

FESTIGKEITSVERHÄLTNISSE AN SEILROLLEN

Von

L. TAKÁCS

Lehrstuhl für Hebemaschinen und Transporteinrichtungen, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 9. November 1967)

Vorgelegt von Prof. GY. GRESCHIK

Allgemeines

Seilrollen dienen der Seilführung und übertragen die aus den Seilzügen resultierenden Kräfte. Sie sind in der Regel gegossen oder geschweißt. Nach welchem Fertigungsverfahren auch immer sie jedoch hergestellt werden, der Gewichtsverminderung bzw. ihrer materialsparenden Bemessung setzt der Umstand Grenzen, daß zur Bestimmung der Spannungen in den Seilrollen entweder bloß grobe, auf primitiven Modellen fußende Näherungsformeln und empi-

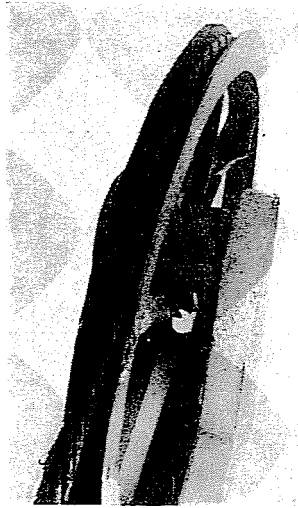


Abb. 1

rische Zusammenhänge oder aber äußerst verwickelte, unübersichtliche und eben deshalb praktisch nur schwer anwendbare Verfahren zur Verfügung stehen. Der Konstrukteur ist somit weitgehend auf die Benützung empirischer, mit hoher Sicherheit rechnender Formeln angewiesen.

Der moderne Maschinenbau strebt bekanntlich nach Bemessungen, die eine wirtschaftliche Materialausnützung erlauben.

Eine wirksame Hilfe wäre für den Konstrukteur, wenn er die Beanspruchungen kennen würde, denen die einzelnen Seilrollenquerschnitte bei Belastung ausgesetzt sind.

Die Kenntnis der Beanspruchungen ermöglicht dem Konstrukteur die Wahl richtiger Formen und Abmessungen sowie des geeigneten Werk-

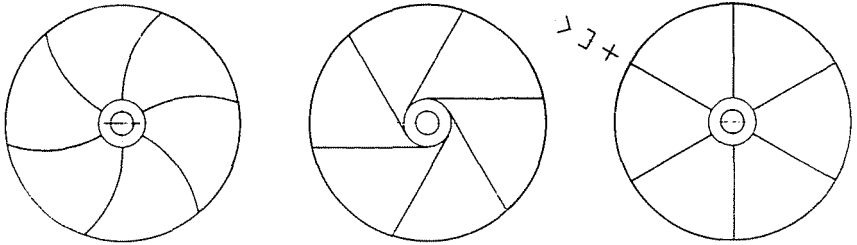


Abb. 2

stoffes und die Ausarbeitung von optimalen technologischen Vorschriften.

Häufig werden Seilrollen an Kranauslegern eingesetzt, wo sie die lasttragenden Seile führen und umlenken. Der Durchmesser der Seilrollen hängt vom Durchmesser des Seiles ab. Die Seilrollenmasse soll möglichst klein sein, da besonders bei Auslegerkränen die Masse des Gegengewichtes wesentlich durch sie beeinflusst wird, was sich auch noch anderweitig, z. B. auf die Gesamtmasse und den Antrieb des Kranes, nachteilig auswirkt.

Das häufige Auftreten von Schäden an der an Abb. 1 dargestellten relativ leichten, geschweißten Seilrolle, versuchte man wiederholt durch verschiedene Maßnahmen zu verhindern, so u. a. auch durch eine Überdimensionierung. Die deswegen erforderliche Vergrößerung des Gegengewichtes führte zu einem unerwünschten Anwachsen der Gesamtmasse des Kranes. Auch die Versuche, den Speichenquerschnitt zu ändern, brachten keinen wesentlichen Vorteil, ebensowenig die Versuche mit schwach gekrümmten statt geraden bzw. mit schrägen statt radial angeordneten Speichen (Abb. 2).

Der Verfasser möchte in den folgenden Ausführungen nicht diese oder ähnliche Versuche beschreiben, sondern systematisch klarstellen, welchen Beanspruchungen die verschiedenen Speichen- und Kranzquerschnitte ausgesetzt sind, infolge der durch das Seil am Seilrollenumfang ausgeübten Belastung.

Ausgangsbedingungen

Die orientierungshalber durchgeführten Vorversuche, die die Grundlagen für die richtige Betrachtungsweise und für die sinnvolle Planung der Versuchsarbeit liefern sollten, führten zunächst zu der Feststellung, daß

Kranz und Speichen an der Lastübernahme gemeinsam teilnehmen, so daß die Einwirkungen, die sie wechselseitig aufeinander ausüben, keineswegs unberücksichtigt bleiben können.

Auf Grund dieser Feststellung geht der Verfasser bei der Untersuchung des Verhaltens leichter Seilrollen unter Belastung von folgenden Annahmen aus:

1. Die Belastung ist statisch.
2. Die Belastungsebene fällt mit der Seilebene zusammen, die ihrerseits lotrecht auf die Seilrollenachse steht.
3. Die Reibung zwischen Lager und Zapfen bleibt unberücksichtigt, die Rolle überträgt somit kein Moment.
4. Sowohl die Reibung zwischen Seil und Kranz als auch die Änderung der Seillänge können vernachlässigt werden.
5. Das Seil belastet die Seilrolle über einen Umschlingungswinkel $\alpha = 180^\circ$, d. h. im Halbkreis.
6. Die Nabe ist so bemessen, daß sich an den Speichenenden ungefähr gleichartige und gleich starre Anschlüsse ergeben. (Auf diese Weise lassen sich die Verformungen bei den Querschnittsänderungen besser beobachten.)
7. Der Seilrollenwerkstoff ist ideal elastisch.
8. Entlang der Schwerlinien sind sowohl die Speichen- als auch die Kranzquerschnitte konstant.

Abmessungen und Material des Versuchsmodells

Große Sorgfalt und Aufmerksamkeit erforderte die Ausarbeitung des Verfahrens, welches es ermöglichen sollte, die Auswirkungen der Belastung auf Kranz und Speichen gut zu verfolgen.

Sofern sich die Belastung nach der Höchstbelastbarkeit des Werkstoffes richtet, zeigt Gummi — als weicherer, aber ebenso elastischer Werkstoff wie Stahl — die Verformung deutlich an.

Im Sinne dieser Überlegungen lag es für den Verfasser auf der Hand, die Untersuchungen — selbstverständlich unter genauer Berücksichtigung der oben aufgezählten Ausgangsbedingungen — getrennt an je einem Gummi — und an einem Stahlmodell durchzuführen.

Entsprechend wählte Verfasser unter den in Frage kommenden Möglichkeiten ein »ebenes Modell« aus, dessen Außendurchmesser ein Drittel des tatsächlichen betrug, weil sich so eine Speichenlänge ergab, bei der die Speichen gegen ein Herausknicken noch genügend unempfindlich waren. Die Kranz- und Speichenquerschnitte hingegen entsprachen dem Verhältnis der Flächenträgheitsmomente der ursprünglichen Querschnitte (Abb. 3).

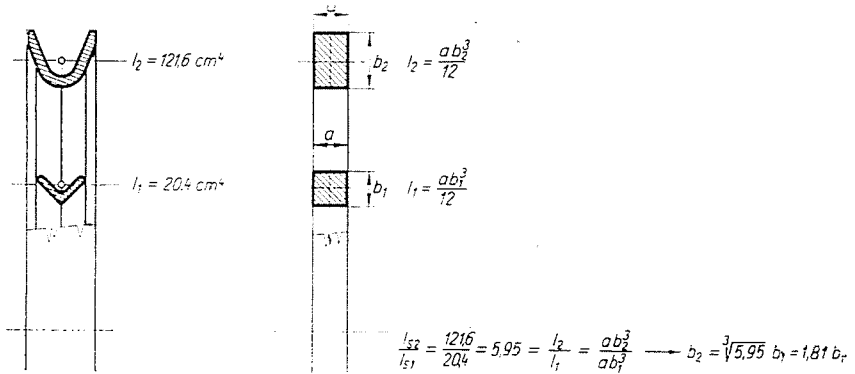


Abb. 3

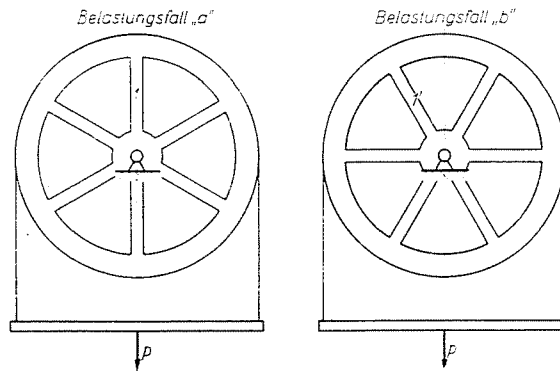


Abb. 4

Die Modelle waren mit sechs Speichen ausgeführt, weil sich mit diesen zwei extreme Belastungsfälle herstellen ließen (Abb. 4), die sich zudem auch ergänzten.

An dem so bemessenen Gummimodell konnten die durch die Verformung verursachten Dehnungen gut gemessen werden.

Die Auswirkungen der plötzlichen Querschnittsänderungen bzw. -übergänge wurden auf spannungsoptischem Wege beobachtet.

All diese Überlegungen führten zu drei Versuchsserien, die zur Ermittlung der Beanspruchungen dienten, die in den einzelnen Querschnitten einer Seilrolle unter der Einwirkung einer äußeren Belastung auftreten. Die experimentellen Untersuchungen gliederten sich somit

in die Versuchsreihe I mit dem Gummimodell,

in die Versuchsreihe II mit spannungsoptischen und

in die Versuchsreihe III mit elektrotensometrischen (Dehnungs-) Messungen.

Versuchsreihe I

Das Gummimodell wurde aus Gummi der Shore-Härte 45 in einer Backform hergestellt. Auf das Gummimodell wurde mit einem auf zinkographischem Wege angefertigten Stempel ein Netz aufgebracht, mit einer eigens hierfür hergestellten Vorrichtung (Abb. 5).

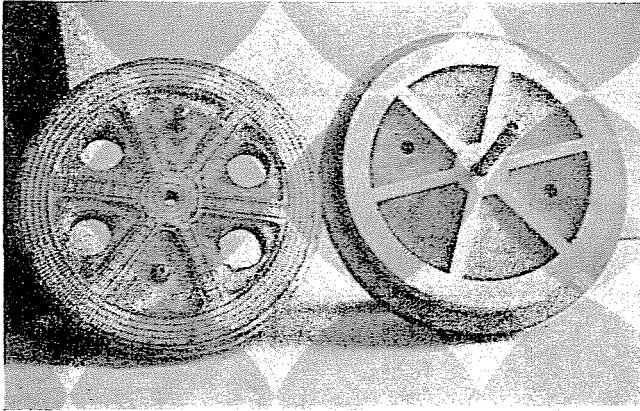


Abb. 5

Das so mit einem Netz versehene Modell wurde nach der in Abb. 6 dargestellten Anordnung der Belastung ausgesetzt.

Dreht man — unter Berücksichtigung der statischen Belastung — die in Abb. 4 mit 1 bezeichnete Speiche um den Winkel $\alpha = 30^\circ$ in die Lage 1', dann gelangt die mit 2 bezeichnete Speiche in die Lage 2'. Aus Symmetriegründen stellen diese beiden Lagen die Extremfälle der Belastung dar. Bei der gleichen Belastungsform fällt jede andere Beanspruchungsmöglichkeit zwischen diese beiden Extremfälle.

Das in der Mitte auf eine Achse aufgesteckte, mit dem Netz versehene Gummimodell ruht auf einer glatt polierten, mit Talk überzogenen waagrecht liegenden Fläche. Es ist um den Winkel $\alpha = 180^\circ$ von einem Band umschlungen, dessen beide Stränge parallel geführt sind. An ihren Enden hängt eine Platte mit den Gewichten (Abb. 6). Die Reibung zwischen Seil (Band) und Kranz bleibt in den Berechnungen annahmegemäß unberücksichtigt.

An dem so vorbereiteten Modell verziehen sich, sobald man es über das Band vorsichtig belastet, die Linien des Netzes und die von ihnen eingeschlossenen Winkel, was sich gut beobachten läßt. Das Höchstmaß der Belastung wurde durch das Verhalten der Speiche 1 bestimmt. Im Belastungsfall »a« steht sie parallel zur Kraftrichtung und verhält sich wie ein an beiden Enden eingespannter schlanker Stab mit konstantem Querschnitt, d. h. sie

konnte belastet werden, bis sie ausknickte bzw. die Überlastung durch das Ausknicken anzeigte.

Die Abb. 7/a zeigt Aufnahmen des Modellnetzes, im unbelasteten und im belasteten Zustand aufeinander kopiert. Wie aus den Bildern hervorgeht, verschieben sich die kleinen Flächenelemente und kommen somit auf andere Flächenelemente zu liegen, wobei sie sich auch verformen, d. h. ihre Ränder dehnen oder verkürzen sich, und auch die Seitenwinkel können sich ändern.

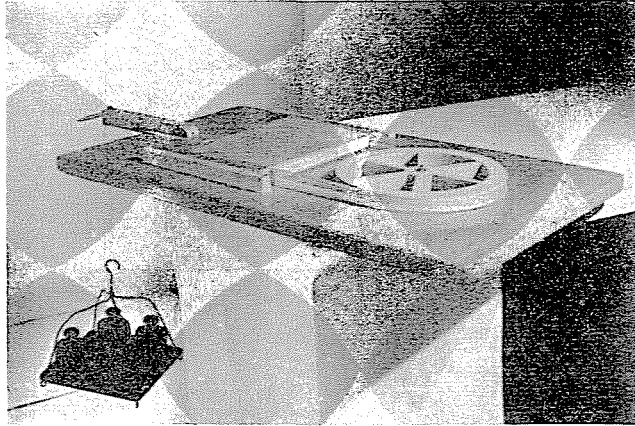


Abb. 6

Die Verzerrung des Netzes

Aus der Verschiebung der Schwerlinien bzw. aus ihrer Lage unter der Belastung läßt sich ein allgemeines Bild darüber gewinnen, wie der Kranz und die Speichen die Last tragen. Besonders anschaulich ist dieses Bild an den Übergangsstellen zwischen Speichen und Kranz bzw. an deren Querschnitten. Aufgabe der eingehenderen Untersuchung wird es sein, die Frage zu klären, ob aus der Verformung der einzelnen Netzflächenelemente — der von den Netzlinien umgrenzten Flächenteilchen — auf die Beanspruchung der Querschnitte irgendwelche Schlüsse gezogen werden können.

Die Änderungen senkrecht zur Netzfläche können unberücksichtigt bleiben. Die Änderungen der Seitenwinkel sind darstellbar als eine ohne Formveränderung des Netzflächenelementes vor sich gehende Drehung um eine Achse, die normal auf der Netzfläche steht und durch den Winkelscheitel geht. Die Änderungen der Kantenlängen der Netzflächenelemente werden durch die Spannungen σ verursacht, die an den rechtwinklig zu diesen Kanten verlaufenden Seiten auftreten, während die Änderungen der Flächenwinkel auf die Spannungen τ zurückzuführen sind.

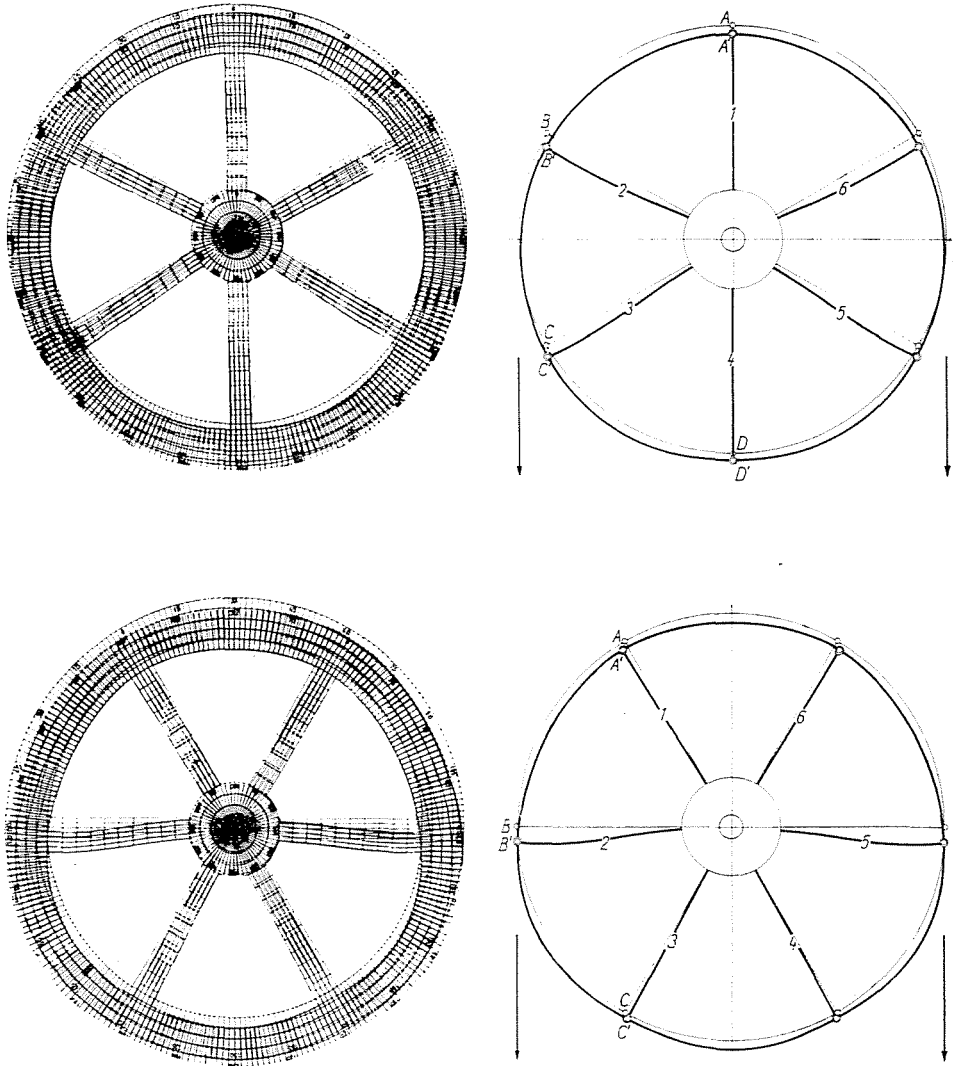


Abb. 7a, 7b

Die Untersuchung der Schwerlinienverformung (Abb. 7/b) führt zu folgenden Feststellungen: Die mit großen Buchstaben bezeichneten Anschlußpunkte kommen unter der Belastung in die mit einem Strich bezeichneten Lagen zu liegen, folglich läßt sich aus der Verschiebung in radialer sowie in tangentialer Richtung auf die Speichenbeanspruchung schließen. Die Verlängerung der Schwerlinie weist auf die Wirkung von Normalkräften hin, ihre Krümmung hingegen auf das Vorhandensein eines Momentes.

Die genügend genaue Meßbarkeit der Ergebnisse bietet eine gute Grundlage für weitere Untersuchungen. Zunächst taucht die Frage auf, ob es zulässig ist, aus den Verformungen am Gummimodell auf die Größe der Beanspruchungen Schlüsse zu ziehen.

Die Untersuchung der Verformungen

1. Die Verdrehungen der Seiten der kleinen Netzflächenelemente um einen gewissen Winkel lassen sich zwar gut erkennen, aber nur sehr schwer messen, weshalb sie denn auch nur als eine Erscheinung betrachtet wurden, die die Gestaltung der richtigen Betrachtungsweise erleichtern.

2. Die Längenänderungen in radialer Richtung summieren sich bei den Speichen entlang der Schwerlinie. Sie können an den Schwerlinien gemessen werden, womit man die Möglichkeit hat, die Beanspruchungen rechnerisch zu ermitteln.

Es bezeichne

l_0 [cm] die ursprüngliche Speichenlänge,

l_x [cm] die veränderte Speichenlänge,

A [cm²] den Speichenquerschnitt,

G [kp/cm²] den Gleitmodul des Gummis,

E [kp/cm²] den Elastizitätsmodul des Gummis,

F [kp] die von Außen angreifende Kraft.

Die im Querschnitt auftretende Spannung errechnet sich zu

$$\sigma = E \cdot \varepsilon, \quad \text{worin} \quad \varepsilon = \frac{l_x - l_0}{l_0},$$

$$E = 2 (1 + \mu) G \quad \text{mit} \quad \mu = 0,5 \quad \text{für Gummis};$$

$$E = 2 (1 + 0,5) G = 3 G$$

Die Speichenverformung in radialer Richtung wird verursacht durch die Kraft

$$F_x = A \sigma_x. \quad [\text{kp}]$$

3. Aus der tangentialen Verschiebung des Anschlußpunktes zwischen Speiche und Kranz kann unter Anwendung der Gleichung der elastischen Linie die Größe der Tangentialkräfte berechnet werden, die die Speichen auf Biegung beanspruchen.

Allerdings sind unter diesen nur die mit F'_2 und F'_3 bezeichneten, im Belastungsfall »b« wirksamen Kräfte von nennenswerter Größe.

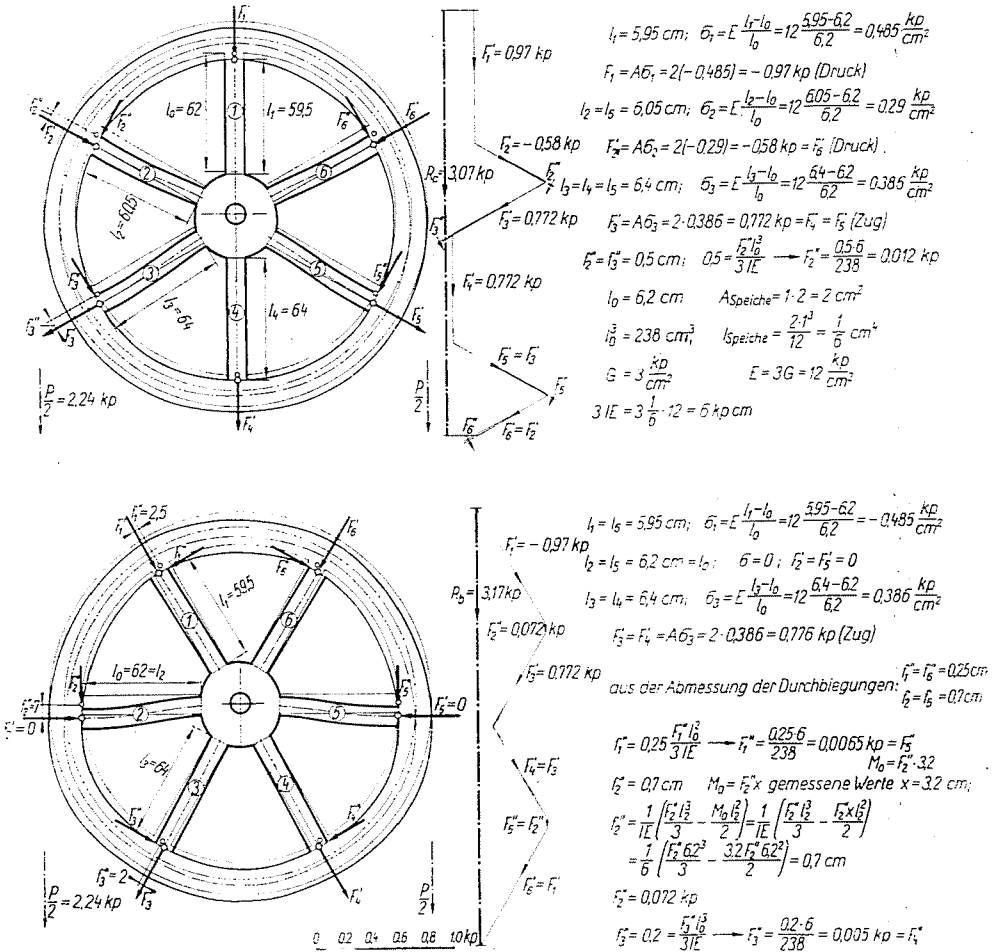


Abb. 8

Die Abb. 8 veranschaulicht für die Belastungsfälle »a« und »b« zusammen mit der Berechnung die Vektorbilder jener Kräfte, die die Speichen beanspruchen, wobei in den Speichenquerschnitten eine gleichmäßige Spannungsverteilung vorausgesetzt ist. Auf Grund der rechnerisch und graphisch ermittelten Resultate ergibt sich das Verhältnis der Resultierenden aus den die Speichen beanspruchenden Kräften zu den von außen angreifenden Kräften

im Belastungsfall a zu $\frac{R_a}{P} = \frac{3,07}{4,48} = 0,685 \quad 68,5 \%$

im Belastungsfall b zu $\frac{R_b}{P} = \frac{3,17}{4,48} = 0,707 \quad 70,7 \%$

4. Die Schwerlinie — vor der Belastung ein Kreis — geht nach Aufbringung der Last in eine zur Lotrechten symmetrische Kurve über. Da einzelne kleinere Abschnitte dieser Kurve näherungsweise als Kreisbogen angesehen werden können, lassen sich für sie die Krümmungshalbmesser graphisch ermitteln. Aus der Änderung dieser Krümmungshalbmesser errechnet sich das Moment im Querschnitt zu

$$\frac{1}{\varrho_0} - \frac{1}{\varrho} = \frac{M}{IE},$$

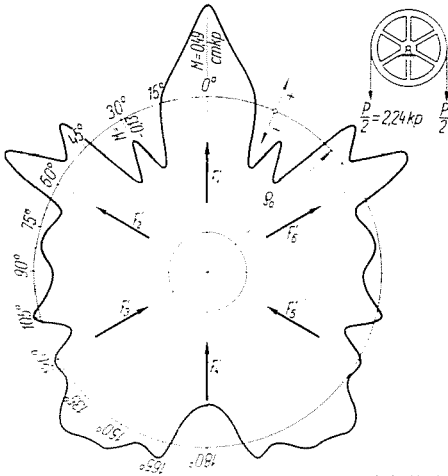
worin

- ϱ_0 [cm] = Halbmesser der Kranzschwerlinie in unbelastetem Zustand,
 ϱ [cm] = Krümmungshalbmesser eines einem Kranzabschnitt zugehörigen, als Kreisbogen anzusehenden Kurventeiles,
 I [cm⁴] = das Flächenträgheitsmoment, bezogen auf den Kranzquerschnitt und
 E [kp/cm²] = $3G$ der Elastizitätsmodul des Gummis.

Abb. 9 zeigt die Momentenflächen, wie sie sich auf Grund der aus den Änderungen der Krümmungen rechnerisch ermittelten Werte ergeben. Die Kurve, die die berechneten Werte der Momentenfläche miteinander verbindet, vermittelt für die Zwischenwerte nur orientierende Anhaltspunkte. Es wäre abwegig, die Momentenfläche als getreue zeichnerische Darstellung des Momentenverlaufs anzusehen, doch bietet sie eine gute Ergänzung der auf dem Gummimodell beruhenden Betrachtung des ganzen Kranzes.

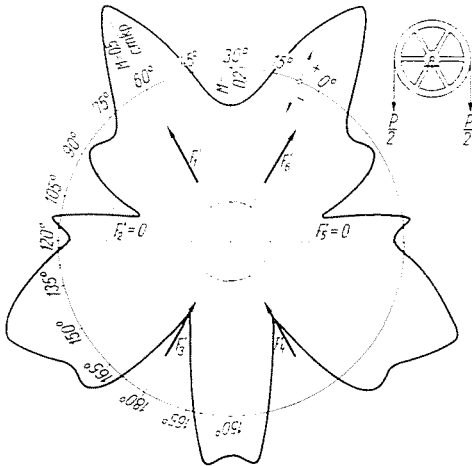
Aus den bisher beschriebenen Versuchen kann festgestellt werden:

1. Das Gummimodell mit aufgeprägten Netz vermittelt unter geeigneten Bedingungen bei richtiger Anwendung ein anschauliches Bild der Verformungen.
2. Überzeugend macht das Modell sodann deutlich, daß die einzelnen Teile nicht getrennt von den anderen angeschlossenen Teilen, sondern nur sämtliche Teile gemeinsam untersucht werden dürfen.
3. Durch qualitative und quantitative Auswertung der Verformungen mit der nötigen Kritik hat man die Möglichkeit, mit einer Genauigkeit von $\pm 10\%$ Folgerungen auf die Art und Größe der Beanspruchungen zu ziehen.
4. Die Länge der mit dem Band in Berührung stehenden Randfaserabschnitte des Kranzes erfährt gegenüber ihrer ursprünglichen Länge eine Veränderung, zwischen Umlenkelement und Auflagerfläche kommt es also zu einer Relativverschiebung.
5. Die Beanspruchung von Kranz und Speichen ist je nach untersuchtem Querschnitt verschieden und wiederholt sich mit jeder Umdrehung.
6. Je nach ihrer Lage sind die Speichen
 nur auf Zug,
 nur auf Druck,
 auf Zug und Biegung



Lfd	Grad	r_0 [cm]	r [cm]	$r_0 - r$	$r_0 \cdot r$	$\frac{\Delta r}{r_0 \cdot r}$	$\frac{1}{E}$ [1/cm ²]	$M = \frac{\Delta r}{r_0 \cdot r} \cdot E$ [cmkp]
1	0	9,1	6,56	2,54	59,6	0,0426	11,6	0,49
2	15	9,1	7,815	1,285	71,0	0,0195	11,6	0,23
3	30	9,1	8,75	0,35	79,6	0,0044	11,6	0,05
4	45	9,1	12,28	-3,18	111,0	-0,0287	11,6	-0,33
5	60	9,1	10,12	-1,02	91,9	-0,0111	11,6	-0,13
6	75	9,1	12,35	-3,25	111,9	-0,029	11,6	-0,34
7	90	9,1	8,00	1,10	72,8	0,0151	11,6	0,18
8	105	9,1	6,73	2,37	79,9	0,0239	11,6	0,09
9	120	9,1	7,28	1,82	66,2	0,0275	11,6	0,32
10	135	9,1	9,615	-0,515	87,4	-0,0059	11,6	-0,07
11	150	9,1	9,375	-0,275	85,2	-0,00322	11,6	-0,04
12	165	9,1	0,295	-0,195	84,5	-0,0023	11,6	-0,02
13	180	9,1	9,19	-0,09	89,0	-0,00776	11,6	-0,09
14	195	9,1	9,56	-0,46	86,9	-0,0053	11,6	-0,06
15	210	9,1	7,79	1,31	79,9	0,00368	11,6	0,12
16	225	9,1	10,05	-0,95	91,0	-0,0124	11,6	-0,13
17	240	9,1	9,02	0,18	82,0	0,0022	11,6	0,02
18	255	9,1	9,02	0,18	82,0	0,0022	11,6	0,02
19	270	9,1	7,87	1,23	71,5	0,0172	11,6	0,20
20	285	9,1	7,25	1,10	72,6	0,0154	11,6	0,18
21	300	9,1	6,17	2,93	74,3	0,0439	11,6	0,16
22	315	9,1	9,655	0,445	78,7	0,00365	11,6	0,06
23	330	9,1	8,42	0,67	76,7	0,00275	11,6	0,10
24	345	9,1	11,645	-1,545	105,5	-0,0146	11,6	-0,17
25	180	9,1	12,295	-2,195	111,0	-0,0197	11,6	-0,23

0, 0,1, 0,2, 0,3, 0,4, 0,5 cmkp



Lfd	Grad	r_0 [cm]	r [cm]	$r_0 - r$	$r_0 \cdot r$	$\frac{\Delta r}{r_0 \cdot r}$	$\frac{1}{E}$ [1/cm ²]	$M = \frac{\Delta r}{r_0 \cdot r} \cdot E$ [cmkp]
1	30	9,1	10,76	-1,66	97,3	-0,0171	11,6	-0,20
2	45	9,1	10,44	-1,34	94,6	-0,0142	11,6	-0,16
3	60	9,1	8,52	0,34	79,7	0,0042	11,6	0,05
4	75	9,1	7,55	1,15	68,8	0,026	11,6	0,30
5	90	9,1	8,53	2,555	94,4	0,0432	11,6	0,50
6	105	9,1	9,00	1,10	72,6	0,015	11,6	0,17
7	120	9,1	9,52	-0,42	86,6	-0,0032	11,6	-0,04
8	135	9,1	9,55	-0,45	86,9	-0,0032	11,6	-0,04
9	150	9,1	13,84	-4,74	125,5	-0,0378	11,6	-0,44
10	165	9,1	11,05	-1,95	100,1	-0,0194	11,6	-0,22
11	180	9,1	3,55	-4,45	122,8	-0,0362	11,6	-0,42
12	195	9,1	6,85	0,25	80,5	0,0031	11,6	0,04
13	210	9,1	9,49	-0,39	85,8	-0,00455	11,6	-0,06
14	225	9,1	6,44	2,66	76,8	0,0086	11,6	0,10
15	240	9,1	7,61	1,49	69,2	0,0215	11,6	0,25
16	255	9,1	6,98	2,12	63,5	0,0334	11,6	0,39
17	270	9,1	7,28	1,62	66,2	0,0244	11,6	0,28
18	285	9,1	8,10	1,00	73,7	0,0135	11,6	0,16
19	300	9,1	8,00	1,10	72,8	0,0151	11,6	0,16
20	315	9,1	9,79	-0,69	89,0	-0,00776	11,6	-0,09
21	330	9,1	14,47	-5,37	131,0	-0,0410	11,6	-0,46
22	345	9,1	11,95	-2,85	108,2	-0,0264	11,6	-0,31
23	180	9,1	9,95	-0,85	90,5	-0,0094	11,6	-0,11
24	195	9,1	7,84	1,46	69,5	0,0210	11,6	0,24
25	210	9,1	7,80	1,30	70,9	0,0163	11,6	0,21

Abb. 9

oder

auf Druck und Biegung beansprucht.

7. In jedem Querschnitt ist die Seilrolle wiederkehrenden und veränderlichen Beanspruchungen ausgesetzt.

8. Ein richtig konstruiertes Gummimodell stellt einen ausgezeichneten Behelf für orientierende Untersuchungen dar. Außerdem eignet es sich vorzüglich für Demonstrationszwecke, weil es anschauliche Bilder vermittelt und diese beliebig oft darzustellen gestattet. Die Erscheinungen lassen sich — wie auch in dem hier beschriebenen Falle — auf einfache Weise auslösen. Sie könnten sonst nur schwer und nur auf kostspielige Art und Weise beobachtet werden.

Spannungsoptische Untersuchung

Eine gute Ergänzung der Ergebnisse, die der Verfasser auf Grund seiner Versuche am Gummimodell gewonnen hatte, lieferte die spannungsoptische Untersuchungsmethode, die auch die größenmäßige Bestimmung des Spannungsverlaufs an Kranz und Speiche entlang gestattete.

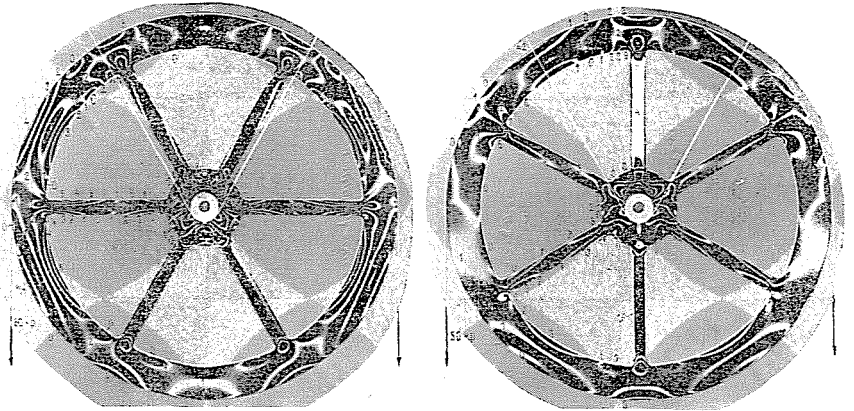


Abb. 10

Abb. 10 veranschaulicht von den Isochromatenaufnahmen der Belastungsfälle *a* und *b* jene, aus denen die Spannungswerte bestimmt wurden. Der besseren Übersicht halber sind die Ordnungszahlen und die Nullstellen nur an den linken Hälften der Aufnahme aufgetragen, weil damit auch die Stellen der Spannungsläufung gut hervortreten, zu deren Bestimmung sich übrigens das spannungsoptische Verfahren besonders eignet.

Unter Umgehung der Berechnungen verweist der Verfasser auf Abb. 11, in deren beiden oberen Bildern der Spannungsverlauf am Außen- und am Innendurchmesser des Kranzes aufgetragen ist, während an den beiden unteren Bildern der Spannungsverlauf an den Speichen entlang abzulesen ist. Beiden Fällen sind die erwähnten Belastungsfälle zugrunde gelegt. An den Anschlußpunkten zwischen Speiche und Kranz — den Knotenpunkten — läßt sich die plötzliche Änderung der Spannungswerte gut erkennen. Auf Grund der spannungsoptischen Untersuchung kann festgestellt werden:

1. Die spannungsoptische Untersuchung bildet eine vorteilhafte Ergänzung der am Gummimodell durchgeführten Versuche.
2. Die am Gummimodell durchgeführten Versuche gaben Aufschluß über die in den Kranzquerschnitten auftretenden Momente, die spannungsoptischen Untersuchungen hingegen über Richtung und Größe der Spannungen.

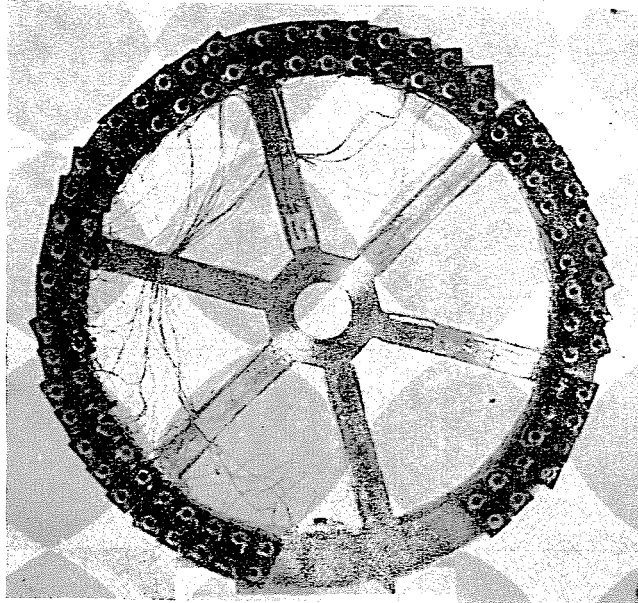


Abb. 12

Elektrotensometrische (Dehnungs-) Messung

Diese Versuche wurden bereits während der oben beschriebenen Experimente vorbereitet. Zugleich wurde auch das Meßprogramm zusammengestellt. Zur Erhöhung der Meßgenauigkeit mußten an diesem »unterwegs« mehrere Änderungen vorgenommen werden, deren Beschreibung hier entfallen kann.

Das aus C 35 hergestellte Modell (Abb. 12) war auf 0,01 mm genau bearbeitet. An seinem Umfang hatte es eine kleine kreisförmige Rille, die der Aufnahme des Drahtseiles diente. Die Größe des Modells entsprach der Größe des für spannungsoptischen Untersuchungen verwendeten Modells.

Bei den Versuchen wurden Dehnungsmeßstreifen Fabrikat EMG zwischen Textilfolien verwendet. Die Meßlängen betragen 10 und 5 mm, der Widerstand $R = 128,8 \Omega$, der G -Faktor $G = 2$.

Die Meßstellen wurden teils auf Grund der aus den vorangegangenen Versuchen gewonnenen Erfahrungen, teils auf Grund von Probemessungen mit den Meßstreifen festgelegt (Abb. 13). In der Abbildung geben die in Kreisen stehenden Zahlen die Nummern der Meßstellen, die Brüche römische/arabische Zahl hingegen die Meßstreifen-Anschlußstellen am Meßstellenumschalter an

Die Meßvorrichtung bestand aus zwei Teilen, Abb. 14:

1. Die Geräte des elektrischen Teiles:

a) 1 Meßbrücke Type KWS—II/5 (Fabrikat Hottinger),

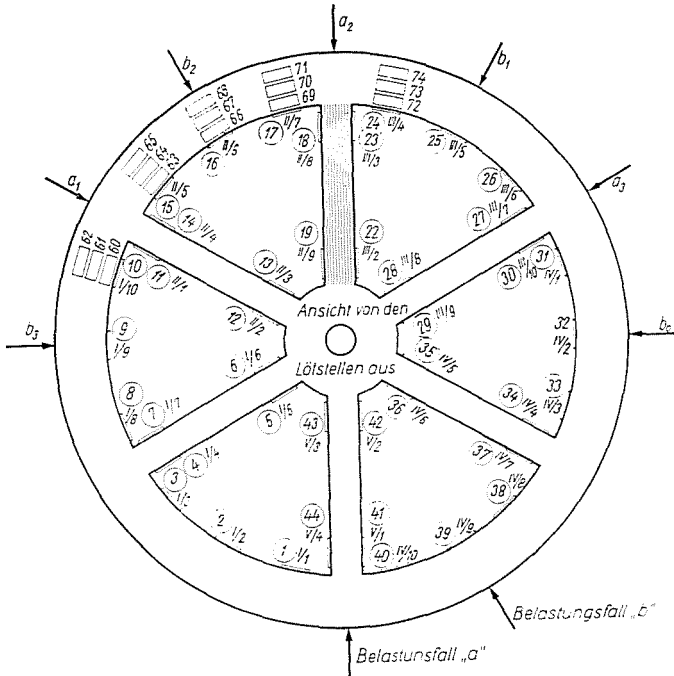


Abb. 13

b) 4 Meßstellenumschalter (Ausgleicher) mit 1 Reserve Type US—10 E (Fabrikat Hottinger),

c) 1 Steuereinheit Type US—100 ST/10 a (Fabrikat Hottinger).

Diese Instrumente sind mit den Meßstreifen am Modell durch Kabel verbunden, die vom Meßstellenumschalter abzweigen.

2. Mechanischer Teil:

a) Gerüst,

b) Einhängvorrichtung,

c) ölhydraulische Hebevorrichtung zum vorsichtigen und stufenweisen Belasten und Entlasten der Rolle.

Zur Aufhängung der Last und zu ihrer Übertragung auf das Modell diente ein Stahldrahtseil ($\varnothing 4$ mm), das sich in die bereits erwähnte Rille am Rollenumfang legte.

Das Modell war drehbar auf einer 100 mm langen Achse gelagert, die genau in die (geriebene) Bohrung eines an der Fundamentplatte befestigten Lagerbockes paßte. Beim Aufsetzen auf das Stahlgerüst der Meßvorrichtung wurde dieser Bock mit der Libelle genau waagrecht gestellt. Die Bohrung im Bock, in der die Achse lag, verlief, wie durch Kontrollmessung festgestellt wurde, genau parallel zur Fundamentplattenfläche (Abb. 15).

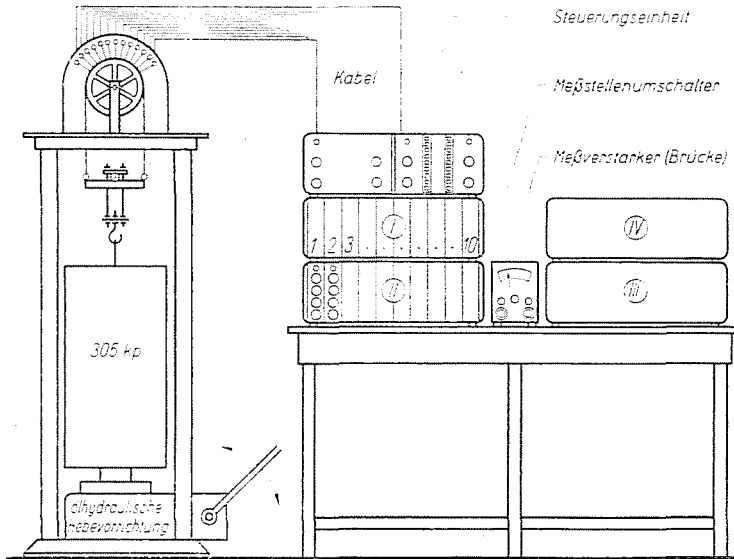
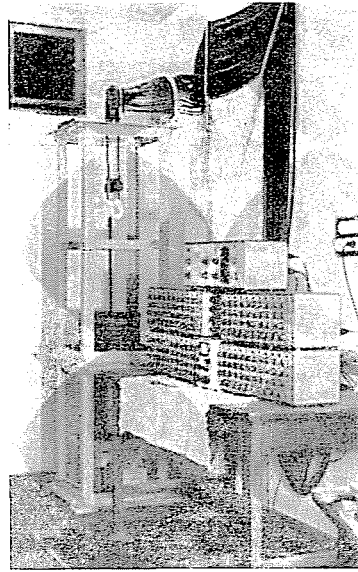


Abb. 14

Die Lage des Modells wurde sowohl im Belastungsfall *a* als auch im Belastungsfall *b* jeweils dreimal geändert (Abb. 16).

Durch Linksdrehung gelangte das Modell aus der mittleren Lage a_2 in die Lage a_1 , durch Drehung aus a_2 nach rechts in die Lage a_3 . Im Belastungs-

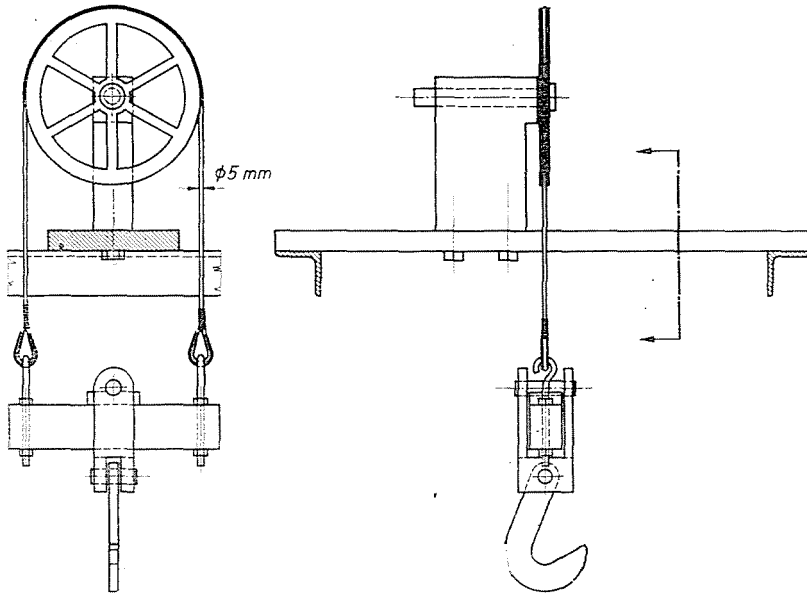


Abb. 15

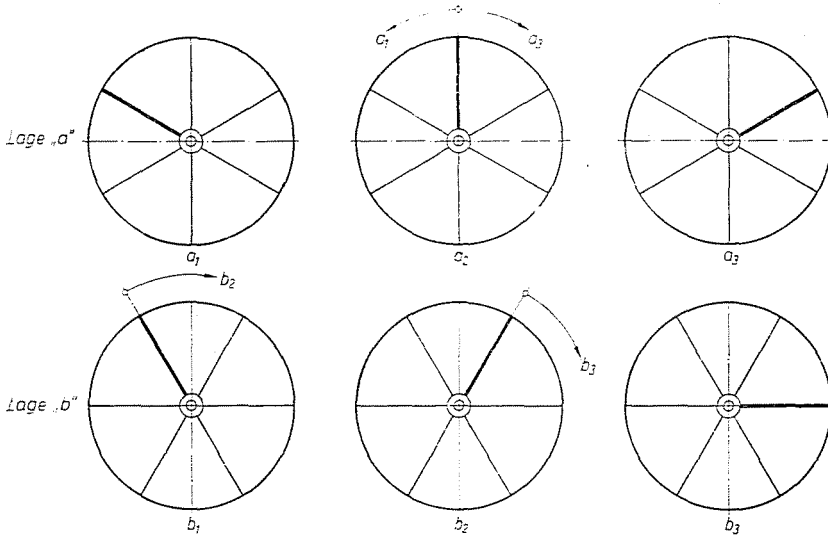


Abb. 16

fall *b* hingegen wird das Modell aus der Lage *b*₁ durch Drehung um 60° in die Lage *b*₂ und um weitere 60° in die Lage *b*₃ geschwenkt. Auf die Wichtigkeit dieser Lage soll später noch eingegangen werden.

In jedem Belastungsfall (a und b) und in jeder Lage wurde das Modell dreimal belastet, wobei die Brücke vor jeder Messung auf Null abgeglichen wurde. So ergaben sich beispielsweise für den Belastungsfall a in der Lage a_1 drei Ablesungen a_{11} , a_{12} , a_{13} . Das » a « bezeichnet hierin den Belastungsfall, die erste Indexziffer die Lage des Modells, die zweite hingegen die Nummer der Ablesung. Auf diese Weise wurden 756 Meßwerte aufgenommen, ohne Berücksichtigung der Wiederholungsmessungen.

Auswertung der Messungen

Die numerierten Meßstreifen kommen in den unterschiedlichen Modell-Lagen (a_1 , a_2 , a_3) auch in jeweils verschiedenen Lagen.

Die Ablesung erfolgte stets an der gleichen Stelle, im Beispiel der Abb. 17 etwa an den mit einem Kreis bezeichneten Punkten. Somit konnten die Durch-

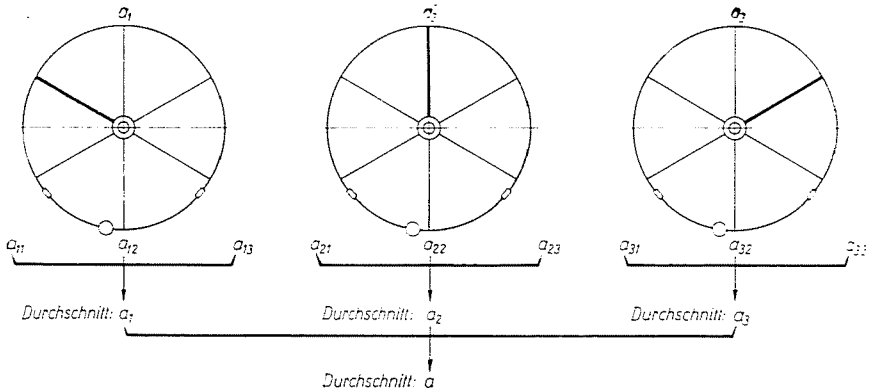


Abb. 17

schnittswerte je dreier Ablesungen und aus diesen ein weiterer Durchschnitt ermittelt werden. Aus nochmaligen Ablesungen an geeigneten, d. h. symmetrisch gelegenen Punkten wurde schließlich nochmals ein Mittelwert gebildet (in der Abbildung mit einem \square bezeichnet). Die Ablesungen der Dehnungswerte erfolgten auf zwei Dezimalstellen genau.

Die Beanspruchung der Speichen

In Abb. 18 sind im Interesse der bildhafteren Darstellung die ε -Werte, den Meßstellen entsprechend, maßstäblich und vorzeichengerecht aufgetragen. An der Abbildung läßt sich die Beanspruchung der einzelnen Speichen im Ver-

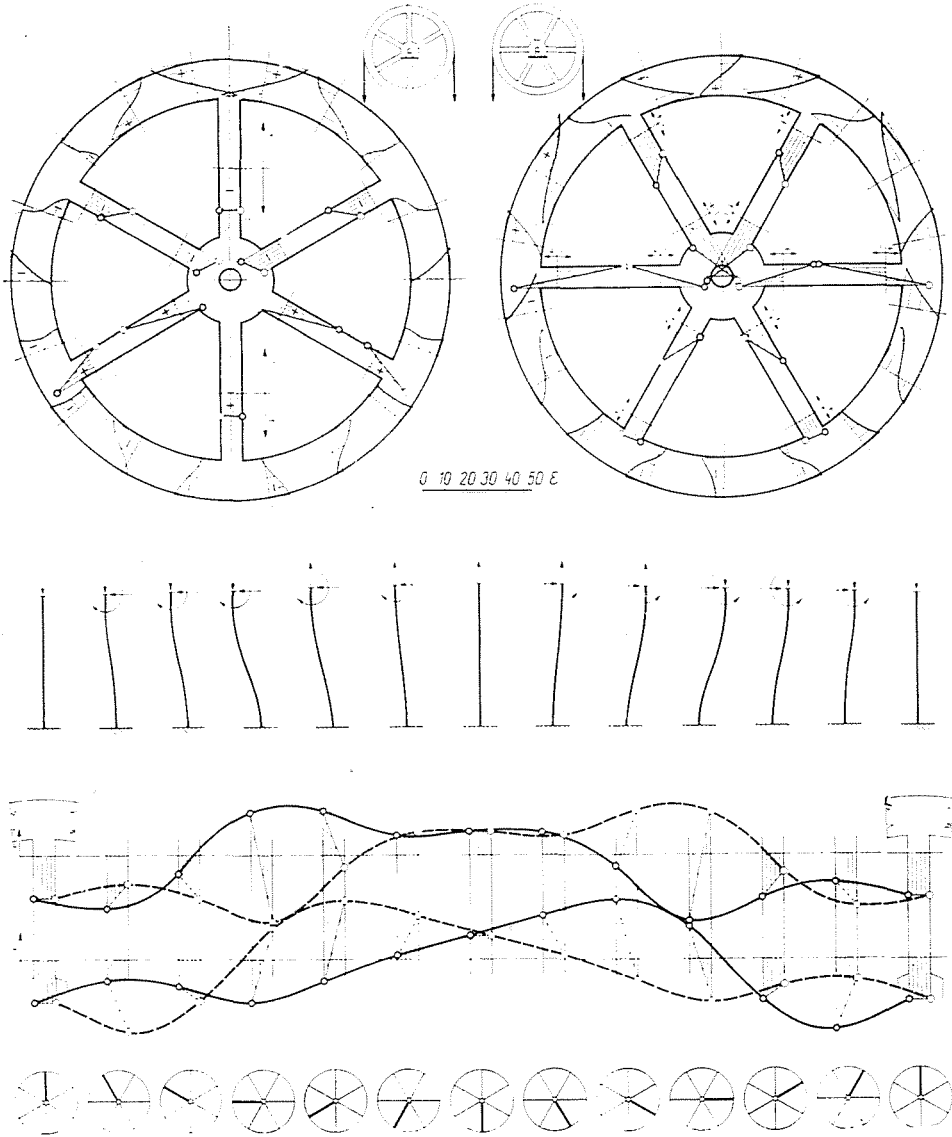


Abb. 18

lauf einer Umdrehung gut verfolgen. Wie ersichtlich, wechseln je Umdrehung reine Zug- oder Druck- mit Zug- und Biege- oder Druck- und Biegebeanspruchungen miteinander ab.

Als noch augenfälliger darf vielleicht die Darstellungsweise in der unteren Bildreihe bezeichnet werden. Hier sind nämlich die Speichen parallel zueinander angeordnet und die an den linken Speichenseiten gemessenen

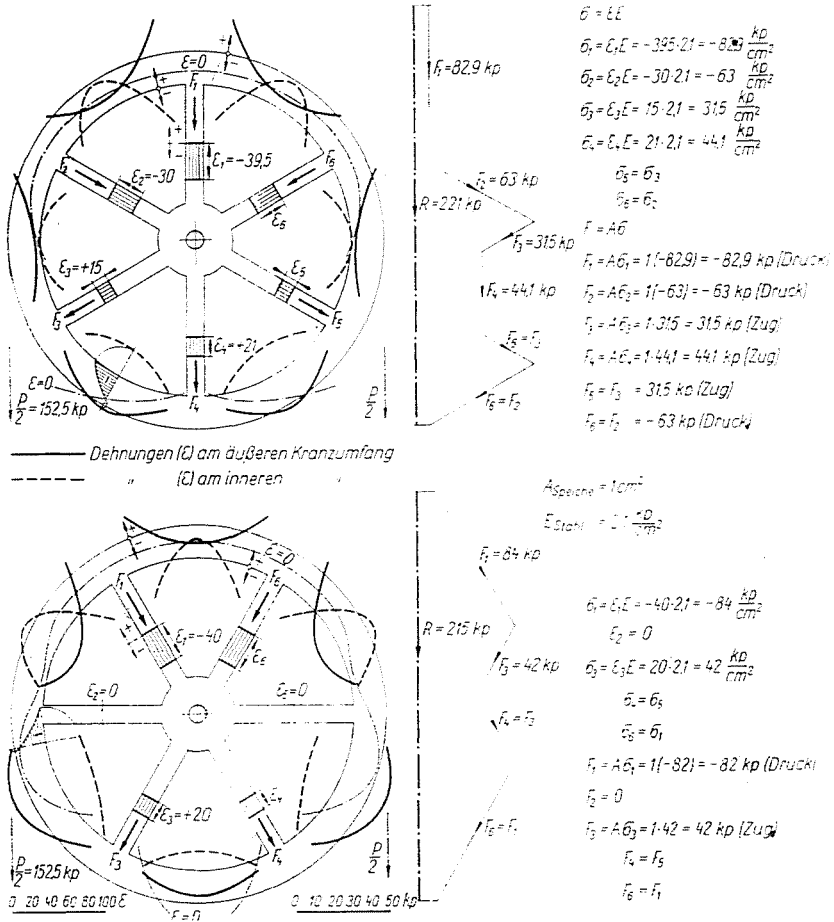


Abb. 19

ϵ -Werte mit einer voll ausgezogenen, die an den rechten Speichenseiten gemessenen ϵ -Werte hingegen mit einer gestrichelten Linie verbunden. Aus der Zeichnung ist ersichtlich, daß innerhalb einer Umdrehung jede der beiden Linien ein positives und ein negatives Maximum durchläuft.

Die Beanspruchung der Speichen ist insofern auch symbolisch angedeutet, als die augenblickliche Speichenlage in der untersten Bildreihe durch eine stark ausgezeichnete Linie gekennzeichnet wurde.

Aus den auf die Speichen aufgetragenen ϵ -Linien kann die Größe der Längenveränderungen in Richtung der Speichenlängsachse ermittelt werden. Aus den so bestimmten ϵ -Werten lassen sich die Kräfte bestimmen, die die Speichen in Richtung ihrer Längsachse beanspruchen. In Abb. 19, die auch die Berechnungen enthält, sind die Vektorbilder dieser Kräfte aufgetragen.

Gleichmäßige Spannungsverteilung in den Speichenquerschnitten vorausgesetzt, schreibt sich das Verhältnis der Resultierenden zu den angreifenden Kräften

$$\text{im Belastungsfall } a \text{ zu } \frac{R_a}{P} = \frac{221}{305} = 0,72 \quad 72 \%,$$

$$\text{im Belastungsfall } b \text{ zu } \frac{R_b}{P} = \frac{215}{305} = 0,705 \quad 70,5 \%,$$

es zeigt mithin eine gute Übereinstimmung mit dem Resultat der Versuche am Gummimodell (s. Seite 239).

Die Beanspruchung des Kranzes

Wie aus der am Gummimodell ermittelten Momentenfläche bereits ersichtlich war, sind die einzelnen Kranzquerschnitte sehr verschiedenen Beanspruchungen ausgesetzt.

Anschließend an die vorangegangenen Messungen wurden am Umfang des Kranzes in radialer Richtung je 3 Meßstreifen von 5 mm Länge aufgeklebt.

Abb. 19 zeigt auch die Dehnungskurven für den Kranz, aufgetragen auf Grund der an den einzelnen Meßstellen ermittelten ε -Werte. Um eine bildhafte Darstellung zu ermöglichen, hat der Verfasser zu den in radialer Richtung aufgeklebten Meßstreifen vorzeichengerecht die Werte tangential aufgetragen. Die durch Verbindung der Punkte ermittelte Kurve vermittelt ein annäherndes Bild des Dehnungs- bzw. Spannungsverlaufs in den radialen Kranzquerschnitten.

In Abb. 19 sind die in den Randfasern gemessenen Werte in radialer Richtung aufgetragen. Den Dehnungsverlauf an der inneren Randfaser zeigt die gestrichelte, denjenigen an der äußeren Randfaser hingegen die voll ausgezogene Linie an.

Der Vollständigkeit halber sind durch eine Linie auch jene Punkte miteinander verbunden, in denen $\varepsilon = 0$ ist. Kennzeichnend für die besonders unterschiedliche Beanspruchung des Kranzes ist das Wandern der Punkte für $\varepsilon = 0$ in radialer Richtung.

Die elektrische Dehnungsmessung am Stahlmodell führte zu folgenden Feststellungen:

1. Die Speichen stehen unter wechselnden, in einer Richtung wirksamen, zusammengesetzten Beanspruchungen, denn im Laufe einer Umdrehung wechselt die Spannung zwischen positiven und negativen Höchstwerten zweimal ihre Vorzeichen. Diese Feststellung gilt sowohl für die Zug- als auch für die Druck- und Biegebeanspruchung.

2. Auch die Beanspruchung des Rollenkranzes wechselt während einer Umdrehung vom positiven zum negativen Maximum und weist überdies von Querschnitt zu Querschnitt die mannigfaltigsten Formen auf.

3. Die Ergebnisse der Messungen am Stahlmodell stimmen mit den Resultaten der Messungen am Gummimodell annähernd überein.

4. Die aus den spannungsoptischen Untersuchungen und aus den Dehnungsmessungen ermittelten Spannungskurven für den Kranzumfang decken einander gut (Abb. 20).

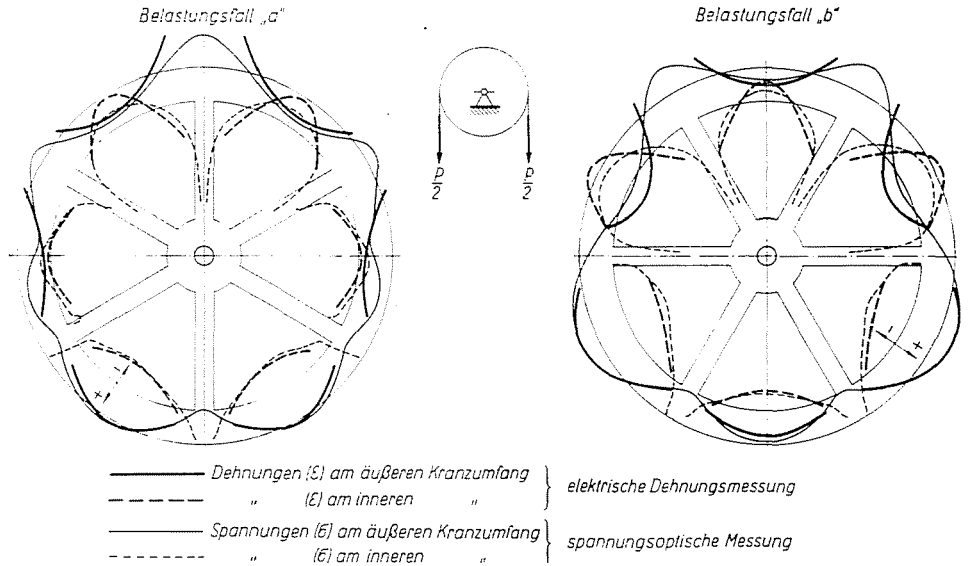


Abb. 20

Die Berechnung der Beanspruchung

Auf Grund der anschaulichen Versuchsergebnisse am Gummimodell sollen für das in Abb. 21 dargestellte Modell, welches der rechnerischen Ermittlung der Beanspruchungen zugrunde liegt, folgende Annahmen gelten:

1. Der Modellwerkstoff ist vollkommen elastisch, es gilt mithin das Hookesche Gesetz.

2. Das Tragwerk führt unter der Last nur verschwindend geringfügige Bewegungen aus, so daß deren sekundäre Auswirkungen vernachlässigt werden können.

3. Die Nabe ist vollkommen starr.

4. Die Speichen sitzen mit einem Ende als eingespannte gerade Träger in der Nabe.

5. Die Speichen und die einzelnen Kranzbogen sind miteinander in den Knotenpunkten starr verbunden, im Verhältnis zueinander führen also die Endpunkte der in einem Knotenpunkt zusammentreffenden Elemente gleiche Bewegungen aus.

Die Beanspruchungen des gegenständlichen Tragwerks sollen hier mit der Reduktionsmethode bestimmt werden. Zunächst wird das Tragwerk in elementare Träger zerlegt, u. zw. derart, daß sich einfache Träger mit möglichst

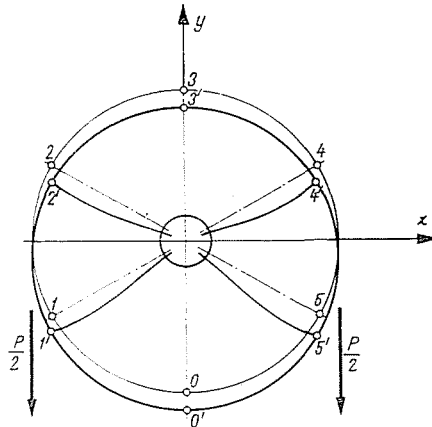


Abb. 21

wenigen Knotenpunkten ergeben. Im vorliegenden Falle werden die Verbindungsstellen zwischen Speichen und Kranz sowie zwischen Speichen und Nabe als Knotenpunkte bezeichnet. Die Bogen zwischen zwei Knotenpunkten und die Speichen werden als elementare Träger angesehen.

Im Sinne der bei Trägern allgemein üblichen Methode wird der Bogen durch Schnitte in den zwei benachbarten Knotenpunkten i und $i + 1$ abgetrennt und als in diesen Schnittpunkten eingespannt angesehen (Abb. 22). Der so gewonnene Bogen ist statisch unbestimmt, weshalb er im Punkt i nochmals durchgeschnitten wird. Damit hat man einen an einem Ende eingespannten Bogenträger, an dem man nun Kräfte und Momente angreifen läßt, die genügen, um den Querschnitt in seiner ursprünglichen Lage verharren zu lassen (Abb. 23).

Auf diese Weise lassen sich die Beanspruchungen $N(x)$, $T(x)$, $M(x)$ des Bogenträgers in einem beliebigen, hier mit x bezeichneten Querschnitt bestimmen. Sie resultieren aus dem am linken Trägerende angreifenden Kräften P_1 , P_2 und dem Moment M_0 und von den gleichmäßig verteilten äußeren Lasten N_0 , T_0 und M_0 her.

Der Bogen über dem Zentriwinkel φ verhält sich wie eine biegsame Linie, die aus nebeneinander liegenden Bogenelementen ds besteht. In seinen Untersuchungen geht Verfasser von der Annahme aus, daß nur das Bogenelement

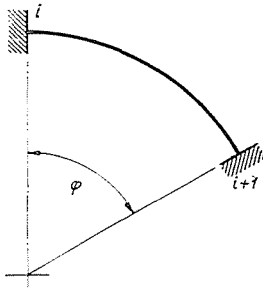


Abb. 22

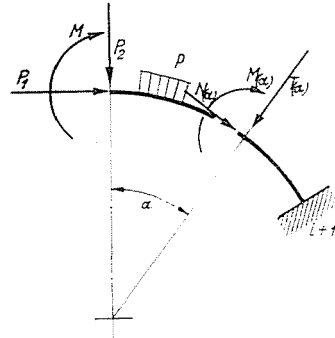


Abb. 23

ds einen Augenblick lang ein elastisches Verhalten zeigt, während alle anderen Bogenteile starr bleiben. Die Länge des Bogenelements ds erfährt infolge der Kräfteinwirkungen an der durch x gekennzeichneten Stelle eine Änderung um

$$\Delta ds = \frac{N(x)}{FE} R dx,$$

während sich die beiden Enden des Bogenelementes ds infolge der Biege Wirkung um den Winkel

$$d\gamma = \frac{M(x)}{IE} R dx$$

verdrehen. An der Stelle des Bogenelementes ds erleidet der Bogen gewissermaßen einen Bruch, so daß sich das Ende des Trägers radial und tangential verschiebt und auch verdreht.

Die Beanspruchungen des Bogenträgers durch die an seinem linken Ende angreifenden Belastungen in dem dem Zentriwinkel x zugehörigen Querschnitt errechnen sich aus

$$\mathbf{Q}_x = \mathbf{T}_{x^b} R_b, \quad (1)$$

worin

$$\mathbf{Q}_x = \begin{bmatrix} N(x) \\ T(x) \\ M(x) \end{bmatrix} \quad \text{und} \quad \mathbf{T}_{x^b} = \begin{bmatrix} \cos x & \sin x & 0 \\ -\sin x & \cos x & 0 \\ R(1 - \cos x) & -R \sin x & 1 \end{bmatrix}$$

Die Formänderung des Bogenelements ds in dem durch den Winkel α gekennzeichneten Querschnitt schreibt sich zu

$$\Delta\omega_x = \mathbf{H}_{xz} \cdot \mathbf{Q}_z \quad (2)$$

worin

$$\mathbf{H}_{bz} = \begin{bmatrix} \cos \alpha & 0 & R(1 - \cos \alpha) \\ \sin \alpha & 0 & -R \sin \alpha \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix}$$

Damit erhält man für die aus den Deformationen des Bogenelementes ds herrührenden Bewegungen am linken Kragende

$$\Delta\omega_b = \mathbf{H}_{bz} \cdot \Delta\omega_x \quad (3)$$

wenn

$$\mathbf{H}_{xz} = \begin{bmatrix} \frac{R}{EF} dz & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{R}{IE} dz \end{bmatrix}.$$

Mit 1, 2 und 3 wird

$$\Delta\omega_b = \underbrace{\mathbf{H}_{bz} \cdot \mathbf{H}_{xz} \cdot \mathbf{T}_{zb}}_{\mathbf{K}_{bz}} \cdot \mathbf{R}_b = \mathbf{K}_{bz} \cdot \mathbf{T}_{zb} \cdot \mathbf{R}_b$$

und nach Integration werden die Bewegungen am linken Kragende

$$\omega_b = \left\{ \int_0^{\varphi} \mathbf{K}_{bz} \mathbf{T}_{zb} dz \right\} \mathbf{R}_b. \quad (4)$$

Die Matrix

$$\int_0^{\varphi} \mathbf{K}_{bz} \mathbf{T}_{zb} dz = \mathbf{F}_{bb}$$

ist die *Biegungsmatrix* des linken Bogenendes, von links gesehen, ihre Elemente sind die Bewegungen unter der Einwirkung von Kräften der Größe Eins.

Mit 4 hat man

$$\omega_b = \mathbf{F}_{bb} \mathbf{R}_b \quad (5)$$

bzw.

$$\mathbf{R}_b = \mathbf{F}_{bb}^{-1} \omega_b$$

oder nach Einführung der Bezeichnung $\mathbf{S}_{bb} = \mathbf{F}_{bb}^{-1}$

$$\mathbf{R}_b = \mathbf{S}_{bb} \omega_b. \quad (6)$$

Die Matrix S_{bb} ist die *Steifigkeitsmatrix* des linken Bogenendes (ihre Elemente sind die aus der Einheitsbewegung resultierenden Kräfte).

Aus der Verschiebung ω_b errechnen sich die an der Einspannstelle auftretenden *Beanspruchungen* zu

$$\mathbf{Q}_\varphi = \mathbf{T}_{\varphi b} \cdot \mathbf{S}_{bb} \cdot \omega_b.$$

Zusammenfassend gilt die Bezeichnung

$$\mathbf{Q}_\varphi = \begin{bmatrix} N \\ T \\ M \end{bmatrix}_\varphi.$$

Die am Bogen angreifenden Reaktionskräfte hingegen schreiben sich zu

$$\mathbf{R}_\varphi = -\mathbf{Q}_\varphi = -\mathbf{T}_{\varphi b} \cdot \mathbf{S}_{bb} \cdot \omega_b = \mathbf{S}_{jb} \cdot \omega_b. \quad (7)$$

Die Matrix

$$\mathbf{S}_{jb} = -\mathbf{T}_{\varphi b} \mathbf{S}_{bb} \quad (8)$$

ist die linksseitige *Steifigkeitsmatrix* des rechten Bogenendes.

Den Zusammenhang zwischen Steifigkeits- und Biegungsmatrix beschreibt die Formel

$$\mathbf{S}_{bb} \mathbf{F}_{bb} = \mathbf{E}.$$

Aus dieser Formel lassen sich die Elemente der Matrix S_{bb} (durch Matrizeninversion) rechnerisch ermitteln.

Die infolge der Seilkraft auf das Bogenstück der Länge ds wirkende Kraft dP beansprucht den durch den Winkel β gekennzeichneten Querschnitt mit (Abb. 24)

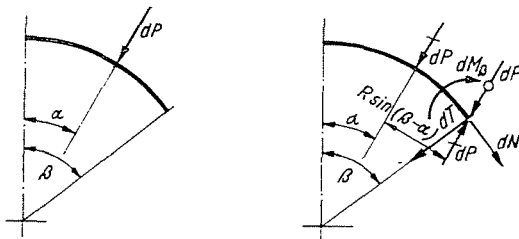


Abb. 24

$$\begin{aligned} dN &= dP \sin (\beta - \alpha) \\ dT &= dP \cos (\beta - \alpha) \\ dM &= dP R \sin (\beta - \alpha). \end{aligned}$$

Für die Beanspruchungen des durch β gekennzeichneten Querschnitts durch die über das Bogenelement $(\beta - \varphi_0)$ gleichmäßig verteilte Last gelten die Beziehungen (Abb. 25)

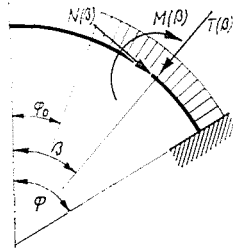


Abb. 25

$$\begin{aligned} dN &= p_r R [1 - \cos (\beta - \varphi_0)] \\ dT &= p_r R \sin (\beta - \varphi_0) \\ dM &= -p_r R^2 [1 - \cos (\beta - \varphi_0)] \end{aligned}$$

Die Beanspruchungen durch die äußeren Kräfte können in der Form

$$\mathbf{Q}_{\beta} = \begin{bmatrix} N(\beta) \\ T(\beta) \\ M(\beta) \end{bmatrix}$$

geschrieben werden.

Die Speiche kann als entarteter Bogen betrachtet werden, bei dem der Zentriwinkel gegen Null und der Radius gegen Unendlich strebt und deren Bogenlänge

$$\begin{aligned} \lim_{\varphi \rightarrow 0} ih &= R \varphi = l \\ \varphi &\rightarrow 0 \\ R &\rightarrow \infty \end{aligned}$$

beträgt. Die gerade Speiche, die unmittelbar nicht belastet ist, kann somit nach den obigen Ausführungen behandelt werden.

Die Gleichgewichtsgleichungen für die Knotenpunkte

Nachdem die Zusammenhänge für die elementaren Träger (Bogen und Speichen) des Tragwerks abgeleitet worden sind, können auch die Gleichungen für die Knotenpunkte aufgestellt werden. Die Abb. 26 veranschaulicht das Modell für die Berechnung des Gesamttragwerkes, nachdem

1. für jeden Knotenpunkt 3 Gleichungen aufgestellt werden können,
2. jeder Knotenpunkt 3 unbekannte Bewegungen bedeutet und nachdem sich schließlich
3. die Einheitsfaktoren aus den Steifigkeitskennwerten der in den Knotenpunkten eingespannten Stäbe ergeben. Die Steifigkeitskennwerte werden nach der Methode der Kräftezerlegung bestimmt.

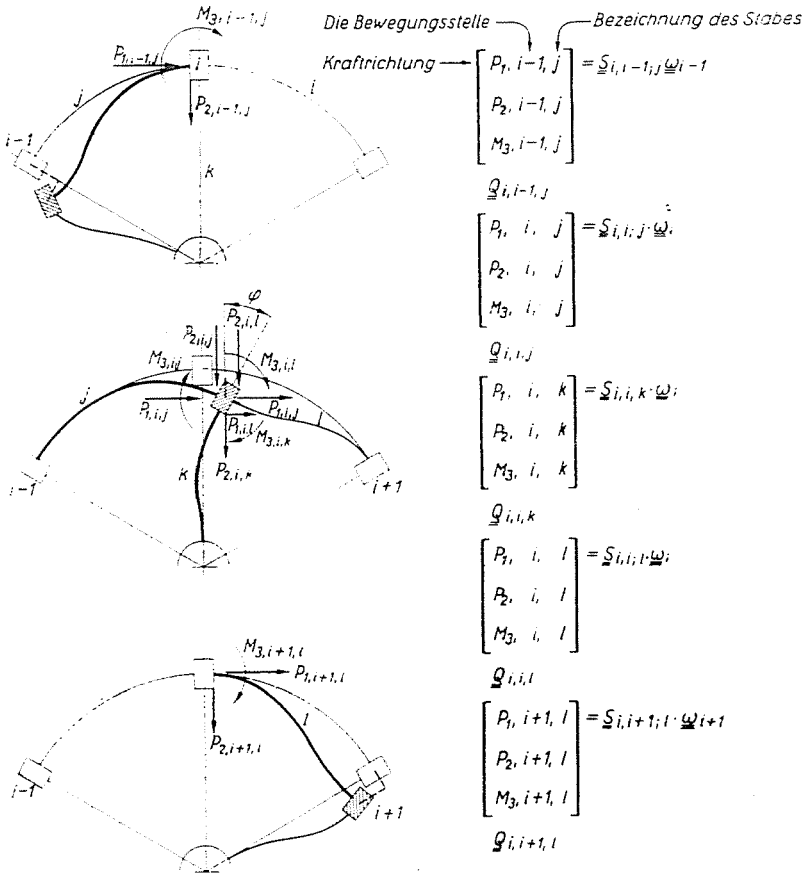


Abb. 26

In den Berechnungen sind an den Verbindungsstellen zwischen Kranz und Speichen
 die Knotenpunkte mit $i - 2, i - 1, i, i + 1, i + 2$,
 die Kräfte mit P_1, P_2 ,
 das Moment mit M_3
 bezeichnet, wobei die Indizes auf die Richtung verweisen. Es bedeutet

- $t = 1$ (tangentielle Richtung),
- $r = 2$ (radiale Richtung),
- $\varphi = 3$

die Bewegungsrichtung. Auf den i -ten Knotenpunkt des Tragwerkes werden unter der Einwirkung der Bewegung die in Abb. 27 aufgetragenen Kräfte übertragen. Dies besagt, daß zur Untersuchung des Gleichgewichts am i -ten Knotenpunkt nur dessen eigene sowie die Bewegungen der benachbarten Knotenpunkte $i - 1$ und $i + 1$ bekannt zu sein brauchen.

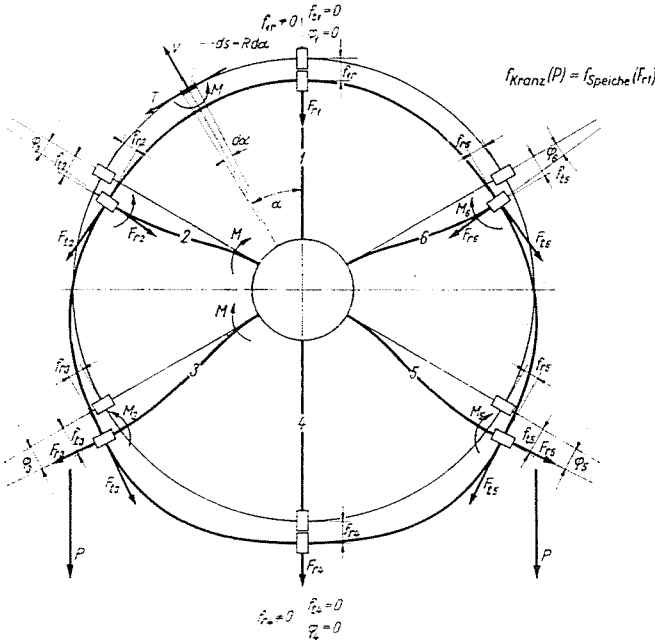


Abb. 27

Aus den Bewegungen (ω) der Knotenpunkte $i - 1$, i und $i + 1$ lassen sich nämlich mit Hilfe der entsprechenden Steifigkeitskennwerte (S) jene Kräfte bestimmen, die vom Ende des Stabes im Knotenpunkt i auf diesen übertragen werden, weil diese (Q) Kräfte mit den am Knotenpunkt angreifenden äußeren Kräften (P) im Gleichgewicht stehen müssen.

Diese äußeren Kräfte entsprechen — auf den betreffenden Knotenpunkt bezogen und die Starrheit der Knotenpunkte vorausgesetzt — der Summe der den Reaktionskräften entgegengesetzten Kräfte. Führt man für diese die Bezeichnung

$$P_i = \begin{bmatrix} P_1 \\ P_2 \\ M_3 \end{bmatrix}_i$$

ein, dann ergibt sich die Gleichgewichtsbedingung für den i -ten Knotenpunkt zu

$$Q_{i,i-1;j} + \sum_{r=j,k,l} Q_{i,i;r} + Q_{i,i+1;l} = P_i$$

Nach Substitution der Kräfteeinwirkungen (Q) durch die Produkte aus den entsprechenden Bewegungen erhält man mit

$$S_{i,i-1;j} \cdot \omega_{i-1} + \left(\sum_{r=j,k,l} S_{i,i;r} \right) \omega_i + S_{i,i+1;l} \cdot \omega_{i+1} = P_i$$

die allgemeine Form der Kompatibilitätsgleichung der Seilrolle.

Mit den für sämtliche Knotenpunkte $i = 1, 2, \dots, n$ aufgeschriebenen Gleichungen gelangt man zu einem System linearer Gleichungen mit $3n$ Unbekannten, welches nach dem Gaußschen Verfahren gelöst wird. Die symmetrische Determinante der Koeffizientenmatrix dieses Gleichungssystems ist von Null verschieden, die Lösung ist mithin gesichert.

Auf Grund der beschriebenen Untersuchungen wurde von Herrn Dipl.-Ing. M. Berényi das Programm für das Eingabewerk des Rechenautomaten Eliot 803 B im Rechenzentrum des Ministeriums für Hüttenwesen und Maschinenindustrie zusammengestellt.

Der Automat verarbeitete Programme für die Belastungsfälle a und b wie sie auch den Versuchen zugrunde gelegt worden waren. Anhand der so ermittelten Werte wurden vom Verfasser die Schaubilder des Momenten- sowie des Schub- und des Normalkräfteverlaufs aufgestellt. Sie sind in Abb. 28 dargestellt.

In Abb. 29 sind für beide Belastungsfälle die gemessenen und die berechneten Momentenlinien am Kranz entlang aufgetragen und sind somit gut vergleichbar. Die in der Abbildung dick gezeichnete Linie verbindet die Werte, die mit dem Rechenautomaten anhand der am Stahlmodell ermittelten Daten berechnet wurden, die dünn gezeichnete Linie hingegen die anhand der Verformung des Gummimodells bestimmten Werte. Die beiden Kurven zeigen einen weitgehend übereinstimmenden Verlauf, woraus folgt, daß sich das Gummimodell — mit den nötigen Überlegungen — auch zur größenmäßigen Bestimmung der Beanspruchungen vorzüglich eignet, abgesehen davon, daß es auch ein anschauliches Bild der Verformungen liefert.

Die Abb. 20 zeigt das Schaubild der an den verschiedenen Modellen gemessenen Spannungen. In dieser Abbildung ist die gute Übereinstimmung zwischen den Kurven der am äußeren und am inneren Kranzumfang auf verschiedene Weise gemessenen Spannungen ersichtlich.

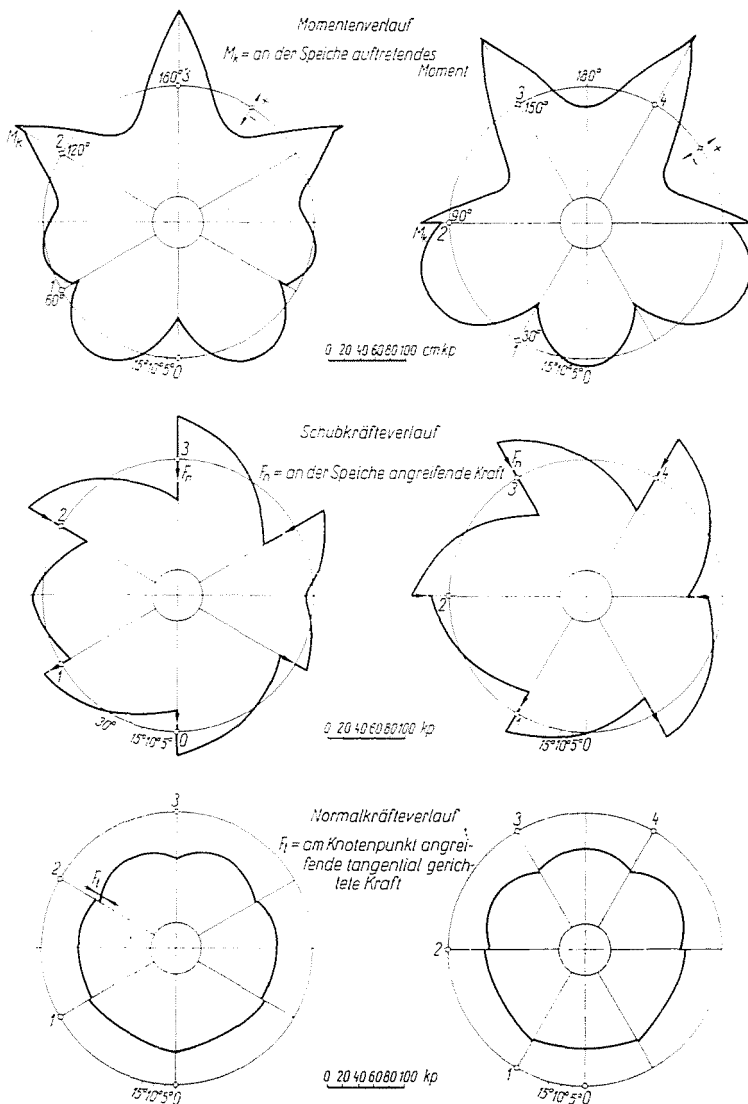


Abb. 28

Das auf Grund der beschriebenen Untersuchungen aufgestellte Computer-Programm ermöglicht es, für am Umfang beanspruchte Seilrollen mit beliebiger Speichenanzahl und unterschiedlichen Querschnittskennwerten die Momente sowie die Schub- und Normalkräfte zu bestimmen, die die einzelnen Querschnitte beanspruchen. Ebenso erlaubt das Programm die Berechnung der Kräfte, durch die die Speichen belastet werden. Es bietet somit die Möglichkeit für gleiche Lasten leichtere Seilrollen mit längerer Lebensdauer herzustellen.

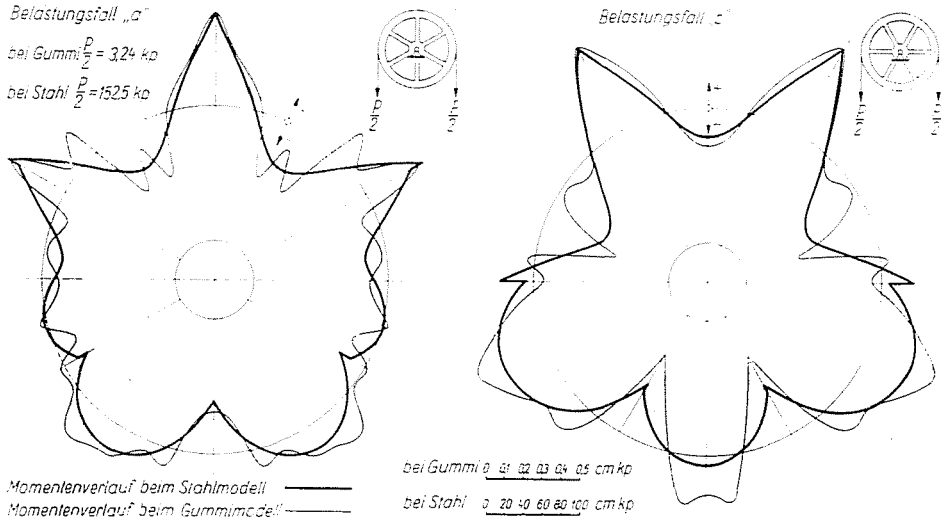


Abb. 29

Zusammenfassung

Der Verfasser behandelt in der vorliegenden Arbeit die Beanspruchung von Kranz und Speichen der leichten geschweißten Seilrollen, wie sie zur Umlenkung von Drahtseilen verwendet werden. Die Untersuchung der an ihrem halben Umfang symmetrisch belasteten Seilrollen erfolgte an drei Modellen, u. zw. an einem Gummimodell, das mit einem geeigneten, lediglich der Beobachtung dienenden Linienraster versehen war, weiterhin an einem Plastikmodell mit spannungsoptischen Messungen und schließlich an einem Stahlmodell mit elektrischen Dehnungsmessungen mittels Meßstreifen. Auf Grund der Versuchsergebnisse entwickelte der Verfasser ein Berechnungsmodell. Die mit den Mitteln der Matrizenrechnung in geeigneter Form zusammengestellte Rechenaufgabe wurde mit einem elektronischen Rechenautomaten gelöst. Die Resultate zeigen eine gute Übereinstimmung mit den Versuchsergebnissen.

Literatur

1. HERMANN, M.: Gépelemek. Budapest, 1924.
2. NIEMANN, G.: Maschinenelemente. Berlin, Heidelberg, 1961.
3. ERNST, H.: Die Hebezeuge, I, II, III. Friedr. Vieweg & Sohn, Braunschweig, 1958, 1959.
4. BIEZENO—GRAMMEL: Technische Dynamik. Springer, 1953. 2. bőv. kiad.
5. PONOMARJOV, S. D.: Szilárdsági számítások a gépészetben. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1965.
6. TEN BOSCH, M.: Gépelemek. Műszaki Könyvkiadó, Budapest, 1957.
7. VÖRÖS, I.: Gépelemek, II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1961.
8. MUTNYÁNSZKY, Á.: Szilárdságtan. Tankönyvkiadó, Budapest, 1957.
9. SÁLYI, I.: Szilárdságtan, I—II. Nehézip. Műsz. Egyetem, Miskolc, 1950.
10. RUDENKO, N. F.: Grusopodjemnye maschiny. Moskwa, Maschgis, 1957.
11. PAINE, A. R. & SCOTT, J. R.: Ingeniering Design with Rubber. Maclarem & Sohn, London.
12. SZABÓ, J.—FÁBER, M.—VISONTAI, J.: Tartók sztatikája, I. Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.

13. SZABÓ, J.—FÁBER, M.: Tartók sztatikája, II. Tankönyvkiadó, Budapest, 1966.
14. SZABÓ, J.—ROLLER, B.: Térbeli tartószerkezetek elemzése mátrix módszerekkel. Mérnöki Továbbképző Intézet, Budapest, 1966.
15. KORÁNYI, I.: Tartók sztatikája I., II. Sztatikailag határozatlan tartók. Tankönyvkiadó, Budapest, 1955.
16. THAMM, F.: Az optikai feszültségvizsgálat gyakorlati problémái. Mérés és Automatika, Budapest, 1960. Nr. 5.
17. Fördern und Heben Jahrg. 1928—1966.

Lajos TAKÁCS, Budapest IX. Műegyetem-rkp. 3, Ungarn