



Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305731

616<sup>xx</sup>



# Untersuchung des Auslaufweges elektrischer Aufzüge.

Von

**Hugo Stahl.**

---

Von der

**Königl. Technischen Hochschule zu Stuttgart**

zur

**Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs**

genehmigte

**Dissertation.**

*F. Nr. 26 837*



**Referent: Oberbaurat Professor Dr.-Ing. Ad. Ernst.**

**Korreferent: Professor E. Veesenmeyer.**

---

**Berlin 1904.**

\* Buchdruckerei A. W. Schade, Berlin N., Schulzendorfer Str. 26.

xx  
616

Die vorliegende Abhandlung haben wir nach der Richtung hin geprüft, ob sie die Befähigung des Verfassers zum selbständigen wissenschaftlichen Arbeiten auf technischem Gebiet dartut (§ 1 Ziff. 3 der Promotionsordnung). Die eingehende Beurteilung ist beim Rektorat der Technischen Hochschule niedergelegt.

Referent: **Ad. Ernst.**

Korreferent: **E. Veesenmeyer.**

BIBLIOTHEK DER TECHNISCHEN HOCHSCHULE  
KARLSRUHE

III 33146

Akc. Nr. 2802/49

## Inhaltsverzeichnis.

	Seite
Einleitung . . . . .	5
A) Gleichung des Auslaufweges.	
a) Entwicklung der Gleichung . . . . .	6
b) Folgerungen . . . . .	9
B) Verzögerungsmessungen.	
a) Allgemeines . . . . .	10
b) Die Versuchseinrichtung . . . . .	11
c) Messungen an einem elektrischen Personenaufzug . . . . .	12
C) Bremse von unveränderlicher Wirkung . . . . .	19
D) Bestimmung der umlaufenden Massen.	
a) Das Verfahren . . . . .	21
b) Die Versuchseinrichtung und die Versuche . . . . .	23
c) Berechnung der Versuchswerte . . . . .	31
E) Versuche an einem Personenaufzug . . . . .	34
F) Schlußfolgerungen . . . . .	44

---



## Einleitung.

Die beim Anhalten von elektrischen Aufzügen eintretenden Verhältnisse sind bisher in der Literatur nicht näher erörtert worden. In den »Hebezeugen« von Ad. Ernst wird zwar an verschiedenen Stellen auf die Schwierigkeiten hingewiesen, die dem genauen Anhalten bei höheren Fahrgeschwindigkeiten entgegenstehen, und namentlich auf die Beanspruchungen aufmerksam gemacht, denen bei scharfem Abbremsen die Getriebeteile ausgesetzt sind; jedoch scheint eine eingehende Untersuchung mit Messung von Auslaufzeiten ausgeführter Aufzüge noch nicht vorgenommen worden zu sein. Es ist der Zweck dieser Abhandlung, an Hand von Versuchsergebnissen Aufschluß zu gewinnen über den Bremsvorgang und so weit als möglich eine Grundlage zu schaffen für die Berechnung der Beanspruchungen und der Größe des Auslaufweges selbst.

Aufzüge sollen bei jeder Belastung möglichst genau im Stockwerk anhalten. Dieser Forderung steht der Umstand gegenüber, daß bei Auf- oder Abwärtsfahrt die an der Nutzlast im Auslauf zu leistende oder von ihr geleistete Arbeit den Bremsweg verkleinert oder vergrößert, ferner daß eine Bremse von gleichbleibendem Anpressungsdruck schon beim Vernichten der je nach Nutzlast verschiedenen lebendigen Kraft der bewegten Massen notwendig ungleiche Auslaufwege ergeben muß. Im Betrieb wird dieser Vorgang noch wesentlich verwickelt durch wechselnde Einfüsse von noch näher festzustellender Größe, wie z. B. die mit der Belastung etwas veränderliche Umlaufzahl des Motors, die Seildehnung, das auf Fahrstuhl und Gegengewicht je nach Fahrstuhlstellung sich verschieden verteilende Seilgewicht, den mit der Nutzlast sich ändernden Wirkungsgrad der Anlage, wozu noch zufällige Ungleichheiten der Führungsreibung, Spannungsschwankungen im Netz u. dergl. kommen.

Am wichtigsten ist genaues Anhalten für Warenaufzüge, besonders wenn der Fahrstuhl mit Wagen befahren werden soll. Es handelt sich aber dabei meist um kleine Geschwindigkeiten von etwa 0,3 m/sk, selten 0,5 m/sk, bei denen sich die Unterschiede im Anhalten ohne besondere Hilfsmittel in zulässigen Grenzen halten lassen.

Bei Personenaufzügen, für welche schnellere Fahrt verlangt wird, ist eine kleine Ungenauigkeit in der Fahrstuhlstellung viel eher zulässig. Mit Rücksicht auf den weiteren Umstand, daß der Warenaufzug in der Regel mit selbsttätiger Abstellung ausgestattet ist, der Personenaufzug dagegen bei Seilsteuerung vom Führer angehalten wird, der bei einiger Uebung auf die Unterschiede ausgleichend einwirken kann, wäre zunächst zu erwarten, daß auch bei hoher Geschwindigkeit ein befriedigendes Anhalten ohne weitere Vorrichtungen zu erreichen ist. Mit der Geschwindigkeit wächst aber für den Führer auch die Schwierigkeit, das Steuerseil oder die Kurbel im richtigen Augenblick zu bedienen, und eine geringe Verspätung hat sofort schlechtes Anhalten zur Folge.

Aus diesem Grunde und zugleich in dem Bestreben, einen sanften Auslauf zu erzielen, gibt man dem Führer die Möglichkeit, die Umlaufzahl des Motors vor dem Abstellen herabzusetzen. Seit nun die Druckknopfsteuerungen den Führer in den meisten Fällen überflüssig gemacht haben und der Ausschalter des schnellfahrenden Personenaufzugs, gerade wie die Stockwerkeinstellung oder das Steuergestänge eines langsam fahrenden Warenaufzugs mit Seilsteuerung, den Ausschaltvorgang immer genau im gleichen Augenblick einleitet, fällt der in der Person des Führers liegende Grund zur Anwendung einer Geschwindigkeitsverminderung weg, und man hat es nur noch mit den Unterschieden im eigentlichen Auslaufweg zu tun.

Von den Faktoren: Bremskraft, Geschwindigkeit und Masse, die den Bremsweg bestimmen, sind bis jetzt nur die beiden ersten zur Verminderung der Auslaufunterschiede herangezogen worden. Die Bremskraft wird man zur Verkleinerung des Auslaufwegs und daraus folgender Verringerung der Unterschiede stets so weit steigern, als es die Beanspruchung der Maschinenteile durch die Trägheitskräfte und die Rücksicht auf die unangenehme Stoßempfindung der Fahrgäste bei plötzlichem Anhalten gestattet. Der Gedanke, etwa durch veränderliche Bremskraft einen gleichbleibenden Auslaufweg bei verschiedener Belastung zu erzielen, erweist sich bei näherer Prüfung als praktisch unausführbar.

Die Geschwindigkeitsverminderung ist durch Konstruktion selbsttätiger Einrichtungen in genau denselben Anwendungsgrenzen von der Seilsteuerung auch auf die Knopfsteuerung übertragen worden. Diese Vorrichtungen machen aber die Maschine teurer und jedenfalls weniger betriebsicher, so daß es gerechtfertigt erscheint, sich vorher bei dem dritten Faktor, der Masse, umzusehen, ob nicht hier eine Besserung auf einfache Weise zu erreichen ist.

Zu diesem Zweck empfiehlt es sich, zuerst eine zusammenfassende Beziehung der den Auslaufweg bestimmenden Einflüsse aufzustellen.

## A) Gleichung des Auslaufweges.

### a) Entwicklung der Gleichung.

Die Geschwindigkeit und die Wirkungsgrade seien vorläufig für alle Belastungen als unveränderlich angenommen. Die Bremskraft wird über die ganze Auslaufzeit gleichbleibend vorausgesetzt. Seilgewicht und Seildehnung werden vernachlässigt.

Es bedeute, mit Beziehung auf Fig. 1 und unter Voraussetzung der üblichen Windenbauart mit Schneckengetriebe und an der Trommel angreifendem Gegengewicht:

- $F$  das Gewicht des Fahrstuhles in kg,
- $G$  das Gewicht des Gegengewichtes in kg,
- $Q$  das Gewicht der Nutzlast in kg,
- $M_1$  die Masse von Schneckenrad, Trommel, Seil und Seilrollen, auf den Trommelumfang bezogen,
- $M_2$  die Masse des Motorankers, der Kupplung (zugleich Bremsscheibe) und der Schnecke, auf den Kupplungsumfang bezogen,
- $P$  die Bremskraft am Kupplungsumfang in kg,
- $u$  das Verhältnis von Kupplungsumfangsgeschwindigkeit zur Fahrstuhlgeschwindigkeit,
- $\eta_0$  bzw.  $\eta_0'$  den Wirkungsgrad des Schneckengetriebes und etwa vorhandener Zahnradübersetzungen,

$\eta_1$  bzw.  $\eta_1'$  den Wirkungsgrad aller Seilrollen, einschl. der Trommel,  
 $v$  die Fahrstuhlgeschwindigkeit in m/sk,  
 $s$  den Bremsweg in m,  
 $p$  die Verzögerung des Fahrstuhles in m/sk während der Bremszeit,  
 $g$  die Fallbeschleunigung = 9,81 m,  
 $R$  die Fahrstuhlreibung in kg, die auch die kleinere Gegengewichts-  
 reibung enthalten soll.

Der Grund für die Verwendung von zweierlei Bezeichnungen  $\eta_0, \eta_0', \eta_1, \eta_1'$  für die Wirkungsgrade ist folgender: Es kommen in den nachfolgenden Betrachtungen Fälle vor, in denen aus der Summe der Einflüsse von Fahrstuhl-, Nutzlast, Gegengewicht und Trägheitskräften während des Auslaufes eine auf die

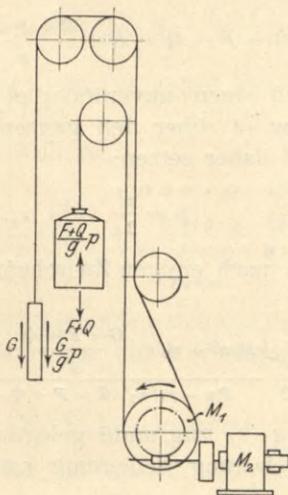


Fig. 1.

Trommel wirkende äußere Antriebskraft entsteht. Nun läßt sich aber nicht ohne weiteres feststellen, in welcher Größe sich die von diesem Antrieb am Trommelumfang geleistete Arbeit bis zur Schneckenwelle fortpflanzt. Bezeichnet man nämlich diese Arbeit mit  $A$ , mit  $\eta$  den Wirkungsgrad der Winde, wie er in üblicher Weise für das Heben einer Last bestimmt wird aus dem Verhältnis der Nutzarbeit zur verbrauchten Arbeit, so ist die im Auslauf auf die Schneckenwelle zurückwirkende äußere Antriebsarbeit nicht  $\eta A$ , denn diese Rechnungsweise würde auch bei beliebig kleinem  $\eta$  nicht auf den Begriff der Selbsthemmung des Getriebes führen. Es ist vielmehr für diese Fälle des äußeren Antriebes ein Wert  $\eta'$  einzuführen, der nur durch Versuche ermittelt werden kann.

In diesem Sinne sind also die Bezeichnungen  $\eta_0'$  und  $\eta_1'$  für die Einzelwirkungsgrade aufzufassen.

Läßt man Motor, Kupplung und Schnecke zunächst außer Betracht und bringt am ganzen übrigen System nach dem d'Alembertschen Prinzip die Trägheitskräfte an, wie Fig. 1 zeigt, so erhält man bei Auffahrt des leicht belasteten Fahrstuhles und überwiegendem Gegengewicht im Auslauf eine Umfangskraft an der Trommel von der Größe

$$\eta_1' \left[ \left( G + \frac{G}{g} p \right) - \left( F + Q + R - \frac{F + Q}{g} p \right) \right] + M_1 p \quad \dots \quad (1).$$

Diese Beziehung gilt so lange, wie der gesamte Klammerausdruck positiv ist, d. h. eine vom Seilzug herrührende, am Trommelumfang im Sinne des

niedergehenden Gegengewichtes wirkende äußere Antriebkraft darstellt. Wird mit wachsender Nutzlast  $Q$  der Wert der Klammer negativ, so erfordert auf dem ganzen Bremsweg die Fahrstuhlbewegung noch eine vom Schneckengetriebe zu leistende Antriebkraft von der Größe

$$\frac{1}{\eta_1} \left[ \left( F + Q + R - \frac{F + Q}{g} p \right) - \left( G + \frac{G}{g} p \right) \right] - M_1 p \dots (2).$$

Zieht man jetzt auch noch die Massen  $M_2$  mit in Betracht und bezieht die Trommelumfangskraft auf den Brems Scheibenumfang, so stellt die dort sich ergebende Kraft die Bremskraft dar. Sie bestimmt sich unter den für Gleichung (1) angenommenen Verhältnissen und unter Berücksichtigung des Umstandes, daß die Verzögerung der Masse  $M_2$  den Wert  $pu$  besitzt, zu

$$P = M_2 pu + \frac{\eta_0'}{u} \left[ \left( G - F - Q - R + \frac{G + F + Q}{g} p \right) \eta_1' + M_1 p \right] \dots (3).$$

Die Verzögerung  $p$  muß einen unveränderlichen Wert haben, weil alle übrigen Werte der Gleichung (3) über den ganzen Bremsweg unveränderlich vorausgesetzt sind; man darf daher setzen:

$$p = \frac{v^2}{2s} \dots (4),$$

womit sich aus Gleichung (3) nach einigen Zwischenrechnungen der Auslaufweg ermitteln läßt als:

$$s = \frac{v^2}{2} \frac{\left( M_2 u^2 + \eta_0' \eta_1' \frac{G + F + Q}{g} + \eta_0' M_1 \right)}{Pu - \eta_0' \eta_1' (G - F - Q - R)} \dots (5).$$

Für den der Gleichung (2) zugrunde gelegten Belastungsfall, der praktisch natürlich nur für Vollbelastung Bedeutung hat, ergibt sich eine Bremskraft von

$$P = M_2 pu - \frac{1}{u \eta_0'} \left[ \left( F + Q + R - G - \frac{G + F + Q}{g} p \right) \frac{1}{\eta_1} - M_1 p \right] \dots (6).$$

Hieraus folgt mit Hülfe von Gleichung (4) schließlich:

$$s = \frac{v^2}{2} \frac{\left( M_2 u^2 + \frac{G + F + Q}{\eta_0 \eta_1 g} + \frac{M_1}{\eta_0} \right)}{Pu + \frac{F + Q + R - G}{\eta_0 \eta_1}} \dots (7).$$

Es ist noch zu bemerken, daß Gleichung (6) nur richtig ist unter der Voraussetzung, daß der ganze Ausdruck (2) positiv ist. Wird nämlich der Klammerausdruck zwar positiv, aber absolut genommen kleiner als  $M_1 p$ , so stellt (2) eine von außen auf das Schneckenrad wirkende Kraft dar, und es ist folglich in Gleichung (6)  $\eta_0$  im Nenner durch  $\eta_0'$  im Zähler zu ersetzen. Da aber praktisch hauptsächlich die Auslaufwege bei leerem und vollbelastetem Fahrstuhl von Bedeutung sind, so soll dieser weniger wichtige Fall zur Vereinfachung der Sache außer Betracht bleiben.

Es sind nun noch entsprechende Beziehungen für die Abwärtsfahrt des Fahrstuhles aufzustellen.

Bei Vollbelastung ergibt sich eine Trommelumfangskraft von

$$\eta_1' \left[ \left( F + Q - R + \frac{F + Q}{g} p \right) - \left( G - \frac{G}{g} p \right) \right] + M_1 p \dots (8).$$

Der Ausdruck gilt, so lange die Klammer positiv ist, und liefert unter dieser Voraussetzung eine Bremskraft

$$P = M_2 p u + \frac{\eta_0'}{u} \left[ (F + Q - R - G + \frac{G + F + Q}{g} p) \eta_1' + M_1 p \right]. \quad (9),$$

aus der man erhält:

$$s = \frac{v^2}{2} \frac{M_2 u^2 + \eta_0' \eta_1 \frac{G + F + Q}{g} + \eta_0' M_1}{P u - \eta_0' \eta_1' (F + Q - R - G)} \quad (10).$$

Bei Abwärtsfahrt mit geringer Last ist die Trommelumfangskraft:

$$\frac{1}{\eta_1} \left[ \left( G - \frac{G}{g} p \right) - \left( F + Q - R + \frac{F + Q}{g} p \right) \right] - M_1 p \quad (11)$$

und damit die Bremskraft

$$P = M_2 p u - \frac{1}{u \eta_0} \left[ \left( G - F - Q + R - \frac{G + F + Q}{g} p \right) \frac{1}{\eta_1} - M_1 p \right] \quad (12).$$

Diese Gleichung gilt nur, wenn der ganze Ausdruck (11) positiv ist. (Siehe die Bemerkung zu Gleichung (6).)

Der Bremsweg ermittelt sich zu:

$$s = \frac{v^2}{2} \cdot \frac{\left( M_2 u^2 + \frac{G + F + Q}{\eta_0 \eta_1 g} + \frac{M_1'}{\eta_0} \right)}{P u + \frac{G - F - Q + R}{\eta_0 \eta_1}} \quad (13).$$

Wie zu erwarten war, unterscheiden sich die Beziehungen für die Abwärtsfahrt von denen für die Auffahrt nur durch Vertauschung von  $F + Q$  mit  $G$ .

### b) Folgerungen.

Aus den Beziehungen für die Auslaufwege lassen sich einige wertvolle Schlüsse ziehen.

Zunächst ist ersichtlich, daß der Bremsweg natürlich mit dem Quadrat der Fahrgeschwindigkeit wächst. Es nehmen damit auch die Unterschiede im Anhalten sehr rasch zu.

Außer  $Q$  sind alle Werte vorläufig unveränderlich vorausgesetzt, folglich wird eine Steigerung der nicht mit  $Q$  behafteten Glieder die Auslaufunterschiede verringern. Bei den Werten  $F$  und  $G$  kann eine Vergrößerung nicht in Betracht kommen, man wird sie aus praktischen Gründen stets so klein wie möglich halten. Ein größeres  $M_1$  steigert den Auslaufweg, verlangt also auch eine Zunahme der Bremskraft; es wirkt dann, wie die Durchrechnung von Zahlenbeispielen zeigt, etwas verkleinernd auf die Unterschiede ein. Die für die Schonung der Seile so wichtige Wahl großer Rollen- und Trommeldurchmesser kommt also auch dem Anhalten zu gut, allerdings in praktisch nur unbedeutendem Maße. Zunehmendes  $M_2$  bedingt zur Verhütung wachsender Auslaufwege ebenfalls eine Steigerung der Bremskraft und führt dann eine Verminderung der Unterschiede herbei. Die gleichen Verhältnisse treffen bei  $u$  zu, und es empfehlen sich demnach schnelllaufende Motoren, die außerdem noch den Vorzug der Billigkeit haben, und die Anbringung von Schwungmassen auf der Schneckenwelle. Inwieweit diese Maßnahmen begrenzt werden durch die nötige Vergrößerung der Bremskraft und den Aufwand an Beschleunigungsarbeit im Anlauf, soll später erörtert werden. Es ist ferner zu beachten, daß schnelllaufende Motoren an und für sich geringere unlaufende Massen haben; dieser Mangel kann aber leicht ausgeglichen werden durch die ohnehin schon in Aussicht genommenen besonderen Schwungmassen.

Der Einfluß niedriger Wirkungsgrade  $\eta_0$ ,  $\eta_0'$ ,  $\eta_1$  und  $\eta_1'$  kommt, wie sich an Zahlenbeispielen zeigen läßt, einer bedeutenden Unterstützung der Bremskraft gleich. Ersetzt man aber diesen Einfluß unter Annahme hoher Wirkungsgrade durch entsprechende Steigerung von  $P$ , so zeigt sich für die praktisch vorkommenden Verhältnisse in Beziehung auf die Anhaltunterschiede keine nennenswerte Aenderung. Da auch der günstige Einfluß eines niedrigen  $\eta_0$  bzw.  $\eta_0'$  in Verbindung mit  $M_1$  praktisch geringfügig ist, so liegt, entgegen weit verbreiteten Anschauungen, kein Grund gegen die Verwendung hoher Wirkungsgrade vor, soweit noch die praktisch wünschenswerte Selbsthemmung des Schneckengetriebes im Ruhezustand erhalten bleibt.

Diese allgemeinen Betrachtungen müssen noch geprüft werden an Zahlen, die den Verhältnissen an ausgeführten Anlagen entsprechen. Zu diesem Zweck sind zuerst genauere Untersuchungen anzustellen über einige Werte, deren gründliche Kenntnis vorläufig fehlt.

Bekannt sind  $F$ ,  $G$ ,  $Q$ ,  $u$ .  $\eta_1$  und  $\eta_1'$  lassen sich mit genügender Genauigkeit annehmen, da wesentliche Veränderungen während der Auslaufzeit unwahrscheinlich sind. Dagegen macht die Annahme von  $\eta_0$  und  $\eta_0'$  bei den eigenartigen Verhältnissen während des Bremsens Schwierigkeiten; durch Versuche ist klarzulegen, ob eine bedeutende Aenderung dieser Wirkungsgrade mit abnehmender Geschwindigkeit eintritt.

$M_1$  läßt sich mit ziemlicher Annäherung bestimmen, dagegen wird namentlich die Berechnung der Masse des Motorankers bei der Bestimmung von  $M_2$  unsicher, so daß in Anbetracht des großen Einflusses, den dieser Wert durch seine Verbindung mit  $u^2$  gewinnt, eine genauere Festlegung durch Versuchsmessungen wünschenswert erscheint.

Ferner ist durch Messungen zu ermitteln, welche Verzögerung  $p$  noch zulässig ist mit Rücksicht auf die unangenehmen Empfindungen der Fahrgäste bei schroffem Anhalten, bzw. ob diese Grenze nicht schon vorher durch die entstehenden Materialanstrengungen gezogen ist.

Die Bremse der Versuchsmaschine ist möglichst so zu gestalten, daß ihre Wirkung während der Dauer der Auslaufzeit keinerlei Aenderung erfährt, damit Schlüsse gezogen werden können auf die Veränderlichkeit anderer Werte.

Die schon in der Einleitung erwähnten wechselnden Nebeneinflüsse steigern die Schwierigkeiten bei der Arbeit in dem ohnehin nicht einfachen Versuchsgebiet, das ein im Betrieb befindlicher elektrischer Aufzug darstellt, ganz außerordentlich. Dabei ist noch zu beachten, daß es einen wesentlichen Unterschied bedeutet, ob man in der Ruhe eines mit allen Hilfsmitteln ausgestatteten Laboratoriums ununterbrochen seine Gedanken verfolgen kann, oder ob der mitten im Geschäftsleben stehende Ingenieur sich in langen Zwischenräumen einige Stunden zu erübrigen sucht, um an den meist nur kurze Zeit zur Verfügung stehenden Maschinen Ergebnisse mit der für die Praxis gerade genügenden Genauigkeit zu ermitteln. Unter letzterem Gesichtspunkt müssen die im folgenden beschriebenen Versuche betrachtet werden.

## B) Verzögerungsmessungen.

### a) Allgemeines.

Zur Bestimmung der in der Anlauf- und Auslaufzeit des Fahrstuhls auftretenden Beschleunigungen und Verzögerungen bieten sich zwei Wege dar.

Das erste Verfahren beruht auf einer Kraftmessung und gründet sich auf die Beziehung

$$K = mp,$$

wobei  $m$  eine Masse,  $p$  die Beschleunigung oder Verzögerung und  $K$  die entsprechende Trägheitskraft bedeutet. Bringt man also im Fahrstuhl, wie in Fig. 2 angedeutet ist, eine geeichte Feder  $a$  an und belastet sie mit einem bekannten Gewicht  $b$ , so werden sich im Anlauf und Auslauf an der Skala  $c$  Aus-

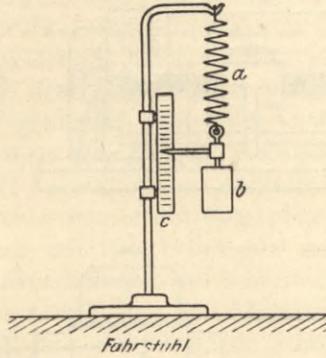


Fig. 2.

schläge beobachten lassen, die den Trägheitskräften entsprechen. Bei der rasch vor sich gehenden Bremsung könnte es sich aber höchstens um Ableseung des größten Ausschlags handeln. Wollte man die ganze Bewegung in Abhängigkeit von der Zeit aufzeichnen, so wäre an Stelle des Zeigers ein Schreibstift zu setzen, und statt der Skala ein stehender, mit Papier bezogener Zylinder anzubringen, der sich mit gleichförmiger Geschwindigkeit dreht. Die Drehung könnte durch einen, etwa an die Fahrstuhlbeleuchtung anzuschließenden kleinen Nebenschlußmotor erfolgen.

Dieses Verfahren scheidet an den Schwingungen, in die das Gewicht gerät, und sogar die Beobachtung des größten Ausschlags allein wird unzuverlässig durch den Einfluß der lebendigen Kraft bei der Gewichtsbewegung.

Das zweite, bessere Verfahren besteht in der Aufzeichnung des Fahrstuhlwegs, abhängig von der Zeit. Aus der Wegkurve läßt sich dann der Verlauf der Geschwindigkeit bestimmen und aus diesem kann auf die Größe der Beschleunigung in jedem einzelnen Punkt geschlossen werden.

#### b) Die Versuchseinrichtung.

Für die später zu beschreibenden Versuche wurde die in Fig. 3 bis 5 dargestellte Vorrichtung entworfen.

Die in zwei Lagern liegende Welle  $a$  trägt an einem Ende ein Reibrad  $b$ , am andern eine magnetisch betätigte Reibkupplung  $c$ , deren Gegenstück  $d$  verschiebbar, aber nicht drehbar auf dem linken Ende einer in zwei Lagern sich drehenden Spindel  $e$  sitzt. Solange die Wicklung von  $c$  stromlos ist, wird  $d$  durch eine nur an  $c$  befestigte Lüftfeder  $f$  von  $c$  ferngehalten, die Kupplung ist also offen. Die Stromzuführung erfolgt mittels der Schleifringe  $g, h$  und der Bürsten  $i, k$ , die über einen Widerstand  $l$  und einen Ausschalter  $m$  ans Netz angeschlossen sind. Auf der Spindel  $e$  verschiebt sich die durch Stange  $n$  am Verdrehen gehinderte Mutter  $o$ . Setzt man also die Welle  $a$  durch Anpressen des Reibrads  $b$  gegen den Trommelrand  $p$  und damit, bei geschlossener Kupplung  $c$ , auch die Spindel  $e$  in Bewegung, so wird die Mutter  $o$  sich genau proportional der Fahrstuhlbewegung verschieben.

Parallel zu  $e$  liegt die Walze  $q$ , die unter Vermittlung des Schneckengetriebes  $r$  vom Uebersetzungsverhältnis 1:60 in gleichförmige Drehung versetzt wird durch den mit dem Schalter  $t$  zu bedienenden Nebenschlußmotor  $s$ . Ein auf der Mutter  $o$  angebrachter Schreibstift  $u$  drückt sich federnd gegen das die Walze  $q$  umspannende Papier und erzeugt dort die Linie des Auslaufwegs.

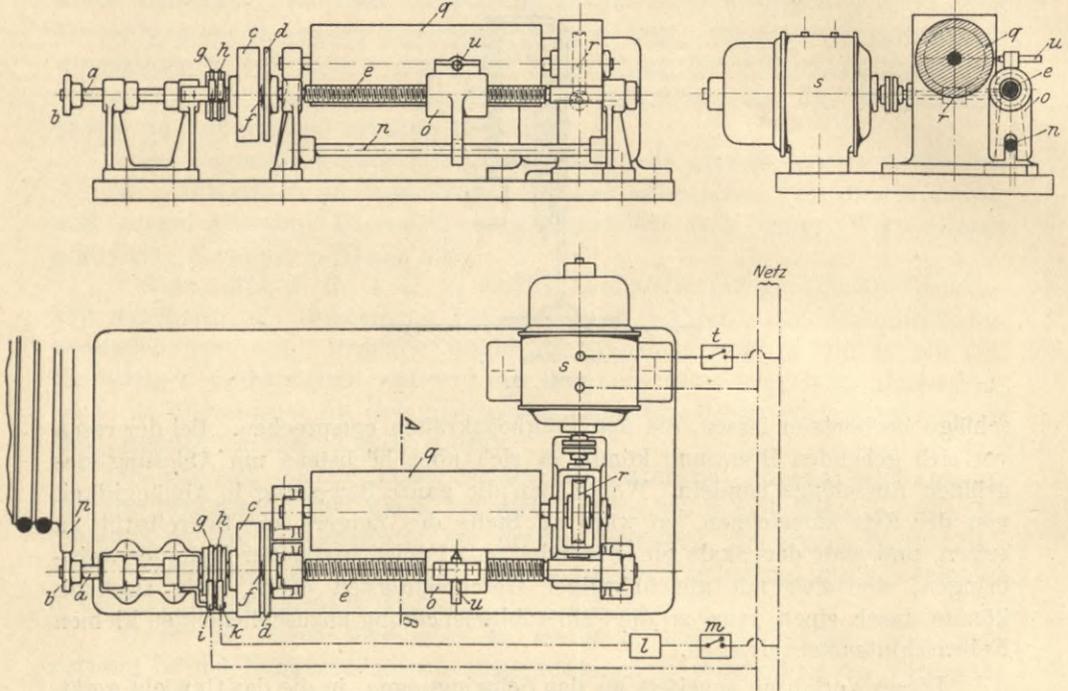


Fig. 3 bis 5

Da es einerseits wünschenswert ist, die Bremsstrecke in möglichst großem Maßstab aufzuzeichnen, anderseits aber praktische Gründe eine gewisse Beschränkung in der Länge der Spindel  $e$  erheischen, ist man genötigt, während der Fahrt die Welle  $a$  sich bei offener Kupplung leer drehen zu lassen und erst kurz vor Beginn des Bremsens die Kupplung mittels des Schalters  $m$  einzurücken.

### c) Messungen an einem elektrischen Personenaufzug.

Zur Feststellung des weiterhin einzuschlagenden Weges für genauere Untersuchungen war es nötig, sich vorläufig ein ungefähres Bild vom Verlauf einer Auslaufperiode zu verschaffen. Da die für spätere Messungen mir zur Verfügung stehende Maschine nur geringe Geschwindigkeit besitzt, wurde zur Erreichung eines möglichst deutlichen Bildes für diese ersten Versuche ein schnellfahrender Aufzug gewählt.

Erbaut ist die Maschine von der Firma A. Stigler in Mailand, die Tragkraft beträgt 300 kg (3 Personen und 1 Führer), die größte Geschwindigkeit etwa  $1,2 \text{ m/sk}^1$ . Der Fahrstuhl ist mit Kurbelsteuerung versehen, welche eine Einstellung auf vier Geschwindigkeitsstufen gestattet. Die Trommel hat einen Durchmesser von rund 1470 mm, in Seilmitte gemessen, und ist unmittelbar auf die Schneckenradachse aufgekittet. Auf die Schneckenwelle wirken eine mecha-

<sup>1)</sup> Die Maschine ist genau beschrieben in den »Hebezeugen« von Ad. Ernst. 4. Aufl. Bd. I S. 466.

nisch gesteuerte und eine Solenoidbremse; die erstere fällt zuletzt ein und ist von kräftigerer Wirkung als die magnetische Bremse. Die Belastung des Fahrstuhls wurde nicht geändert; bei allen Versuchen fuhr außer dem Führer noch eine Person mit. Das Ausrücken erfolgte durch den Führer im Fahrstuhl stets möglichst am gleichen Punkt, so daß man mit Hilfe eines an der Trommel angebrachten Zeichens imstand war, im Maschinenraum die Fahrstuhlstellung zu beurteilen und durch Einrücken der Kupplung *c, d* (Fig. 4) etwa 1,5 m vor Ausschaltbeginn den Schreibstift *u* in Bewegung zu setzen. Die Anpressung des mit dem Reibrad *b* den Trommelrand *p* berührenden Gerätes erfolgt von Hand, was sich als genügend zuverlässig erwies. Das Reibrad bestand bei diesen ersten Versuchen aus hartem, zwischen Eisenscheiben gefaßtem Gummi, der von dem mit verschiedenen Hilfsmitteln sorgfältig trocken und rauh erhaltenen Trommelrand immer gut mitgenommen wurde. Zu jedem Versuch wurde die Walze neu mit Papier bezogen und vor der Fahrt zur Herstellung der genauen Ordinatenrichtung der Schreibstift bei stillstehendem Papier durch Drehen der Spindel verschoben; die Abszissenrichtung zeichnet sich vor Einrückung der Kupplung bei stillstehendem Schreibstift und sich drehender Walze von selbst auf. Die Ordinaten entsprechen Wegstrecken des Fahrstuhls, deren Maßeinheit sich aus den vorhandenen Uebersetzungen rechnerisch bestimmen läßt; die Abszissen geben Zeitwerte.

Vor dem Anhalten des Fahrstuhls wurde die Geschwindigkeit nicht ermäßigt, sondern der Aufzugmotor immer aus voller Fahrt ausgeschaltet, um einen Vergleich der bei möglichst verschiedenen Fahrgeschwindigkeiten aufgenommenen Auslaufdiagramme anstellen zu können.

Fig. 6 zeigt eine der erhaltenen Wegkurven, die bei Auffahrt mit der dritten Geschwindigkeitsstufe gewonnen ist. Bei *a* zeigt sich das beim Einrücken der Kupplung auftretende kurze Gleiten, dann folgt, entsprechend der gleichmäßi-

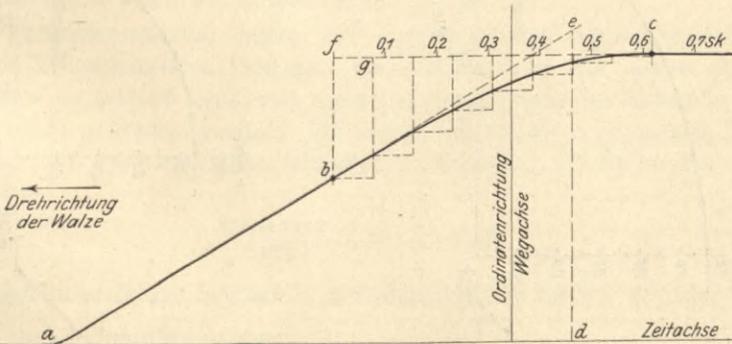


Fig. 6.

gen Fahrstuhlbewegung, geradliniger Verlauf bis *b*, wo die Bremsperiode beginnt. Bei dem außerordentlich sanften Uebergang in die nun folgende Kurve ist eine genaue Bestimmung des Anfangspunktes unmöglich. Aehnlich ist es beim Endpunkt *c*, weil der Hilfsmotor nicht gerade bei Fahrstuhlstillstand angehalten werden kann und daher die Kurve noch in der Abszissenrichtung verlängert wird. Mit dem geradlinigen Stück *ab* kann man durch Antragen der Zeiteinheit *ad* unmittelbar die Fahrstuhlgeschwindigkeit als Ordinate *de* gewinnen. Der ganze Auslaufweg ist dargestellt durch *bf*, die Auslaufzeit durch *fc*; die genaue Bestimmung leidet aber unter der Unsicherheit der Punkte *b* und *c*. Dies gab Anlaß zu einigen später zu beschreibenden Verbesserungen der Vorrichtung.

Auffahrt.

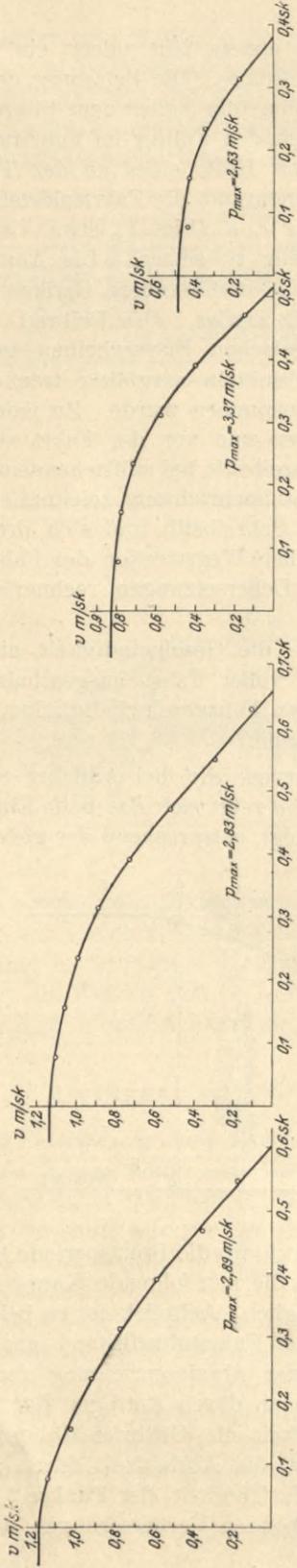


Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Abfahrt.

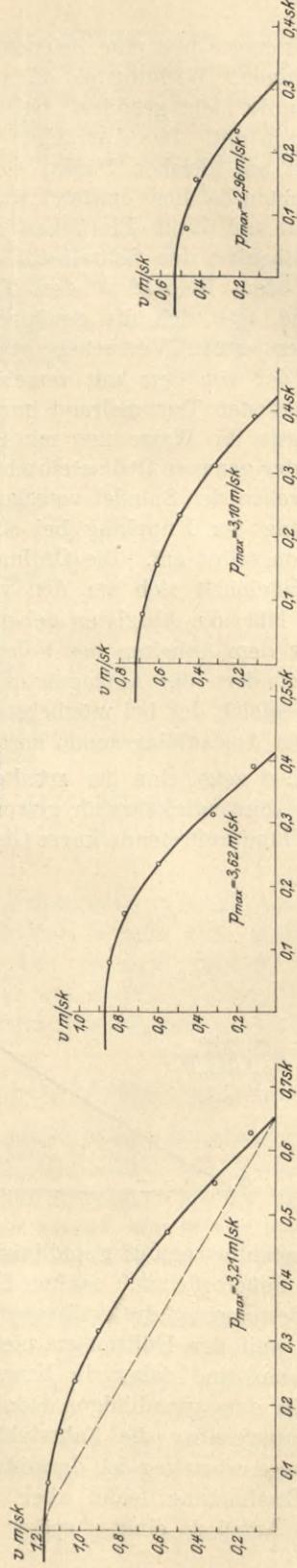


Fig. 11.

Fig. 12.

Fig. 13.

Fig. 14.

Aus der Auslaufkurve selbst läßt sich zunächst nichts ersehen. Man könnte höchstens die einer gleichmäßig verzögerten Bewegung entsprechende Parabel einzeichnen, um zu sehen, ob die Kurve wesentlich davon abweicht. Es muß daher auf die anschaulichere Linie der Geschwindigkeit übergegangen werden, die man entweder durch Ziehen der Tangente in einzelnen Punkten der Wegkurve und Bestimmung der Tangentenneigung erhalten kann, oder, grundsätzlich gleichbedeutend, aber in der Ausführung bedeutend rascher, auf folgende Weise:

Nach möglichst genauer Festlegung des Punktes  $b$  trägt man von  $f$  aus gleiche Stücke  $fg$  ab und zieht Senkrechte, ferner in deren Schnittpunkten mit der Kurve die Wagerechten. Die Höhe der so erhaltenen Stufen stellt, mit einer vom Getriebe des Gerätes abhängigen, noch näher festzustellenden Zahl multipliziert, annähernd die jeweilige Fahrgeschwindigkeit dar. Durch die Abmessungen des Schreibgerätes bedingt, schwankte die Höhe der Stufen bei diesen Versuchen zwischen 8 mm und etwa 0,8 mm; ihre Ablesung erfordert also große Sorgfalt und Genauigkeit. Daß sich dann aber auch tatsächlich recht befriedigende Ergebnisse erzielen lassen, zeigt ein Blick auf die Kurven (Fig. 7 bis 14).

Am einfachsten ist es, für die Strecken  $fg$  eine Größe zu wählen, die  $\frac{1}{10}$  sk entspricht. Bei einer minutlichen Umdrehungszahl des kleinen Motors  $s$ , Fig. 4, von rund 1900, der Zähnezahl 60 des von ihm angetriebenen eingängigen Schneckengetriebes und einem Papierwalzendurchmesser von 101 mm gibt  $\frac{1}{10}$  sk eine Abszissenstrecke von 16,7 mm. Da aber für die kurzen Auslaufwege der kleinsten Fahrgeschwindigkeiten der Maßstab ohnehin zu klein war, wurden die Teile auf 13 mm festgesetzt, entsprechend 0,078 sk, um einen Punkt mehr zu erhalten. Zu klein darf die Einteilung auch nicht ausfallen, weil sonst die Ablesung schon durch die geringfügigsten Unregelmäßigkeiten der Diagrammlinie stark beeinflusst wird.

Der Ordinatenmaßstab ergibt sich aus folgenden Abmessungen: Durchmesser des Trommelrandes 1550 mm, des Reibrades 25 mm. Letzterer war anfänglich etwa doppelt so groß und mußte zur Steigerung des Maßstabs auf diese unterste Grenze gebracht werden. Bei einem auf Seilmitte bezogenen Trommeldurchmesser von 1470 mm entspricht einer Umdrehung des Reibrades ein Fahrstuhlweg von

$$\frac{25 \cdot \pi \cdot 1470}{1550} = \approx 74,5 \text{ mm.}$$

Die Spindelsteigung beträgt  $\frac{1}{4}$  Zoll engl., daher stellt 1 mm der Ordinate  $\frac{74,5}{6,35} = 11,7$  mm Fahrstuhlweg dar.

Bezeichnet man die Höhe einer der in das Diagramm, Fig. 6, eingezeichneten Stufen mit  $h$ , so ist  $11,7 h$  der entsprechende Fahrstuhlweg. Die zugehörige Fahrstuhlgeschwindigkeit, bezogen auf m/sk, ermittelt sich zu

$$v = \frac{h \cdot 11,7 \cdot 16,7 \cdot 10}{13 \cdot 1000} \text{ m/sk.}$$

Diese Geschwindigkeiten werden zu einem beliebig gewählten Zeitmaßstab aufgetragen; von den so erhaltenen Kurven sind einige in Fig. 7 bis 14 zusammengestellt.

Der allgemeine Verlauf dieser Diagramme scheint dafür zu sprechen, daß die stärkste Neigung, also die größte Verzögerung, bei allen Fahrgeschwindigkeiten am Schluß auftritt. Der Umstand, daß bei Fig. 7, 8, 11, 12 und 13 der

letzte Punkt etwas höher liegt, als dem stetigen Kurvenverlauf entspricht, erklärt sich zwanglos daraus, daß man leicht geneigt ist, den Endpunkt der Wegkurve (Fig. 6) schon ein wenig in der anschließenden Wagerechten liegend anzunehmen, was einer kleinen Rechtsverschiebung des letzten Punkts der Geschwindigkeitslinie gleichkommt. Außerdem ist gerade dort wegen der außerordentlichen Kleinheit der vom Gerät aufgezeichneten Ordinatenstrecken eine zuverlässige Ablesung sehr schwierig. Zur Bestimmung des bei jeder Figur eingeschriebenen Größtwertes der Verzögerung wurde an die letzten Kurvenstrecke die Tangente gezogen und der so erhaltene Abschnitt auf der die Geschwindigkeit darstellenden Ordinate durch die Dauer der Bremsperiode geteilt. Die Anwendung dieses Verfahrens auf mehrere Diagrammpunkte bietet nicht viel Bemerkenswertes. Fig. 15 zeigt, wie sich der auf diese Weise aus Fig. 11 abgeleitete Verlauf der Verzögerung und damit der Trägheitskräfte gestaltet.

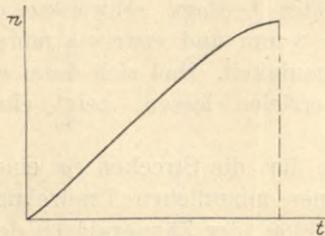


Fig. 15.

Bei einem Vergleich der einzelnen Diagramme Fig. 7 bis 14 fällt sofort das verschiedenartige Verhalten im Anfang des Auslaufs auf. Bei Fig. 7 z. B. fällt die Linie sofort rasch ab, bei Fig. 9 dagegen zeigt sich deutlich ausgesprochen zuerst eine Strecke schwacher Neigung, die erst nach einiger Zeit einen steileren Verlauf nimmt. Abgesehen von der auch mitspielenden Ungenauigkeit in der Bestimmung des Anfangspunktes erklärt sich diese Erscheinung durch kleine Unregelmäßigkeiten im Einfallen der durch eine Luftbremse regulierten Solenoidbremse. Die Kolbenstange des Luftpuffers hatte schon mehrmals kleine Verbiegungen erlitten, die wohl nicht mit genügender Sorgfalt beseitigt sein mochten. Der flache Verlauf am Anfang der Fig. 9 spricht dafür, daß die magnetische Bremse, wie das auch tatsächlich der Fall ist, weniger Bremskraft ausübt als die mechanisch gesteuerte. Ein Teil der Unterschiede wird auch in der verschieden langen Zeit zu suchen sein, die der Führer gebraucht hat, um den Steuerhebel zurückzuziehen. Angesichts der großen Uebung des Mannes dürfte aber dieser Einfluß nicht bedeutend sein.

Trotz dieser Ungleichheiten erfüllen die Diagramme ihren Zweck vollständig. Es können folgende Schlüsse daraus gezogen werden:

1) Die Verzögerung in der Bremsperiode des untersuchten Aufzugs war nicht gleichbleibend, sondern stetig zunehmend.

2) Die am Schluß des Auslaufs auftretende größte Verzögerung weist eine ausgesprochene Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit, bei der die Bremsperiode einsetzt, nicht auf, sie scheint vielmehr einen annähernd gleichbleibenden Wert zu besitzen.

3) Die Bremsperioden spielen sich in Bruchteilen einer Sekunde ab und sind selbstverständlich um so kürzer, je kleiner die Geschwindigkeit bei ihrem Beginn ist.

Diese Folgerungen gründen sich auf 17 Versuche, deren beschränkte Anzahl gerechtfertigt ist durch die Absicht, nur einen Ueberblick darüber zu ge-

winnen, was noch genauer zu untersuchen ist. Auch über die Genauigkeit der Diagramme darf man sich keiner Täuschung hingeben. So wurde z. B. die Umlaufzahl des kleinen Motors, der die Schreibwalze antreibt, nicht bei jedem Versuch festgestellt, weil die mit gewöhnlichem Hand-Umlaufzähler vorgenommene Messung doch nicht gerade im Augenblick des Auslaufs erfolgen konnte. Ein Tachometer konnte nicht verwendet werden, weil es, abgesehen von seiner geringen Genauigkeit, namentlich eine verhältnismäßig große Belastung des kleinen Motors dargestellt hätte. Die einmal festgestellte Umlaufzahl wurde für die ganze Versuchszeit gleichbleibend angenommen und damit die Spannungsschwankungen im Netz vernachlässigt. Eine Spannungsmessung wurde überhaupt nicht vorgenommen, und es besteht daher auch keine Kenntnis darüber, ob nach dem Abstellen des Aufzugmotors nicht eine Erhöhung der Spannung eintrat, die eine kleine Steigerung der Umlaufzahl des kleinen Motors gerade während der Aufzeichnung zur Folge hätte. Jedoch kann es sich dabei, wie aus Messungen bei andern Versuchen geschlossen werden darf, nur um geringe Beträge handeln. Das Endergebnis für die größte Verzögerung dürfte namentlich bei den ungenaueren Diagrammen der kleinen Fahrgeschwindigkeiten mit einem möglichen Fehler von ziemlicher Größe behaftet sein.

Der Grund für das in Folgerung 1 ausgesprochene Anwachsen der Verzögerung kann in einer Zunahme der Bremswirkung liegen. Der größte Teil dürfte also in dem nacheinander stattfindenden Einfallen der beiden Bremsen begründet sein, die außerdem noch infolge ihrer nach Fig. 16 ausgeführten

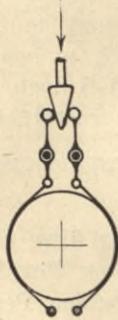


Fig. 16.

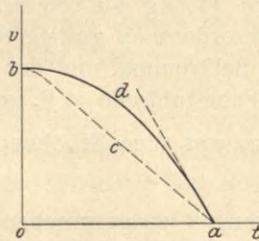


Fig. 17.

Bauart mit Spannung der Bremsbänder durch einen Keil, auf allmähliches Anpressen hinwirken. Ein weiterer Teil der Krümmung dürfte auf das bei Bandbremsen allgemein beobachtete Ansaugen der Bänder kommen; ebenso kann eine Zunahme der Bremskraft durch ein Anwachsen der Reibungszahl der Lederinlagen und durch abnehmenden Wirkungsgrad des Schneckengetriebes bei sinkender Umlaufzahl bedingt sein.

Daß es wichtig ist, die Ursachen der Verzögerungszunahme durch besondere Messungen weiter aufzuklären, ergibt sich aus folgender, an Hand der Fig. 17 angestellten Ueberlegung über die Bedeutung einer starken Krümmung der Geschwindigkeitslinie für die Beanspruchung der ganzen Anlage und die Genauigkeit des Anhaltens.

Die größte Trägheitskraft ergibt sich aus der Neigung der Tangente im letzten Punkt *a* der Geschwindigkeitskurve. Nun ist es bei der kurzen Dauer der Bremsperiode für die Anstrengung der Maschinenteile ziemlich gleichgültig, ob die größte Verzögerung nur im letzten Augenblick oder in längerer Dauer auftritt. Würde daher die Linie der *v* nach einem kurzen Uebergang bei *b* den

geradlinigen Verlauf  $bca$  nehmen, so wäre bei gleicher Zeitdauer der Bremsung die Verzögerung viel kleiner, also die Beanspruchung geringer; zugleich aber, wegen der durchschnittlich geringeren Geschwindigkeit, würde auch der Auslaufweg verkürzt und damit der Unterschied im Anhalten im Verhältnis der Flächen  $bcao$  zu  $bdao$  verkleinert.

Dies ist Grund genug, um die Konstruktion von Bremsen mit möglichst gleichbleibender Bremskraft anzustreben.

Aus Fig. 11 läßt sich z. B. eine mögliche Verminderung der Trägheitskraft auf 58 vH des tatsächlich auftretenden Höchstbetrages und eine gleichzeitige Verkürzung des Auslaufwegs auf 77 vH des vorhandenen Werts berechnen.

Inwieweit eine derartige Bremsperiode für die fahrenden Personen etwa unangenehmere Stoßempfindungen verursacht als das allmähliche Anwachsen der Verzögerung, bleibt natürlich der Erfahrung vorbehalten.

Von der Beanspruchung des untersuchten Aufzugs im Auslauf erhält man ein Bild durch folgende Rechnung:

Bei einem Fahrstuhlgewicht von 650 kg, 300 kg Nutzlast und 800 kg Gegengewicht entsteht unter Annahme einer Verzögerung von 3 m/sk und bei Vernachlässigung der Seilrollenwirkungsgrade beim Anhalten aus der Abwärtsfahrt am Trommelumfang eine Verzögerungskraft von

$$\frac{(800 + 650 + 300)}{9,81} \cdot 3 = 535 \text{ kg,}$$

also eine Steigerung der während der Fahrt vorhandenen Kraftwirkung am Trommelumfang von 150 kg auf 685 kg. Die Pressung im Schneckengetriebe wird also ganz außerordentlich gesteigert, wobei noch zu beachten ist, daß die Massen der großen Seiltrommel und der Rollen hierbei noch gar nicht berücksichtigt sind. Die Fahrstuhlseile z. B. erleiden eine zusätzliche Spannung von  $\frac{650 + 300}{9,81} \cdot 3 = 290 \text{ kg}$ , was eine Erhöhung ihrer Beanspruchung um rund 30 vH bedeutet.

Die in Folgerung 2 ausgesprochene Vermutung über die Größe der bei verschiedenen Geschwindigkeiten auftretenden größten Verzögerung fand zunächst eine gewisse Bestätigung durch die mitfahrenden Personen, die beim Anhalten aus schneller und aus langsamer Fahrt einen gleich starken Stoß, natürlich von verschiedener Dauer, zu empfinden glaubten. Eine bessere Unterstützung liegt in der Ueberlegung, daß, von den etwaigen Veränderlichkeiten der Bremsreibung und der Wirkungsgrade abgesehen, bei einer bestimmten Anlage keiner der die Verzögerung während der Auslaufperiode bedingenden Faktoren von der Geschwindigkeit abhängig ist. Demnach müssen gegen das Ende des Bremswegs immer die gleichen Verhältnisse eintreten, gleichgültig, ob von hoher oder niedriger Anfangsgeschwindigkeit ausgegangen wurde. Durch Anwendung einer Geschwindigkeitsregelung vermag man also an der Beanspruchung in der Bremsperiode bei einmal festgelegter Bremskraft wenig oder nichts zu ändern, und es liegt demnach für Aufzüge mit selbsttätiger Abstellung der Nutzen der Herabsetzung der Umlaufzahlen lediglich im Einfluß auf die Anhaltunterschiede, so daß es angezeigt erscheint, durch Rechnung und Versuche festzustellen, bis zu welcher Grenze sich die teure Regulierung auf Grund der früheren Erörterungen durch entsprechende Bemessung der Massenverteilung umgehen läßt.

Der Stoß, den die Fahrgäste bei den Versuchen erlitten, konnte ungefähr als die Grenze des Zulässigen bezeichnet werden; angesichts der hohen Bean-

spruchungen, denen der untersuchte Aufzug im Abstellen bereits ausgesetzt ist, darf also festgesetzt werden, daß der Konstrukteur sich bei der Wahl der Verzögerung  $p$  lediglich nach der Materialanstrengung zu richten braucht, mit der Maßgabe, daß im Hinblick auf die persönliche Stoßempfindung  $p < 3$  m/sk sein sollte.

Für die Ermittlung weiterer Versuchswerte bin ich folgendermaßen vorgegangen:

Für einen ausgeführten Aufzug wurden die Massen möglichst genau bestimmt; er war ferner, um die Untersuchung veränderlicher Einflüsse zu ermöglichen, mit einer Bremse von möglichst gleichbleibender Wirkung zu versehen, worauf Versuche mit verschiedener Massenverteilung und wechselnder Geschwindigkeit vorgenommen wurden.

Da die eben erwähnte Bremse auch bei der Massenbestimmung zur Anwendung gelangt, soll sie zunächst behandelt werden.

### C) Bremse von unveränderlicher Wirkung.

Als nächstliegendes Mittel zur Erzeugung einer unter allen Verhältnissen gleichbleibenden Bremskraft kann das Heben eines Gewichtes in Betracht kommen. Dabei ist aber die erforderliche Hubhöhe sowie bei großen Geschwindigkeiten die Beschleunigungskraft beim Einrücken des Gewichtantriebes hinderlich. Außerdem sollte die Einrichtung ohne weitere Umstände in beiden Drehrichtungen wirken und sich für praktische Verwendung an Aufzügen eignen. Demnach bleibt kaum etwas anderes übrig, als die Bremskraft durch Reibung zu erzeugen. Nun stellt zwar der Pronysche Zaum ein Reibzeug dar, das unabhängig ist von der Reibungszahl, er ist aber nur verwendbar für länger dauernde Bremsperioden, während deren der Anpressungsdruck geregelt werden kann. Bei kurzen, kaum eine Sekunde dauernden Auslaufzeiten hat man keine sichere Gewähr für richtiges Wirken. Der Bremszaum müßte also mit einer Einrichtung versehen werden, durch die er sich selbsttätig auf gleichbleibende Reibung einstellt. Man kommt dabei aber zu Anordnungen, die bei näherer Prüfung für Aufzugsbetrieb nicht geeignet erscheinen. Von den im Kranbau verwendeten Formen könnte etwa die Ausführung nach D. R. P. 114371 (E. A. Wahlström) in Betracht kommen, deren Anwendung indessen für hohe Umlaufzahlen und rasches Einrücken der Bremse auch mehrfache Bedenken gegenüberstehen.

Es wurde deshalb von mir die im Folgenden beschriebene Bremse entworfen (D. R. P. 144892), die sich, theoretisch, unabhängig von Veränderlichkeiten der Reibungszahl erweisen sollte.

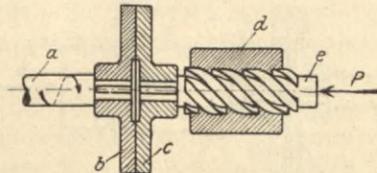


Fig. 18.

In der schematisch gehaltenen Fig. 18, die zur leichteren Verständlichkeit die Bremse vorläufig nur einseitig wirkend zeigt, ist  $a$  die Schneckenwelle der Aufzugwinde, die wie gewöhnlich gegen axiale Verschiebung gesichert sein soll. Auf ihr ist die Reibscheibe  $b$  befestigt, deren Gegenstück  $c$  auf das Ende der in der

feststehenden Mutter  $d$  gelagerten steilgängigen Schraubenspindel  $e$  aufgekeilt ist. Die durch Gewicht- oder Federwirkung hergestellte Kraft  $P$  preßt infolge des steilen Gewindes die Scheibe  $c$  gegen  $b$ . Dreht sich nun die Welle  $a$  in der Pfeilrichtung und ist die Reibung zwischen  $b$  und  $c$  genügend groß, so wird die Scheibe  $c$  in der Drehrichtung von  $b$  mitgenommen werden, bis das dadurch hervorgerufene Zurtückschrauben der Spindel  $e$  die Scheiben von einander entfernt hat. Dabei wurde von der Welle  $a$  Arbeit geleistet gegen die Kraft  $P$ . Alsbald treibt aber  $P$  die Spindel wieder vor, was ebenfalls eine Bremswirkung für  $a$  bedeutet. Dieses sich immer wiederholende Spiel findet natürlich in unendlich kleinen Zeitabschnitten statt, wobei sich ein Grenzzustand einstellt, in welchem das Drehmoment der Reibung gerade dem Drehmoment der Kraft  $P$  das Gleichgewicht hält. Daß dabei der Wirkungsgrad der Schraube und der etwaigen Gelenke, die den Angriff der Kraft  $P$  zu vermitteln haben, nicht in Betracht kommt, läßt sich schon daraus schließen, daß eine endliche Bewegung dieser Teile gar nicht eintritt, und wird weiter gestützt durch folgende Ueberlegung:

Es werden zwei aufeinander folgende Zeitelemente  $dt$  betrachtet. Im ersten Zeitelement werde  $P$  unter allmählichem Nachlassen der Reibung zurückgehoben um  $ds$ . Nimmt man nun zur Vereinfachung einen Geschwindigkeitswinkel von  $45^\circ$  an, so ist die ideelle Umfangskraft am mittleren Gewindedurchmesser gleich  $P$ . Faßt man ferner alle schädlichen Widerstände der beweglichen Teile, bezogen auf denselben Durchmesser, zusammen in einer Größe  $R$ , so ist die geleistete Arbeit

$$(P + R) ds.$$

Im zweiten Zeitelement schiebt  $P$  unter allmählichem Anwachsen der Reibung die Spindel  $e$  wieder vor um  $ds$  und leistet dabei gegen die Welle  $a$  eine Reibungsarbeit

$$(P - R) ds.$$

Die Summe der beiden Zeitelemente ergibt also die Gesamtleistung  $2 P ds$ . Demnach fällt der Reibungsverlust der Schraube sowie aller Teile, welche die spielende Bewegung mitmachen, heraus. Die Entwicklung gilt mit sinngemäßer Abänderung für jeden Steigungswinkel; praktisch kommen natürlich nur die Werte zwischen den beiden Grenzen der Selbsthemmung in Betracht. Die Bremse ist so zu bemessen, daß die Kraft  $P$  zwischen  $b$  und  $c$  Reibung in großem Ueberschuß erzeugen kann, so daß auch große Veränderungen der Reibungszahl ohne Einfluß auf die Bremswirkung bleiben.

Fig. 19 zeigt eine in beiden Drehrichtungen wirkende Ausführung, wie sie bei Aufzugwinden in Betracht käme.  $f$  ist die unverschiebbar gelagerte Schneckenwelle mit aufgesetzter Reibscheibe  $g$ . Die Gegenscheibe  $h$  ist auf der im Lager  $i$  geführten Achse  $k$  befestigt, die am andern Ende das ebenfalls auf ihr be-

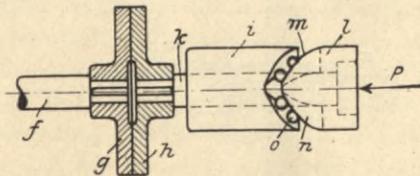


Fig. 19.

festigte Stück  $l$  trägt. Dieses ist mit entgegengesetzt gewundenen Schraubflächen  $m, n$  von gleicher Steigung versehen, die in entsprechende Gegenflächen des Lagers  $i$  entweder unmittelbar eingreifen oder, wie die Figur zeigt, durch Vermittlung von Kugeln  $o$ , welche fast beliebige Steigungswinkel zu verwenden

gestatten. Die Kraft  $P$  erzeugt genügend große Reibung zwischen  $g$  und  $h$ , und es ist ohne weiteres ersichtlich, daß in beiden Drehrichtungen sich der bei Fig. 18 ausführlich beschriebene Bremsvorgang abspielen kann. Die Verwendung von Kugeln dürfte sich sehr empfehlen, weil sie die in Frage stehende Reibung auf das geringste Maß beschränkt und daher leichte Beweglichkeit sichert. Die Ausführung der Versuchsbremse ist im nächsten Abschnitt beschrieben.

## D) Bestimmung der umlaufenden Massen.

### a) Das Verfahren.

Mit Rücksicht auf die Absicht, an einem ausgeführten Aufzug die früher entwickelten Beziehungen für den Auslaufweg zu prüfen, erscheint die nur annähernd mögliche rechnerische Bestimmung der Masse von Motor, Kupplung und Schnecke unzulänglich; es wird daher eine genauere Ermittlung durch Versuche notwendig. Der einzuschlagende Weg ergibt sich aus folgenden Ueberlegungen, bei denen

- $m$  die umlaufende Masse bedeuten möge, bezogen auf einen beliebigen Durchmesser,
- $v$  die Geschwindigkeit,
- $K$  die Trägheitskraft,
- $p$  die Beschleunigung bzw. Verzögerung,
- $s$  den Anlauf- oder Auslaufweg, alle auf denselben Durchmesser bezogen.

Die Masse tritt auf im Ausdruck für die Trägheitskraft

$$K = mp$$

und im Ausdruck für die lebendige Kraft

$$\frac{mv^2}{2} = Ks.$$

Eine Bestimmung von  $m$  kann also nur darauf beruhen, die lebendige Kraft der umlaufenden Massen von bekannter Geschwindigkeit  $v$  durch eine bekannte Kraft  $K$  zu vernichten und Beobachtungen über Größe und Dauer des Auslaufwegs anzustellen.  $K$  sollte der Einfachheit halber unveränderlich sein über die ganze Auslaufzeit, und es wurde deshalb dazu die im vorhergehenden Abschnitt beschriebene Bremse gewählt. Eine nähere Betrachtung der Verhältnisse wird zeigen, daß die Ausführung solcher Versuche an einer vollständigen Aufzugwinde nicht ganz einfach ist und verschiedener Voraussetzungen bedarf, deren Zulässigkeit allerdings am Schlußergebnis teilweise geprüft werden kann.

Zunächst sei lediglich für Motoranker, Kupplung und Schnecke die Bestimmung der auf den Kupplungsumfang bezogenen Masse in Aussicht genommen.

Es wird dann bei Voraussetzung einer für alle Versuche gleich großen Anfangsgeschwindigkeit der Auslaufweg bestimmt sein durch die Bremskraft  $K$ , die Lager- und Stopfbüchsenreibungen, ferner durch den Widerstand der Oelfüllung und der Luft. Dazu kommt noch die Reibung des Kugellagers, das den von der Bremse axial ausgeübten Druck auf die Schneckenwelle aufnimmt. Es ist zwar möglich, die Bremse symmetrisch, mit Aufhebung der Axialdrücke zu konstruieren, wovon aber zugunsten möglicher Einfachheit abgesehen und lieber die mit der Belastung veränderliche Kugellagerreibung in Kauf genommen wurde. Alle diese Widerstände ändern sich vermutlich mit der Geschwindigkeit,

so daß man an ihre Ermittlung bei verschiedenen Umlaufzahlen denken könnte. Da es aber nicht zulässig wäre, die Ergebnisse solcher Dauerversuche auf kurze Auslaufzeiten anzuwenden, wurde zunächst das nachstehend beschriebene Verfahren eingeschlagen, dessen Ergebnislosigkeit erst im Lauf der Versuche erkannt wurde, das aber trotzdem hier besprochen werden soll, weil es den Uebergang zu dem schließlich benutzten erfolgreichen Meßverfahren klarlegt.

Die Schaulinien der Fig. 20 sollen den Verlauf der Summe aller Widerstände bei verschieden großer Bremskraft, also verschieden langem Auslaufweg darstellen. Nun wird man innerhalb gewisser Grenzen voraussetzen dürfen,



daß alle Kurven gleich große mittlere Ordinaten haben, deren Werte mit  $W$  bezeichnet werden. Bedeuten ferner  $K_1, K_2 \dots$  die von der Bremse bei verschiedener Belastung ausgeübten Bremskräfte,  $s_0, s_1, s_2 \dots$  die Auslaufwege bei unbelasteter bzw. steigend belasteter Bremse, so besteht die Beziehung:

$$\frac{m v^2}{2} = W s_0 = (W + K_1) s_1 = (W + K_2) s_2 = \dots$$

Daraus

$$W = \frac{K_1 s_1}{s_0 - s_1} = \frac{K_2 s_2}{s_0 - s_2}$$

und

$$m = \frac{2 W s_0}{v^2}$$

Dieses Ergebnis hat zur Voraussetzung, daß die tatsächliche Bremskraft genau bekannt ist; es besteht aber bis jetzt noch keinerlei Gewißheit über die Wirkungsweise der Bremse im Auslauf. Ferner ist in der Entwicklung die mit der Bremsbelastung veränderliche Kugellagerreibung unveränderlich angenommen, weil sonst die einzelnen  $W$  nicht gleich wären. Eine große Zahl angestellter Versuche zeigte auch, daß eine zuverlässige Massenbestimmung auf diese Weise nicht zu erreichen ist, hauptsächlich wegen des nicht genügend genau feststellbaren bzw. sehr schwankenden Auslaufwegs  $s_0$ . Die Art der Versuchsausführung und die dabei aufgetretenen technischen Schwierigkeiten sollen bei der Beschreibung der späteren Versuche besprochen werden.

Ein besseres Verfahren, das unabhängig ist von der Kugellagerreibung und vom Wirkungsgrad der Bremse, ist folgendes: Man setzt auf die Kupplung einen Schwungring von der Masse  $m_r$  auf, um bei gleichbleibender Bremsbelastung und damit gleichbleibender Kugellagerreibung Messungen bei verschiedener Masse vornehmen zu können.

Bezeichnet  $s$  den Auslaufweg ohne zusätzliche Schwungmasse, dagegen  $s_r$  den Auslaufweg bei aufgesetztem Schwungring, so muß die Beziehung bestehen:

$$K + W = \frac{m v^2}{2 s} = \frac{(m + m_r) v^2}{2 s_r}$$

Daraus

$$m = \frac{m_r}{\frac{s_r}{s} - 1} \dots \dots \dots (14).$$

Diese Gleichung erfordert die Kenntnis der Bremskraft nicht, unterliegt dagegen der Voraussetzung, daß die Lagerreibung der Schneckenwelle nicht

wesentlich geändert wird infolge der zusätzlichen Belastung durch den Schwungrad, ferner daß trotz der verschiedenen Länge der Auslaufwege derselbe Mittelwert für die Reibungen  $W$  gesetzt werden darf. Diese Bedingungen werden in Wirklichkeit zwar nicht ganz zutreffen, doch ist nicht anzunehmen, daß das Ergebnis dadurch eine für praktische Rechnungen unzulässige Ungenauigkeit erhält.

Bezeichnet für Leerlaufversuche bei ganz ausgeschalteter Bremse  $W_0$  den mittleren Reibungswiderstand,  $s_0$  den Auslaufweg, so ist

$$W_0 = \frac{m v^2}{2 s_0} \dots \dots \dots (15).$$

Sollte sich nun aus den Versuchszahlen ergeben, daß ohne wesentlichen Fehler  $W_0$  und das  $W$  bei belasteter Bremse gleichgesetzt werden können, so ließe sich aus der Beziehung

$$K + W = \frac{m v^2}{2 s} \dots \dots \dots (16)$$

die tatsächlich ausgeübte Bremskraft  $K$  berechnen. Der Vergleich dieses Wertes mit der entsprechenden Bremsbelastung läßt also innerhalb der Genauigkeit, die diesem Verfahren zukommt, einen Schluß auf den Wirkungsgrad der Bremse zu<sup>1)</sup>.

#### b) Die Versuchseinrichtung und die Versuche.

Die nachstehend beschriebenen Vorrichtungen entstanden teilweise erst auf Grund der Beobachtungen an einer großen Anzahl von Vorversuchen.

Es stand eine noch in der Werkstätte der Aufzugfabrik von R. Stahl, Stuttgart, befindliche, für einen Aufzug von 225 kg Tragkraft (3 Personen) und 0,40 m sk Geschwindigkeit bestimmte Winde zur Verfügung, an der auch nach beendigter Aufstellung die weiteren Versuche ausgeführt werden konnten. Fig. 21 bis 23 zeigen die ganze Versuchsanordnung einschließlich der zugehörigen Schaltung. Der Schneckenkasten 1 enthält ein von der Zahnradfabrik Augsburg hergestelltes Schneckengetriebe 2, 3 von folgenden Abmessungen:

Schnecke aus geschmiedetem Stahl: äußerer Dmr. 84 mm, Teilkreis-Dmr. 68 mm, Kern 48 mm. Steigung 1" engl. einfach rechtsgängig. Evolventenschnecke mit 30° Flankenwinkel.

Rad aus Phosphorbronze: Aeußerer Dmr. 306 mm, Zähnezah 36. Radkranz zylindrisch abgedreht nach Fig. 24.

Die Schneckenwelle 2 stützt sich auf zwei Kugelspurlager 4 und 5 mit je 13 Kugeln von 1/2" engl. Dmr. Unter der Schnecke befindet sich ein durch den Deckel 6 zugänglich gemachter großer Oelraum, der zur Aufnahme des Anlaßwiderstands bestimmt ist. Ein korbartiger, zugleich als Schneckenlager ausgebildeter Flansch 8 dient zum Anschrauben des ebenfalls mit Befestigungsflansch versehenen Nebenschlußmotors 9, der von den Bergmann-Elektrizitätswerken, Berlin, geliefert und mit 2 1/4 PS (intermittierend), 220 Volt, 1270 Umdrehungen bezeichnet ist. Diese Anordnung des Motors gibt gegenüber der Aufstellung auf besonderem Fundament äußerst ruhigen Gang und hält jede Erzitterung fern, was für die geplanten Versuche von größter Wichtigkeit war. Eine mit Gummieinlagen versehene, bewegliche Kupplung 10 von 220 mm Dmr. ver-

<sup>1)</sup> Ein anderes, auf elektrischen Messungen und Rechnungen beruhendes Verfahren zur Bestimmung der Trägheitskraft des Ankers und etwa damit gekuppelter weiterer Massen ist von Ch. Fabry in L'Eclairage Electrique und hiernach von Böhm-Raffay ganz kürzlich in der Schweizerischen Elektrotechnischen Zeitschrift, Heft 6 vom 12. März 1904, veröffentlicht.

bindet Motorwelle und Schnecke, zugleich im späteren Betrieb als Bremscheibe einer ledergefütterten Backenbremse dienend. Auf der andern Seite der Schneckenwelle dient ein zweiter Korbflansch 11 als Lager für die verlängerte Schneckenwelle, der zugleich zur Befestigung der Versuchsbremse benutzt ist.

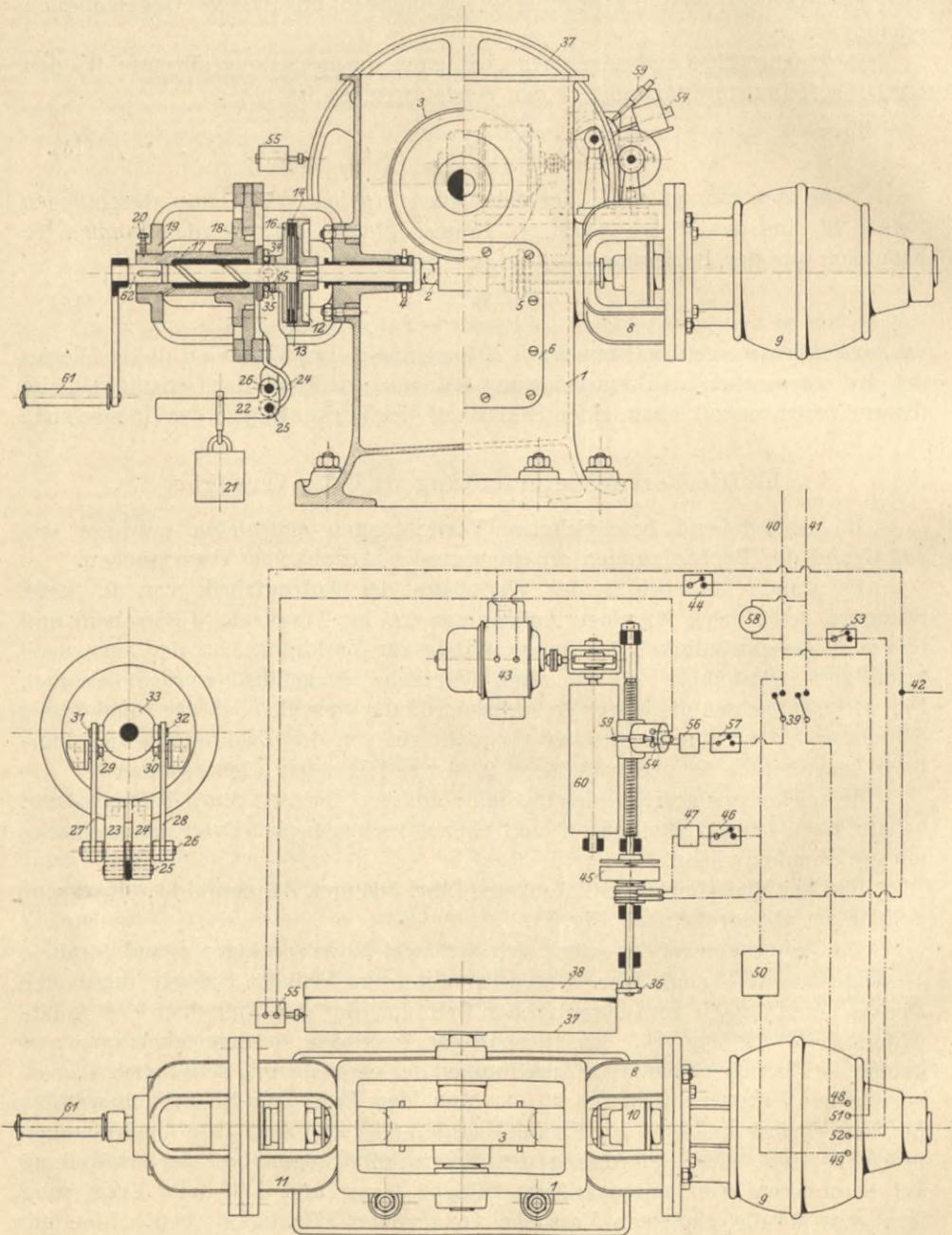


Fig. 21 bis 23.

Ursprünglich war beabsichtigt, eine nach beiden Seiten wirkende Bremse mit Kugeln nach Fig. 19 auszuführen. Die Herstellung der zusammenstoßenden Gewindeflächen hätte aber besondere Schwierigkeiten verursacht, so daß schließlich die Rücksicht auf einfache Ausführung zur Wahl einer einseitigen Bremse nach Fig. 18 nötigte.

Für dieselbe wurde nachstehende Berechnung zugrunde gelegt:  
Bezeichnet, unter Hinweis auf Fig. 25,

- $P$  den Axialdruck,
- $R$  die dadurch zwischen den Reibflächen erzeugte Reibung, die an einem mittleren Durchmesser  $D$  angreifen möge,
- $d$  den mittleren Gewindedurchmesser,
- $\eta$  den Wirkungsgrad des Gewindes von  $45^\circ$  mittlerer Steigung,



Fig. 24.

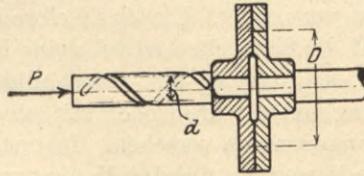


Fig. 25.

so muß, wenn die Reibung gerade ausreichen soll, die Spindel zurückzudrehen, die Beziehung zutreffen:

$$\eta R D = P d.$$

Bezeichnet man ferner die Reibungszahl zwischen den Druckflächen mit  $\mu$ , so ist

$$R = P \mu,$$

und es ergibt sich

$$D = \frac{d}{\eta \mu}.$$

Wird, um reichliche Abmessungen für die Reibkupplung zu erhalten,  $\mu$  zu 0,1,  $\eta$  zu 0,5 angenommen, also angesichts der Abwesenheit aller Schmierung zwischen den Reibflächen und guter Schmierung des steilen Gewindes sehr niedrige Werte, so muß

$$D = \frac{d}{0,5 \cdot 0,1} = 20 d$$

sein. In der Ausführung wurde eine Steigung von  $4''$  engl. gewählt, die bei  $45^\circ$  Steigungswinkel einem mittleren Gewindedurchmesser von 32,357 mm entspricht. Der mittlere Durchmesser der Reibungsflächen mußte aus konstruktiven Rücksichten auf etwa  $5,4 d$  beschränkt werden, so daß, wenn man nicht auf kegelförmige Flächen übergehen wollte, die Verwendung einer Lamellenbremse nötig wurde. Diese wurde mit 5 Reibungsflächen, also reichlich, ausgeführt. Die bedeutenden Nachteile der Lamellenbremse sollen später besprochen werden.

Fig. 21 zeigt die Bremse im Schnitt. Scheibe 12 ist fest auf der Schneckenwelle 2 und nimmt durch die am inneren Umfang eingesetzten Leisten die Reibringe 13 mit, die hierbei an axialer Verschiebung nicht gehindert sind. Die zwischenliegenden Reibscheiben 14 sind ebenfalls durch Mitnehmerleisten mit der Gewindespindel 15 verbunden, ebenso die Druckscheibe 16. In die Spindel ist nur ein einziger Gewindegang geschnitten. Die Mutter 17, mit Lagermetall ausgegossen, ist für später zu erörternde Zwecke in den Lagern 18, 19 drehbar, vorläufig aber durch eine Stellschraube festgehalten. Der Anpressungsdruck wird ausgeübt durch das Gewicht 21 am Hebel 22, der seinen Drehpunkt in einem durch zwei am Korb befestigte Flacheisen 23, 24 gesteckten Bolzen 25 findet, wie auch aus der Seitenansicht Fig. 23 ersichtlich. Hebel 22 greift an

einem Bolzen 26 an, der zur Vermeidung einseitigen Druckes nur lose durch die Flacheisen 27, 28 geschoben und durch Stellringe gehalten ist. Die Hebel 27, 28 greifen infolge der Lage ihrer Drehpunkte 29, 30 mit großer Uebersetzung an den Zapfen 31, 32 des Kugellagerdruckringes 33 an und üben daher unter Vermittlung der Kugeln 34 und der lose auf die Welle aufgeschobenen Spurplatte 35 den Anpressungsdruck auf die Lamellenbremse aus. Bei Drehung der Schneckenwelle im Sinne des Pfeils findet der bereits erläuterte Bremsvorgang statt.

Zur Aufnahme der Diagramme wurde wieder der schon früher beschriebene Schreibapparat verwendet. Um das Reibrad 36, Fig. 22, desselben antreiben zu können, ist auf die Schneckenradwelle eine Riemenscheibe 37 aufgesetzt und zur Vergrößerung der Reibung mit einem aufgeleimten Tuchstreifen 38 überzogen. Die Vorrichtung selbst wurde noch mit einer Einrichtung zur Bestimmung des Diagrammanfangspunktes versehen. In erster Ausführung geschah dies derart, daß durch die Bewegung des den Motorstrom unterbrechenden Ausschalterhebels ein Magnet einen Stromstoß erhielt, infolge dessen er mittels eines Schreibstifts einen Punkt des Diagramms bezeichnete. Dieses Verfahren erwies sich aber als nicht sehr betriebssicher und, weil es bei der gewählten Ausführung abhängig war von der Geschwindigkeit des Ausschaltens, auch als nicht sehr genau. Es wurde daher außer dem eigentlichen, federnd angedrückten Schreibstift 59 für die Wegkurve noch ein zweiter magnetisch angedrückter Schreibstift 54 verwendet, so daß vor dem Ausschalten eine Doppellinie gezeichnet wird. Im Augenblick des Ausschaltens springt der zweite Schreibstift 54 zurück, und der Endpunkt seiner Linie kennzeichnet den Anfangspunkt des Diagramms.

Aus Vorversuchen ergab sich ferner, daß eine genaue Bestimmung des Auslaufweges aus dem Diagramm nicht zuverlässig vorgenommen werden kann infolge der stark verkleinerten Aufzeichnung. Es war daher notwendig, eine unmittelbare Messung am Umfang der Riemenscheibe vorzunehmen und dazu eine weitere Schreibvorrichtung zu schaffen. Zu diesem Zweck hält Magnet 55 seinen Schreibstift, den eine Feder gegen die lediglich als Schreibtrommel benutzte Riemenscheibe 37 drücken will, bis zum Augenblick des Ausschaltens zurück. Im Augenblick der Stromunterbrechung springt der Stift vor und zeichnet den Auslaufweg auf der vorher mit Kreide geweißten Scheibe 37 auf.

Die Schaltung hatte der Forderung zu genügen, daß der kleine Motor und die magnetische Kupplung 45 unabhängig von der Stromunterbrechung des Hauptmotors sein sollten, ferner daß die beiden Schreibstiftmagnete 54 und 55 ohne besondere Ausschalter unmittelbar durch das Ausschalten des Motors stromlos werden müssen. Diese Bedingungen lassen sich bei Verwendung eines Dreileitersystems erfüllen durch die in Fig. 22 angegebene Schaltung.

Durch Schalter 39 können die Außenleiter 40 und 41 unterbrochen werden, wogegen der Mittelleiter 42 immer angeschlossen bleibt. Hilfsmotor 43 ist über einen Schalter 44 zwischen Außenleiter 40 und Mittelleiter 42 gelegt. Ebenso die magnetische Kupplung 45 über den Unterbrecher 46 und den Widerstand 47. Die Klemmen 48, 49 für den Anker des Hauptmotors sind über den Anlaufwiderstand 50 so angeschlossen, daß die eine Zuleitung dauernd vor dem Ausschalter 39 bleibt, die andere dagegen durch ihn unterbrochen werden kann. Die Klemmen 51, 52 für die Erregung sind beide vor 39 ans Netz angeschlossen; die eine Leitung ist über einen besonderen Ausschalter 53 geführt, aus folgendem Grund: Wollte man den Nebenschluß genau wie den Anker an die Netzleitungen anschließen, so würden beide nach dem Ausschalten einen geschlossenen Kreis bilden, in welchem infolge der Unterbrechung ein Extrastrom verläuft,

der eine unbestimmbare bremsende Wirkung ausüben kann; würde aber die Erregung so angeschlossen, daß sie durch Schalter 39 eine vollständige Trennung erfährt, so könnte bei der hohen Ausschaltgeschwindigkeit, die, um genaue Versuchsergebnisse zu erhalten, notwendig ist, eine den Motor gefährdende Induktionsspannung entstehen. Es ist aber empfehlenswert, den Nebenschlußstrom zu unterbrechen, um etwaigen bremsend wirkenden Wirbelstrombildungen aus dem Weg zu gehen, die bei bestehendem Erregerstrom in der Auslaufzeit auftreten könnten. Schalter 53 wird deshalb sofort nach dem Öffnen von 39 auch geöffnet, aber langsamer und als Funkenzieher wirkend, wozu er mit Kohlenkontakten ausgestattet ist. Die beiden Schreibmagnete 54, 55 sind hintereinander über einen Widerstand 56 und einen Schalter 57 zwischen Außenleiter 40 und Mittelleiter 42 so gelegt, daß beim Öffnen von 39 der Strom unterbrochen wird. Ein Präzisionsvoltmeter 58 zeigt die Spannung, welche Schwankungen bis zu 6 vH aufwies. Nimmt man an, daß sich die Umlaufzahl des Windenmotors annähernd proportional der Spannung ändert, und bedenkt, daß sich diese Änderungen am Bremsweg wegen der zu vernichtenden lebendigen Kraft im Quadrat bemerklich machen, so folgt daraus die Notwendigkeit einer genauen Bestimmung der Umlaufzahl im Augenblick des Abstellens bei jedem Einzelversuch. Dies führte zunächst dazu, die Ermittlung der Umlaufzahl nicht mehr wie bei früheren Versuchen aus dem Diagramm vorzunehmen, überhaupt letzteres nicht mehr bei jedem Auslaufweg aufzuzeichnen, sondern nur aus einigen Aufnahmen bei jeder Bremsbelastung ein Bild vom Verlauf der Geschwindigkeitsabnahme zu gewinnen und im übrigen sich mit mehrfacher Messung des Auslaufweges allein zu begnügen. Die nunmehr erforderliche Bestimmung der Umlaufzahl im Augenblick des Abstellens wurde nicht mit dem eine häufige Eichung benötigenden Tachometer gemacht, sondern es wurde das Verfahren eingeschlagen, die Motorumlaufzahl bei verschiedener Belastung und verschiedener Spannung festzustellen, um bei den Versuchen aus der Spannungsablesung und der gewählten Belastungsstufe auf die Umlaufzahl schließen zu können. Bei Spannungsschwankungen im Augenblick des Ausschaltens vernachlässigt dieses Verfahren allerdings den Einfluß der Remanenz des Magnetisens, es wären aber alle feineren Verfahren, z. B. mit Morseapparat und Sekundenpendel, viel zu umständlich gewesen.

Die Aufnahme einer Kurve geschieht folgendermaßen:

Zuerst wird der Motor unbelastet in Betrieb gesetzt, wobei das Reibrad 36 bei noch offener magnetischer Kupplung 45 schon mitläuft und der noch stromlose Magnet 55 durch eine mechanische Verriegelung gehindert wird, die Riemenscheibe zu berühren. Hierauf wird der Hilfsmotor 43 durch Schließen des Schalters 44 in Bewegung gesetzt und die beiden Schreibmagnete 54, 55 durch Schalter 57 mit Strom gespeist, wodurch 55 seinen Kern selbsttätig zurückhält und daher entriegelt werden kann, während 54 seinen Schreibstift gegen die Walze drückt und die Abszissenrichtung aufzeichnet. Vorher schon wurde die Bremse, nachdem der Hauptmotor eine halbe Minute leer gelaufen war, belastet, und nach Verlauf einer weiteren halben Minute wird jetzt die magnetische Kupplung 45 mittels des Schalters 46 geschlossen, womit die Schreibstifte 54, 55 ihre Bewegung beginnen. Wenige Augenblicke später werden rasch nacheinander die Ausschalter 39 und 53 geöffnet, wodurch Schreibstift 54 zurückspringt, 55 vorgeht, bis nach erfolgtem Stillstand alle noch geschlossenen Stromkreise unterbrochen werden und der Auslaufweg an der Riemenscheibe mit Hilfe eines Bandes gemessen werden kann. Fig. 31, Seite 33, zeigt das Bild der so erhaltenen Wegkurve. Der Ausschaltende hat die Unterbrechung womöglich in

einem Zeitpunkt vorzunehmen, vor dem die Spannung für kurze Zeit gleichbleibend war, der Motor also seine Umlaufzahl auf den zugehörigen Beharrungszustand eingestellt hat.

Vorversuche hatten gezeigt, daß kleine Bremsgewichte infolge der Eigenwiderstände der Bremse die Reibscheiben nicht zu genügender Anpressung zu bringen scheinen, große Bremsgewichte belasten dagegen den Motor zu stark. Da andererseits auch das Verfahren, die Bremse erst im Augenblick der Stromunterbrechung einfallen zu lassen, mit Rücksicht auf den Einfluß der dabei entstehenden lebendigen Kraft ausgeschlossen war, so konnten schließlich nur zwei verhältnismäßig geringe Gewichte von 4 und 7 kg verwendet werden, für die zunächst die Messung der Umlaufzahl am Motor vorzunehmen war. Die Messungen wurden mit dem Handumlau fzähler je eine Minute lang mehrfach vorgenommen und dabei die schwankende Spannung von 5 zu 5 sk abgelesen.

Es ergaben sich folgende Werte:

1) Leerlauf.			
Spannung . . . . .	Volt	213,1	203,6
Uml./min . . . . .		1311	1260
2) Bremse mit 4 kg belastet.			
Spannung . . . . .	Volt	208,8	199,8
Uml./min . . . . .		1223	1183
3) Bremse mit 7 kg belastet.			
Spannung . . . . .	Volt	210,2	202,6
Uml./min . . . . .		1190	1161

Die niedrigen Spannungen wurden durch Vorschalten eines entsprechenden Widerstandes erhalten. Auch für zwischenliegende Spannungen wurden noch einige Messungen ausgeführt, welche zeigten, daß es durchaus zulässig ist, wenn man nur die beiden für jede Belastungsstufe gemessenen Grenzspannungen als Abszissen und die zugehörigen Umlaufzahlen als Ordinaten aufträgt und diese Ordinatenpunkte in der zeichnerischen Darstellung durch eine Gerade verbindet, um dann für alle benachbarten Spannungen die Umlaufzahlen aus diesen Geraden abzulesen.

In Fig. 26, 27 und 28 sind die Werte in dieser Weise zusammengestellt und die Grenzen angegeben, innerhalb deren bei der späteren Berechnung eine Verwertung der Geraden stattfand.

Es wurde bei den Messungen darauf geachtet, den Motor möglichst genau auf gleicher Erwärmung zu halten wie bei den Versuchen, weil namentlich die Umlaufzahlen des Leerlaufs wesentliche Unterschiede bei Temperaturschwankungen aufwiesen.

Die Versuche wurden infolge der einseitig wirkenden Bremse nur in einer Drehrichtung vorgenommen und für jede Belastungsstufe 10 Messungen gemacht, für den Leerlauf nur 6, weil bei letzterem derartige Unterschiede der einzelnen Ablesungen auftraten, daß ihre Verwendung ausgeschlossen war. Die in den nachfolgenden Zahlentafeln gegebenen Werte sind ohne den Schreibapparat, nur mit Hilfe des bei der Riemenscheibe angebrachten Magnets ermittelt, um jeden äußeren Kraftverbrauch fernzuhalten.

Zwischen den einzelnen Versuchen wurden einige Kurven aufgenommen, die später besprochen werden sollen.

Sämtliche Auslaufwege sind auf 1200 Uml./min bezogen, auf Grund folgender Ueberlegung: Mit Hilfe der Fig. 26 bis 28 kann jeder gemessene

Auslaufweg  $s_x$  bezogen werden auf eine bestimmte Spannung, z. B. 210 V, indem man, wenn etwa 206 V abgelesen waren, den Ausdruck bildet  $s_x \cdot \frac{(n_{210})^2}{(n_{206})^2}$ , unter  $n_{210}$  und  $n_{206}$  die minutlichen Umlaufzahlen bei 210 und 206 V verstanden. Damit erhält man Bremswege, die sich bei einer gleichbleibenden Netzspannung

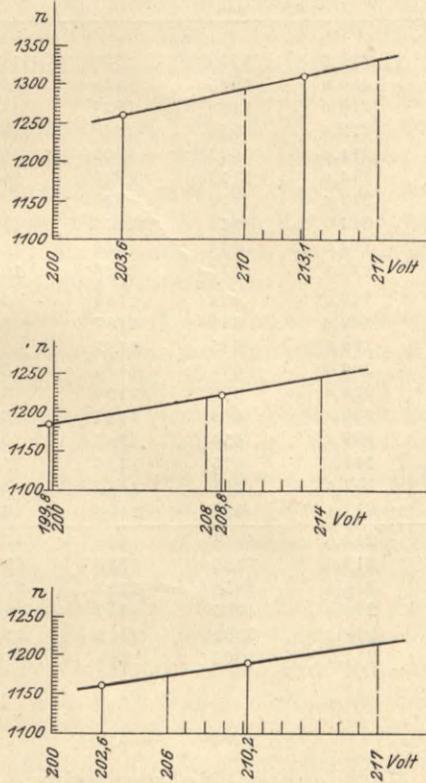


Fig. 26 bis 28.

von 210 V hätten einstellen müssen. Zum Vergleich der Versuche mit verschiedener Bremsbelastung müssen aber diese Werte noch auf eine bestimmte Umlaufzahl, z. B. 1200, umgerechnet werden durch Multiplikation mit  $\frac{(1200)^2}{(n_{210})^2}$ .

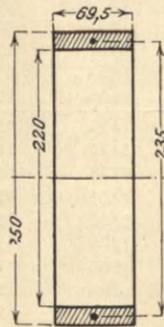


Fig. 29.

Die zusätzliche Schwungmasse wurde hergestellt durch einen auf die Kupplung aufgeschobenen Ring aus Lagermetall von den in Fig. 29 ersichtlichen Abmessungen. Bei einem Gewicht von 7,883 kg ergibt sich seine auf den Kupplungsdurchmesser bezogene Masse zu 0,9168.

Versuche ohne Schwungring.

Nr. des Versuches	Bremsbelastung	Oeltemperatur	Spannung	Auslaufweg $s$	Uml./min	Auslaufweg bezogen auf 210 V	$s$ Mittel	$s$ Mittel, umgerechnet auf 1200 Uml./min
	kg	°C	V	mm				
1	4	24,7	210,6	1039	1230	1036		
2	4		210,0	1035	1228	1035		
3	4	25	212,0	1169	1237	1151		
4	4		212,8	1150	1240	1128		
5	4		211,6	1092	1235	1080		
6	4		214,0	1110	1246	1080		
7	4		212,6	1150	1240	1128		
8	4	25,2	214,0	1162	1246	1130		
9	4		214,0	1133	1246	1102		
10	4		214,0	1125	1246	1094	1096	1046
11	7		210,0	694	1189	694		
12	7	26,2	209,6	686	1187	688		
13	7		209,0	685	1185	688		
14	7	26,3	206,0	637	1174	653		
15	7		210,4	670	1190	669		
16	7	26,3	208,8	669	1184	675		
17	7		209,6	659	1187	662		
18	7		209,2	675	1186	678		
19	7		207,6	688	1180	700		
20	7		211,4	681	1194	675	678	692
21	0	25,6	214,0	3841	1316	3725		
22	0		216,0	3686	1327	3520		
23	0		216,0	3958	1327	3775		
24	0		212,4	4036	1308	3960		
25	0		212,0	3392	1306	3340		
26	0		211,0	3626	1300	3605	3654	3140

Versuche mit Schwungring.

27	4	24	209,2	1667	1225	1675		
28	4		207,6	1676	1218	1708		
29	4		207,2	1763	1216	1800		
30	4	24,8	208,8	1719	1223	1735		
31	4		211,2	1819	1234	1800		
32	4		212,0	1787	1237	1763		
33	4		212,0	1835	1237	1810		
34	4	25,3	209,2	1787	1225	1800		
35	4		210,0	1854	1228	1854		
36	4		214,0	1893	1246	1841	1779	1697
37	7	25,7	213,0	1195	1200	1170		
38	7		212,0	1137	1196	1124		
39	7		212,0	1151	1196	1139		
40	7		213,4	1158	1201	1135		
41	7		215,0	1252	1207	1217		
42	7	26,5	214,0	1239	1204	1207		
43	7		215,0	1255	1207	1220		
44	7	26,5	216,0	1266	1211	1220		
45	7		217,0	1229	1215	1177		
46	7		215,0	1272	1207	1236	1184	1208
47	0	27	216,0	7307	1327	6960		
48	0		215,6	6972	1325	6675		
49	0		216,4	6159	1330	5840		
50	0		216,0	5424	1327	5180		
51	0		215,0	6259	1322	6010		
52	0	27,4	216,0	5505	1327	5255	5987	5150

c) Berechnung der Versuchswerte.

Vor der Ausrechnung der Messungen ist noch zu überlegen, wie weit die ganze Versuchseinrichtung den bei Aufstellung des Berechnungsweges gemachten Voraussetzungen entsprochen hat.

Bei den damaligen allgemeinen Erörterungen war das Schneckenrad der Aufzugwinde gar nicht berücksichtigt worden, dessen Verwendung aber mit Rücksicht auf das Anbringen des Schreibgeräts nicht zu umgehen ist, weil Antrieb nur durch die schnellaufende Schneckenwelle unsicher wäre. Das Schneckengetriebe war zwar gut eingelaufen und zeigte, soweit sich das beim Drehen von Hand beurteilen läßt, gleichmäßigen Gang auf dem ganzen Umfang; da es aber vollkommen spielfrei eingesetzt war, sind doch geringe Unterschiede der Reibung denkbar, je nach der Stelle, auf der der Anlauf stattfindet. Ueberhaupt wird die Messung durch das Schneckenrad und seine Lager ziemlich großen Schwankungen unterworfen.

Trotzdem mit größter Sorgfalt auf immer gleichen Zustand der Maschine geachtet wurde, und sie vor Beginn der Versuche immer mindestens eine Stunde im Betrieb war, ergaben z. B. die durchaus einwandfrei vorgenommenen Ablesungen für den Leerlauf ohne Bremse und ohne Schwungmasse einen größten Unterschied von etwa 17 vH im Auslaufweg. Ein Teil dieser Unterschiede ist zwar auf Rechnung der Fehler in der Messung der Umlaufzahlen zu setzen, der größte Anteil muß aber in den Reibungen gesucht werden. Namentlich in der langsamen Bewegung am Schluß dieser langen Auslaufzeiten dürften Ungleichheiten im Schneckengetriebe von großem Einfluß werden. Demgemäß erweisen sich auch die mit Schwungmasse gemessenen großen Strecken noch unbrauchbarer. Leider war bei diesen Messungen kein Präzisionsampèremeter im Gebrauch, wie bei späteren Versuchen, sonst wäre man auf die auffallende Tatsache geführt worden, daß trotz langer Betriebszeit nach jeder kurzen Pause der Stromverbrauch, also der Widerstand, ganz erheblich steigt und nur langsam wieder abfällt. Gerade bei den Leerlaufversuchen waren durch die Messung der langen Auslaufwege die Pausen unregelmäßig. Näheres über diese Stromschwankungen findet sich in einem späteren Abschnitt (E).

Bei den Versuchen mit Belastung waren die Bremswege und die Unterschiede kleiner; die Reibungen treten hier gegenüber der Bremskraft zurück, dagegen bringt die Lamellenbremse neue Unregelmäßigkeiten infolge von Adhäsionserscheinungen mit sich. Nach Abheben des Bremsgewichts war eine so bedeutende Kraft zum Lösen der Lamellen erforderlich, daß eine genauere Untersuchung dieser Verhältnisse nötig wurde. Zu diesem Zweck ließ sich die aus Fig. 21 ersichtliche Kurbel 61 verwenden, die an dem in der Mutter 17 befestigten Zapfen 62 angreift. Löst man nämlich die Stellschraube 20, belastet den Bremshebel, hält die Schneckenwelle fest und dreht an der Kurbel entgegen der Richtung des bei 2 angegebenen Pfeiles, so tritt die Bremse in die gleiche Tätigkeit wie früher. Im ersten Augenblick der Drehung ist ein erheblicher Kraftaufwand nötig; bei sehr langsamer Drehung mit etwas wechselnder Geschwindigkeit setzt sich häufig die Bremse fest, während bei rascher Drehung alles in gutem Gang bleibt. Demnach ist zu vermuten, daß sich die Bremse in den letzten Augenblicken des langsamen Auslaufens teilweise vorzeitig festgesetzt hat und dadurch der größte Teil der bis zu 10 vH des Weges betragenden Unterschiede entsteht. Eine Lamellenbremse eignet sich also zur Ermittlung ganz genauer Ergebnisse nicht. Immerhin wird nur die allerletzte Wegstrecke störend beeinflusst, und die ganze Schaulinie liefert für das praktische

Bedürfnis auch hiermit noch durchaus genügende Messungswerte. Nur die beabsichtigte Bestimmung des Wirkungsgrades der Bremse scheidet bei dieser Bauart an dem eigentümlichen Verhalten der Lamellen kurz vor Eintritt des Stillstands.

Es ist ferner noch darauf aufmerksam zu machen, daß bei verschiedenen Bremsgewichten infolge der verschiedenen Verzögerungskräfte von Schneckenrad und Riemenscheibe 37 ungleiche Pressungen im Schneckengetriebe erzeugt werden, die eine nicht näher feststellbare Verzerrung der Ergebnisse zur Folge haben müssen.

Fig. 30 zeigt die Abmessungen der Bremshebel, aus denen sich der Anpressungsdruck  $A$  berechnet zu

$$A = Q \frac{100 \cdot 198}{38 \cdot 39} = 13,36 Q.$$

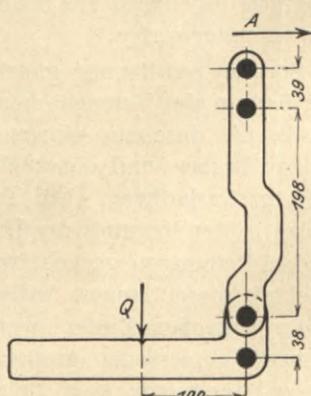


Fig. 30.

Die Verwertung der Versuchsergebnisse erfolgt an Hand der früher ermittelten Beziehung (14),

$$m = \frac{m_r}{\frac{s_r}{s} - 1};$$

damit ergibt sich für die Werte bei 4 kg Bremsbelastung:

$$m = \frac{0,9168}{\frac{1697}{1046} - 1} = \frac{0,9168}{1,622 - 1};$$

für 7 kg Belastung:

$$m = \frac{0,9186}{\frac{1208}{692} - 1} = \frac{0,9168}{1,746 - 1}.$$

Die Faktoren 1,622 und 1,746 im Nenner unterscheiden sich um etwa 7 vH, was in Anbetracht der vorhergehenden Erörterungen ein gutes und für praktische Rechnungen vollständig brauchbares Ergebnis genannt werden darf. Nimmt man aus beiden Werten das Mittel, so ergibt sich die Masse von Motoranker, Kupplung und Schnecke, bezogen auf 220 mm Kupplungsdurchmesser zu

$$m = 1,34.$$

Der erste Ansatz hätte eine größere Masse ergeben als der zweite, was sich mit der Ueberlegung deckt, daß der Wert von  $s_r$  bei 4 kg infolge der durch den Schwungring vergrößerten Lagerreibung etwas zu klein erscheinen muß und daß ferner der Wert für  $s$  bei 8 kg verkleinert werden kann durch die

größere Reibung, die im Schneckengetriebe durch die stärkeren Verzögerungskräfte entsteht.

Aus den Leerlaufversuchen ohne Schwungmasse läßt sich nur mit geringer Annäherung der mittlere Gesamtreibungswiderstand  $W_0$  für Leerlauf nach der Beziehung (15),

$$W_0 = \frac{m v^2}{2 s_0},$$



Fig. 31. Wegkurve bei 7 kg Bremsbelastung. Ohne Schwungring.

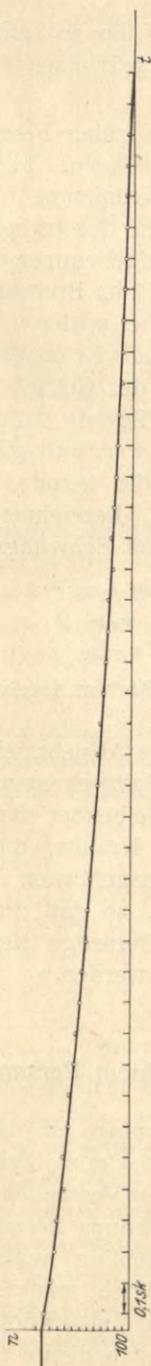


Fig. 32. Leerlauf ohne Schwungring.

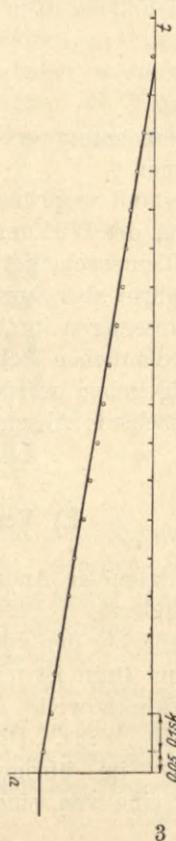


Fig. 33.

Ohne Schwungring. Bremsbelastung 3 kg.

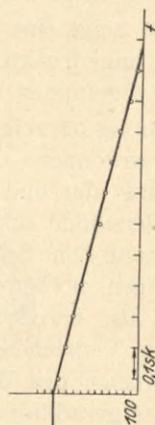


Fig. 34.

Ohne Schwungring. Bremsbelastung 7 kg.

ermitteln, womit man bei  $m = 1,34$ ,  $v = 14,9$  m (entsprechend 1295 Umdrehungen) etwa 3,3 kg erhält.

Auf eine Bestimmung des Wirkungsgrads der Bremse muß infolge der aus den Versuchen nicht näher feststellbaren Kugellagerreibung und der für diesen Zweck nicht genügend genauen Messungen verzichtet werden.

Dagegen läßt sich mit Hilfe der Diagramme wenigstens feststellen, ob die Bremskraft während der Auslaufzeit genügend gleichmäßig war, was für spätere Versuche unbedingt nötig ist.

Fig. 31 zeigt eine Wegkurve, aus der zu ersehen ist, wie mittels der vom magnetisch angedrückten Schreibstift gezeichneten Linie  $ab$  der Diagrammanfangspunkt  $c$  gefunden wird.

Fig. 32 bis 34 zeigen einige nach früher beschriebenem Verfahren aus der Wegkurve gewonnene Geschwindigkeitslinien. Fig. 32 stellt den Leerlauf ohne Schwungmasse dar und zeigt leichte Krümmung infolge der Abnahme der Luft- und Oelwiderstände mit der sinkenden Geschwindigkeit. Fig. 33 ist bei 3 kg Bremsbelastung ohne Schwungmasse aufgenommen und läßt fast keine Krümmung mehr erkennen, noch weniger Fig. 34 (7 kg Bremsgewicht, ohne Schwungmasse). Man dürfte also berechtigt sein, eine bei späteren, am ausgeführten Aufzug vorgenommenen Versuchen etwa auftretende Krümmung der Geschwindigkeitslinie ganz auf Kosten des Wirkungsgrads der Getriebe zu setzen. Gleichzeitig erbringt dieser geradlinige Verlauf den Beweis dafür, daß die Bremswirkung in der ganzen Auslaufzeit gleichbleibend war, und gibt zugleich ein Mittel zur Bestimmung der Masse aus der durch die gerade Geschwindigkeitslinie dargestellten gleichbleibenden Verzögerung. Bezeichnet nämlich  $p$  die Verzögerung ohne Schwungmasse  $m_r$ ,  $p_r$  diejenige mit Schwungmasse, so ist

$$m p = (m + m_r) p_r$$
$$m = \frac{m_r p_r}{p - p_r} \dots \dots \dots (17).$$

Die Berechnung an Hand des leichter zu messenden Auslaufweges ist natürlich bequemer.

Es bestand ursprünglich noch die Absicht, eingehende Versuche über die Veränderung des Wirkungsgrads des Schneckengetriebes im Auslauf anzustellen, wozu die Riemenscheibe mit gleichbleibender Kraft gebremst werden sollte. Letzteres führte aber bei den großen Kräften, um die es sich handelt, wenn man den Pressungen im Auslauf bei ausgeführten Aufzügen nahekommen wollte, zu außerordentlichen Schwierigkeiten, so daß der Gedanke nach vielen Versuchen aufgegeben werden mußte. Derartige Messungen am fertigen Aufzug sollen im nächsten Abschnitt erwähnt werden.

### E) Versuche an einem Personenaufzug.

Die allgemeine Anordnung der Anlage ist aus Fig. 35 ersichtlich. Die für 225 kg Tragkraft (3 Personen) und 0,4 m/sk Fahrgeschwindigkeit bemessene Winde ist die bei den vorbeschriebenen Versuchen verwendete; die Seiltrommel von 1000 mm Dmr. ist mit Innenverzahnung versehen und wird von einem auf der Schneckenradwelle sitzenden Triebbling angetrieben. Das Uebersetzungsverhältnis ist 18:84. Die Maschine blieb mit der Versuchsbremse versehen, wurde aber im übrigen vollständig als Knopfsteuermaschine ausgerüstet, wozu auch eine von einem Hilfsmotor bediente und nach Art der Fig. 36 ge-

baute Backenbremse mit Ledereinlage gehört. Die Versuchsschaltung entspricht der Fig. 22, es wurde nur die Lamellenbremse noch mit einem in die Leitung der Magnete 54, 55 eingeschalteten Magnet versehen, der beim Schließen des Hauptschalters den Bremshebel lüftet, beim Ausschalten ihn einfallen läßt. Statt der Riemenscheibe 37 wurde zum Antrieb des Schreibgerätes der Trommelrand

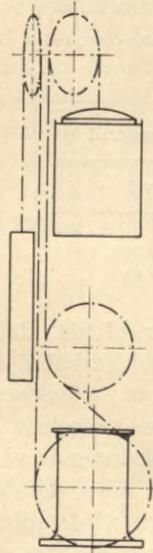


Fig. 35.

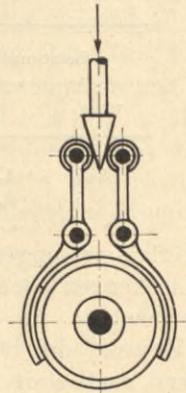


Fig. 36.

verwendet. Infolge der geringen Fahrgeschwindigkeit mußte zur Erzielung eines genügend großen Maßstabs der Auslaufkurven noch nach der Grundrißzeichnung Fig. 37 eine Uebersetzung  $a, b$  vom Verhältnis 5:1 zwischen das Reibrad  $c$  und die magnetische Kuppelung  $d$  eingeschaltet werden. Bei der hierbei auftretenden großen Drehgeschwindigkeit machten die Trägheitskräfte der Vorrichtung dem Antrieb durch das Reibrad Schwierigkeiten, und ein

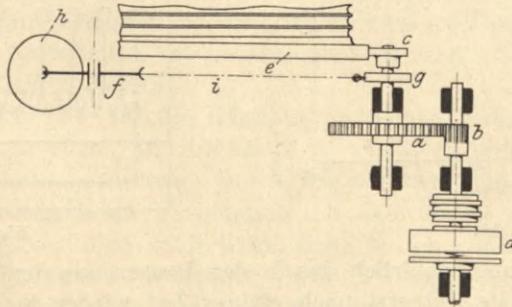


Fig. 37.

sicheres Mitnehmen wurde erst erreicht durch Aufziehen eines Riemens auf den Trommelrand  $e$  und Andrücken des fein gezahnten, eisernen Reibrades  $c$  vermittels eines über eine Umlenkrolle  $f$  an einem Kugellager  $g$  angreifenden und mit Gewicht  $h$  beschwerten Seiles  $i$ . In die von Hilfsströmen freie Hauptzuleitung 41, Fig. 22, war ein Präzisionsampèremeter gelegt.

Nachdem der Aufzug gut eingefahren war, wurden die Seile wieder abgenommen, um an der Maschine Leerlaufversuche anstellen zu können. Die Strommessungen zeigten, daß der kurz nach dem Anlaufen beobachtete Stromverbrauch von 6 bis 7 Amp nach einigen Minuten sinkt und sich bei längerer Betriebs-

dauer auf etwa 3,8 Amp einstellt. Auch bei häufigem Anlassen mit Pausen, wie sie selbst bei sehr lebhaft benützten Aufzügen zwischen den einzelnen Fahrten eintreten, zeigte sich der hohe Anfangsstrom nicht wesentlich vermindert und zeigte auch keine bedeutende Abnahme in einer Zeitdauer, die einer Fahrt zwischen nur zwei oder drei Stockwerken entspricht. An Hand der in Fig. 38 vom Leistungsverbrauch abhängig aufgezeichneten Kurve des Wirkungsgrades  $\eta$  des Motors bestimmen sich die zu 7 und 3,8 Amp bei 225 V gehörigen Leistungen wie folgt:

Leistung		Wirkungsgrad $\eta$
Watt	PS	
1575	1,69	0,79
855	0,79	0,68

Schon diese Leerlaufmessungen weisen darauf hin, daß bei absetzend arbeitenden Aufzugschneckengetrieben ganz andere Verhältnisse vorliegen als bei Laboratoriumsdauerversuchen. Es wäre sehr zu wünschen, daß eingehende Versuche über die Ursache der Stromabnahme angestellt würden; vermuten kann man, daß die erst nach einigen Minuten eintretende vollständige Mischung des Oels mit Luftblasen den Hauptgrund bildet, denn der Widerstand der Oelfüllung, der dadurch jedenfalls erheblich kleiner wird, spielt eine große Rolle gegenüber der verhältnismäßig kleinen Nutzarbeit, die das vorliegende Getriebe zu übertragen hat.

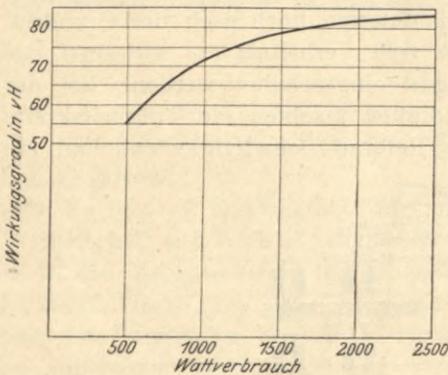


Fig. 38.

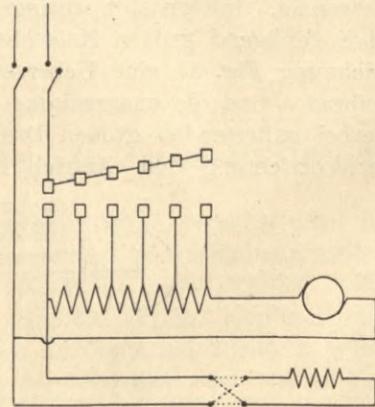


Fig. 39.

Außerdem gelangt natürlich das in den Pausen aus den Lagerflächen der Wellen herausgepreßte Oel erst nach einiger Zeit wieder in richtigen Umlauf. Der Schneckenkasten war mit gewöhnlichem, also ziemlich dünnflüssigem Maschinenöl gefüllt.

Die nach Fig. 39 beschaffene Schaltung des Anlассers bedingte, daß nach dem die Bremsperiode einleitenden Öffnen des Hauptausschalters Anker, Erregung und Widerstand einen geschlossenen Kreis bilden, in dem der beim Unterbrechen auftretende Extrastrom verläuft und bremsend wirken kann. Zur Untersuchung dieses Einflusses wurde in die Erregungsleitung ein besonderer Ausschalter gelegt, der möglichst gleichzeitig mit dem Hauptschalter zu öffnen war. Der Auslauf erfolgte ohne Anwendung der Bremse und wurde durch den Schreibmagnet am Trommelrand gemessen. Die Unterbrechnng erfolgte immer

erst, wenn das Ampèremeter genau auf 4,5 Amp eingestellt war, während die Spannung sich ziemlich gleichbleibend auf 223 V hielt. Es ergab sich der Auslaufweg bei geschlossenem Stromkreis im Mittel zu 857 mm, bei offenem Stromkreis zu 966 mm. Bei den später unter Anwendung der Bremse eintretenden kurzen Auslaufwegen kann also von einem merkbaren Einfluß des Extrastromes keine Rede mehr sein. Es wurden dann noch einige Beobachtungen des Auslaufweges mit Unterbrechung bei 5,6 Amp vorgenommen, die einen Weg von 730 mm bei offenem Stromkreis ergaben, woraus zu entnehmen ist, daß dem Zustand der Maschine bei vergleichenden Versuchen besondere Aufmerksamkeit geschenkt werden muß, und zwar an Hand des Ampèremeters.

Da die Bremse vollständig auseinandergenommen und verschiedenen Nacharbeiten unterzogen worden war, mußten zuerst wieder Diagramme über den Verlauf der Bremswirkung aufgenommen werden, die namentlich auch darüber Aufschluß zu geben hatten, ob das bei früheren Versuchen nicht angewendete, plötzliche Einfallen der Bremse irgend welche Aenderungen in der Geschwin-

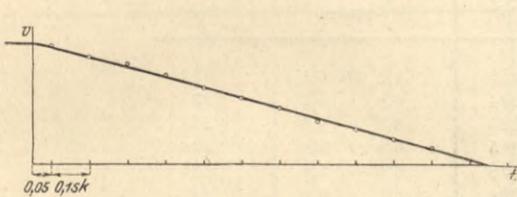


Fig. 40.

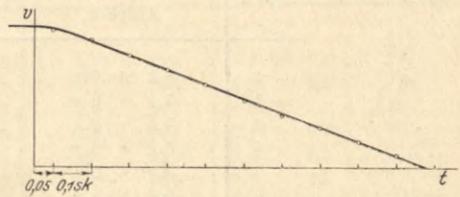


Fig. 41.

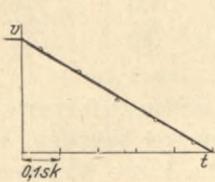


Fig. 42.

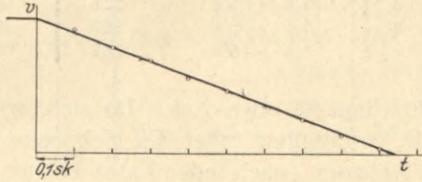


Fig. 43.

digkeitslinie hervorrief. Fig. 40 zeigt ein wie bei früheren Messungen mit schon vor dem Ausschalten wirkender Bremse aufgenommenes Diagramm, Fig. 41 ein solches mit beim Ausschalten erst einfallender Bremse. Beide Linien zeigen aber gleich geradlinigen Verlauf.

Nunmehr wurde die auf die Kupplung wirkende, ledergefütterte Backenbremse (Fig. 36) untersucht, um Aufschluß zu gewinnen über eine etwaige Veränderlichkeit der Reibungszahlen. Durch die bei der vorliegenden Konstruktion vorhandene zwangläufige Verbindung mit dem Anlasser wäre die Bremse verhältnismäßig langsam und sanft eingefallen; um eine hierdurch entstehende Trübung des Ergebnisses zu vermeiden, wurde es vorgezogen, die Bremse unter Loslösung vom Anlasser schon einige Zeit vor dem Ausschalten sitzen zu lassen, was allerdings ein nur geringes Bremsgewicht zu verwenden gestattete, um eine Ueberlastung des Motors zu vermeiden. Es zeigte sich dabei sowohl bei stärkerer Bremskraft (Fig. 42) als bei schwächerer Bremsung (Fig. 43) ein ausgesprochen geradliniger Verlauf der Geschwindigkeitslinie, so daß von einer wesentlichen Veränderung der Reibungszahlen über die Dauer der Auslaufzeit keine Rede war. Das bei Bandbremsen verschiedenster Art beobachtete starke Anwachsen der Bremskraft, das zu einem ruckweisen Anhalten im letzten Augenblick führt, dürfte demnach lediglich im Anschmiegen des Bandes gesucht werden. Bekanntlich werden diese Verhältnisse auch sofort gebessert, wenn man das Band verstärkt.

Hierauf wurden die Seile wieder eingezogen, und es sollte zunächst der Wirkungsgrad der ganzen Anlage bei verschiedener Fahrstuhlbelastung bestimmt werden. Hierfür war zunächst diejenige Nutzlast auszusuchen, die für Auffahrt und Abfahrt gleichen Stromverbrauch ergibt. Die zu diesem Zweck ausgeführten Fahrten ließen erkennen, daß auch an der ganzen Anlage, wie vorher bei leerlaufender Maschine, vom ersten Anlauf an mit der Zahl der Fahrten der Stromverbrauch bedeutend sinkt, daß aber auch während der einzelnen Fahrten eine Stromabnahme zu bemerken ist. Inwieweit letzteres vom Seilgewicht herührt, wird eine spätere Berechnung zeigen. Das Fahrstuhlgewicht betrug 550 kg, die Nutzlast 120 kg, wobei sich durch das Gegengewicht von 670 kg annähernd gleicher Stromverbrauch einstellte, wie folgende, bei unmittelbar aufeinander folgenden Fahrten angestellte Messungen zeigen.

Fahrt Nr.	Auf		Ab	
	Ampère	Volt	Ampère	Volt
1	8,8 bis 7,2	225	7,2 bis 6,5	224
2	7,5 » 6,5	224	6,8 » 6,2	225
3	7,0 » 6,3	225	6,5 » 6,0	226
4	6,7 » 6,2	225	6,3 » 6,0	228
5	6,9 » 6,0	228	6,2 » 5,6	225
6	6,6 » 6,0	224	6,2 » 6,0	225
7	6,5 » 6,0	224	6,3 » 5,6	224
8	6,2 » 5,8	225	6,2 » 5,7	226
9	6,2 » 5,8	225	6,0 » 5,6	225
10	6,2 » 5,8	234	6,0 » 5,7	225

Jede Fahrt dauerte etwa 2 sk. Da sich, wie schon früher erwähnt, die Anlaßwiderstände unmittelbar unter der Schnecke im Oel befinden, so wurde bei dem häufigen Anlassen (nach jeder Fahrt betrug die Pause höchstens 10 sk) das Oel verhältnismäßig rasch angewärmt; die Anwärmung stellte sich aber infolge der Kühlung durch die Bewegung bald auf einen Beharrungszustand von etwa 25° C ein. Um festzustellen, wie sich nach kurzer Pause die Verhältnisse gestalten, wurde 5 Minuten ausgesetzt, während welcher Zeit das schaumig gewordene Oel sich wieder etwas klärte, jedoch die Temperatur sich kaum veränderte. Die hierauf wieder vorgenommenen Fahrten ergaben:

Auf		Ab	
Ampère	Volt	Ampère	Volt
7,4 bis 6,6	225	6,9 bis 6,0	227
6,8 » 6,2	226	6,4 » 5,8	225
6,4 » 6,0	225	6,3 » 5,8	226

Nach der Pause war also der Stromverbrauch wieder beträchtlich gestiegen und fiel erst nach einigen Fahrten wieder auf seinen vorherigen Stand.

Es erschien zu einer einigermaßen zuverlässigen Bestimmung des Wirkungsgrades nötig, für alle Belastungen in dieser Weise vorzugehen, und so wurden nach 5 Minuten Pause folgende weitere Messungen ausgeführt:

Auf		Ab		Auf		Ab	
Ampère	Volt	Ampère	Volt	Ampère	Volt	Ampère	Volt
0 kg Nutzlast				60 kg Nutzlast			
4,9 bis 4,1	226	9 2 bis 8,6	224	6,5 bis 5,7	225	8,3 bis 7,6	225
4,1 » 3,6	225	8,9 » 8,4	224	6,5 » 5,0	226	7,6 » 7,2	225
3,8 » 3,3	225	8,7 » 8,2	222	5,3 » 4,8	225	7,6 » 7,2	224
3,7 » 3,2	224	8,6 » 8,1	225	5,0 » 4,7	225	7,5 » 7,0	225
3,5 » 3,1	224	8,5 » 8,0	224	4,8 » 4,6	225	7,3 » 6,8	226
3,6 » 3,2	225	8,6 » 8,1	224	4,9 » 4,5	225	7,3 » 6,6	224
3,5 » 3,1	225	8,5 » 8,1	226	4,9 » 4,6	225	7,2 » 6,8	224
3,4 » 3,0	225	8,4 » 8,1	225	4,8 » 4,4	224	7,3 » 6,8	225
3,4 » 3,1	225	8,4 » 8,2	225	4,8 » 4,5	223	7,3 » 6,8	225
3,4 » 3,0	226	8,4 » 8,0	225	4,9 » 4,3	224	7,2 » 6,8	225
5 Minuten Pause				5 Minuten Pause			
4,5 » 3,8		9,3 » 8,6		6,0 » 5,1	222	7,7 » 7,2	222
4,0 » 3,6		8,9 » 8,4		5,2 » 4,6	225	7,5 » 6,9	223
3,8 » 4,3		8,7 » 8,2		4,8 » 4,4	223	7,3 » 6,8	225
180 kg Nutzlast				240 kg Nutzlast			
9,0 bis 8,2	225	5,4 bis 4,9	225	10,3 bis 9,6	224	4,2 bis 3,9	225
8,1 » 7,5	224	5,0 » 4,5	225	9,7 » 9,1	225	3,8 » 4,3	224
8,1 » 7,4	225	5,1 » 4,7	225	9,3 » 8,9	222	3,9 » 3,6	223
8,0 » 7,2	225	4,8 » 4,1	226	9,4 » 8,8	224	3,6 » 3,3	225
7,7 » 7,1	226	4,7 » 4,2	225	9,2 » 8,7	223	3,5 » 3,2	225
7,7 » 7,1	225	4,8 » 4,3	224	9,4 » 8,7	225	3,5 » 3,2	222
7,6 » 7,2	224	4,6 » 4,1	225	9,2 » 8,7	222	3,4 » 3,0	223
7,6 » 7,1	225	4,6 » 4,2	225	9,0 » 8,8	221	3,4 » 3,1	224
7,5 » 7,1	224	4,7 » 4,1	225	8,8 » 8,6	223	3,4 » 3,1	223
7,3 » 7,0	225	4,5 » 4,2	227	9,0 » 8,7	220	3,3 » 3,1	221
5 Minuten Pause				5 Minuten Pause			
8,7 » 7,8	225	5,2 » 4,6	227	10,3 » 9,5	222	4,2 » 3,8	221
7,9 » 7,3	225	4,9 » 4,4	227	9,7 » 9,2	220	3,9 » 3,6	224
7,7 » 7,1	227	4,6 » 4,1	226	9,5 » 8,9	220	3,6 » 3,3	221

Nach dreistündiger Pause, also bei kalter Maschine, ergaben sich folgende Werte bei 240 kg Nutzlast:

Auf		Ab	
Ampère	Volt	Ampère	Volt
13,2 bis 11,0	224	6,0 bis 5,2	224
11,0 » 9,7	225	5,0 » 4,4	224
10,2 » 9,5	224	4,6 » 4,2	225
10,2 » 9,3	225	4,3 » 4,0	225
9,7 » 9,2	225	4,2 » 3,9	226

Die Messung der ersten Fahrten morgens, bei 120 kg Nutzlast, lieferte:

Auf		Ab	
Ampère	Volt	Ampère	Volt
13,0 bis 9,5	222	12,0 bis 8,5	224
9,0 » 8,0	223	8,7 » 7,6	224
8,0 » 7,5	225	7,9 » 7,1	224

Die früheren Messungen hatten bei der zehnten Fahrt 6,2 Amp Anlaufstrom ergeben; die erste Fahrt morgens hat also rund den doppelten Strom erfordert.

Diese Ergebnisse zeigen, daß der Zustand der Maschine von ganz bedeutendem Einfluß auf den Auslaufweg sein muß.

Mit verschiedener Belastung vorgenommene Messungen der Umlaufzahl, bei denen die Maschine sich in einem mittleren Zustand befand, ergaben:

Nutzlast kg	Umdrehungen	
	Auf	Ab
240	1232	1256
180	1242	1255
120	1266	1242
60	1282	1221
0	1286	1189

Die Spannung betrug gleichbleibend 225 V. Mit Hilfe der Umlaufzahlen und der Abmessungen der Maschine wurde nun die Fahrstuhlgeschwindigkeit bei jeder Belastung bestimmt, ferner aus den Strommessungen für den gut eingelaufenen Zustand der Wattverbrauch berechnet, der samt den daraus folgenden Wirkungsgraden der ganzen Anlage aus folgender Zahlentafel zu ersehen ist:

Nutzlast		v m/sk	zu leistende ideelle PS	Watt- verbrauch	Wirkungs- grad des Motors	vom Motor geleistete PS	Wirkungs- grad der Anlage vH
240 kg	auf	0,385	+0,616	1990	0,82	2,22	27,7
	ab	0,392	-0,627	720	0,53	0,52	
180 kg	auf	0,388	+0,310	1610	0,72	1,58	19,6
	ab	0,392	-0,313	977	0,60	0,80	
120 kg	auf	0,395	0	1350	0,68	1,25	
	ab	0,388	0	1315	0,67	1,20	
60 kg	auf	0,400	-0,320	1035	0,62	0,87	20,0
	ab	0,381	+0,305	1575	0,71	1,52	
0 kg	auf	0,402	-0,642	720	0,53	0,52	32,0
	ab	0,371	+0,593	1845	0,74	1,86	

Der geringe Wirkungsgrad erklärt sich aus der gegenüber der kleinen Tragkraft großen Leerlaufarbeit der ganzen Anlage. Bei einem ähnlich gebauten Aufzug für 2000 kg Tragkraft wurden 56 vH festgestellt, weil hier der Leerlauf von weniger bedeutendem Einfluß ist.

Es wäre noch zu untersuchen, wieviel von der Stromschwankung während der einzelnen Fahrten auf den Einfluß des Seilgewichts zurückzuführen ist. Bei einer Fahrhöhe von etwa 9 m und doppelten Seilen an Fahrstuhl und Gegengewicht von 12 mm Dmr., 0,5/m Gewicht, ist z. B. bei Fahrstuhl- abfahrt das Gegengewicht anfangs 9 kg schwerer als der Fahrstuhl, am Schluß umgekehrt. Also beträgt die Aenderung der Trommelumfangskraft 18 kg, was bei vollbelastetem oder leerem Fahrstuhl  $\frac{18 \cdot 100}{120} = 15$  vH der ideellen Arbeit ausmacht. Bei rd. 0,6 ideellen PS, rund 2 effektiven PS bedeutet dies eine Steigerung des Kraftverbrauchs auf  $2 + 0,15 \cdot 0,6 = 2,09$  PS, also eine Aenderung des Stromes um rd. 5 vH. Soweit die rasch vorgenommenen Ablesungen an dem während der ganzen Fahrt schwankenden Zeiger überhaupt genau sein können, scheinen die Stromänderungen bei den Fahrten mit gut eingelaufener Maschine tatsächlich allein vom Seilgewicht herzukommen, dagegen sind die größeren Schwankungen der ersten Fahrten nach Pausen natürlich teilweise auf Aenderungen des Getriebewiderstandes während der Fahrt zurückzuführen. Also auch

das Seilgewicht ist bei Aufzügen mit geringer Tragkraft und großer Förderhöhe von merkbarem Einfluß auf den Auslaufweg.

Es fehlt nun noch eine Untersuchung über etwaige Aenderungen des Wirkungsgrades der ganzen Anlage in der Bremszeit, zu welchem Zweck unter Anwendung der Versuchsbremse Diagramme aufgezeichnet wurden.

Fig. 44 zeigt den Auslauf des unbelasteten Fahrstuhls in der Abfahrt, ohne Anwendung der Bremse. Die Linie verläuft vollständig gerade, was darauf schließen läßt, daß sich der Gesamtwiderstand nicht wesentlich ändert.

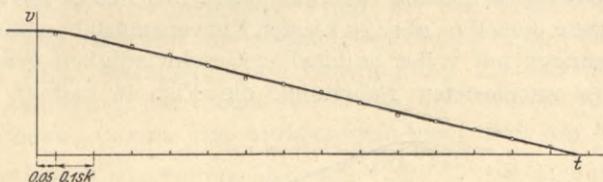


Fig. 44.

Streng genommen, besteht noch die Möglichkeit einer proportionalen Zunahme oder Abnahme des Wirkungsgrades, dies ist aber unwahrscheinlich, weil sich die Geradlinigkeit unter den verschiedensten Verhältnissen zeigte. Bei Fig. 44 hatten sämtliche Getriebe sowohl während der Fahrt als im Auslauf gleiche Pressung, bei Anwendung der Bremse treten aber noch Trägheitskräfte auf, welche die Pressungen bedeutend verändern. Fig. 45, die bei Abfahrt des unbelasteten Fahrstuhls mit Bremswirkung gewonnen ist, zeigt jedoch noch durch-

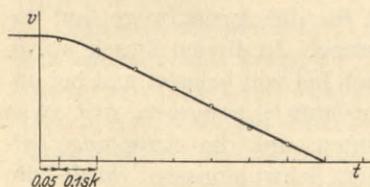


Fig. 45.

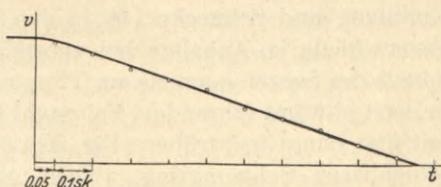


Fig. 46.

aus geradlinigen Verlauf, desgleichen Fig. 46 bei halber Last unter sonst gleichen Verhältnissen. Es muß bei diesen Ergebnissen berücksichtigt werden, daß zur Erzielung eines genügend großen Kurvenmaßstabs nur sehr schwach abgebremst werden konnte, so daß die Pressung im Schneckengetriebe bei vollbelasteter Abfahrt im Auslauf auf nur etwa das Doppelte der Betriebspressung stieg und auch dann der Axialdruck der Schnecke nur etwa 120 kg betrug, was für das vorliegende Getriebe außerordentlich wenig ist. Bei stärkerer Beanspruchung kann also immerhin noch eine Veränderlichkeit des Wirkungsgrades eintreten, die aber nicht groß sein dürfte.

Fig. 47 zeigt einen Auslauf bei halber Last, also bei Ausgleich von Fahrstuhl und Gegengewicht, wobei sich die Abnahme des Oelwiderstandes mit der

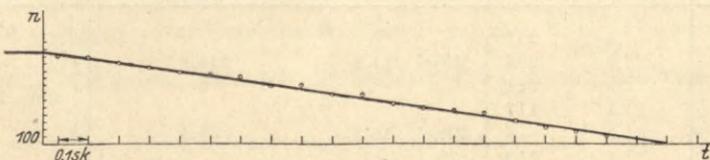


Fig. 47.

Geschwindigkeit, die schon bei früheren Leerlaufversuchen festgestellt wurde, ganz schwach bemerklich zu machen scheint, jedoch kann die Kurve noch un-

bedenklich durch eine Gerade ersetzt werden. Kommt noch der gleichbleibende Einfluß eines Fahrstuhlüber- oder Untergewichtes dazu, so verschwindet die Krümmung vollständig, wie Fig. 44 zeigte.

Der Versuch, die Bremswirkung zur Erzeugung hoher Pressungen weitgehend zu steigern, scheiterte an dem Einfluß der Trägheitskräfte des viel zu schwer ausgeführten Schreibapparats.

Eine Untersuchung der Verzögerung bei verschiedenen Geschwindigkeiten und gleicher Bremswirkung konnte nur in beschränktem Maß ausgeführt werden, weil eine wesentliche Steigerung der Umlaufzahl des Motors nicht möglich war, große Verringerung derselben aber zu kleinen Kurvenmaßstäben führte. Es wurden schließlich Messungen mit voller und halber Geschwindigkeit gemacht, die z. B. bei Abfahrt des unbelasteten Fahrstuhls die Fig. 46 und 48 ergaben. Die

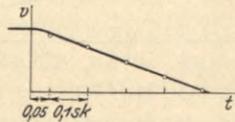


Fig. 48.

kleinen Geschwindigkeiten weisen sogar eine etwas größere Verzögerung auf, was in Ungenauigkeiten der Messungen begründet sein mag; mindestens ist aber damit nachgewiesen, daß eine Aenderung der Umlaufzahl bei einmal festgelegter Bremskraft an der Beanspruchung der Maschine im Auslauf nichts zu ändern vermag.

Weitere Versuche bezogen sich auf den Einfluß der Masse von Anker, Kupplung und Schnecke ( $M_2$  in den Beziehungen für die Auslaufwege) auf die Unterschiede im Anhalten bei verschiedener Belastung. Zu diesem Zweck wurde mittels des Schreibmagnets am Trommelrand der sich bei voll belastet und bei unbelastet abwärts fahrendem Fahrstuhl ergebende Auslaufweg gemessen, und zwar mit und ohne den früher (Fig. 29) schon erwähnten, auf die Kupplung aufschiebbaren Schwungring. Nach Aufbringen der Schwungmasse wurde die Bremsbelastung so lange vergrößert, bis bei unbelastet abwärts fahrendem Fahrstuhl der Auslaufweg ebenso groß wurde wie derjenige ohne Schwungmasse. Um vergleichsfähige Werte zu erhalten, wurden die Messungen für leeren Fahrstuhl noch auf die Umlaufzahl bei Fahrt mit voller Nutzlast umgerechnet. Eine gleichzeitige Spannungsbeobachtung konnte nicht angestellt werden, so daß hierin eine Fehlerquelle vorliegt, dagegen wurde möglichst darauf geachtet, daß die Unterbrechungen bei gleichem Stromverbrauch, also gleichem Zustand der Maschine, stattfanden.

Die Messungen ergaben folgende Werte:

Nutzlast	Strom	gemessener Auslaufweg	auf Seilmittle und Tourenzahl umgerechneter Auslaufweg		
kg	Amp	mm	mm		
240	7,4	217	Mittel 211,3	} ohne Schwungmasse	
	7,0	206			204,3
	7,0	211			
0	11,4	117	Mittel 116,3		
	11,5	116			125,3
	11,5	116			
0	11,5	116	Mittel 115,3	} mit Schwungmasse	
	11,6	114			124,3
	11,6	116			
240	6,8	175	Mittel 171,7		
	7,1	168			166,0
	7,0	172			

Nach früheren Messungen betrug die Umlaufzahl des Motors für Abwärtsfahrt mit voller Nutzlast 1256, für unbelastete Abwärtsfahrt 1189. Auf erstere Zahl sollen alle Messungen bezogen werden, demgemäß erfuhren die ohne Nutzlast ermittelten Auslaufwege eine Umrechnung im Verhältnis  $\frac{1256^2}{1189^2}$ . Sämtliche Werte waren dann noch im Verhältnis von Seilmittendurchmesser (1003 mm) zu Trommelranddurchmesser (1037 mm) zu verkleinern.

Der Unterschied der auf gleiche Umlaufzahl bezogenen Wege beträgt bei den Versuchen ohne Schwungmasse 79 mm, bei den Versuchen mit Schwungmasse rund 42 mm, während die tatsächlichen Unterschiede (wenn nur auf Seilmitte bezogen wird) betragen: ohne Schwungring 92 mm, mit Schwungring 54 mm. Die Aenderung der Umlaufzahl des Motors vergrößerte also den Unterschied um 13 bzw. 12 mm. Im übrigen sieht man, daß die Verwendung des Schwungrings den Auslaufunterschied um  $\left(\frac{92-54}{92}\right) \cdot 100 = \infty 41$  vH verbessert hat. Die Seildehnung betrug infolge der geringen Förderhöhe nur etwa 6 mm.

Zu der Größe der Unterschiede selbst sei bemerkt, daß die Bremskraft, eben um große Unterschiede zu erhalten, sehr schwach gewählt war (größte Verzögerung nur etwa 0,6 m/sk); im richtigen Betrieb hält der Fahrstuhl natürlich genauer an.

Nunmehr kann versucht werden, eine Berechnung des Auslaufweges an Hand der früher ermittelten Beziehungen vorzunehmen und das Ergebnis mit den Messungen zu vergleichen.

Bei durchschnittlich 11,5 Amp Stromverbrauch der Abwärtsfahrt ohne Nutzlast ergeben sich mit 225 V 2588 W, was mit dem Wirkungsgrad 0,83 des Motors einem Arbeitsaufwand von 2,92 PS entspricht. Die dabei am Gegengewicht geleistete Arbeit beträgt nach der Zahlentafel Seite 40 0,593 PS, so daß ein Gesamtwirkungsgrad von nur 20,3 vH bestand, gegen 32 vH der Tabelle. Der Unterschied kommt lediglich daher, daß zwischen den Fahrten kleine Pausen gemacht wurden, wie solche auch bei sehr lebhaft benützten Aufzügen eintreten. Die große Leerlaufarbeit von  $2,92 - 0,59 = 2,3$  PS, die für die verschiedensten Belastungen annähernd gleichbleibend ist, soll nicht durch niedrige Einzelwirkungsgrade zum Ausdruck gebracht, sondern besser in zwei Teilen zur Fahrstuhlreibung und zur Bremskraft hinzugezählt werden. Dies geschieht hauptsächlich, weil eine Bestimmung der Werte  $\eta_0'$ ,  $\eta_1'$  nicht vorgenommen wurde. In den nachfolgenden Rechnungen ist  $\eta_0 = \eta_0'$ ,  $\eta_1 = \eta_1'$  gesetzt; der hierin liegende Fehler wird aber wesentlich verkleinert durch die getrennte Einführung der Leerlaufarbeit. Nach früheren Versuchen mit der Winde allein kann der auf die Maschine entfallende Teil zu 1,6 PS geschätzt werden, was einer auf den Kuppelumfang bezogenen Reibungskraft von  $W = 8,75$  kg entspricht. Für den Anteil des Seillaufs bleiben noch 0,7 PS, woraus sich mit 0,392 m Geschwindigkeit und einem nach Abzug der Leerlaufarbeit noch in Betracht kommenden Gesamtwirkungsgrad aller Getriebe von etwa 0,6,  $R = \frac{0,7 \cdot 75 \cdot 0,6}{0,392} = \infty 80$  kg, am Seil wirkend, berechnen, die auch die Reibung des passend geführten Fahrstuhls enthalten.

Aus dem für Abwärtsfahrt mit Schwungmasse und voller Nutzlast gemessenen Auslaufweg von 0,166 m ergibt sich bei 0,392 m Fahrgeschwindigkeit eine Verzögerung

$$p = \frac{v^2}{2s} = 0,462 \text{ m/sk.}$$

Mit dem Fahrstuhlgewicht  $F = 550$  kg, Nutzlast  $Q = 240$  kg, 670 kg Gegengewicht, 80 kg Reibung  $R$  am Seillauf und Fahrstuhl, einem der Masse  $M_1$  entsprechenden, auf das Seil bezogenen Gewicht der Trommel, der Rollen und des Seils von 300 kg, der Masse  $M_2 = 1,34$  von Motor, Kupplung und Schnecke, der Masse  $0,92$  des Schwungrings, läßt sich aus Gl. (9), Seite 9, die Bremskraft  $P$  berechnen, die zugleich auch das obige  $W = 8,75$  kg für Maschinenreibungswiderstände enthält. Der Wirkungsgrad  $\eta_0$  des Schneckengetriebes bezieht sich infolge des bereits vorgenommenen Abzugs aller Leerlaufwiderstände nur noch auf den Verlust zwischen den Gleitflächen und soll zu  $0,7$  geschätzt werden, was keinesfalls zu hoch ist. Der Wirkungsgrad  $\eta_1$  des Seillaufs sei, ebenfalls nach Abzug des Leerlaufs, zu  $0,86$  angenommen (etwa  $0,96$  für jede der Rollen und die Trommel), so daß der Gesamtwirkungsgrad  $0,7 \cdot 0,86 = 0,6$  in Uebereinstimmung steht mit der bei der Berechnung von  $R$  gemachten Annahme. Uebrigens hat auch eine wesentlich andere Wahl der Wirkungsgrade nur sehr geringen Einfluß auf das Schlußergebnis, weil man dafür einfach eine andere Bremskraft erhält.

Mit diesen Werten liefert Gl. (9) für die Abwärtsfahrt mit Schwungmasse und Vollbelastung:  $P + W = 39,78$  kg. Eine Kontrolle dieses Wertes aus der Bremsbelastung ist unmöglich wegen des nicht genau festgestellten Wirkungsgrades der Bremse und namentlich wegen des Einflusses der mit dem Einfallen verbundenen lebendigen Kraft. Aus Gl. (13) bestimmt sich nun der Auslaufweg für die Abfahrt ohne Nutzlast zu  $0,14$  m. Reduziert gemessen wurden  $0,124$  m, also beträgt der Unterschied etwa 12 vH. Aehnlich berechnet sich für die ohne Schwungmasse vorgenommenen Messungen  $p = 0,377$ ;  $P + W = 20,18$  kg und der Auslaufweg für unbelastete Abwärtsfahrt zu  $0,145$  m statt der gemessenen  $0,125$  m. Der Unterschied dürfte bedingt sein durch Fehler in den Messungen und Annahmen und erklärt sich im übrigen zwanglos daraus, daß bei der im vorliegenden Fall vorhandenen schwachen Bremsung wesentlich verschiedene Pressungen und Wirkungsgrade beim Auslauf des unbelasteten und vollbelasteten Fahrstuhls auftraten. Bei schnellfahrenden Aufzügen mit scharfer Bremsung werden die Trägheitskräfte von so großem Einfluß, daß Gl. (13) ganz ausscheidet und nur Gl. (10) zur Verwendung kommt, wodurch die Berechnung für solche Fälle bedeutend an Sicherheit gewinnt.

## F) Schlußfolgerungen.

Die Beurteilung der verschiedenen, in den vorhergehenden Abschnitten erörterten Einflüsse, welche die Größe des Bremswegs bedingen, erfolgt am besten durch Anwendung auf ein Rechnungsbeispiel über einen schnellfahrenden Aufzug.

Es handle sich um einen Personenaufzug für 3 Personen (240 kg angenommen), der außer dem Motor in allen Teilen der Versuchsmaschine entsprechen möge. Demnach ist gegenüber der Berechnung am Schluß des vorhergehenden Abschnitts nur  $u$  und  $M_2$  neu zu bestimmen. Der Motor leiste 6,5 PS bei 1250 Uml./min; die Masse seines Ankers samt Kupplung und Schnecke sei auf  $M_2 = 3$  geschätzt;  $u$  berechnet sich zu 12. Die Verzögerung soll zu nur 1,5 m angenommen werden, um einerseits einen sehr sanften Auslauf zu erzielen, andererseits in der Steigerung von  $p$  eine weitgehende Reserve für die Verminderung der Auslaufunterschiede zu besitzen. Der Bremsweg beträgt für unbelastete Abwärtsfahrt rechnerisch

$$\frac{v^2}{2p} = \frac{1,2^2}{2 \cdot 1,5} = 0,480 \text{ m.}$$

Der Ausdruck (11), Seite 9, wird negativ, d. h. es kommt auch bei leerem Fahrstuhl Gl. (9) zur Verwendung, die  $P + W = 56 \text{ kg}$  liefert, woraus sich nach (10) für den Bremsweg bei voller Last  $0,603 \text{ m}$  ergibt. Dies bedeutet also einen Anhaltunterschied von  $123 \text{ mm}$ . Nimmt man an, daß bei vollbelasteter Abfahrt die Umlaufzahl des Motors um  $5 \text{ vH}$  gestiegen war, so folgt daraus eine weitere Vergrößerung des Auslaufweges auf  $\left(\frac{105}{100}\right)^2 = 0,663 = 0,605 \text{ m}$ , also um  $62 \text{ mm}$ .

Je nachdem der Fahrstuhl vom obersten in das zweithöchste oder vom zweituntersten in das tiefste Stockwerk fährt, wird bei  $20 \text{ m}$  Förderhöhe der Einfluß des Seilgewichts einer Vermehrung der Nutzlast um etwa  $40 \text{ kg}$  gleichkommen. Dies bedingt eine Erhöhung des Bremswegs von  $0,603 \text{ m}$  auf  $0,629 \text{ m}$ , also um  $26 \text{ mm}$ .

Wechselnder Zustand der Maschine bei verschieden lebhaftem Betrieb soll durch eine Verminderung des Wertes  $P + W$  um  $4 \text{ kg}$  berücksichtigt werden. Der entsprechende Einfluß äußert sich in einer Aenderung des Bremswegs von  $0,603 \text{ m}$  auf  $0,652 \text{ m}$ , also um  $49 \text{ mm}$ .

Der Gesamtunterschied im Anhalten beträgt demnach:  $123 + 62 + 26 + 49 = 260 \text{ mm}$ , oder, bei Verteilung der Strecke über und unter den Boden:  $\pm 130 \text{ mm}$ . Ein solcher Unterschied ist sogar für einen Personenaufzug nicht mehr zulässig. Dabei ist die Seildehnung nicht berücksichtigt, die auf etwa  $15 \text{ mm}$  zu schätzen ist.

Zur Verbesserung dieser Verhältnisse soll die Masse  $M_2$  auf  $5$  vergrößert werden. Damit bestimmt sich aus (9)  $P + W = 92 \text{ kg}$ , und der Auslaufweg für vollbelastete Abfahrt zu  $0,555 \text{ m}$ , also ist der Unterschied  $75 \text{ mm}$  gegen vorher  $123 \text{ mm}$ . Die Aenderung der Umlaufzahl von  $5 \text{ vH}$  ergibt eine Steigerung auf  $\left(\frac{105}{100}\right)^2 0,555 = 0,612 \text{ m}$ , d. h. um  $57 \text{ mm}$  gegen früher  $62 \text{ mm}$ . Das Seilgewicht bedingt  $16 \text{ mm}$ , die Zustandsänderung  $25 \text{ mm}$ , gegen vorher  $26$  und  $49 \text{ mm}$ . Die Gesamtänderung ist jetzt  $173 \text{ mm}$  oder in Beziehung auf den Boden  $\pm 87 \text{ mm}$ .

Die gleiche Verbesserung hätte sich erreichen lassen durch Verzögerung von  $u$  auf etwa  $15$ , d. h. durch Verwendung eines Motors von  $1562$  statt  $1250$  Umdrehungen.

Einer weiteren Steigerung der zusätzlichen Schwungmasse kann außer der nötigen Zunahme der Bremskraft der Mehraufwand an Beschleunigungsarbeit beim Anfahren entgegenstehen. Unter Annahme von  $3 \text{ sk}$  Anlaufzeit ist für den Schwungring von der Masse  $2$  bei der  $1250$  Umdrehungen entsprechenden Kuppelungsumfangsgeschwindigkeit von  $14,4 \text{ m}$  eine zusätzliche Beschleunigungsarbeit erforderlich von  $\frac{2 \cdot 14,4^2}{3 \cdot 2 \cdot 75} = 0,93 \text{ PS}$ . Wenn also der Motor im Anlauf das  $1,5$ fache der normalen Leistung entwickelt, d. h.  $1,5 \cdot 6,5 = 9,8 \text{ PS}$ , so ist jetzt eine Steigerung des Anzugmoments von rund  $10 \text{ vH}$  erforderlich. Bei den üblichen Ausführungen wird man in den meisten Fällen leicht noch etwas mehr erreichen können, so daß man bei der vorliegenden Anlage auf ein zulässiges Maß der Unterschiede käme.

Es muß noch erwähnt werden, daß bei Aufzügen mit großer Tragkraft der Einfluß der Nutzlast gegenüber den andern Veränderlichkeiten viel mehr vorherrscht als bei dem obigen Beispiel, so daß der Vorteil der zusätzlichen Schwungmasse in solchen Fällen noch mehr zur Geltung kommt.

Die Bedingungen, unter denen bis zu einer durch die Erfahrung noch näher festzustellenden Grenze eine Regelung der Umlaufzahl entbehrt werden kann, lassen sich nach dem Vorhergehenden in folgende Gesichtspunkte zusammenfassen:

- 1) Verwendung einer Bremse, die unabhängig von allen Veränderungen ihrer Reibung und des Wirkungsgrads ihrer Teile stets von gleicher Wirkung ist.
- 2) Scharfes Abbremsen, so weit die Beanspruchung der Maschinenteile dies gestattet. Die Verzögerung sollte aber etwa 2 m sk nicht überschreiten, um das Anhalten nicht zu unangenehm zu gestalten.
- 3) Zur Erzielung eines möglichst geringen Geschwindigkeitsunterschieds zwischen Vollbelastung und Leerlauf sind reichlich bemessene oder besonders zu diesem Zweck gewickelte Motoren zu verwenden.
- 4) Schnellaufende Motoren sind für genaues Anhalten günstiger als langsamlaufende.
- 5) Die Brems Scheibe ist mit so viel Schwungmasse auszustatten, als die hierdurch erforderlich werdende Steigerung von Anzugmoment und Bremskraft gestattet.

Eine weitere Forderung, die als selbstverständlich seither gar nicht erwähnt wurde, ist eine so rasche Ausschaltbewegung des Anlassers, daß während derselben eine Tourenänderung des Motors, die abhängig von der Belastung wäre, nicht eintreten kann. Bei den üblichen Konstruktionen ist diese Voraussetzung immer erfüllt.

BIBLIOTEKA POLITECHNICZNA  
KRAKÓW

S. 61



WYDZIAŁY POLITECHNICZNE KRAKÓW

BIBLIOTEKA GŁÓWNA



L. inw.

33146

Kdn., Czapskich 4 — 678. 1. XII. 52; 10.000

Biblioteka Politechniki Krakowskiej



100000305731