

# Versuche mit einem Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrade

Autor(en): **Stodola, A.**

Objektyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **25/26 (1895)**

Heft 3

PDF erstellt am: **12.07.2024**

Persistenter Link: <https://doi.org/10.5169/seals-19284>

## **Nutzungsbedingungen**

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

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

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

## **Haftungsausschluss**

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

INHALT: Versuche mit einem Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrade. — Die Elasticität von Beton nach den Versuchen von Professor C. Bach. — Zur Zürcher Bahnhoffrage. — Miscellanea: Der internationale Eisenbahnkongress in London, Jungfraubahn. — Konkur-

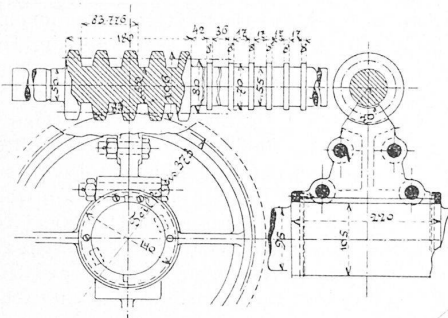
renzen: Erweiterung und Umbau des Rathauses in Basel. Rathausbau in Hannover. Entwürfe von Masten und Wandrossetten. — Nekrologie: † Bundesrat Schenk. — Vereinsnachrichten: Stellenvermittlung.

### Versuche mit einem Schneckengetriebe von hohem Wirkungsgrade.

Prof. A. Stodola in Zürich.

Die Maschinenfabrik Oerlikon verwendet bei elektrischen Antrieben von Hebezeugen, Werkzeugmaschinen etc. seit längerem ein Schneckengetriebe, welches sich hinsichtlich des Wirkungsgrades und der Betriebssicherheit bisher vorzüglich bewährt hat. Bei der Wichtigkeit, die diesem Uebertragungsmechanismus, insbesondere für die Zwecke der Elektrotechnik zukommt, hat der Verfasser einer Einladung der genannten Maschinenfabrik, die ziffernmässige Höhe des Wirkungsgrades durch Bremsversuche festzustellen, mit Vergnügen Folge geleistet.

Fig. 1.



Masstab 1 : 10.

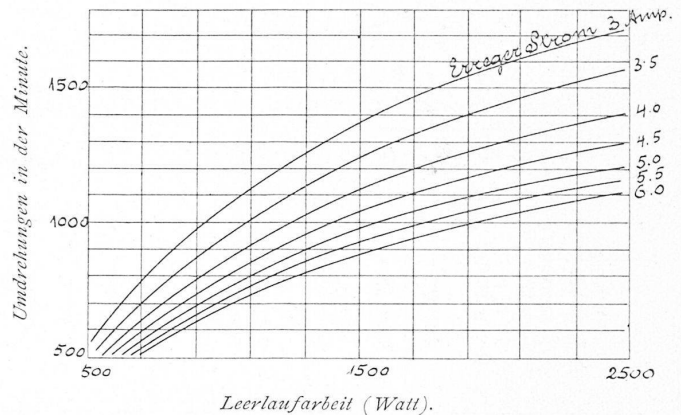
Die Versuchseinrichtung bestand aus der in Fig. 1 dargestellten doppelgängigen Schnecke, deren Welle zur Aufnahme des achsialen Schubes mit mehrfachem Ringlager versehen ist, und dem aus Aluminiumbronze hergestellten 28zähligen Schneckenrad, welches samt Schnecke in einem allseitig geschlossenen Gussgehäuse, vollkommen in Oel getaucht, arbeitet. Die verlängerte Schneckenradwelle war nochmals in zwei Lagern geführt, und trug die fliegende Bremsscheibe nebst einer gewöhnlichen Backenbremse, deren Krafthebel auf eine Decimalwaage drückte. Mit der Schneckenwelle war ein Oerlikoner Nebenschluss-Gleichstrommotor Type *NNA6* gekuppelt und von dem Verteilungsnetz für die elektrischen Krane der Fabrik gespeist. Die dem Motor zugeführte Energie wurde mittelst gewöhnlicher Volt- und Ampère-meter gemessen und die Angaben der letzteren nach dem Versuch durch Vergleichung mit den normalen Aich-Instrumenten der Maschinenfabrik korrigiert.

Um die Geschwindigkeit des Motores innerhalb weiter Grenzen verändern zu können, war in die Nebenschluss-Magnetwicklung ein Regulierwiderstand eingeschaltet, welcher den Erreger-Strom zwischen drei und sechs Amp. zu variieren gestattete. Ausserdem konnte die Klemmenspannung durch Regulierung der Primärmaschine auf jeden Wert zwischen 100 und 170 Volt gebracht werden. Da ein Stillstellen aller elektrischen Krane der Fabrik nicht zulässig war, beschränkte man die Dauer jedes Einzelversuches auf 1 Minute, wobei von zwei Beobachtern alle 5 Sekunden die Spannung und die Stromstärke notiert, von einem dritten mittelst Tourenzählers die Umdrehungszahl ermittelt wurde, während ein vierter die Bremse zu regulieren hatte. Es gelang auf diese Weise vielfach, die Beobachtung gerade zur Zeit eines ausgezeichneten Beharrungszustandes vorzunehmen, während umgekehrt eine grosse Zahl von Versuchen wegen zu starker Schwankung des Stromes oder der Spannung eliminiert werden mussten.

Eine nachher vorgenommene Bremsung des Motors allein konnte nicht zu Ende geführt werden, und es erfolgte

deshalb die Berechnung des Wirkungsgrades direkt aus den elektrischen Daten. Zu diesem Behufe stellte die Maschinenfabrik eine Tabelle der Leerlaufarbeiten des Motors zur Verfügung, welche der Verfasser einigen Stichproben unterwarf, die befriedigende Uebereinstimmung ergaben. Die in Fig. 2 reproduzierte graphische Darstellung der Tabelle gestattet das Ablesen der Leerlaufarbeit, inklusive Erregerstromwärme, als Funktion der Umdrehungszahl und der Erregung.

Fig. 2.



Wenn man annimmt, dass diese Verluste durch den im Betriebe auftretenden Ankerstrom nur unwesentlich alteriert werden, gestaltet sich die Berechnung des Wirkungsgrades wie folgt:

Es bezeichne

- $J$  den Totalstrom
- $J_a$  den Ankerstrom
- $J_s$  den Erregerstrom
- $P$  die Klemmenspannung
- $w_a$  den Ankerwiderstand
- $w_s$  den Spulenwiderstand
- $w_r$  den Regulierwiderstand

dann ist  $J = J_a + J_s$ , und  $P = J_s (w_s + w_r)$ ,

hieraus  $w_r = \frac{P}{J_s} - w_s$ ,

und der im Regulierwiderstand verlorene Effekt =  $J_s^2 w_r$ ; mithin wird dem Motor zugeführt bloss die Leistung

$$L_n = JP - J_s^2 w_r.$$

Von dieser Leistung geht verloren die Leerlaufarbeit, d. h. die Verluste durch Reibung, Luftwiderstand, Hysteresis, Wirbelströme, Erregerstromwärme, =  $L_o$ , und die Ankerstromwärme  $J_a^2 w_a$ ; es bleibt demnach an der Motorwelle verfügbar

$$L_m = JP - J_s^2 w_r - J_a^2 w_a - L_o$$

und der Wirkungsgrad des Motors wird

$$\eta_m = \frac{L_m}{L_n}$$

Um das Güteverhältnis der Schnecke zu finden, müssen wir zu der Brutto-Bremsleistung  $L'_b$  die Reibungsarbeit  $L_r$ , welche durch das Gewicht der Bremsscheibe und des Hebels in den Lagern verursacht wurde, addieren. Es wird

$$L_r = (G - B) \mu \frac{\pi s n'}{30} 9,81 \text{ in Watt, wobei}$$

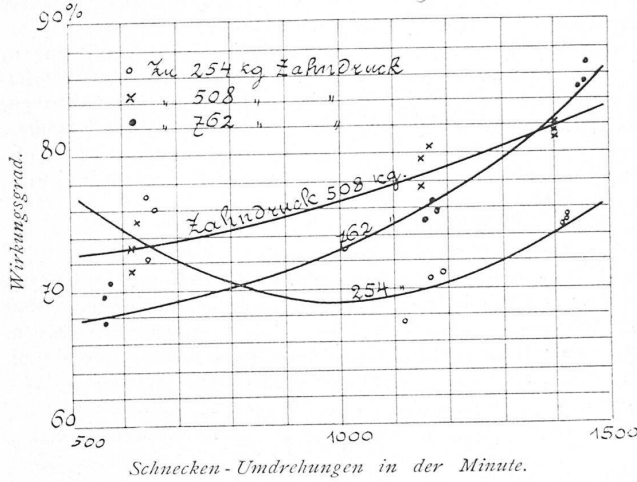
- $s = 0,045 m$  den Radius der Welle,
- $n'$  die minütliche Umdrehungszahl der Radwelle,
- $\mu = 0,02$  den Reibungskoeffizienten,
- $G = 350 kg$  das Gewicht von Scheibe und Hebel,
- $B$  die Bremskraft, bedeuten.

Die effektive Bremsleistung ist dann  $L_b = L'_b + L_r$  und der effektive Wirkungsgrad

$$\eta_s = \frac{L_m}{L_b}$$

Die Länge des Bremshebels betrug 1905 mm. Die Maschinenfabrik gab an  $w_a = 0,0152 \Omega$ ,  $w_s = 14,5 \Omega$ . Sämtliche beobachteten Grössen, sowie die gerechneten Resultate sind in der nachstehenden Tabelle zusammengefasst und in Fig. 3 graphisch dargestellt.

Fig. 3.



Nr.	Bremshlastung am Radius 1905 mm	Umdrehungszahl der Schnecke	Klemmenspannung	Total-Strom	Erreger-Strom	Brutto-Bremseleistung	Effektive Bremseleistung	Verlust im Regulier-Widerstand	Anker-Stromwärme	Leertlaufarbeit	Motor-Wirkungsgrad	Schnecken-Wirkungsgrad
Q	n	P	J	J <sub>s</sub>	N <sub>e</sub>	L <sub>b</sub>	J <sub>s</sub> <sup>2</sup> w <sub>r</sub>	J <sub>a</sub> <sup>2</sup> w <sub>a</sub>	L <sub>o</sub>	η <sub>m</sub>	η <sub>s</sub>	
kg	p. Min.	Volt	Amp.	Amp.	PS	Watt	Watt	Watt	Watt	Procente		
1	25	644	100,4	39,2	5,8	3,057	2264	94	17	880	76,5	77,0
2	25	658	100,4	40,5	5,8	3,123	2313	94	18	910	76,6	76,0
3	25	644	101,6	40,7	5,8	3,057	2264	101	18	880	77,8	72,2
4	50	616	95,8	71,6	5,4	5,848	4317	93	66	800	87,2	73,2
5	50	616	96,1	72,8	5,4	5,848	4317	96	69	800	87,4	71,6
6	50	630	96,3	71,2	5,4	5,980	4415	96	66	840	86,6	75,3
7	75	574	90,0	105,8	5,7	8,171	6031	41	152	760	90,4	70,4
8	75	560	89,9	105,2	5,7	7,972	5884	41	150	740	92,1	67,8
9	75	560	89,4	104,7	5,7	7,972	5884	39	149	740	90,4	69,8
10	25	1120	151,4	51,7	4,1	5,316	3937	398	44	1540	78,7	67,4
11	25	1169	151,7	51,5	3,9	5,548	4110	371	44	1580	78,2	70,7
12	25	1190	151,6	52,4	3,9	5,649	4183	371	36	1650	77,8	71,1
13	50	1176	149,2	83,7	4,2	11,160	8241	370	96	1760	84,7	80,4
14	50	1148	147,6	82,5	4,1	10,89	8046	361	93	1620	85,6	79,6
15	50	1148	148,1	84,2	4,1	10,89	8046	363	97	1620	85,8	77,5
16	75	1162	139,0	132,0	3,8	16,54	12210	319	250	1500	89,9	75,0
17	75	1183	137,9	134,2	3,8	16,84	12430	290	258	1560	90,0	75,8
18	75	1176	139,3	131,4	3,8	16,74	12357	288	247	1555	90,0	76,2
19	25	1428	165,9	56,2	3,7	6,777	5010	415	42	2170	75,2	74,9
20	25	1428	166,1	56,0	3,7	6,777	5010	416	41	2170	75,1	75,1
21	25	1421	165,9	56,0	3,7	6,744	4995	415	41	2150	75,3	74,7
22	50	1400	152,6	93,6	3,5	13,29	9812	356	118	1900	85,5	82,2
23	50	1400	152,7	94,3	3,5	13,29	9812	356	125	1900	85,6	81,7
24	50	1400	152,9	94,6	3,5	13,29	9812	358	126	1900	85,7	81,2
25	75	1442	150,0	136,5	3,5	20,43	15150	348	269	2010	88,7	84,9
26	75	1442	149,3	136,8	3,5	20,43	15150	345	270	2010	88,9	85,1
27	75	1456	149,6	136,0	3,5	20,72	15280	345	271	2100	88,1	86,7

Wie aus dieser Zusammenstellung hervorgeht, variierte der Gütegrad je nach der Belastung und der Geschwindigkeit des Getriebes zwischen den Grenzen 68 bis 87%. Der höhere dieser beiden Werte entspricht rechnerisch einem Reibungskoeffizienten von rund 0,02, wie leicht nachgewiesen werden kann. Denken wir uns beispielsweise die Schnecke zunächst als flachgängige Schraube und nehmen wir die nach der Schneckenachse gerichtete Komponente des normalen Zahndruckes = 750 kg an, so werden bei 18° 25' Steigungswinkel der Zahndruck selbst = 790 kg, die Zahn-

reibung 15,8 kg, deren Komponenten 5, bzw. 15 kg. Im ganzen wirken am Zahne nach der Schneckenachse 745 kg tangential 265 kg, und diese Kräfte erzeugen an der Radwelle als Hals- und Spurzapfenreibung ein Moment von 103 kg cm. Es kann somit ein Lastmoment von 745 × 18,65 - 103 = rund 13800 kg cm angehoben werden. In den Halslagern der Schneckenwelle entstehen Drücke von je etwa 150 kg, so dass (im Hinblick auf die der Figur zu entnehmenden Reibungsradien) auf die Schnecke ein Moment von 265 × 4 + 0,02 (2 × 150 × 2,625 + 745 × 3,125) = rund 1123 kg cm einwirken muss. Da wir eine 14fache Uebersetzung haben, ergibt sich ein Wirkungsgrad von 13800 : 14 × 1123 = 87,8%. Beachtet man auch die Neigung der Zahnflankennormale, so ergibt sich auf umständlicherem Wege ein Gütegrad von etwas über 87%.

Die Werte des Gütegrades, die gleich grossen Zahndrücken entsprechen, sind in der Figur 3 durch Kurven verbunden und zeigen, dass bei 500-760 kg Umfangskraft der Wirkungsgrad in erheblichem Masse mit der Geschwindigkeit steigt. Bei 254 kg Umfangskraft zeigt sich anfänglich eine Abnahme, auch fällt es auf, dass bei kleineren Geschwindigkeiten der Gütegrad für die Vollbelastung kleiner ist als der für 2/3 Belastung. Diese Umstände hängen zweifellos mit dem Einfluss der Temperatur zusammen, welcher nicht eliminiert werden konnte. Man liess die Temperatur jedesmal bis etwa 60° C steigen, um sie dann durch Zusatz von frischem Oel auf etwa 30° zu reduzieren, und diese Schwankungen mussten die Schmierfähigkeit des sehr dickflüssigen Oeles stark beeinflussen. Die entwickelte Wärmemenge ist bei grossen Leistungen beträchtlich; sie beträgt bei einer Uebertragung von 20 PS etwa 1600 Kalorien pro Stunde, und würde bei einer Dauerleistung von dieser Grösse wohl eine ansehnliche Temperaturdifferenz erheischen, um an stagnierende Luft abgegeben werden zu können. Bekanntlich spielt hier die Intensität des Luftwechsels (z. B. Tramway-Motoren) eine wichtige Rolle. Es muss der Erfahrung überlassen bleiben, die auf die Dauer zulässige Höhe der Erwärmung, bzw. die Leistung zu ermitteln, die einem Getriebe von gegebener Grösse zugemutet werden darf. Wegen Zeitmangel konnten die Versuche nicht auf diese Fragen ausgedehnt werden, hingegen geht aus ihnen unzweifelhaft hervor, dass ein Schneckengetriebe, wenn tadellos ausgeführt, auch bei der hier verwendeten relativ kleinen Steigung, ausgezeichnete, bis an 90% reichende Nutzeffekte liefert. In Wirklichkeit muss der Wirkungsgrad sogar 90% überschritten haben, da ein Teil des Gusskasten-Gewichtes von der Welle getragen wurde, mithin noch ein fernerer, nicht dem Triebe als solchem zur Last fallender Betrag an Reibungsarbeit zur Nutzleistung zu addieren wäre.

### Die Elasticität von Beton nach den Versuchen von Professor C. Bach.

Die immer ausgedehntere Verwendung von Beton zu Baukonstruktionszwecken insbesondere in Verbindung mit Eisen haben schon öfters das Bedürfnis nach der Kenntnis seiner Elasticität erweckt, d. h. des Verhältnisses zwischen Beanspruchung oder Spannung und Zusammendrückung bzw. Ausdehnung. Die Versuche von Herrn Prof. C. Bach über das bezügliche Verhalten von Beton bei Beanspruchung auf Druck, welche in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure vom 27. April ds. J. ausführlich beschrieben sind, haben daher einen grossen Wert.

Diese Versuche wurden mit Cylindern von etwa 25 cm Durchmesser, etwa 500 cm<sup>2</sup> Querschnitt und 75 cm Messlänge aus verschiedenen Sorten von Beton im Alter von 2 1/2 bis 3 Monaten ausgeführt. Die Zusammendrückungen wurden jeweilen für folgende Pressungen gemessen:

4000 kg	oder	σ = 8 kg per cm <sup>2</sup>
8000 "	"	" = 16 " " "
12000 "	"	" = 24 " " "
16000 "	"	" = 32 " " "
20000 "	"	" = 40 " " "