

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Band: 67 (1949)

Heft: 16

Artikel: Einfluss der sekundären Biegung und der inneren Pressungen auf die Lebensdauer von Stahldraht-Litzenseilen mit Hanfseele

Autor: Wyss, Th.

DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-84041>

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: 17.11.2024

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

La voie à suivre, et dont on se rapproche chaque jour, est vraisemblablement celle qui permettra, en respectant la création artistique et en y concourant, d'obtenir simultanément les effets physiologiques et psychologiques les plus favorables

sur l'occupant, tant par la couleur (et d'autres éléments de confort) que par la forme et les dispositions constructives. L'un aide même à mettre l'autre agréablement en valeur.

Einfluss der sekundären Biegung und der inneren Pressungen auf die Lebensdauer von Stahldraht-Litzenseilen mit Hanfseele

Von Prof. Dr. TH. WYSS, EMPA, Zürich

7. Ermüdungsversuche mit Drähten verschiedener Oberflächenbeschaffenheit

Seitens der EMPA wurden Dauerbiege- und Dauertorsionsversuche mit Einzeldrähten von 3,4 und 4,2 mm Durchmesser mit verschiedener Oberflächenbeschaffenheit durchgeführt. Hierbei kamen zur Prüfung mit einer Million Lastwechsel

- Drähte mit normaler Beschaffenheit der Oberfläche,
- Drähte mit lokalen Einpressungen aus 250, 500 und 1000 kg,
- Drähte mit bleibender Verdrehung,
- Drähte mit Korrosionserscheinungen usw.

Die Ergebnisse sind in Bild 16 dargestellt, wobei in vertikaler Richtung die Ermüdungsfestigkeit bezüglich einer Million Lastspiele in kg/mm² aufgetragen und die unter a bis d aufgeführten Drähte aneinander gereiht wurden. Hieraus geht hervor, dass bei einwandfreier Beschaffenheit des Drahtmaterials und nicht zu starken lokalen Einpressungen infolge der Verfestigung des Materials die Ermüdungsfestigkeit bezüglich Biegung und Torsion keinen wesentlichen Abfall zeigt. Der Einfluss macht sich erst in vollem Mass bei aussergewöhnlich starken Einpressungen oder bei Korrosionserscheinungen geltend. Weitere eingehende Versuche haben diese Ergebnisse bestätigt.

C) Anwendungen

Die Lebensdauer der Stahldrahtseile kann durch die Anzahl Biegewechsel bis zum Bruch bemessen werden, wobei vor allem die Betriebsbedingungen eine wichtige Rolle spielen. Vergleichsversuche über die Lebensdauer setzen stets gleiche Betriebsbedingungen voraus.

Nach Drucker und Tachau⁷⁾ wurde zur Charakterisierung der Anzahl Biegewechsel n_B bis zum Bruch für die Seile eines bestimmten Typs die Beziehung eingeführt:

$$(35) \quad B = \frac{S}{d D \beta_z} = \text{konst. für ein bestimmtes } n_B$$

Hierin bedeuten

- S die Zugkraft im Seil,
- d den Seildurchmesser,
- D den Scheibendurchmesser,
- β_z die Zugfestigkeit des Drahtes,
- B einen Vergleichswert, der für einen bestimmten Wert n_B und Seiltyp konstant ist. Dabei werden Beanspruchungen nach Releaux vorausgesetzt.

Tabelle 5

Wert B	Biegewechsel n_B
0,0033	$3 \cdot 10^4$
0,0022	$10 \cdot 10^4$
0,0014	$20 \cdot 10^4$
0,0011	$30 \cdot 10^4$
0,0009	$50 \cdot 10^4$
0,0008	$100 \cdot 10^4$ *)

Für Kreuzschlag-Kranseile, Typ B, 6×37 Drähte, wurden nach Drucker und Tachau durch Versuche für B die Werte der Tabelle 5 festgestellt. Für eine Biegewechselzahl von $n = 1 \cdot 10^6$, eine Zugkraft $S = 2500$ kg, eine Drahtfestigkeit $\beta_z = 160$ kg/mm² wird

$$(35a) \quad B = \frac{S}{d D \beta_z} = 0,0008$$

$$(35b) \quad d D \cong 19500 = \text{konst.}; \text{ also } D \cong 19500/d$$

*) aus Extrapolation

⁷⁾ Drucker, C. D. und Tachau, H. A new design criterion for wire rope. «Journal of applied mechanics», March 1945 A 33/38. Siehe auch M. ten Bosch, SBZ, Bd. 128, S. 237*.

DK 625.927

Schluss von Seite 115

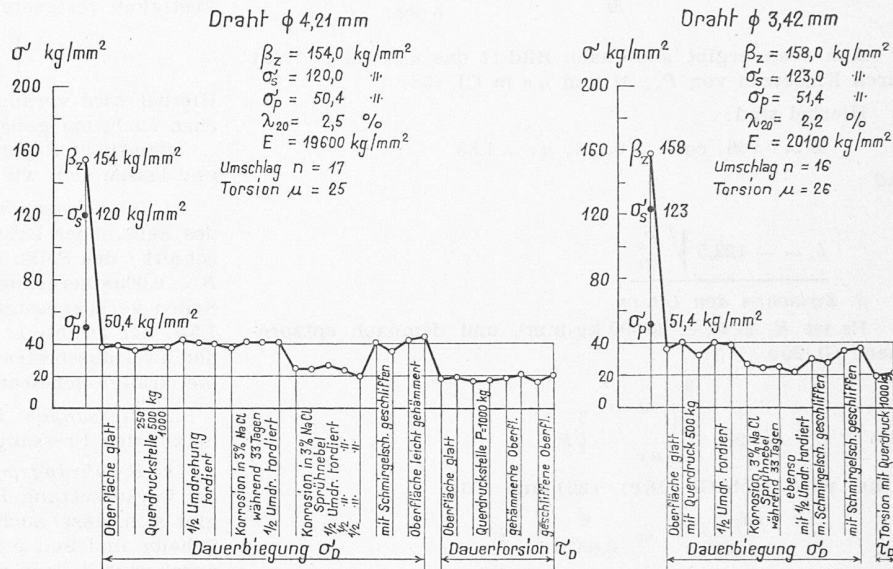


Bild 16. Dauerbiege- und Dauertorsionsversuche mit Stahldrähten (eine Million Lastwechsel)

Da für den Seiltyp B das Verhältnis d/δ etwa 22 beträgt, so folgt auch

$$(35c) \quad \delta D \cong 885 = \text{konst.}$$

Aus dieser Beziehung können für die verschiedenen Seile vom Typ B bei gegebenem δ oder d die erforderlichen Werte von D bestimmt werden.

Auf diese Litzenseile sollen nachfolgend die für sekundäre Biegung und Pressungen abgeleiteten Formeln angewendet werden. Es wird angenommen, es handle sich um Kreuzschlagseile mit folgenden Daten:

- Schlaglänge der Litze im Seil $L = 7,5 d$
- Anzahl der Litzen $z = 6$
- Zugkraft im Seil $S = 2500$ kg
- Drahtfestigkeit $\beta_z = 160$ kg/mm²
- Schlaglänge des Drahtes in der Litze $L' = 10 d_l$
- Anzahl der Drähte der äusseren Lage $z' = 18$

Siehe die entsprechende Litze aus 37 Drähten in Bild 3.

Ferner wird eine Grauguss-Scheibe mit enger Scheibenrille zu Grunde gelegt.

a. Ermittlung der Drücke P_0

α . Zwischen Seil und Scheibe nach Gl. (4a)

$$(36) \quad P_0 = \frac{4L}{z d} \frac{\delta}{D} S = 12500 \frac{\delta}{D} \text{ kg}$$

β . Zwischen zwei Litzen nach Gl. (15)

$$(37) \quad P_0 = \frac{S \delta}{z^2 \sin \alpha' \cos \gamma} \left\{ \frac{z-1}{D} + \frac{\sin \alpha \operatorname{tg} \alpha}{(d-d_l)} \right\} = 8000 \frac{\delta}{D} + 178 \frac{\delta}{d}$$

indem $\gamma = 60^\circ$, $\alpha = 15^\circ 30'$, $\alpha' = 15^\circ$

b. Ermittlung der Pressungen

α . Zwischen Seil und Scheibe

Wird für Grauguss $E_1 = 12000$ kg/mm² und für Stahl $E_2 = 20000$ kg/mm² gewählt, so wird $E = 15000$ kg/mm². Demnach ergibt sich nach Gl. (17) und Gl. (18a)

$$(38) \quad p_0 = -146 \sqrt{\left(\frac{M}{R_{12}}\right)^3} \sqrt{P_0} = -232 \sqrt{\left(\frac{M}{\delta}\right)^3} \sqrt{P_0}$$

ferner wird nach Gl. (18c) bis (f) und Bild 3

$$o = \frac{d_l - \delta}{\delta \sin^2 \alpha'} = \frac{6}{0,0675} = 89$$

$$m = -\frac{1,05 d}{\delta} = -\frac{1,05 \cdot 21 \delta}{\delta} = -22; n = D/\delta$$

somit

$$(39) \quad M = \left\{ 1 + \frac{1}{89} + \frac{\delta}{D} - \frac{1}{22} \right\} = 0,9657 + \frac{\delta}{D}$$

$$(40) \quad \cos \tau = \frac{\left(1 - \frac{1}{89} - \frac{\delta}{D} - \frac{1}{22} \right)}{M} = \frac{0,9433 - \frac{\delta}{D}}{0,9657 + \frac{\delta}{D}}$$

Aus $\cos \tau$ ergibt sich nach Bild 11 das $\mu\nu$ und p_0 folgt durch Einsetzen von P_0 , M und $\mu\nu$ in Gl. (38).

Hierbei sind:

$$M \sim 0,966, \cos \tau \sim 0,978, \mu\nu \sim 1,85$$

und

$$p_0 \sim -122,5 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\delta^2}}$$

β . Zwischen den Litzen

Es ist $E_1 = E_2 = 20\,000 \text{ kg/mm}^2$, und demnach entsprechend Gl. 20 a

$$(20) \quad p_0 = -280 \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{M}{\delta}\right)^2}}{\mu\nu} \sqrt[3]{P_0}$$

ferner wird nach Gl. (18 c), (22) und (23)

$$o = \frac{(d_l - \delta)}{\delta \sin^2 \alpha'} = \frac{6}{0,0675} = 89$$

$$n = o = 89$$

$$m = 1$$

somit

$$M = 2 \left\{ 1 + \frac{1}{89} \right\} = 2,0224$$

$$\cos \tau = \frac{\left(1 - \frac{1}{89} \right)}{\left(1 + \frac{1}{89} \right)} \cos 30^\circ = 0,845$$

demnach aus Bild 11 $\mu\nu = 1,3$, woraus folgt:

$$p_0 = -280 \frac{\sqrt[3]{\left(\frac{2,0224}{\delta}\right)^2}}{1,3} \sqrt[3]{P_0} = -215 \sqrt[3]{\left(\frac{2,0224}{\delta}\right)^2} \sqrt[3]{P_0}$$

$$p_0 = -346 \sqrt[3]{\frac{P_0}{\delta^2}}$$

d. h. analog wie Gl. (24) und Bild 12.

c. Ermittlung der Vergleichsspannungen

a. Berührungspunkte zwischen Seil und Scheibe

Es kann angenommen werden, dass das Verhältnis der Hauptachsen der Einpress-Ellipse $a/b = 10$ ist. Demnach wird nach Gl. (28), (28 a) und (28 d)

$$\sigma_g = \sqrt{0,12 p_0^2 + 0,68 p_0 (\sigma_z - \sigma_b) + (\sigma_z - \sigma_b)^2} \cong \cong 0,35 p_0 + (\sigma_z - \sigma_b)$$

wobei $\sigma_b = \sigma_{b_1}$ sein soll.

β . Berührungspunkte zwischen zwei Litzen

In diesem Falle ist $a/b \cong 3$ und es wird nach Gl. (28), Gl. (28 a) und Gl. (28 d)

$$\sigma_g = \sqrt{0,07 p_0^2 + 0,5 p_0 \{ \sigma_z - \sigma_b \} + \{ \sigma_z - \sigma_b \}^2} \cong \cong 0,27 p_0 + (\sigma_z - \sigma_b)$$

Da der Winkel zwischen Biegeaxe und Druckrichtung 30° beträgt, ist $\sigma_b = 0,5 \sigma_{b_1}$ einzuführen.

d. Ermittlung der primären Biegespannung σ_{b_1}

Sie wird nach der üblichen Gleichung

$$\sigma_{b_1} = \pm \frac{\delta}{D} E$$

berechnet, unter der Annahme von $E = 20\,000 \text{ kg/mm}^2$.

e. Ermittlung der sekundären Biegespannungen

Für einen Schnittwinkel ω der zwei äussersten Draht-

lagen einer Litze mit 37 gleichen Drähten von 30° wird nach Gl. (6 b)

$$\sigma_{b_2} = 1110 \frac{\delta}{D} \sigma_z$$

Ist der Winkel ω kleiner, so wird σ_{b_2} grösser, also ungünstiger.

f. Ermittlung der Spannung σ_{zul} für eine Million Lastwechsel

Nach Versuchen der EMPA, siehe Tabelle 8, wurde bei 1,5facher Sicherheit gegen Bruch für Drähte von 160 kg/mm^2 Festigkeit festgestellt:

$$\sigma_{zul} = \sigma_0 \left\{ 1 + \alpha \frac{A}{B} \right\} = 38,5 \left\{ 1 + 1,3 \frac{\sigma_{\min}}{\sigma_{\max}} \right\}$$

Hierbei wird vorausgesetzt, dass das Seil stets in der gleichen Richtung gebogen wird.

Sämtliche Ergebnisse sind in Tabelle 6 zusammengestellt und lassen sich wie folgt zusammenfassen:

1. *Abmessungen.* Es sind aufgeführt die Durchmesser d des Seils, δ des Drahtes und D der Scheibe, sowie der Querschnitt f des Seils. Die Werte von D wurden mit dem Wert $B = 0,0008$ berechnet, Gl. (35 a). Im weiteren wird bei allen Seilen vorausgesetzt, dass die Schlaglänge der Litzen $L = 7,5 d$, der Drähte $L' = 10 d$ und der Schnittwinkel der Drähte der zwei äussersten Lagen einer Litze $\omega = 30^\circ$ ist, und dass die Graugusscheiben eine enge Rille aufweisen.

2. *Pressungen.* Aufgeführt sind die Druckkräfte P_0 , die maximalen Pressungen p_0 und die Vergleichsspannungen σ_g .

a. *Berührungspunkte zwischen Scheibe und Seil.* Unter der Voraussetzung $B = \text{konst.}$ für alle Seile des Typs B ergibt sich, dass auch die maximalen Pressungen p_0 zwischen Scheibe und Seil praktisch konstant sind. Diese Werte sind durchwegs kleiner als $2\beta_z$. Ferner sind mit einer Ausnahme alle σ_g kleiner als $0,75\beta_z$.

b. *Berührungspunkte zwischen zwei Litzen.* Die Werte für p_0 und σ_g sind für diese Berührungspunkte wesentlich grösser. Dies deutet darauf hin, dass sich an den Berührungspunkten zwischen zwei Litzen schon früh bleibende Eindrücke bilden, deren Abmessungen sich nach dem Wert $p_{\text{mittel}} \sim 230 \text{ kg/mm}^2$ richten (Bild 15).

3. *Spannungen.* Unter den Spannungen sind angegeben σ_z , σ_{b_1} und σ_{b_2} , wie sie in der Zugzone der die Scheibe berührenden Drähte auftreten, sowie ihre Kombination und die Spannung σ_{zul} für eine Million Lastwechsel. σ_{Bruch} ist $\sim 1,5 \times \sigma_{zul}$. Beachtenswert ist, dass die Spannung aus sekundärer Biegung σ_{b_2} für alle Seile des Typs B praktisch gleich gross ist. Die Spannungen $\sigma_{\max} = \sigma_z + \sigma_{b_1} + \sigma_{b_2}$ liegen bis auf eine Ausnahme unter dem Wert σ_{zul} und demnach auch unter dem Wert σ_{Bruch} .

4. *Zusammenfassung.* Aus der Feststellung von Drucker und Tachau, dass die Lebensdauer der Seile einer bestimmten Gruppe sich durch einen konstanten Wert B ausdrücken lässt, folgt unter der Voraussetzung stets gleich bleibender Schlagwinkel auch die Konstanz der maximalen Pressungen p_0 zwischen Scheibe und Seil, sowie der sekundären Biegespannungen σ_{b_2} . Im weiteren ergeben sich für die Lastwechselzahl $n_B = 1 \cdot 10^6$ im Seil Spannungswerte, die unter Berücksichtigung der Werte σ_{b_2} praktisch mit den durch Versuche ermittelten Werten σ_{zul} der EMPA übereinstimmen. Analoge Ergebnisse dürften sich bei Verwendung des zugehörigen Wertes B auch bei anderen Seiltypen feststellen lassen.

In Tabelle 7 sind noch die Pressungen und Spannungen für $n_B = 30\,000$, $S = 2500 \text{ kg}$, $\beta_z = 160 \text{ kg/mm}^2$ aufgeführt. Für diesen Wert n_B wird nach Tabelle 5 $B \sim 0,0033$ und $dD \sim 4800$. Hieraus lassen sich die Durchmesser D ermitteln. Sie sind wesentlich kleiner als diejenigen in Tabelle 6. Unter dieser Voraussetzung sind auch hier die sich entsprechenden Werte p_0 zwischen Scheibe und Seil, sowie zwischen je zwei Litzen und die Werte σ_{b_2} für die Seile des Typs B praktisch gleich gross. Die Werte von p_0 und σ_g sind durchwegs hoch und zeigen, dass sich unter den gewählten Umständen bleibende Eindrücke bilden und ein Stillstand erst eintritt, wenn $p_{0 \text{ mittel}} = 230 \text{ kg/mm}^2$ ist. Die Pressung zwischen zwei sich berührenden Litzen ist auch hier wesentlich grösser als zwischen Seil und Scheibe.

Im vorliegenden Fall fallen die sekundären Biegespannungen ausserordentlich hoch aus, so dass sie für den frühzeitigen Bruch des Seils massgebend sind. Da die Spannung

Tabelle 6a. Pressungen in der Druckzone infolge $S = 2500 \text{ kg}$ $n_B = 1 \cdot 10^6$ $\beta_z = 160 \text{ kg/mm}^2$

Seil- typ B	Abmessungen von Seil und Scheibe				Berührungspunkte zwischen					
	d	δ	f	D	Scheibe und Seil			zwei Litzen		
\varnothing mm	mm	mm	mm ²	mm	P_0 kg	$p_0^*)$ kg/mm ²	σ_g kg/mm ²	P_0 kg	p_0 kg/mm ²	σ_g kg/mm ²
15	15	0,7	85,4	1300	6,7	294	121,5	12,6	1025	300,9
18	18	0,8	111,6	1083	9,2	298	111,6	13,8	965	275,0
20	20	0,9	141,2	975	11,5	298	103,2	15,4	925	258,5
22	22	1,0	174,4	888	14,1	296	95,3	17,1	895	245,0

*) Bei Stahlgussrollen sind die Werte p_0 etwa 1,20 mal grösser

Tabelle 6b. Spannungen in der Zugzone infolge $S = 2500 \text{ kg}$ $n_B = 1 \cdot 10^6$ $\beta_z = 160 \text{ kg/mm}^2$

Seil- typ B	Spannungen			Kombination der Spannungen					
	σ_z	σ_{b_1}	σ_{b_2}	$\sigma_z + \sigma_{b_1}$	$\sigma_z + \sigma_{b_1} + \sigma_{b_2}$	σ_{\min}	σ_{\max}	σ_{zul}	σ_{Bruch}
\varnothing mm	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²	kg/mm ²
15	29,3	10,8	17,5	40,1	57,6	29,3	57,6	64,0	96,0
18	22,4	14,8	18,2	37,2	55,4	22,4	55,4	58,8	88,4
20	17,7	18,5	18,2	36,2	54,4	17,7	54,4	54,8	82,4
22	14,3	22,5	17,9	36,8	54,7	14,3	54,7	51,6	77,5

Tabelle 7. Pressungen und Spannungen infolge $S = 2500 \text{ kg}$ unter Annahme von $n_B = 30000$ und $\beta_z = 160 \text{ kg/mm}^2$

Seil- typ B	Scheiben- Durchmesser	Druckzone						Zugzone							
		Berührungspunkte zwischen Scheibe und Seil			zwei Litzen			Spannungen							
\varnothing mm	D mm	P_0 kg	$p_0^*)$ kg/mm ²	σ_g kg/mm ²	P_0 kg	p_0 kg/mm ²	σ_g kg/mm ²	σ_z kg/mm ²	σ_{b_1} kg/mm ²	σ_{b_2} kg/mm ²	$\sigma_z + \sigma_{b_1}$ kg/mm ²	σ_{\min} kg/mm ²	σ_{\max} kg/mm ²	σ_{zul} kg/mm ²	σ_{Bruch} kg/mm ²
15	320	27,4	469	149	25,8	1295	357	29,3	44,0	71,2	73,3	29,3	144,5	49,0	73,5
18	270	37,0	474	131	31,6	1275	336	22,4	59,2	73,6	81,6	22,4	155,2	46,0	69,0
20	240	46,8	474	110	38,0	1245	316	17,7	75,0	73,5	92,7	17,7	166,2	44,0	66,0
22	220	56,8	474	90	44,4	1225	298	14,3	91,1	72,2	105,4	14,3	177,6	42,6	61,0

*) Bei Stahlgussrollen sind die p_0 -Werte etwa 1,20 mal grösser

σ_{b_2} für Seal-Seile wegfällt, ist leicht ersichtlich, dass solche Seile eine wesentlich grössere Lebensdauer bei den gleichen Gebrauchsbedingungen aufweisen müssen. Es ist daher nicht zu verwundern, wenn die neuen VSM-Normen für Aufzugseile nur noch Seal-Seile enthalten.

Aus dem Vergleich der Werte σ_{\max} und σ_{Bruch} für eine Million Lastwechsel ist ersichtlich, dass ganz bedeutende Ueberschreitungen bestehen, was wegen der Wahl von $n_B = 30000$ verständlich ist. Bei Wegfall der Spannung σ_{b_2} findet eine wesentliche Verringerung der Unterschiede zwischen σ_{\max} und σ_{Bruch} statt.

Auf Grund der durchgeführten Untersuchungen ist es möglich, den Einfluss der Seilart sowie der Schlaglänge von Litze und Draht auf die sekundäre Biegung und die Pressungen näherungsweise zu ermitteln und dadurch auch in dieser Hinsicht einen Einblick in die Lebensdauer der Seile zu erhalten.

D) Schlussfolgerungen

I. Sekundäre Biegung

1. In den Drähten tritt sekundäre Biegung auf, wenn die Litzen aus sich kreuzenden Drahtlagen bestehen und die Seile durch Scheiben oder Rollen quer belastet werden.

2. Die sekundären Biegespannungen üben einen ausschlaggebenden Einfluss auf die Ermüdungsfestigkeit des Seils aus. Sie sind ausser dem Aufbau des Seils auch noch von der axialen Zugbeanspruchung σ_z abhängig, mit der sie proportional anwachsen.

3. Die Zugbeanspruchung σ_z soll nur einen gewissen Prozentsatz von β_z betragen; bei Bergseilbahnen wählt man $\sigma_z = \beta_z/8$; bei anderen Verwendungszwecken kann man bis $\sigma_z = \beta_z/4$ gehen. Auf jeden Fall muss sich σ_z wesentlich unterhalb der Proportionalitätsgrenze befinden.

4. Die zulässigen Biegebeanspruchungen im Stahldrahtseil können nach folgender Formel berechnet werden:

$$\sigma_{\text{zul}} = n \sigma_0 \left\{ 1 + \alpha \frac{A}{B} \right\}$$

Hierin bedeuten:

$A = \sigma_{\min}, B = \sigma_{\max},$

σ_0 die Ursprungsfestigkeit des Drahtes,

α einen Koeffizienten, der durch Versuche ermittelt worden ist und sich auf eine Million Lastwechsel und 1,5fache Sicherheit gegen Bruch bezieht,

$n = 1,0$ bis $1,2$ für Personentransporte,

$n = 1,3$ bis $1,5$ für Seile geringerer Lebensdauer oder Warentransporte.

Die den verschiedenen Drahtfestigkeiten entsprechenden Werte sind in Tabelle 8 aufgeführt.

Tabelle 8. Koeffizienten für die Berechnung der zulässigen Spannungen

Draht- festigkeit	Ursprungs- festigkeit	Wert α für		Ungefähre Prop.-Grenze
		$A/B > 0$	$A/B < 0$	
β_z kg/mm ²	σ_0 kg/mm ²			σ_p kg/mm ²
130	33	1,0	0,46	62
140	35	1,1	0,46	66
160	38,5	1,3	0,46	74
180	41,5	1,5	0,46	82

Die obere Grenze der zulässigen Spannung soll unter dem Wert $0,5 \beta_z$ liegen.

5. Die Seile sind, insbesondere wenn $\sigma_{b_1} > \sigma_z$ ist, möglichst in gleicher Richtung zu biegen, weil sonst die Beanspruchungen bezüglich Ermüdung wesentlich ungünstiger ausfallen.

6. Es sollten weitgehend Seal-Seile und ähnliche Konstruktionen verwendet werden, bei denen keine sekundären Biegespannungen auftreten.

II. Pressungen

1. Die maximalen Pressungen p_0 lassen sich näherungsweise berechnen. Sie können bedeutende Werte erreichen, so dass fast durchwegs bleibende Eindrücke entstehen.

2. Die Pressungen p_0 zwischen den Berührungspunkten der einzelnen Litzen sind wesentlich grösser als zwischen Scheibe und Seil; sie rühren in erster Linie von der Nachgiebigkeit der Hanfseele her.

3. Die Pressungen p_0 zwischen den Berührungspunkten der einzelnen Litzen treten auch bei Seal-Seilen auf und sind daher auch hier zu berücksichtigen.

4. Lokale Einpressungen bleibender Art treten schon verhältnismässig früh auf, was auf den ungünstigen räumlichen Spannungszustand im Draht, wenig unterhalb dem Zentrum der Druckfläche zurückzuführen ist.

5. Lokale bleibende Einpressungen und bleibende Verdrehungen oder Verbiegung vorgeformter Drähte üben auf die Ermüdungsfestigkeit wegen Materialverfestigung infolge Kaltverformung keinen nachteiligen Einfluss aus, insofern sie sich innerhalb bestimmter Grenzen befinden. Lokale bleibende Einpressungen machen sich erst dann nachteilig geltend, wenn sie aussergewöhnlich gross sind, oder wenn die Drähte örtliche Fehler aufweisen.

6. Die zulässigen Höchstwerte für die lokalen Pressungen sind vor allem mit Rücksicht auf die *Abnützung* festzusetzen. Für die Berührungspunkte zwischen Scheibe und Seil werden für die Pressung und die Vergleichsspannung folgende Höchstwerte vorgeschlagen

$$p_0 \max \leq 2 \beta z; \sigma_g \leq 0,75 \beta z$$

Eine wesentliche Rolle spielen hier insbesondere Grösse und Ausbildung der Scheibe.

7. Gleiche Untersuchungen lassen sich sowohl für die Seiltypen A und C, wie auch für Spiralseile durchführen. Auch hier werden sich Zusammenhänge ähnlicher Art zeigen, wie sie bei Seiltyp B festgestellt worden sind.

8. Zur Verminderung der Pressungen zwischen Seil und Scheibe, sowie zwischen den sich berührenden Litzen sind verschiedene Seilkonstruktionen entwickelt worden, so z. B. Dreikantlitzen-Seile, entweder aus lauter Runddrähten, oder mit dreikantigen Kerndrähten unter Vermeidung der Ueberkreuzung durch die darüberliegenden Runddrähte, sowie Flachlitzenseile usw. Bei allen diesen Seilen spielt jedoch der wesentlich höhere Erstellungspreis eine entscheidende Rolle.

Auch der Ersatz der Hanfseele durch eine Stahl- oder noch besser durch eine weiche Flusseisenseele nach Bild 9 D wird die Pressungen zwischen den Litzen stark herabsetzen. Die dadurch entstehende etwas grössere Steifigkeit, sowie das grössere Gewicht muss in Kauf genommen werden. Ein wesentlicher Vorteil dieser Seilausbildung liegt darin, dass durch die Beseitigung der Hanfseele die Korrosion des Seils von innen her vermieden werden kann.

9. Die vorliegende Untersuchung kann nicht nur für Aufzugseile, sondern auch für Bergbahnseile, Spannseile, Seile im Bergbau, Zugseile von Schwebbahnen, Kabelkrane usw. von Bedeutung sein. Diese Ergebnisse dürften auch als Unterlagen für weitere Ermüdungsversuche nach *Releaux* und nach *Isaachsen* dienen.

Zukunft des Luftschiffes?

DK 629.132.2

Siehr bald nach Beendigung der Feindseligkeiten des letzten Krieges ist in den USA ein Buch über das starre Luftschiff — das Zeppelin-Luftschiff — erschienen, das grösste Beachtung verdient¹⁾. Es beweist nämlich unwiderlegbar, dass das Luftschiff, das man im Laufe des letzten Weltkrieges als eine überwundene Entwicklungsstufe im Luftverkehrswesen zu betrachten sich angewöhnt hatte, von den verschiedensten Blickwinkeln aus gesehen, nicht als überholt anzusehen ist²⁾, sondern im Weltverkehr immer noch die alte Bedeutung der willkommenen Ergänzung hat, die es nach dem ersten Weltkrieg als Friedensinstrument langsam erworben hatte. Die Verfasser, die als leitende Personen in der USA-Luftschiffahrt über weitestgehende Erfahrungen und unbefangene Urteilsfähigkeit verfügen, legen dies an Hand genauer technischer Daten und statistischer Zahlen unwiderlegbar dar.

Sie verfallen nicht etwa in den Fehler, die anderen Weltverkehrsmittel — Flugzeug und Schnelldampfer — in ihrer Bedeutung herabzusetzen, sondern sie belegen

zahlenmässig genauestens, wie das Luftschiff die zwischen diesen Verkehrsmitteln in der Leistungsfähigkeit bestehende Lücke im wohlverstandenen Interesse des Welt-Schnellverkehrs auszufüllen berufen ist.

Als Amerikaner gehen sie dabei natürlich von den Verhältnissen in den USA aus und zeigen, wie durch die Monopolstellung dieses Staates in bezug auf die Gewinnung des unbrennbaren Heliumgases die USA berufen sind, das Luftschiff zum sichersten Schnellverkehrsmittel über grosse Strecken, insbesondere über die Ozeane zu entwickeln. Die in dem Buche aufgeführten Argumente sind geeignet, den grössten Skeptiker davon zu überzeugen, welche Handels- und Verkehrsbedeutung dem Starr-Luftschiff Zeppelinscher Bauart zur Zeit eigentlich zukommt. Unter normalen Wirtschaftsverhältnissen dürften sich grosszügige Unternehmer diese Gelegenheit zur Schaffung und zum Betrieb eines aussichtsreichen Weltverkehrsunternehmens nicht entgehen lassen. Es scheint nun aber nicht der Zweck des Buches zu sein, auf indirektem Weg etwa Propaganda für die Gründung eines derartigen Privatunternehmens zu machen. Vielmehr soll anscheinend die Öffentlichkeit davon überzeugt werden, dass, auch beim Vorhandensein grosser Schnelldampfer und schneller Ozeanflugzeuge dem Staat die Aufgabe zufällt, den Bau und Betrieb von Starrluftschiffen in Ergänzung dazu zu fördern. Ausserdem gibt das Buch auch dem allgemein interessierten Laien einen Ueberblick über das, was früher schon geleistet wurde und was jetzt zu leisten möglich wäre.

Es wird damit begonnen, dass an die erste Landung des Passagier-Luftschiffes «Graf Zeppelin» im Oktober 1928 in den USA erinnert wird, das ohne Zwischenlandung in einer Fahrt über 6630 englische Meilen 60 Fahrgäste von Mittel-Europa über den Atlantik nach Lakehurst brachte. Zur Begründung der verhältnismässig grossen Sicherheit und Zuverlässigkeit des Verkehrs mit solchen Schiffen wird auf die Leistungen der Z-Luftschiffe «Graf Zeppelin» und «Hindenburg» verwiesen, die ohne jeden Zwischenfall in 650 Fahrten mehr als 20 000 Passagiere befördert haben, wovon 181 Fahrten über den Ozean gingen. Wenn das unter Benutzung des brennbaren Wasserstoffgases als Auftriebsgas möglich war, was für Aussichten in bezug auf Sicherheit verspricht die Verwendung des unbrennbaren Heliumgases! Wenn man früher den hohen Preis des Heliums als hemmend für seine Verwendung als Auftriebsgas für Passagier-Luftschiffe ansah, so wird darauf aufmerksam gemacht, dass dieser von rund 40 \$ für 1000 Kubikfuss vor dem zweiten Weltkrieg nun auf 5 \$ für die gleiche Menge gesunken ist, so dass in den Kosten nicht mehr das geringste Hemmnis für die Benutzung von Helium zu diesem Zweck zu sehen ist, besonders im Hinblick auf den dadurch erreichbaren unvergleichbar hohen Sicherheitsfaktor für den Luftschiffbetrieb.

Es kann natürlich nicht bestritten werden, dass Flugzeuge höhere Geschwindigkeit erreichen als Luftschiffe. Es wird ja aber auch nicht der Ersatz von Flugzeugen durch Luftschiffe propagiert, sondern lediglich nachgewiesen, dass das Luftschiff eine Ergänzung zu den vorhandenen Langstrecken-Verkehrsmitteln darstellt, die nicht überschätzt werden kann. In diesem Zusammenhang wird auf die für das Luftschiff bestehende Möglichkeit des Langstrecken-Verkehrs, z. B. über den Stillen Ozean, ohne Zwischenlandungs- oder Brennstoffergänzungs-Zwang hingewiesen, im Gegensatz zum Flugzeug; und es wird gezeigt, wie durch diese Fähigkeit das Luftschiff hinsichtlich der Gesamt-Reisedauer dem Flugzeug sich überlegen erweisen kann. Im Gegensatz zum Flugzeug besteht für das Luftschiff zur Einhaltung seines Fahrplans in Witterungsumständen kein Hindernis, da sein grosser Aktionsradius ihm immer erlaubt, rechtzeitig abzufahren, denn es kann nötigenfalls einen das Flugzeug hemmenden Sturm umfahren und braucht bei geschickter Navigation dabei nicht einmal unbedingt an Pünktlichkeit einzubüssen.

Durch Verwendung des Luftschiffes als ergänzendes Schnellverkehrsmittel über die Ozeane sei es möglich, den Bau von teuren Luxus-Schnelldampfern zu ersparen, und zwar ohne Beeinträchtigung der Bequemlichkeit für die Fahrgäste und mit geringeren Kosten. So wird nachgewiesen! Dass auf solche Weise die Verkehrsbedichte erhöht werden kann, bedarf keiner besonderen Begründung. Im einzelnen wird gerade die Bequemlichkeit für die Fahrgäste im Luftschiff behandelt und betont, dass keine Gefahr der See- oder Luftkrankheit besteht, ferner festgestellt, dass kein anderes Ver-

¹⁾ Warum? Warum hat Amerika keine starren Luftschiffe? Von F. W. Litchfield und H. Allan. Verlag The Corday + Cross Company, Cleveland, Ohio. Preis \$ 1.50.

²⁾ Vgl. SEZ 1948, Nr. 12, S. 170.