als fixer Befestigungspunkt des Zugseiles diente eine in das Fundamentmauerwerk eines Magazinebaudes mit Zement eingegossene Ankerschraube. Zur Ausübung des nötigen Zuges wurde eine schwere Kabeleinzugwinde verwendet, die direkt auf den Erdboden gesetzt war. Die Verankerung derselben geschah vermittelst Eigengewicht, Reibung und nötigenfalls Kettenbefestigung. Die Seiltrommel samt Winde musste an Ort und

Stelle so placiert werden, dass das über eine Rolle geschlungene Seilende parallel zum Zugseil lief. Die Seilverbindungen bestanden aus eisernen S-Haken und Oesen. Das zur Verfügung gestellte Dynamometer, mit einer Teilung von 250—2000 kg, konnte bei Einschaltung einer losen Rolle für Züge bis 4000 kg Verwendung finden. Um gleichartiges Holzmaterial zu erhalten, bezog man sämtliche Stangen, die unter sich möglichst dieselben Dimensionen aufwiesen und im Jahre 1918 zur Imprägnierung gelangt waren, vom gleichen Lager. Nach Vorbereitung der verschiedenen Tragwerkkonstruktionen konnte mit der Durchführung der Versuche an Stangen mit vollkommener Einspannung am 1. Juni 1922 begonnen werden. Die Festklemmung der Holzmasse in den Nuten des Sockels geschah durch Zwischenlegen von Brettern oder Balken und nachheriges Einschlagen von harthölzernen Keilen, deren Länge ca. 50 cm betrug. Um bei der Ausbiegung der Versuchsobjekte die Reibung zwischen Stange und Unterlage auf ein Minimum zu reduzieren, wurden Gasrohrstücke dazwischen gelegt. Die beobachteten Grössen der einzelnen Proben sind in den folgenden Tabellen eingetragen, welchen die betreffende Tragwerkskizze beigelegt ist.

Versuch Nr. 1.

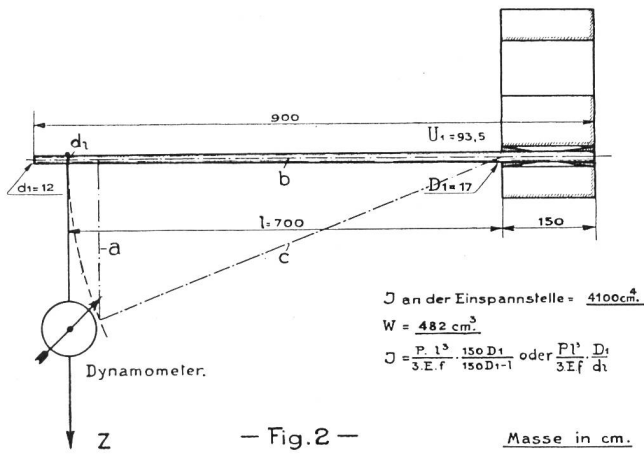
Dieser Versuch gelangte an einer einfachen Stange zur Ausführung. Die Ergebnisse sollten zum

Vergleich mit denjenigen kombinierter Stangen dienen.

No.	Zug am Dynamom. kg	Ausbiegung cm	Bemerkungen
1	250	51,5	Dynamometer ungenau
2	0	2	
3	250	44	
4	0	2	
5	250	44	
6	300	55,7	
7	350	85	
8	0	4	
9	250	46	
10	310	69,5	
11	355	88	
12	375	103	
13	0	8,5	
14	250	76	
15	375	122	
16	400	136	
17	425	152	
18	450/425	172	fängt an zu fließen
19	450	185	
20	475/450	205	
21	500/475	228	
22	500	250	Bruch an der Einspannstelle

Berechnet

No.	Korrigierter Krafthebelarm $b = \sqrt{c^2 - a^2}$ cm	Trägheitsmoment. Formel für konstanten Querschnitt $J = \frac{P \cdot l^3}{3 \cdot E \cdot f}$ cm ⁴	Trägheitsmoment mit Berücksichtigung der Verjüngung $J = \frac{P \cdot l^3 \cdot D_1}{3 E f d_l}$ cm ⁴	Zugkraft aus J und f berechnet $P = \frac{3 f E J d_l}{l^3 D_1}$ kg	Biegemoment $P \cdot l$ cmkg	Beanspruchung des Holzes kg/cm ²	Elastizitätsmodul $E = \frac{P l^3 D_1}{3 J f d_l}$ kg/cm ²	Bemerkungen E nach Eichkurve korrigiert kg/cm
1	698	5560	7660				1,85 10 ⁵	0,74 10 ⁵
2	700	—	—				—	—
3	699	6460	8900				2,17 10 ⁵	0,87 10 ⁵
4	700	—	—				—	—
5	699	6460	8900				2,17 10 ⁵	0,87 10 ⁵
6	698	6100	8410				2,05 10 ⁵	1,06 10 ⁵
7	696	4680	6460				1,56 10 ⁵	0,91 10 ⁵
8	700	—	—				—	—
9	699	6180	8540				2,08 10 ⁵	0,83 10 ⁵
10	697	5400	7450				1,69 10 ⁵	0,90 10 ⁵
11	694	4500	6210				1,51 10 ⁵	0,89 10 ⁵
12	693	3960	5460				1,36 10 ⁵	0,83 10 ⁵
13	700	—	—				—	—
14	696	3700	5100	200	174000	360	1,24 10 ⁵	0,49 10 ⁵
15	689	3350	4620	332	254000	527	1,13 10 ⁵	0,69 10 ⁵
16	687	3180	4390	374	275000	570	1,07 10 ⁵	0,68 10 ⁵
17	683	2960	4080	425	290000	600	1,00 10 ⁵	0,66 10 ⁵
18	679	2730	3770	490	305000	633	0,92 10 ⁵	0,62 10 ⁵
19	675	2490	3440	536	304000	631	0,84 10 ⁵	0,57 10 ⁵
20	670	2320	3200	610	318000	660	0,78 10 ⁵	0,54 10 ⁵
21	662	2120	2920	700	330000	685	0,71 10 ⁵	0,50 10 ⁵
22	654	1860	2560	800	327000	680	0,62 10 ⁵	0,44 10 ⁵



Die Resultate des Versuches Nr. 1 sind sehr ungenau und zu Vergleichszwecken fast unbrauchbar. Einmal sind die Angaben des Dynamometers im untern Bereich unrichtig und zweitens nimmt der Elastizitätsmodul des verwendeten Holzes von Beobachtung Nr. 15 an sehr rasch ab. Diese Abnahme ist aus den Schaulinien für das Trägheitsmoment, die Ausbiegungen und das Elastizitätsmass (Fig. 3) deutlich zu erkennen. Für einen bestimmten Quer-

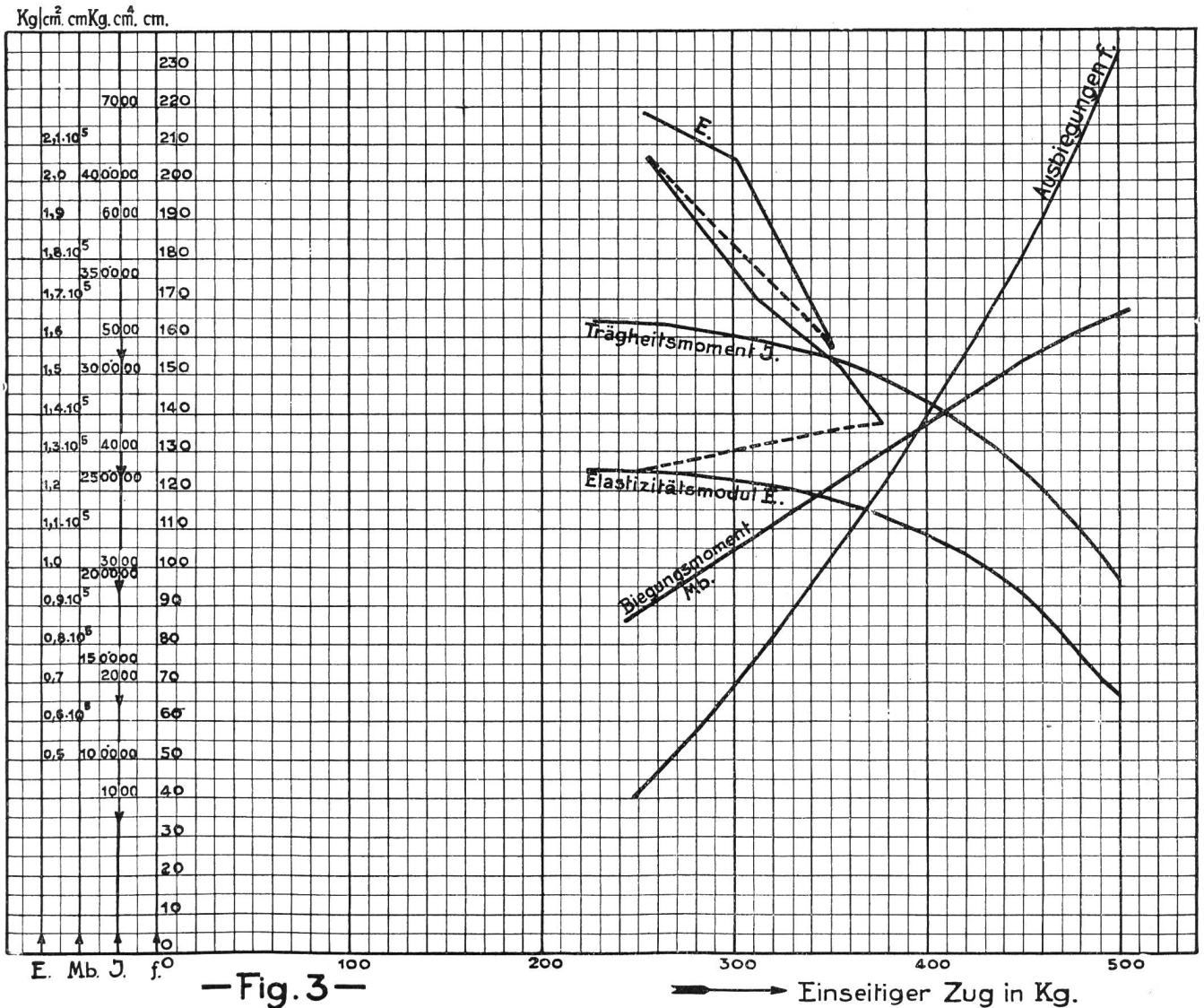
schnitt ist das erstere unveränderlich, also eine gerade horizontale Linie, während die Durchbiegungen den Zugkräften direkt proportional sind. Die Zugkräfte sind mit einer innerhalb der Proportionalitätsgrenze gleichbleibenden Grösse zu multiplizieren. Sie sind durch eine Gleichung von der Form $Y = mx$ ausgedrückt und stellen somit eine durch den Anfangspunkt der Koordinaten gehende Gerade dar.

Wenn wir nun annehmen, die beobachteten Ausbiegungen seien richtig, so bestimmt sich die am Hebelarm l wirkende Kraft P aus der Durchbiegungsformel $f = \frac{P \times l^3}{3 \times E \times J}$, da J aus den Stangendimen-

sionen an der Einspannstelle berechnet werden kann. Diese Formel ist aber nur für konstanten Querschnitt gültig, eine Voraussetzung, die beim Stangenmaterial nicht zutrifft. Untersuchen wir nun einmal den Einfluss der Querschnittsverjüngung auf die Ausbiegungen.

Die Differentialgleichung der elastischen Linie hat allgemein folgenden Wert:

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{M}{E \times J} \tag{1}$$

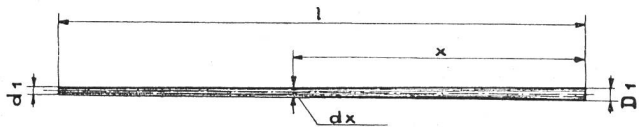


M = Biegemoment.

E = Elastizitätsmodul.

J = Trägheitsmoment.

Für unsern Fall ist J nicht mehr konstant, sondern ändert mit der Länge x , und zwar wird stetige Abnahme vorausgesetzt.



—Fig. 4—

Es verhalten sich nun

$$\frac{l}{\frac{D_1}{2} - \frac{d_1}{2}} = \frac{l-x}{\frac{dx}{2} - \frac{d_1}{2}}$$

$$\begin{aligned} \text{daraus folgt } dx &= \frac{(l-x)(D_1-d_1)}{l} + d_1 \\ &= D_1 - \frac{x}{\frac{D_1-d_1}{l}} \end{aligned}$$

Nach den im Pflichtenheft für imprägnierte Holzstangen vorgeschriebenen Dimensionen wird $\frac{l}{D_1-d_1}$

$\cong 150$, somit $dx = D_1 - \frac{x}{150}$, d. h. auf 150 cm nimmt

der Stangendurchmesser im Mittel um 1 cm ab. Das Trägheitsmoment ergibt sich zu

$$J_x = \frac{\pi \left(D_1 - \frac{x}{150}\right)^4}{64} \text{ cm}^4$$

und das Biegemoment für einen beliebigen Querschnitt im Abstände x lautet $M_x = P(l-x)$. Wir erhalten nach Einsetzen dieser Werte in Gleichung (1)

$$\frac{d^2 y}{dx^2} = \frac{P(l-x)}{E \pi \left(D_1 - \frac{x}{150}\right)^4}$$

Durch zweimalige Integration ergibt sich die Gleichung der Biegelinie

$$y = \frac{150^2 \times 64}{\pi E} P \left[\frac{l+300 D_1 - 3x}{6 \left(D_1 - \frac{x}{150}\right)^2} + \frac{75 D_1 + l}{3 D_1^3} \times \left(D_1 - \frac{x}{150}\right) - \frac{150 D_1 + l}{2 D_1^2} \right]$$

oder, wenn Zähler und Nenner mit D_1^4 multipliziert werden

$$\begin{aligned} y &= \frac{P D_1 x^2}{6 E J} \left[\frac{(3l-x) D_1 - \frac{2lx}{150}}{\left(D_1 - \frac{x}{150}\right)^2} \right] \\ &= \frac{P D_1 x^2}{6 E J} \left[\frac{3l D_1 - x(3 D_1 - 2 d_1)}{\left(D_1 - \frac{x(D_1 - d_1)}{l}\right)^2} \right] \end{aligned}$$

und die maximale Durchbiegung für $x = l$

$$f = \frac{P l^3}{3 E J} \left[\frac{150 D_1}{150 D_1 - l} \right] = \frac{P l^3}{3 E J} \times \frac{D_1}{d_1} \text{ cm,}$$

wobei J das konstante Trägheitsmoment an der Einspannstelle bedeutet, während D_1 und d_1 die zu l gehörenden Enddurchmesser darstellen.

Der Klammerausdruck nimmt beim Versuchsobjekt den Wert 1,38 an, d. h. die Ausbiegungen der Stangen aus der Formel für konstantes J berechnet, müssen um 38% erhöht werden. Die mit obiger Gleichung berechneten Zugkräfte P sind aus der Tabelle ersichtlich und zeigen, dass mit einem unveränderlichen E viel zu grosse Werte erhalten werden. Die Randspannung würde bei Bruch etwa auf $\frac{800 \cdot 654}{482} \sim 1100 \text{ kg/cm}^2$ steigen, was für Holz zu gross ist.

Die elastische Formänderung durch die Schubkraft bestimmt sich aus folgender Gleichung:

$$f_s = \frac{13 P \cdot l S}{5 E J b} \text{ cm,}$$

wobei S das statische Moment des halben Querschnittes, bezogen auf die neutrale Achse, ist und b die Breite des Querschnittes in der neutralen Achse. Bei Einsetzung dieser Werte wird

$$f_s = \frac{13 P \cdot l}{20 \cdot 3 E J} D_1^2$$

Das Verhältnis der beiden Durchbiegungen, hervorgerufen einerseits durch ein Biegemoment und andererseits durch eine Scherkraft, beträgt

$$\frac{f_b}{f_s} = \frac{\frac{P l}{3 E J} l^2}{\frac{13 P l}{20 \cdot 3 E J} D_1^2} = \frac{20 l^2}{13 D_1^2} = 1,54 \frac{l^2}{D_1^2}$$

Für $l = 700 \text{ cm}$ und $D_1 = 20 \text{ cm}$ wird $\frac{f_b}{f_s} = 1885$,

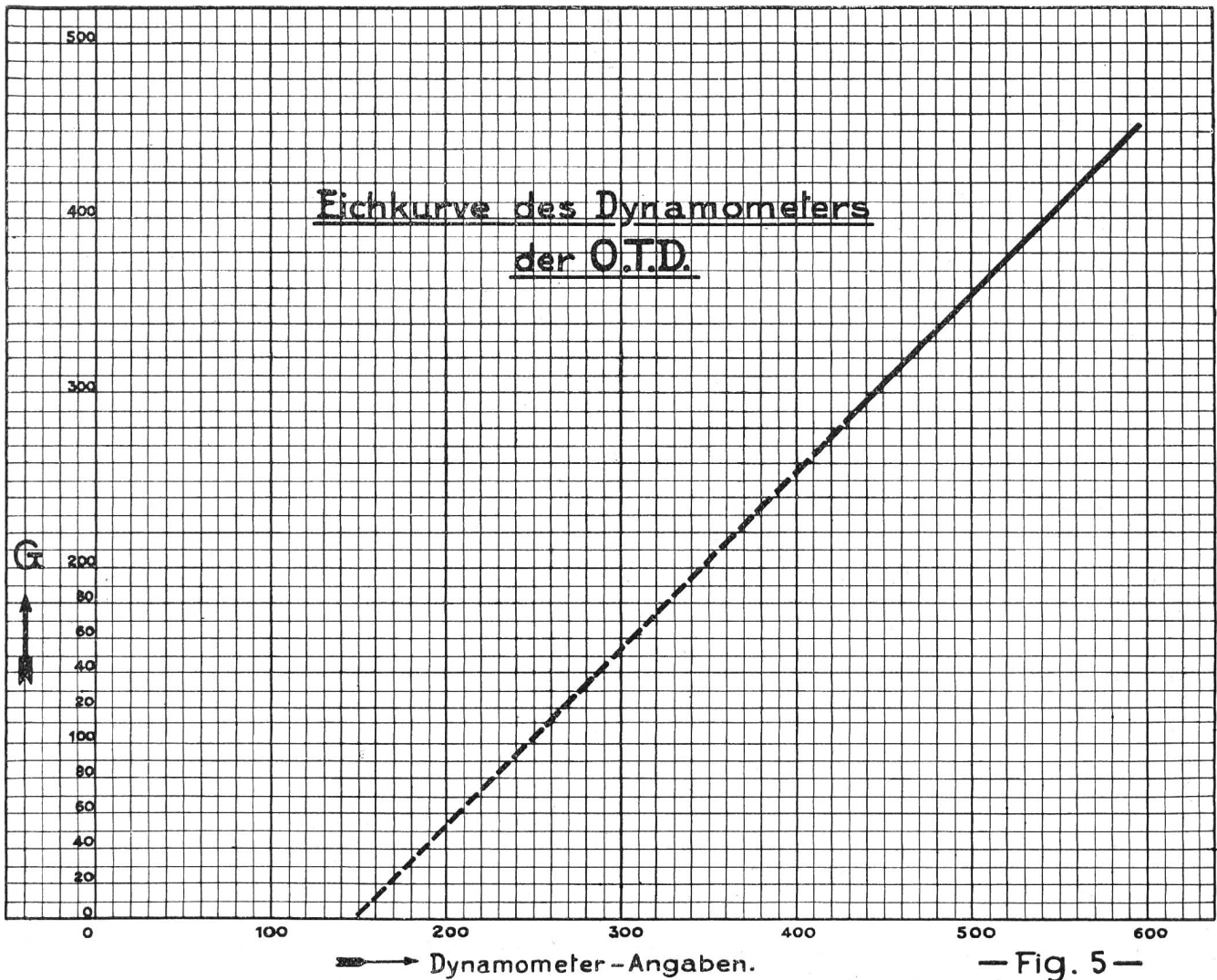
d. h. die durch eine Schubkraft erzeugte Ausbiegung ist in unserem Fall 1885mal kleiner als die durch ein Biegemoment verursachte, und es kann daher deren Einfluss auf die Versuchsergebnisse vernachlässigt werden.

Es ist nun anzunehmen, dass die Ungenauigkeit der Dynamometerangaben auf die berechneten Werte den kleinern Einfluss hat als die Abnahme des Elastizitätsmoduls. In der Gleichung für

$E = \frac{P l^3 D_1}{3 f J d_1}$ sind l , d_1 , f und D_1 direkt gemessen worden, so dass ein etwaiger Fehler nur bei P , also beim

Zug-Messinstrument zu suchen ist. Aus den berechneten Werten von E , die von $2,18 \cdot 10^5$ bis $0,62 \cdot 10^5$ variieren, ist klar ersichtlich, dass das Dynamometer zu grosse Züge anzeigt; denn das mittlere Elastizitätsmass für Holz beträgt nur $1,0 \cdot 10^5$ — $1,08 \cdot 10^5 \text{ kg/cm}^2$. Die beobachteten Mängel des verwendeten Messinstrumentes werden also durch die Rechnung bestätigt.

Nach Beendigung des Versuches wurde das Dynamometer neu geeicht. Die Ergebnisse sind aus folgender Tabelle ersichtlich. Die Aufhängung des Messinstrumentes geschah mittelst eines Ketten-



— Fig. 5 —

hakens an einem Kran, während die Belastung, aus bekannten Gewichten bestehend, an einem Hanfseil hing.

No.	Gewichtsbelastung in kg	Dynamometerangaben	Faktor, mit welchem die Dynamometer-Angaben zu multiplizieren sind.
1	290	435	0,67
2	344	492	0,7
3	398	536	0,74
4	442	587	0,75

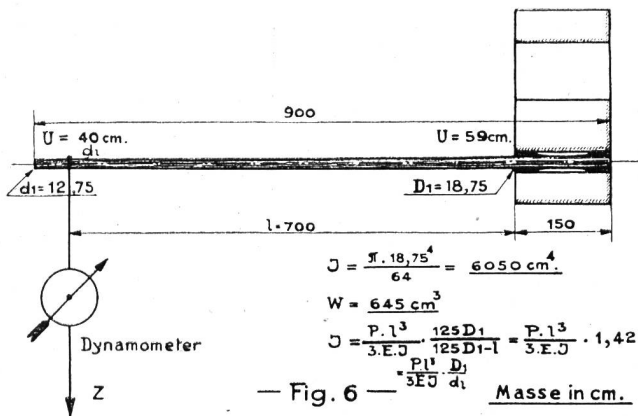
Versuch Nr. 2.

Um einwandfreiere Versuchs-Resultate zu erhalten, kam bei Versuch Nr. 2 die gleiche Anordnung wie bei dem eben beschriebenen zur Anwendung. Wie aus Beobachtung Nr. 2 ersichtlich ist, macht diese Neu-Eichung das Instrument nicht wieder gebrauchsfähig. Der Bruch der Stange und die daherige plötzliche Entlastung des Zugmessers hatten die Zeigerübersetzung desselben wahrscheinlich gestört. Deshalb können obige Faktoren auch nicht zur Korrektur der in Versuch Nr. 1 beobachteten Angaben verwendet werden, wie auch aus dem nach der Eichkurve korrigierten E ersichtlich

No.	Zug am Dynamom. kg	Ausbiegung cm	Bemerkungen
1	145	72,5	
2	250	123,0	
3	0	11,0	} Zeiger unbewegl. Dynamometer zeigt falsch } Neues Dynamometer v. B. K. W.
4	100	12,0	
5	150	38,5	
6	200	55,0	
7	250	68,0	
8	300	81,0	
9	0	5,0	Entlastet
10	300	80,5	
11	350	95,0	
12	410	108,5	
13	0	7,0	Entlastet
14	400	104,0	
15	450	115,0	
16	500	128,5	
17	550	150,0	Fängt an zu fließen
18	590		} Bruch an der Einspannstelle

No.	Korrigierter Krafthebelarm $b = \sqrt{c^2 - a^2}$ cm	Trägheitsmoment für konstanten Querschnitt $J = \frac{P \cdot l^3}{3 E f}$ cm ⁴	Trägheitsmoment m. Berücksichtigung der Verjüngung $J = \frac{P \cdot l^3}{3 E f} \frac{D_1}{d_1}$ cm ⁴	Biegemoment $P \cdot l$ cm/kg	Randspannung $k_b = \frac{M}{W}$ kg/cm ²	$E = \frac{P \cdot l^3}{3 f \cdot J} \frac{D_1}{d_1}$ kg/cm ²	Bemerkungen
1	—	—	—	—	—	—	
2	—	—	—	—	—	—	
3	—	—	—	—	—	—	
4	700	9540	13500	70000	108	2,2 · 10 ⁵	
5	699	4430	6290	104900	162	1,01 · 10 ⁵	
6	698	4120	5850	139800	216	0,97 · 10 ⁵	
7	697	4150	5890	174200	270	0,97 · 10 ⁵	
8	695	4145	5880	208500	323	0,97 · 10 ⁵	
9	700	—	—	—	—	—	
10	695	4170	5920	208500	323	0,98 · 10 ⁵	
11	693	4090	5800	242100	376	0,96 · 10 ⁵	
12	692	4170	5920	284000	440	0,98 · 10 ⁵	
13	700	—	—	—	—	—	
14	693	4260	6050	277000	430	1,00 · 10 ⁵	
15	690	4290	6090	310200	482	1,00 · 10 ⁵	
16	688	4220	5960	344000	534	0,99 · 10 ⁵	
17	684	3920	5560	376000	583	0,92 · 10 ⁵	fängt an zu fließen
18	684	—	—	401000	618	—	

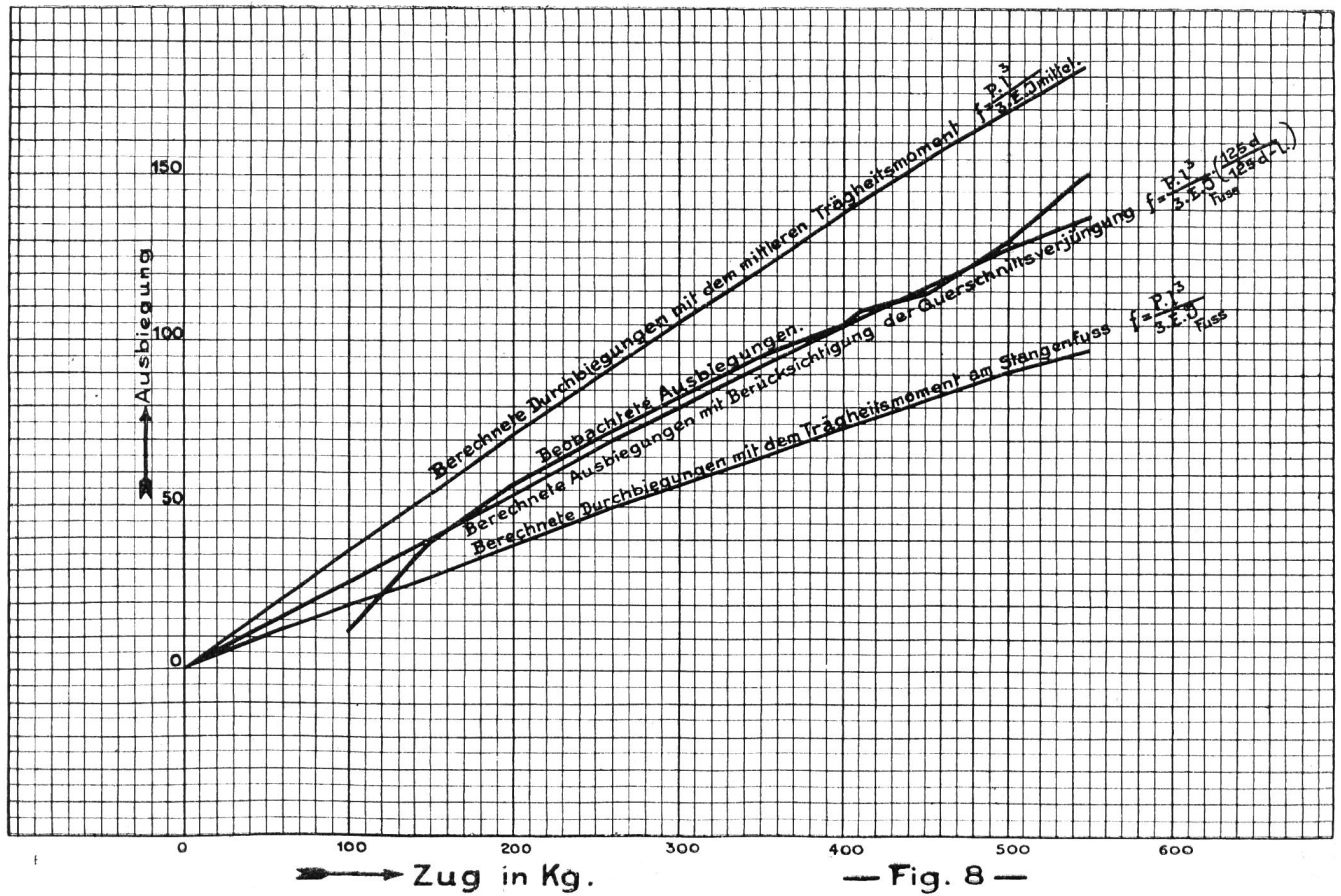
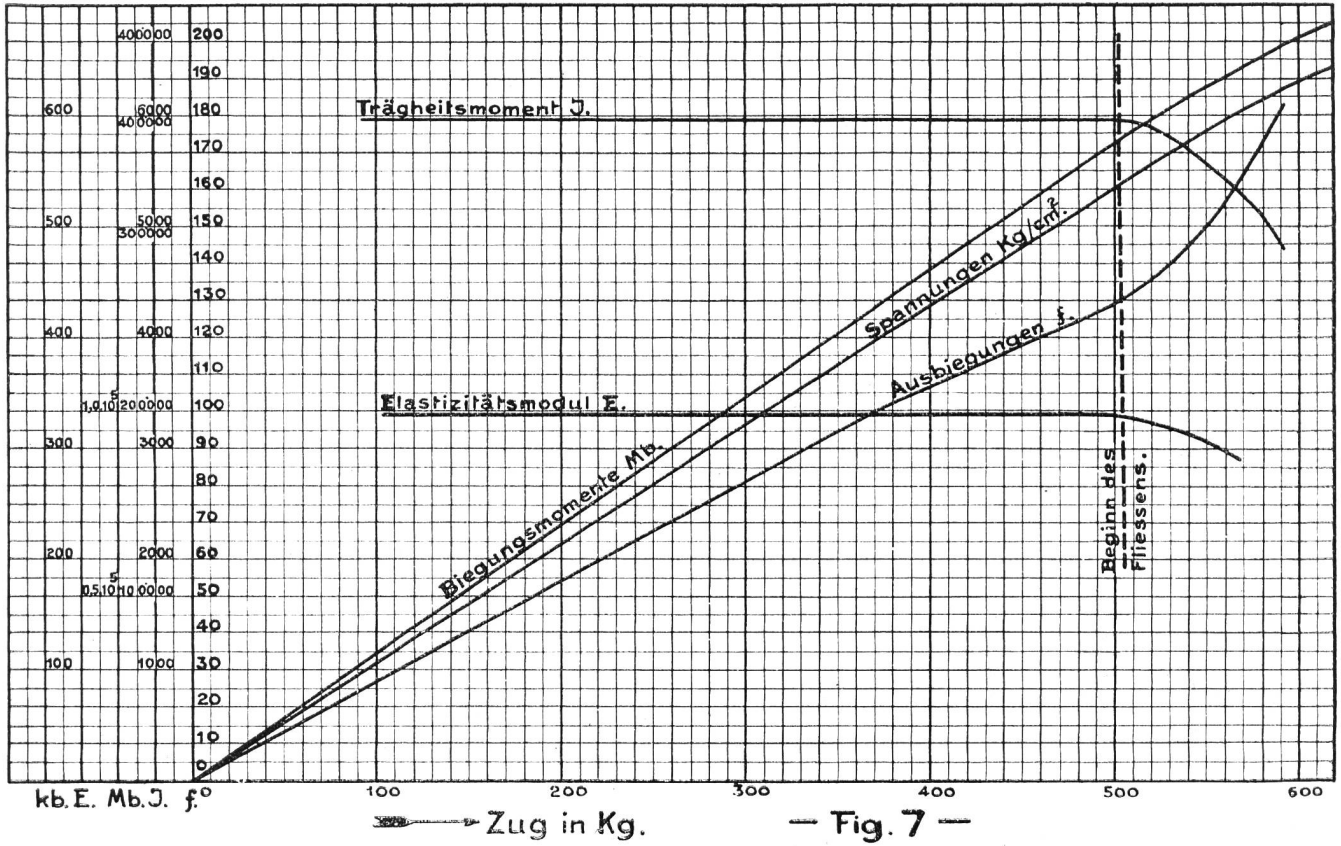
ist. Um eine längere Unterbrechung der Versuche zu verhüten, stellten uns die Bernischen Kraftwerke eines ihrer Dynamometer bereitwilligst zur Verfügung. Dasselbe besitzt eine gleichmässige Teilung von 0 bis 4000 kg. Entlastet zeigt es ca. 60 kg an, was an den in der Tabelle angegebenen Werten bereits in Abzug gebracht worden ist. Die Versuchssituation und die verschiedenen Massangaben sind der Fig. 6 zu entnehmen.



Aus den berechneten Werten der obigen Tabelle ist ersichtlich, dass dieselben mit den theoretischen Grössen ziemlich genau übereinstimmen. Dies wird aber nur erzielt, wenn die Querschnittsverjüngung nicht vernachlässigt wird. Die Richtigkeit der aus Versuch Nr. 1 abgeleiteten Formel für die Durchbiegungen bei stetiger Querschnittsveränderung wird dadurch bestätigt. In der graphischen Darstellung der Versuchsergebnisse (Fig. 7) wird J durch eine horizontale Linie dargestellt, was dem konstanten Wert des Trägheitsmomentes eines Querschnittes

entspricht. Die Ausbiegungen stellen sich als eine durch den Koordinaten-Nullpunkt gehende Gerade dar, die im oberen Bereich eine geringe Abflachung aufweist, weil der Krafthebelarm infolge der Ausbiegungen veränderlich ist. Dasselbe ist von der Spannungs- und Momentenlinie zu sagen. Das hat natürlich nur solange seine Gültigkeit, als die Proportionalitätsgrenze des Holzes nicht überschritten wird, was übrigens in den Kurven sehr schön zum Ausdruck kommt. Dem Einfluss der Flächenänderung auf die Durchbiegungen wurde im allgemeinen durch Einsetzen des mittleren Trägheitsmomentes in der Formel für konstanten Querschnitt Rechnung getragen.

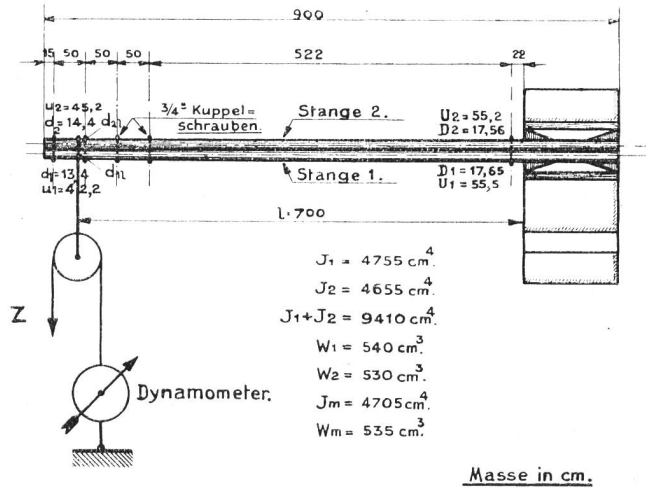
Vergleichen wir die beiden Methoden miteinander, indem wir uns auf Beobachtung Nr. 14 stützen: Der mittlere Stangendurchmesser ist 15,75 cm, somit $J_m = 3200 \text{ cm}^4$ und folglich $f = \frac{400 \times 693^3}{3 \times 1,0 \times 10^5 \times 3200} = 138 \text{ cm}$, also 34 cm oder 32,5% mehr als in Wirklichkeit. Wäre nur der Durchmesser an der Einspannstelle berücksichtigt worden, so ergäbe sich f zu 73 cm, oder 31 cm (etwa 30%) weniger als tatsächlich beobachtet. In Fig. 8 sind die Durchbiegungen, welche nach den drei Varianten berechnet sind, graphisch dargestellt. Daraus geht hervor, dass die Ausbiegungen, nach der Formel für veränderlichen Querschnitt ermittelt, mit den tatsächlich beobachteten gut übereinstimmen, während die beiden andern Methoden Fehler von durchschnittlich $\pm 30\%$ ergeben. Die Kenntnis der genauen Ausbiegungen spielt bei der Berechnung der einseitigen Züge in Linienrichtung eine grosse Rolle. Der übliche Wert von 480 kg/cm² Bruchbeanspruchung wird hier beträchtlich überschritten. Der bei



590 kg einseitigem Zug erfolgte Bruch der Stange an der Einspannstelle lässt an dem Bruchquerschnitt die Zug- und Druckfasern deutlich erkennen.

Versuch Nr. 3.

Dieser wurde ausgeführt an einer Kuppelstange mit 5 Kuppelschrauben zu 3/4" Durchmesser am Kopfende und einer sechsten, die 22 cm von der Einspannstelle entfernt war. Dimensionen und Situation sind in Fig. 9 eingetragen.



— Fig. 9 —

Das theoretische maximale Trägheitsmoment einer Kuppelstange beträgt $10 \frac{\pi D^4}{64} \text{ cm}^4$, vorausgesetzt, dass die beiden Stangen den gleichen Durchmesser aufweisen. Das Minimum desselben ist $2 \frac{D^4}{64} \text{ cm}^4$ und ist gleich der Summe der einzelnen Stangen-

trägheitsmomente. In unserm Falle wird $J_{\min} = 4755 + 4655 = 9410 \text{ cm}^4$ und das mittlere $J_m = 4705 \text{ cm}^4$ für eine Stange. Wenn wir J_t aus den beobachteten Kräften und Ausbiegungen berechnen wollen, so ist die Querschnittsverjüngung zu berücksichtigen. Für Stange 1 und 2 wird

$$J_1 = \frac{P/2 l^3}{3 E f} \times \frac{D_1}{d_{1l}} \text{ und } J_2 = \frac{P/2 l^3}{3 E f} \times \frac{D_2}{d_{2l}}$$

$$J_1 + J_2 = J_t = \frac{P/2 l^3}{3 E f} \left[\frac{D_1}{d_{1l}} \times \frac{D_2}{d_{2l}} \right] = \frac{P/2 l^3}{3 E f} \times 2,48$$

Die entsprechenden Werte sind in der Tabelle eingetragen. Wir sehen, dass das Trägheitsmoment

No.	Zug am Dynamom. kg	Ausbiegung cm	Bemerkungen	
1	150	4,5	Entlastet zeigt das Dynamometer 100 kg an	
2	200	17,0		
3	250	26,8		
4	300	35,0		
5	350	47,0	Verschiebung am Kopfende mm	Verschiebung am Fussende mm
6	400	58,5		
7	0	1,5		
8	400	60,6	4,3	15
9	450	72,5	4,5	17
10	500	86,0	5,2	20
11	550	100,0	5,2	25
12	600	119,0	5,2	30
13	650	133,0	5,6	32
14	675	162,0	6,0	40*
15	675	—	—	50**

* Druckstange gespalten.
** Bruch an Einspannstelle.

Berechnet

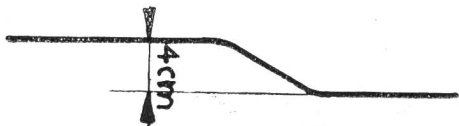
No.	Stangen-zug in kg	Korrigierter Kraft-Hebelarm b = $\sqrt{c^2 - a^2}$ cm	Trägheitsmoment $J_t = \frac{P/2 l^3}{3 E f} \left[\frac{D_1}{d_{1l}} + \frac{D_2}{d_{2l}} \right] \text{ cm}^4$	Vergrößerungsfaktor d. Trägheitsmomentes einer einzel. Stange $c = \frac{J_t}{J_m}$	Abstand der neutralen Achse $x = \sqrt{\frac{2 J_t}{D_m^2} - 16} \text{ cm}$	Abstand der äußersten Faserschicht $x + \frac{D_m}{2} \text{ cm}$	Widerstandsmoment $W_t = \frac{J_t}{x + \frac{D_m}{2}} \text{ cm}^3$	Vergrößerungsfaktor des Widerstandsmomentes einer einzelnen Stange $c_1 = \frac{W_t}{W_m}$	Biegemoment Pl cmkg	Spannung $k_b = \frac{M}{W_t} \text{ kg/cm}^2$	Bemerkungen
1	100	700	31500	6,7	6,7	15,5	2030	3,80	70000	34	
2	200	700	16650	3,5	3,86	12,66	1315	2,46	140000	106	
3	300	700	15700	3,3	3,59	12,39	1270	2,37	210000	165	
4	400	699	16100	3,4	3,72	12,52	1285	2,4	279600	217	Proportional. Grenze.
5	500	698	14850	3,1	3,34	12,14	1220	2,18	349000	286	
6	600	698	14400	3,06	3,21	12,01	1200	2,24	419000	349	
7	0	700	—	—	—	—	—	—	—	—	Entlastet
8	600	697	13850	2,95	3,03	11,83	1170	2,19	416000	355	Diese Spannungen korrigieren sich nach dem am Schlusse ermittelten mittleren Verstärkungsfaktor.
9	700	696	13550	2,8	2,83	11,63	1165	2,18	488000	419	
10	800	695	12900	2,75	2,68	11,48	1125	2,1	556000	496	
11	900	693	12400	2,6	2,49	11,29	1100	2,05	624000	566	
12	1000	690	11400	2,4	2,02	10,82	1050	1,96	690000	657	
13	1100	687	11100	2,3	1,87	10,67	1040	1,94	756000	728	
14	1150	681	9200	1,96	imag.	—	—	—	784000	—	
15	1150	681	—	—	—	—	—	—	784000	—	

hier keine konstante Grösse darstellt, weil eben die Kupplung zu schwach ist und sich die beiden Stangen gegeneinander verschieben trotz der Einspannung. Von Beobachtung Nr. 10 an macht sich auch noch der Einfluss des abnehmenden Elastizitätsmoduls geltend. Der Vergrößerungsfaktor des Trägheitsmomentes einer einzelnen Stange $c = \frac{J_t}{J_m}$ variiert

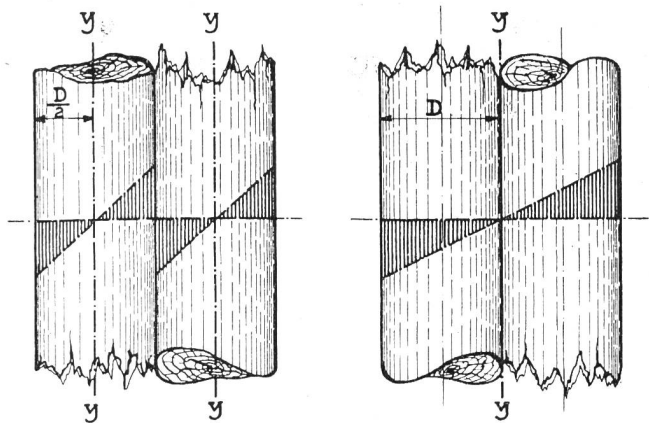
zwischen 6,7 und 1,96. Wenn die Zugkräfte zunehmen, wachsen auch die Schubkräfte in der Längsrichtung, und der obige Faktor c nimmt ab, weil die am Versuchsobjekt angeordneten Kuppelschrauben die Stangenverschiebung gegeneinander nicht verhindern können. Gerade im Momente der stärkern Belastungen wird nur eine etwas mehr als zweifache Vergrößerung des Trägheitsmomentes erreicht, d. h. das gleiche Resultat ergäbe sich auch für 2 nicht gekuppelte Stangen. Vergleichen wir die beiden Zugkräfte in Versuch 2 und 3, die den Bruch des Tragwerkes herbeiführen — die Dimensionen sind ungefähr gleich — so finden wir für die Kuppelstange wieder eine annähernd doppelte Bruch-

belastung. Der Verstärkungsfaktor c_2 ist $\frac{1150}{590} = 1,95$; dabei ist zu berücksichtigen, dass die Durchmesser der gekuppelten Stangen etwas kleiner waren als der Durchmesser der einfachen Stange. Bei 1150 kg Zug bricht die Druckstange an der Einspannstelle.

Die Schraubenbolzen sind deformiert und derjenige in der Nähe des Bruchquerschnittes hat folgende Form angenommen:

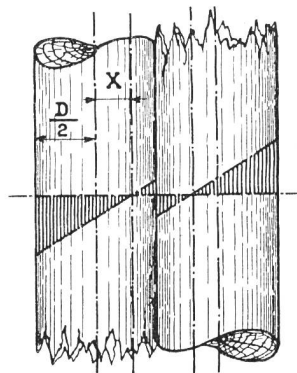


Das Widerstandsmoment lässt sich aus J_t nicht ohne weiteres bestimmen, da wir die Lage der neutralen Achse nur für J_{min} und J_{max} kennen. Für diese extremen Fälle ergibt sich die Spannungsverteilung und die Lage der neutralen Faserschicht nach folgenden Skizzen.



—Fig.10—

Für alle J_t , die zwischen diesen beiden Werten liegen, ist die Lage der neutralen Achse nach Fig. 11 zu bestimmen.



—Fig.11—

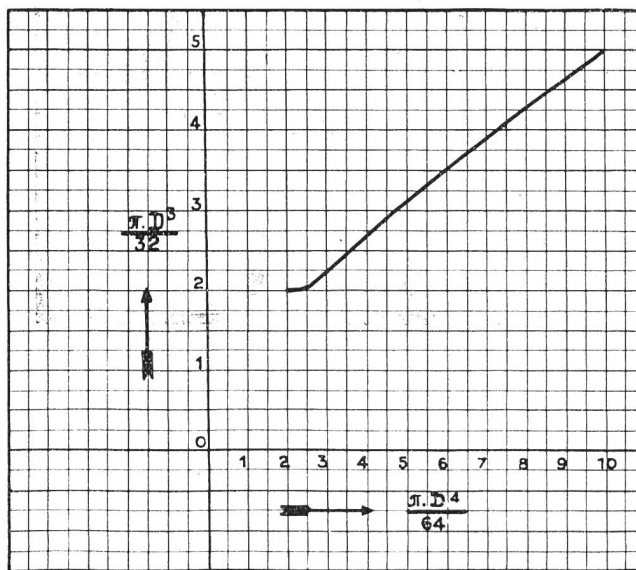
Es ist

$$\bar{J} = 2 \left[\frac{D_m^4}{64} + \frac{\pi D_m^2}{4} x^2 \right] = \frac{\pi D_m^4}{32} + \frac{\pi D_m^2}{4} x^2,$$

$$\text{woraus } x = \sqrt{\frac{2 J}{D_m^2} - \frac{D_m^2}{16}} \text{ cm}$$

Der Abstand der äussersten Faserschicht von der neutralen Zone ist somit $\frac{D_m}{2} + x$ und das totale Widerstandsmoment ist dadurch bestimmt. Das mittlere W beträgt 535 cm^3 und der Vergrößerungsfaktor $c_1 = \frac{W_t}{535}$. Auch hier zeigt sich keine wesentliche Verstärkung. Die berechneten Beanspruchungen der 2 bis 3 letzten Beobachtungen sind zu gross, weil infolge Ueberschreitens der Proportionalitätsgrenze J zu klein wird. Dies gilt natürlich sinngemäss auch für die andern Grössen. k_{b_j} bestimmt sich nun aus

$$c_m = \frac{784000}{1070} = \frac{2.730}{c_m} \text{ kg/cm}^2$$



—Fig.12—

No.	Abstand der neutralen Achse $x = r(D)$	Trägheitsmoment $J = 2 \left[\frac{\pi D^4}{64} + \frac{\pi D^2}{4} x^2 \right]$ $= c \frac{\pi D^4}{64}$	Widerstandsmoment $W = \frac{J}{x + \frac{D}{2}}$ $= c_1 \frac{\pi D^3}{32}$	Verhältniszahl $\frac{c}{c_1}$	Bemerkungen
1	D/2	10 $\frac{\pi D^4}{64}$	5 $\frac{\pi D^3}{32}$	2	max. Werte
2	D/3	5,56 „	3,33 „	1,67	
3	D/4	4 „	2,67 „	1,50	
4	D/5	3,28 „	2,34 „	1,40	
5	D/6	2,89 „	2,17 „	1,33	
6	D/7	2,65 „	2,06 „	1,28	
7	D/8	2,5 „	2,01 „	1,25	
8	0	2 „	2 „	1,0	min. Werte

c_m kann erst am Schlusse der Untersuchungen berechnet werden.

Die Verhältniszahl der beiden Vergrößerungsfaktoren $\frac{c}{c_1}$ ist in den Grenzen 2 bis 1 veränderlich, wie aus der Tabelle ersichtlich ist. Man kann daher bei Kenntnis des einen Faktors nicht ohne weiteres auf den andern schliessen; dieser wäre vielmehr zuerst zu ermitteln. Um das zu vermeiden, haben wir die Koeffizienten von Trägheitsmoment und Widerstandsmoment bei verschiedenen in Funktion vom Stangendurchmesser ausgedrückten Abständen der neutralen Achse berechnet. Die Werte sind nebenan eingetragen und in Fig. 12 graphisch dargestellt. Daraus können die zusammengehörigen Faktoren ohne weiteres bestimmt werden.

(Fortsetzung folgt.)

Die Ferntelephonkabel in der Schweiz unter besonderer Berücksichtigung des Kabels Luzern-Attinghausen.

Von Dr. G. A. Borel (Kabelfabrik Cortaillod) und E. Hofer (Bell Telephone Mfg. Co., Bern).

(Schluss.)

Die bei der Verbindung eines Pupinspulenkastens mit dem eigentlichen Kabel angewandte Methode ist in Fig. 7 dargestellt, welche einen fertig montierten Kasten auf der Teilstrecke Arth—Attinghausen zeigt.

Das Kabel endet in Luzern in einem gusseisernen Kabelendverschluss in der Telephonzentrale. In Attinghausen endet es ebenfalls in einem Endverschluss, der an einem eisernen Freileitungs-

und Altdorf. Arth ist der Knotenpunkt, in welchem die 3 Stränge Luzern—Arth, Attinghausen—Arth und Zürich—Zug—Arth zusammenkommen. Zur Aufnahme der Kabelköpfe ist hier ein besonderes

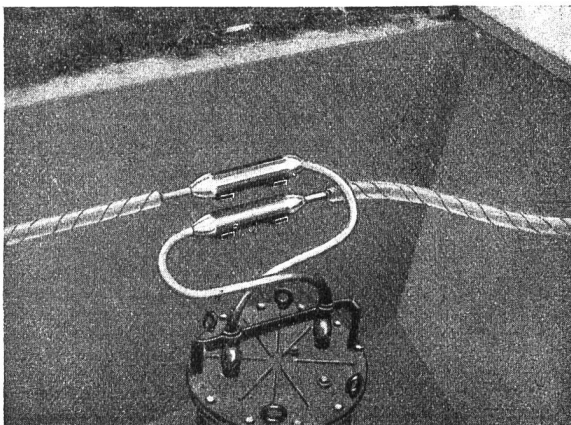


Fig. 7

Ansicht eines fertig installierten Spulenkastens mit Bleimuffen.

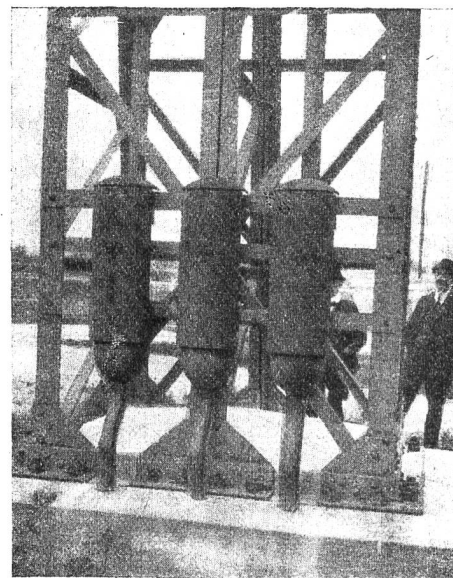


Fig. 8

Kabel- und Endverschlüsse am Attinghauser-Ständer.

gittermast befestigt ist (Fig. 8). Von diesem Endverschluss aus führen besondere Kabel zur Freileitung hinauf.

Das ganze Kabel zwischen den beiden genannten Endpunkten enthält 3 Abzweigstellen: Arth, Seewen

Kabelhäuschen gebaut worden. In Seewen ist das Kabel von 20 Vierern durch einen Verteilerkasten (Fig. 9) geführt, zwecks Abzweigung eines zehnpaarigen Kabels nach der Zentrale Schwyz, die dadurch mit Luzern und Attinghausen verbunden

wird. Der dritte Abzweigpunkt befindet sich in Altdorf, wo das Kabel über zwei Endverschlüsse in der Telephonzentrale geführt ist.

Nach beendigter Verlegung wurde das Kabel zwischen Luzern und Altdorf mehreren Prüfungen



Fig. 9

Verteilerkasten Seewen-Schwyz.

unterzogen, um seine tatsächlichen elektrischen Eigenschaften und Betriebstauglichkeit festzustellen. Die erhaltenen Resultate sind in Tabelle IV zusammengestellt. Die hohe Qualität des Kabels ist aus einem Vergleich der Messresultate mit den

im Vertrag garantierten Werten klar ersichtlich. Um die Zahlen der beiliegenden Tabelle richtig beurteilen zu können, möge daran erinnert werden, dass die Güte einer telephonischen Uebertragung durch die Dämpfungskonstante und, im Falle eines Duplexkabels, auch durch den Grad des Mit- und Uebersprechens bedingt ist.

Die Abnahme der Intensität des Sprechstromes beim Durchfliessen einer Leitung wird Dämpfung genannt. Bezieht man diese Dämpfung auf die Längeneinheit von 1 km, so spricht man von spezifischer Dämpfung oder der Dämpfungskonstante β . Um wieviel nun die Stromstärke beim Durchlaufen eines längeren Leitungsstückes abnimmt, berechnet sich aus dem Produkte βl , dem sog. Dämpfungsmass der Leitung. Mit andern Worten definiert sich βl als das Verhältnis der Amplituden der Stromwelle am Ende der Leitung J_1 und am Anfang der Leitung J_0 gemäss der Gleichung $\frac{J_1}{J_0} = e^{-\beta l}$.

Je kleiner die Dämpfung βl ist, desto besser ist die Uebertragung. Andererseits kann auch der Grad des Mitsprechens zwischen Phantomstromkreis und zugehörigen Stammstromkreisen, sowie das Uebersprechen zwischen irgend zwei Stamm- oder irgend zwei Phantomstromkreisen in Werten von βl ausgedrückt werden, was in der Praxis vielfach üblich ist. Das Mit- bzw. Uebersprechen soll möglichst gering, d. h. der Wert βl möglichst gross sein, so dass also die Leitung mit dem höchsten Werte βl zugleich auch die beste ist.

Der garantierte Wert für das Mitsprechen zwischen einem Phantomstromkreis und einem seiner

Tabelle IV.

Resultate der Versuche am fertigen Kabel zwischen Luzern und Altdorf.

Einzelheiten der elektrischen Eigenschaften	Art des Stromkreises	Garantierte Maximalwerte	Gemessene Mittelwerte
Gegenseitige Kapazität pro km	1,0 mm Stamm	0,040 M. F. p. km	0,0358 M. F. p. km
	1,5 „ „	0,040 „ „ „ „	0,0378 „ „ „ „
Gleichstromwiderstand per Schleifen km	1,0 mm Stamm	45 ohm	43,58 ohm
	1,5 „ „	20 „	18,86 „
Widerstands-Differenzen zwischen den Drähten eines Paares	1,0 mm Stamm	} 2 %	0,05 %
	1,5 „ „		
Dämpfungskonstante β per km bei 800 P/s	1,0 mm Stamm	0,0172	0,0162
	1,0 „ Phantom	0,0143	0,0133
	1,5 „ Stamm	0,0094	0,0091
	1,5 „ Phantom	0,0078	0,0073
Mit- und Uebersprechen, ausgedrückt in βl Werten	Phantom-Stamm	7,5	8,64
	Stamm-Stamm	8,0	9,95
	Phantom-Phantom	7,5	8,95
Charakteristische Impedanz Z_0	1,0 mm Stamm	1560 ohm	1655 ohm
	1,0 mm Phantom	1000 „	1015 „
	1,5 mm Stamm	1560 „	1590 „
	1,5 mm Phantom	1000 „	974 „
Isolations-Widerstand	alle Drähte	5000 Megohm per km	60,000 Megohm per km
Eigen-Frequenz ω_0	1,0 mm Stamm	17,600	18,500

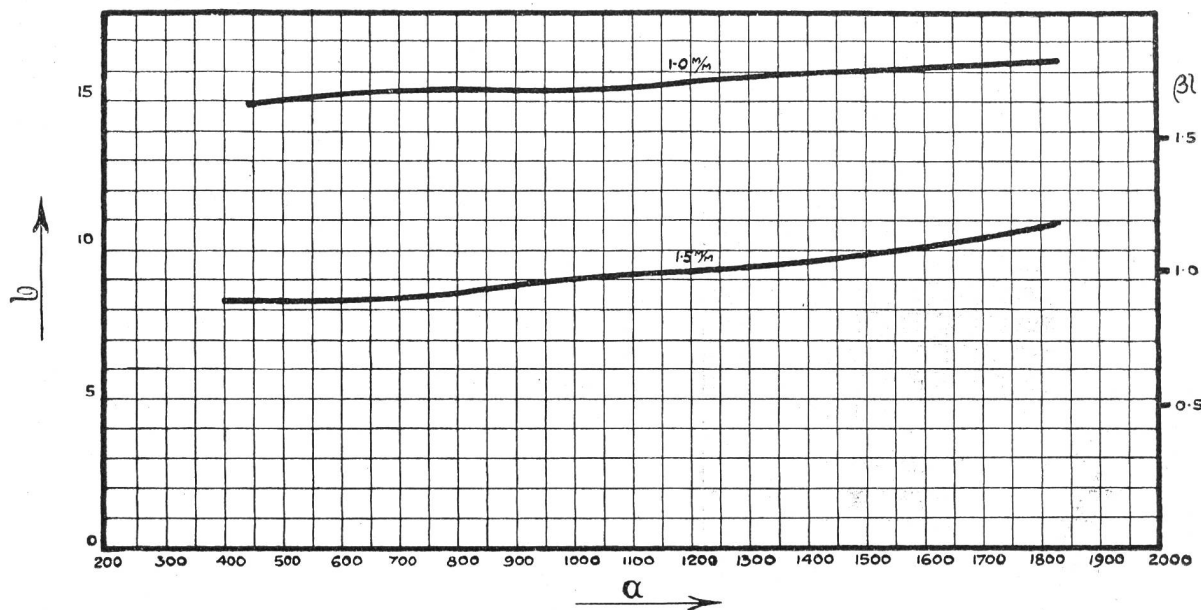


Fig. 10

Aenderung der Dämpfung in Abhängigkeit von der Frequenz.

a Frequenz — Perioden per Sekunde
b Dämpfung — Meilen Standardkabel

zugehörigen Stammstromkreise war $bl = 7,5$, während der tatsächlich gemessene Mittelwert das Resultat von $bl = 8,64$ ergab. Bei der Messung des Uebersprechens von Stamm- auf Stammlleitung ergab sich sogar ein effektiver Mittelwert von 9,95 gegenüber einem garantierten Werte von $bl = 8,0$. Von Phantom zu Phantom war der gemessene Mittelwert des Uebersprechens gleich 8,95 gegenüber dem garantierten Wert von $bl = 7,5$. Diese Zahlen sind derart hoch, dass man sagen darf, es existiere praktisch kein Uebersprechen zwischen irgend zwei Stromkreisen des Kabels. Es mag noch erwähnt werden, dass diese Uebersprechmessungen ausgeführt wurden mit einer Frequenz von 800 Perioden, wobei das entfernte Ende der Leitung jeweils geschlossen war durch eine der Leitungscharakteristik entsprechende Impedanz. Die oben angegebenen Werte des Mitsprechens zwischen Phantom- und zugehörigen Stammstromkreisen sind unter Berücksichtigung der Unterschiede in der Impedanz der Phantom- und Stammstromkreise korrigiert worden.

Dank dem vorzüglichen Ausgleiche des Kabels ist die induktive Beeinflussung desselben durch die teilweise in nächster Nähe parallel verlaufende elektrische Gotthardbahn auf ein Minimum reduziert und fällt praktisch vollständig ausser Betracht.

Weitere bemerkenswerte Eigenschaften, die das Kabel auszeichnen und die sich ebenfalls bei den Schlussprüfungen ergaben, sind:

1. Der minimale Unterschied zwischen den Gleichstromwiderständen beider Drähte eines Paares.

2. Die sehr geringe Aenderung der Impedanz zwischen den Frequenzen 300—2000 P/s.
3. Die äusserst geringe Lautverzerrung, dargestellt durch Fig. 10, welche die Dämpfung als Funktion der Frequenz graphisch wiedergibt, wobei zu bemerken ist, dass die gemessenen Dämpfungswerte durchwegs beträchtlich besser sind, als die vertraglich garantierten.

Die hier wiedergegebenen Resultate, die sich bei den Versuchen am fertigen Kabel ergaben, beweisen klar, dass der angewendete Kabeltyp, im Verein mit der bewährten Pupinisierungsmethode, ergänzt durch sorgfältigsten Ausgleich als Ganzes ein Fernkabel bildet, welches den an ein Kabelnetz gestellten Anforderungen in allen Teilen gerecht wird.

Das Kabel wurde anfangs Juni 1922 dem Betriebe übergeben und darf als sehr wichtiges Verkehrsmittel betrachtet werden.

Ohne Zweifel wird die eidgenössische Verwaltung ihr Telephonnetz noch weiter entwickeln durch Auslegen ähnlicher Kabel durch das ganze Land. Auf diese Weise hat die Schweiz alle Aussicht, dass ihr Telephonnetz zu einem der besten Europas gehören und, abgesehen von seiner einheimischen Bedeutung, auch für den internationalen Verkehr äusserst wichtige und betriebssichere Wege bieten wird. Basel ist der Ausgangspunkt für den ganzen Norden und Nordwesten von Europa, St. Gallen für Deutschland, Oesterreich und den nahen und fernen Osten, sowie Nord- und Südosten, Chiasso für Italien, und Genf für Südfrankreich und Spanien.