

Forschungsbericht 105

Bundesanstalt für
Materialprüfung (BAM)
Berlin

Beitrag zum Bremsverhalten energieumwandelnder Aufsetzpuffer in Aufzugsanlagen

von Dr.-Ing. Bernd Schulz-Forberg

86 Seiten, 211 Abbildungen

Herausgegeben von der
Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM)
Unter den Eichen 87, 1000 Berlin 45
Telefon (030) 8104-1
Telex 183 261 bamb d
Telefax (030) 8 112 029

Copyright © 1984 by Wirtschaftsverlag NW
Verlag für neue Wissenschaft GmbH, Bremerhaven

Verlag und Vertrieb:
Wirtschaftsverlag NW
Verlag für neue Wissenschaft GmbH
Postfach 10 11 10, 2850 Bremerhaven 1
Telefon (0471) 46093/95

Kurzzusammenfassung

Der weit überwiegende Anteil der Aufzugsanlagen verfügt über Treibscheibenantriebe. Die sich konstruktiv ergebenden Überfahrwege von Kabine und Gegengewicht werden durch Puffer begrenzt. In Anlagen mit niedrigen Betriebsgeschwindigkeiten (bis 1,25 m/s) kommen Federpuffer und in solchen mit hohen Betriebsgeschwindigkeiten hydraulische Aufsetzpuffer zum Einsatz.

Zu dieser Arbeit wurden 89 Baumuster von hydraulischen Puffern mit Hilfe von Freifallversuchen untersucht. Die parabolisch gradierten Steuereinrichtungen bewirken, daß die Austrittsfläche der Hydraulikflüssigkeit bei Kolbenbewegung parabolisch mit dem Hub abnimmt. Die theoretisch bekannte Abhängigkeit des Druckes vom Hub konnte experimentell bestätigt werden.

Die theoretische Bestimmung der zeitabhängigen Verzögerung der Fallgewichte durch Puffer gelang durch numerische Integration. Für Sonderfälle wurden Lösungen gefunden, die sich durch bekannte Funktionen darstellen lassen. Damit konnten die numerischen Ergebnisse für Pufferstöße verifiziert werden.

Diese Pufferstöße wurden zur Abschätzung der Belastung des Menschen in Aufzugskabinen herangezogen. Dazu wurde ein schwingfähiges Ersatzmodell des Menschen mit Pufferstößen angeregt und seine Reaktion (Relativbewegungen) bewertet. Die am Anfang des Pufferstoßes vorhandene Überhöhung der Verzögerung beim Bremsen in einer Aufzugsanlage gegenüber der bei der Freifallbremsung wurde ebenso berücksichtigt wie die Auswirkung von kurzzeitig dem Stoßverlauf überlagerten Spitzenwerten.

Ein rechteckförmiger Stoßverlauf belastet den Menschen am geringsten. Die Belastung steigt mit zunehmender Abweichung von dieser Stoßform. Sie wird dabei weiter erhöht mit steigender Betriebsgeschwindigkeit.

Um für alle Betriebsgeschwindigkeiten und Lasten die Relativbewegungen des Menschen als Reaktion auf Pufferstöße sicher im ertragbaren Bereich zu halten, wird eine Verschiebung der Auslegungslast vorgeschlagen.

Bislang werden die Puffer für eine Last ausgelegt, die sich aus dem Kabinengewicht und der halben Nutzlast ergibt. Aufgrund der Arbeitsergebnisse wird angeregt, als Auslegungslast das Kabinengewicht zuzüglich 75 kg zu wählen.

Abstract

The majority of lifts are driven by traction sheaves. The pathways of the car and the counterweight as resulting from the design are limited by buffers. The use of springloaded buffers is foreseen for lifts with low-rated velocities (up to 1.25 m/s) while for those with high-rated velocities energy dissipation buffers (hydraulic type) are used.

Within the frame of this study investigations on 89 prototypes of hydraulic buffers were carried out by submitting them to free fall tests. The parabolic graduated control equipment cause the parabolic decrease of the opening area for the hydraulic liquid as a function of the stroke. The theoretically known dependence of the pressure on the stroke could be proven by experiment.

The time dependent retardation of the weights by buffers has been determined by numerical integration. In certain cases solutions were represented by known functions. This leads to the verification of the numerical results for buffer impacts.

These buffer impacts were used to estimate the stress on men in lift cars. A human mock-up (vibration model of men) has been subjected to the load of the buffer impact and the reactions were evaluated by the relative movement of the model. The increase of the retardation at the beginning of the buffer impact of the lift in relation to the deceleration of the free fall has been taken into consideration as well as the effects of peak values which temporarily superimpose the shock load.

A rectangular shock load causes least stress to men. This stress grows with an increasing deviation from this form of shock load. An additional increase is caused by a growing rated velocity.

To keep the relative movements of men for all loads and velocities well within a tolerable range, the proposal is to move the rated load.

Up to now the buffers are designed for a rated load given by the weight of the car and half the tara weight. As the results of this study shows the rated load should be the weight of the car plus 75 kilograms.

Inhaltsverzeichnis

Seite

1.	Einleitung und Aufgabenstellung	1
2.	Untersuchungen auf dem Freifallprüfstand	3
2.1	Prüf- und Meßeinrichtungen des Freifallprüfstandes	3
2.1.1	Ausführung des Prüfstandes	3
2.1.2	Meßverfahren am Freifallprüfstand	5
2.2	Durchgeführte Versuche mit hydraulischen Aufsetzpuffern	10
2.3	Auswertung und Ergebnis der Freifallversuche	16
2.3.1	Numerische Verfahren	16
2.3.2	Übersicht über die Bauartversuche	17
3.	Theoretische Betrachtungen zu Freifallversuchen	26
3.1	Stand der Pufferauslegung	26
3.2	Ergänzungen zur Theorie	27
3.2.1	Diskussion zum Stand der Pufferauslegung	27
3.2.2	Die Funktionen $a(s)$ und $a(t)$ für parabolisch gradierte Puffer	29
3.2.3	Einige besondere Funktionen für $a(t)$	31
3.2.4	Funktionen $a(s)$ und $a(t)$ für konstante Auftrittsquerschnitte	33
3.2.5	Numerische Ermittlung der Funktion $a(t)$	34
3.3	Vergleich experimentell ermittelter Beschleunigungen mit den aus theoretischen Betrachtungen gewonnenen Ergebnissen	36
3.4	Diskussion nicht erfaßter Einflüsse	38
4.	Untersuchungen in Aufzugsanlagen	40
4.1	Messungen in ausgeführten Treibscheibenanlagen	40
4.2	Untersuchungen an Modellanlagen	42
4.2.1	Modellbeziehungen für hydraulische Aufsetzpuffer	42
4.2.2	Ausführung der Modellanlage	43
4.2.3	Vergleichende Untersuchungen an verkleinerten Puffern	45
4.3	Diskussion der Anlagenversuche	47
5.	Belastung des Menschen durch Pufferstöße	49
5.1	Einfluß nicht-starrer Massenanteile auf die Ausbildung der Bremsverläufe	49
5.2	Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen nach VDI-Richtlinie 2057	50
5.3	Pufferstöße auf ein einfaches Feder-Masse-System	53
5.3.1	Untersuchung theoretischer Stöße parabolisch gradierter Puffer	55
5.3.2	Untersuchungen theoretischer Stöße mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Extremwerten	56
5.3.3	Untersuchungen gemessener Pufferstöße	58
5.3.4	Abschätzung des Anlageneinflusses	60
5.4	Diskussion der Untersuchungen	61
6.	Schlußfolgerungen	62
7.	Zusammenfassung	64
	Anhang	66

1. Einleitung und Aufgabenstellung

Aufzugsanlagen unterteilt man nach Beförderungsaufgabe (Personen- und Lastenaufzug), Bauform des Antriebes, Förderhöhe, Betriebsgeschwindigkeit und Tragfähigkeit. Bei den Antriebsarten überwiegen die Antriebe mit Treibscheibe, Hydraulik oder Trommel gegenüber denen mit Stützkette, Elektrozug oder Handbetrieb. Etwa 80 % aller Aufzugsanlagen besitzen einen Treibscheibenantrieb.

Hinsichtlich der Bedeutung der Aufzugstechnik ist festzustellen, daß die Anzahl der Aufzugsanlagen etwa linear mit der Zeit zunimmt, s. [1 bis 4] und Abb. 1.

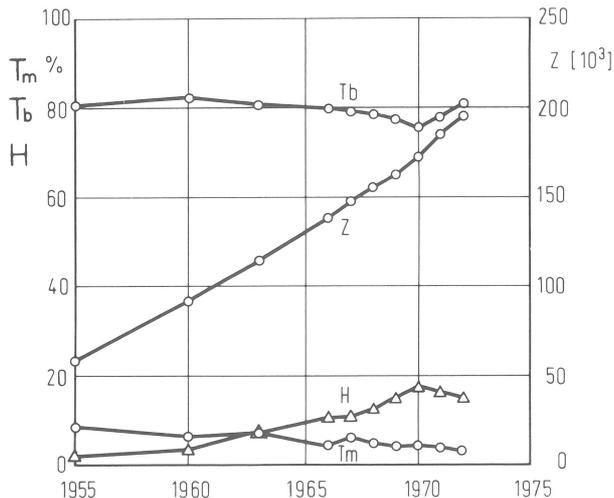


Abb. 1 Die Anzahl (Z) der Aufzüge nimmt etwa linear mit der Zeit zu; der Treibscheibenantrieb (T_b) beträgt etwa 80 %, die Antriebsarten Trommel (T_m) und Hydraulik (H) nehmen zusammen etwa 15 - 20 % ein

Anlagen mit höheren Fördergeschwindigkeiten (über 0,85 m/s) nehmen dabei überproportional zu, Abb. 2.

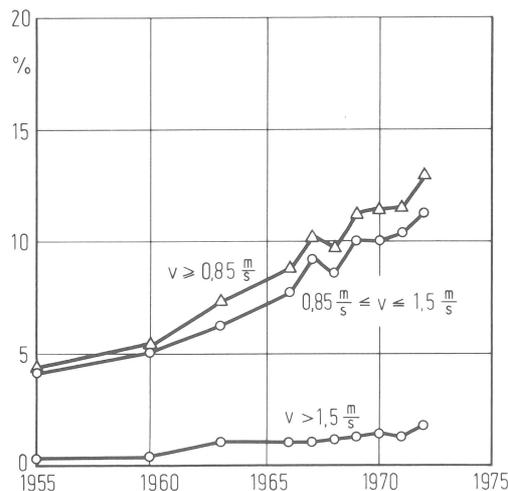


Abb. 2 Anlagen mit höheren Fördergeschwindigkeiten sind an der Gesamtzahl überproportional zunehmend beteiligt

Die Treibscheibenanlagen eignen sich besonders für hohe Betriebsgeschwindigkeiten, weil durch den Massenausgleich des mittleren Kabinengewichts durch das Gegengewicht die Leistung des Antriebsaggregates überwiegend für die Beschleunigung der Anlagenteile genutzt werden kann. Die sich konstruktiv ergebenden Überfahrwege von Kabine und Gegengewicht in der untersten Stellung der Fahrstrecke erfordern zusätzliche Überlegungen. Bei niedrigen Betriebsgeschwindigkeiten reichen feste Anschläge aus, um die Überfahrwege

betriebsicher zu begrenzen. Mit höheren Betriebsgeschwindigkeiten mußten seit jeher und für Personenaufzüge müssen heute für alle Betriebsgeschwindigkeiten nachgiebige Anschläge, Puffer genannt, eingesetzt und der dafür notwendige größere Raumbedarf konstruktiv vorgesehen werden. Solche Puffer haben die Aufgabe, Kabine oder Gegengewicht dann sicher bis zum Stillstand der Anlage abzubremsen, wenn die unterste oder oberste Station unplanmäßig ohne Halt durchfahren wird. Die Puffer müssen also wirksam werden, wenn die genannten Endstationen mit Betriebsgeschwindigkeit überfahren werden.

Die nachgiebigen Anschläge werden in energiespeichernde und -verzehrende unterteilt. Energiespeichernde Puffer dürfen nur für niedrige und mittlere Betriebsgeschwindigkeiten (bis zu 1,25 m/s) eingesetzt werden. Überwiegend werden Stahlfedern verwendet, über deren Auslegung in [8] bis [11] berichtet wird. Beim Überfahren einer Endstation wird die Feder belastet und speichert dabei Energie. Der damit eingeleitete Schwingungsvorgang klingt nur infolge der Eigendämpfung der Anlage wieder ab. Teilweise werden statt der Stahlfedern auch Elastopuffer verwendet, deren bekanntgewordene Typen aus elastisch eingestelltem Polyurethanschäum bestehen. Sie sind gekennzeichnet durch eine progressive Federkennlinie und Hysterese-Verluste, die zusätzlich dämpfend wirken. In Anlagen mit hohen Betriebsgeschwindigkeiten (über 1,25 m/s) werden energieverzehrende Puffer, d.h. energieumwandelnde, eingesetzt. Dabei haben sich die verwendeten Bauarten hydraulischer Aufsetzpuffer als nahezu wartungsfreie mechanische Notbremsen seit Jahrzehnten bewährt. Sie werden von F. Hymans und A.V. Hellborn [8] erstmalig umfassend beschrieben. Dabei ist das Prinzip für verschiedene Ausführungsformen immer gleich. Die Kabine oder das Gegengewicht setzen auf einen Stempel des Puffers auf, dessen Bewegung in einem mit Flüssigkeit gefüllten Druckzylinder entsprechenden Widerstand hervorruft. Die Kabine oder das Gegengewicht werden durch die längs des Pufferhubes wirksame Druckkraft gebremst, die sich gemäß der Konstruktionsgrößen Masse und Geschwindigkeit der Kabine sowie Stufung der Austrittsflächen für die Hydraulikflüssigkeit aus dem Druckzylinder einstellt. Die Stufung der Austrittsflächen, in [8] Gradierung genannt, ist das wesentliche Merkmal der hydraulischen Aufsetzpuffer. Sie wird in [8] für den freien Fall einer Masse mit bestimmter Geschwindigkeit hergeleitet, wobei die Forderungen nach einer mittleren Verzögerung kleiner oder gleich der Fallbeschleunigung ($a \leq 1 \text{ g}$) und einer maximalen Verzögerung kleiner oder gleich der zweieinhalbfachen Fallbeschleunigung ($a_{\max} \leq 2,5 \text{ g}$) eingehalten werden. Über die Abhandlungen in [8] hinaus sind keine weiteren Angaben zur Auslegung der Puffer im Aufzugsbau bekanntgeworden. Arbeiten wie [12] zeigen die möglichen Ausführungsformen auf und stellen die Zusammenhänge in zeitgemäßer Nomenklatur dar.

Aufzugsanlagen unterliegen der behördlichen Überwachung. Jede Anlage muß von Sachverständigen der Technischen Überwachungsorganisation (TÜO) abgenommen werden, und zwar erstmalig und nach bestimmten Betriebszeiten. Um die Arbeiten während der Abnahmeprüfung von Aufzugsanlagen zu erleichtern, sind für fünf sicherheitstechnisch bedeutsame Konstruktionsteile der Anlagen Bauartprüfungen eingeführt worden, nämlich für Geschwindigkeitsregler, Türverschlüsse, Fangvorrichtungen, elektronische Bauteile und Puffer. Bei den Abnahmeprüfungen können dann die Funktionsfähigkeiten der fünf bauartprüfungspflichtigen Teile in vereinfachtem Verfahren nachgewiesen werden. Die Bauartprüfung geschieht auf Prüfständen, was vor allem die Messung von Daten außerordentlich erleichtert. Die gleichartige Beurteilung der Ergebnisse der Bauartuntersuchungen wird durch zentralisierte Prüfungen gewährleistet.

Grundlagen sind die Aufzugsverordnung [5] und die ergänzenden technischen Regeln, für Aufzugspuffer die TRA 101 [6] und TRA 200 [7], die die Bauartprüfung von Puffern und die Bewertung dieser Prüfergebnisse regeln.

Die große und zunehmende Zahl der Anlagen mit hohen Betriebsgeschwindigkeiten und die vorherrschende Stellung der

Treibscheibenanlagen gaben zusammen mit der Prüfpflicht nach der Aufzugsverordnung den Anlaß, mit der vorliegenden Arbeit das Bremsverhalten von hydraulischen Aufsetzpuffern in diesen Aufzugsanlagen näher zu untersuchen.

Im Auftrag des für die Pufferbeurteilung zuständigen Technischen Überwachungsverein Berlin e.V. hat der Verfasser im Hause der Bundesanstalt für Materialprüfung, Berlin, die Bauartprüfungen an energieverzehrenden Aufsetzpuffern für Aufzugsanlagen geplant und durchgeführt. Entsprechend den rechtlichen Anforderungen werden die Prüfungen im Freifall durchgeführt, d.h. auf einem entsprechend konstruierten Prüfstand werden die Kabine oder das Gegengewicht simulierende Massen nach einem freien Fall vom Puffer gebremst. Das Bremsverhalten der hydraulischen Aufsetzpuffer konnte systematisch an der überwiegenden Anzahl der in der Bundesrepublik Deutschland eingesetzten Bauarten meßtechnisch erfaßt werden. Das große Auflösungsvermögen der angewendeten Meßtechnik gibt einen Einblick in den Verlauf des insgesamt nur kurzen Bremsvorganges. Die theoretischen Annahmen und Voraussetzungen von Hymans und Hellborn [8] wurden überprüft und erweitert.

Ein weiterer Bestandteil dieser Arbeit ist die Übertragbarkeit der in den Bauartuntersuchungen gewonnenen Ergebnisse auf den Einsatz der Puffer in ausgeführten Anlagen. Bei den Bauartuntersuchungen wird vereinfachend der Versuch im freien Fall durchgeführt, während der Puffer in der Anlage definitionsgemäß dann wirkt, wenn die Endstation unplanmäßig ohne Halt mit Betriebsgeschwindigkeit durchfahren wird.

Die hydraulischen Puffer, ihre Konstruktion und Wirksamkeit, ihre Einbeziehung in den Betrieb des Aufzuges und die dabei auftretenden Probleme, auch der Belastung der Menschen in der Kabine, bilden den wesentlichen Inhalt dieser Arbeit. Seit den 30er Jahren ist allgemein die Schwingungsbeanspruchung des Menschen behandelt worden, so daß für viele Einsatzgebiete der Technik Beurteilungskriterien herzuleiten waren. Über die Auswirkung stoßartiger Belastungen ist jedoch wenig bekannt.

Die Belastungen des Menschen in der Kabine beim Auffahren auf Aufsetzpuffer können abgeschätzt werden, wenn der Verzögerungsverlauf als Anregung für ein schwingfähiges Ersatzmodell des Menschen angesehen wird. Aus den Literaturangaben in [16] bis [31] läßt sich herleiten, daß eine allerdings nur qualitative Beziehung zwischen der Belastung des Menschen und den Pufferstößen gewonnen werden kann. Einerseits geht das

subjektive Empfinden des Menschen bei Stoß- bzw. Schwingbeanspruchung stark in die Bewertung ein, andererseits müssen vereinfachende Voraussetzungen für die Berechnung eingeführt werden. Der Mensch ist als gedämpftes 1-Feder-1-Masse-System dargestellt, auf das als Anregungsfunktion der Pufferstoß wirkt. Der komplexere Aufbau des Menschen in seiner Eigenschaft als schwingfähiges System bleibt also unberücksichtigt, wie auch die Rückwirkung der Beladung der Kabine mit schwingfähig aufgehängten Massen auf die Ausbildung der Pufferstoßfunktion ohne Betracht bleibt. Gleichwohl können neben den qualitativen Aussagen zur Erträglichkeit von Pufferstößen auch quantitative Angaben in Form von Grenzwerten hergeleitet werden.

Zunächst wurden einzelne Puffer aus Orientierungsgründen in ausgeführten Aufzugsanlagen untersucht. Dies ist jedoch mit großen organisatorischen Schwierigkeiten verbunden, auch sind die Untersuchungsmöglichkeiten an fertigen Anlagen begrenzt. Die Messung der verzögerten Bewegung des Massenschwerpunktes der Kabine bei der Bremsung durch den Puffer wird durch die stark von der Kabinenausführung abhängigen hochfrequenten Überlagerungen im Meßsignal erschwert. Antriebsseitig bedingte Brems- und Trägheitskräfte beeinflussen in unterschiedlicher Weise den Bremsvorgang der Kabine. Versuche mit Grenzlasten und -geschwindigkeiten verboten sich aus sicherheitstechnischen und wirtschaftlichen Gründen.

So fanden die experimentellen Untersuchungen an Puffern hauptsächlich auf einem Freifallprüfstand statt. Hierzu wurde ein Stand gebaut, der die Prüfung aller Puffergrößen im Original gestattet.

Teiluntersuchungen zur Klärung der Unterschiede zwischen Pufferverhalten im freien Fall und ausgeführten Anlagen ließen sich zweckmäßig an einem kleineren Prüfstand ausführen. Hierzu mußten Puffer in verkleinertem Maßstab hergestellt werden, um dann als Teil dieser Modellanlage untersucht zu werden.

Die Puffer wurden also in *ausgeführten Aufzugsanlagen*, auf einem *Freifallprüfstand* und als Teil einer *Modellanlage* untersucht. Aus Gründen der besseren Verständlichkeit und der rechtlichen Anforderungen an die Bauartprüfung wird mit der Darstellung der Untersuchungen auf dem Freifallprüfstand begonnen, die auch vom Umfang her den größten Teil der Untersuchungen ausmachten.

2. Untersuchungen auf dem Freifallprüfstand

2.1 Prüf- und Meßeinrichtungen des Freifallprüfstandes

2.1.1 Ausführung des Prüfstandes

Für die Bauartprüfung von hydraulischen Aufsetzpuffern in Aufzugsanlagen gelten insbesondere die Ziffer 255 der TRA 200 [7] und die Ziffer 3 der TRA 101 [6]. Der Wortlaut der letzteren beschreibt den Prüfablauf folgendermaßen (Zitat): "Der Puffer wird für die vorgeschriebene Betriebsgeschwindigkeit durch freifallende Gewichte geprüft, die der Höchst- und Mindestbelastung entsprechen. Die *Auftreffgeschwindigkeit* des Fallgewichtes auf den Puffer ist zu registrieren. Zwecks Kontrolle der Festigkeit ist der Versuch mit der Höchstlast mindestens einmal zu wiederholen. Die *Verzögerung* oder eine Größe, aus der die Verzögerung abgeleitet werden kann, ist in ihrem *zeitlichen Verlauf* aufzuzeichnen. Die *mittlere Verzögerung* darf nicht größer als 1 g sein. Sie ist aus dem Pufferhub zu berechnen, wobei unter Pufferhub die Geschwindigkeitshöhe zu verstehen ist. Die Verzögerungstrecke soll mindestens 90 % der Geschwindigkeitshöhe betragen. *Verzögerungsspitzen* sind zulässig. Ist dabei die Verzögerung größer als 2,5 g, dann darf sie nicht länger als 0,04 s wirken."

Diese Formulierungen weisen erhebliche Mängel auf.

Es wird eine mittlere Verzögerung ≤ 1 g gefordert, ohne über die Art des Mittelwertes etwas auszusagen. Der betrachtete Vorgang "Abbremsung mittels hydraulischer Puffer" legt es nahe, den arithmetischen Mittelwert anzuwenden. Der Verfasser benutzt daher diesen Mittelwert.

Die Formulierung "..... unter Pufferhub ist die Geschwindigkeitshöhe zu verstehen ..." ist zunächst völlig unverständlich, da unter Hub gemeinhin ein Weg, unter Geschwindigkeitshöhe die "Höhe einer Geschwindigkeit", d.h. eine Größe mit der Dimension einer Geschwindigkeit verstanden wird. Gemeint ist hier der bekannte Zusammenhang von Auftreffgeschwindigkeit und Fallhöhe im freien Fall, nämlich $v_o = \sqrt{2gh}$. Der Hub (h) soll sich errechnen aus $h = v_o^2 / (2g)$. Der Ausdruck $v_o^2 / (2g)$ wird im Aufzugsbau mit "Geschwindigkeitshöhe" bezeichnet.

Für eine Pufferprüfung ist ein Fundament nötig, auf dem die Puffer befestigt und ausgerichtet werden müssen. Für die Fundamentaulegung sind in den Vorschriften keine Kriterien genannt. Daher griff der Verfasser auf die Rahmenbedingung zur Freifallprüfung von Behältern zum Transport radioaktiver Stoffe zurück. Die Empfehlungen der Internationalen Atomenergie-Organisation [32] fordern, daß das Fundament mindestens die 10fache Masse des zu prüfenden Behälters aufweisen muß, um davon ausgehen zu können, daß nahezu die gesamte Fallenergie von dem Behälter durch Verformung aufgenommen und nur ein vernachlässigbarer Teil in Fundamentbewegung umgesetzt wird. Messungen an einem 1000-t-Fundament während der Prüfung eines 70-t-Behälters bestätigten diese Überlegungen quantitativ, indem der Verlustanteil der Energie durch Fundamentbewegung 2 % ergab [38]. Da bei den 9-m-Freifall-Versuchen mit den Transportbehältern für radioaktives Material bei Gewichten über 10 t Verzögerungsspitzen in der Größenordnung von 10 g auftreten, kann ein derart ausgelegtes Fundament als hinreichend unnachgiebig für Pufferuntersuchungen angesehen werden. Hierbei wird vorausgesetzt, daß Massen bis zu 10 t berücksichtigt werden müssen und Verzögerungsspitzen allenfalls in der Größenordnung von 10 g auftreten. Neben dem Verhältnis zwischen Fundament- und Freifallmasse mußten noch die örtlich zulässigen Bodenpressungen und die Biegebeanspruchung der Fundamentplatte in die Auslegung eingehen. So wurde auf gewachsenem Boden zunächst eine Kiesschüttung aufgebracht und dann ein stahlarmierter Betonblock mit den Abmaßen 5 x 5 x 1 m und der Masse von ca. 70 t als Fundament errichtet. Die Puffer selbst stehen auf einer im Fundament eingelassenen Stahlplatte.

Die zu erwartenden Stöße der Massen (bis zu 10 t) erforderten zusätzliche Überlegungen zum Standort des Prüfstandes. Der nachträgliche Einbau eines derartigen Freifall-Prüfstandes in Prüfhallen schied aus wirtschaftlichen Überlegungen und den zulässigen Belastungen der in diesen Hallen arbeitenden Menschen durch Lärm und Schwingungen aus. So wurde als Standort der Sprengplatz der Berliner Polizei im Grunewald gewählt. Der Prüfstand ist damit weit entfernt von Wohnbereichen aufgebaut und auf dem großräumigen Gelände so angeordnet, daß die nähere Umgebung während der Versuche abgesperrt werden kann, **Abb. 3**.



Abb. 3

Ansicht des Freifallprüfstandes; U-förmiges Rohrgerüst mit einer Traglast von 12,5 t und einer Nutzhöhe von 13,7 m über einem 70 t-Fundament

Die benötigte Höhe des über dem Fundament errichteten Gerüsts ergibt sich aus den Prüfaufgaben. Sie setzt sich aus der Puffer- und der Freifallhöhe sowie aus den Bauhöhen des Rahmens für die Belastungsgewichte und der Ausklinkvorrichtung zusammen. Die Freifallhöhe ergibt sich bei Vernachlässigung der Reibung in den Führungselementen aus der bekannten Beziehung $v_o = \sqrt{2gh}$ zu $h = v_o^2 / (2g)$. Der Hub der hydraulischen Puffer muß mindestens dieselbe Länge wie die Freifallhöhe haben, wenn die Randbedingung für eine mittlere Verzögerung von $a_m \leq 1$ g erfüllt werden soll. Der Puffer mit *ausgefahretem* Stempel oder Kolben muß daher die doppelte Länge des Hubes aufweisen, so daß Puffer- und Freifallhöhe zusammen wenigstens $3 v_o^2 / (2g)$ sein müssen. Standard-Belastungsgewichte der BAM mit 1000kg (500kg) haben die Abmessungen 370x807x463 (231)mm und dienen der Rahmengestaltung als Vorgaben. Die Anforderungen für ein günstiges Höhen-Breiten-Verhältnis für leichtgängige Führungen wurden berücksichtigt, so daß im Rahmen nebeneinander 3Gewichte (1000kg) und übereinander 3Lagen zu 3x1000kg und 1Lage zu 3x500kg angeordnet werden können, also insgesamt 10.500kg. Damit ergibt sich eine Bauhöhe von 2,3m; die Bauhöhe der Ausklinkvorrichtung beträgt etwa 0,5m.

Mit den zuvor genannten Werten kann die erforderliche Gerüsthöhe zum Erreichen der geforderten Auftreffgeschwindigkeiten v_0 bestimmt werden. Schnellaufende Aufzüge, wie z.B. der Aufzug im Moskauer Fernsehturm, erreichen Betriebsgeschwindigkeiten bis zu 7 m/s [39]. Die erforderliche Höhe des Prüfstandes für $v_0 = 7$ m/s ergibt sich demnach zu etwa 10,5 m, für $v_0 = 8$ m/s zu etwa 12,5 m.

Das gebaute Rohrgerüst ermöglicht einen größten Abstand des Kranhakens von der Fundamentoberkante von 13,7 m und kann eine Last von maximal 12,5 t tragen.

Der Rahmen für die Belastungsgewichte hat eine breite Auflagetraverse aus zwei mit Stegblechen verbundenen U-Trägern, ein herausnehmbares oberes Querhaupt und Spanntraversen zur Befestigung der Belastungsgewichte, *Abb. 4*.

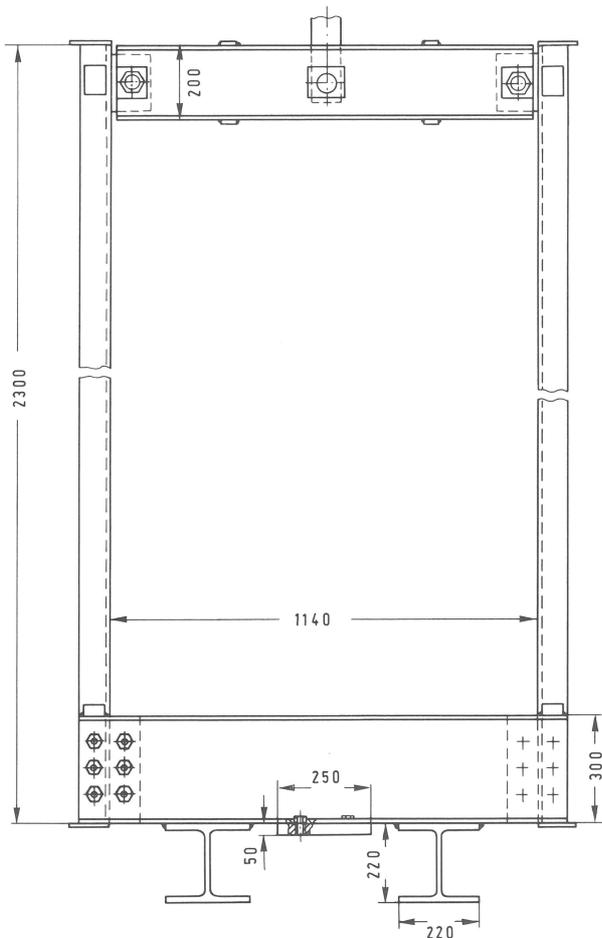


Abb. 4
Rahmen für Belastungsgewichte mit Hauptabmessungen

Die Breite der Auflagetraverse gestattet eine kippstabile Lagerung der Standard-Belastungsgewichte. Die U-Trägerkonstruktion wurde für die Maximallast von 10,5 t und eine größte Beschleunigung von 10,5 g ausgelegt.

Das abnehmbare Querhaupt ermöglicht es, den Rahmen senkrecht von oben mit Belastungsgewichten zu beladen. So können die Gewichte G genau in die vorgesehenen Positionen gebracht werden. Der Schwerpunkt des Rahmens einschließlich der Gewichte liegt damit genau in der Pufferachse. Damit werden Momente, die die Führungen belasten, weitgehend vermieden. Selbst wenig exzentrische Lagerungen, etwa mit einer Gesamtexzentrizität von $e = 20$ mm, führen bei einem Führungsschuhabstand $H = 2000$ mm gemäß dem Momentengleichgewicht $G \cdot e = F_N \cdot H$ zu einer Normalkraft F_N auf die Führungsschienen, die nur 1 % der Massenkraft beträgt. Über den Reibungskoeffizienten ergibt sich mit der Normalkraft eine Bremskraft, die die Bremswirkung des Puffers unterstützt. Mit $\mu = 0,1$ für gefettete Führungsschuhe und gezogene Schienen ergibt sich eine

maximale Bremskraft durch exzentrische Einlagerung der Belastungsgewichte, die nur 1 ‰ der Massenkraft beträgt. Für die Pufferuntersuchungen wird diese geringe Reibkraft gegenüber der Pufferbremskraft vernachlässigt.

Mit zwei Spanntraversen befestigt man die Belastungsgewichte im Rahmen. Die durchlaufenden Gewindestangen als Führungen für die Gewichte erlauben es, die Traversen auf jede beliebige Lage einzustellen.

Der Rahmen wird mit beweglich gelagerten Gleitschuhen an Vertikalschienen geführt, so daß geringe Schwankungen des Schienenabstandes durch Längsbewegung und geringe Welligkeit der Schienen durch Drehbewegung der Schuhe ausgeglichen werden. Die Welligkeit der hier verwendeten gezogenen Schienen wie auch die gerichteter oder spanabhebend bearbeiteter führt zwar zu Schwingungen der Kabinen bzw. Gegengewichte [33]. Diese Schwingbewegungen laufen jedoch senkrecht zur Hauptbewegungsrichtung und weisen so kleine Amplitudenwerte auf, daß sie im Zusammenhang mit Pufferuntersuchungen wegen ihrer geringen Größe vernachlässigt werden.

Bei kleinen Lasten bis zu 3 t kann der Rahmen mit einer Klaue nach *Abb. 5* ausgeklinkt werden. Für größere Lasten bis zu 10 t verwendete der Verfasser eine dafür entwickelte hydraulische Ausklinkvorrichtung, *Abb. 6*. Hydraulisch bewegte Klemmbakken halten kraftschlüssig einen am oberen Querhaupt des Rahmens befestigten Bolzen. Eine zusätzliche Sicherung erfolgt formschlüssig durch Riegel. Der Rahmen wird ausgeklinkt, indem zunächst die Sicherungsriegel elektromagnetisch gelöst und dann die Klemmbakken hydraulisch geöffnet werden. Eine Hydraulikschaltung über ein Dreiwege-Ventil und Spreizfedern zwischen den Bakken sichern ein schnelles und drehmomentfreies Lösen des Rahmens.

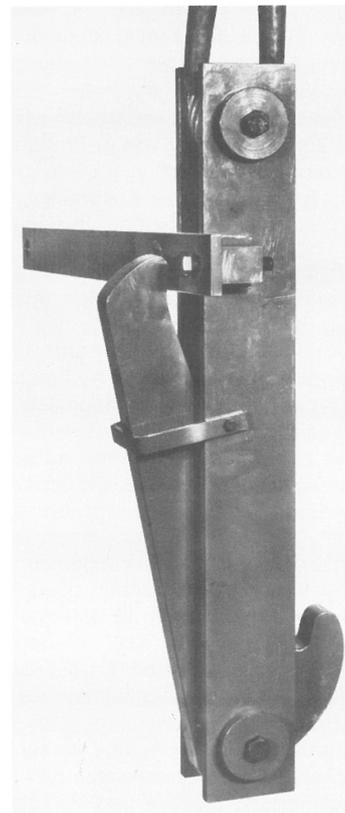


Abb. 5
Ansicht der Klaue zum Ausklinken von Gewichten bis 3 t

Dieser Freifallprüfstand kann mit Aufsetzgeschwindigkeiten bis zu etwa 8,5 m/s und Lasten im Bereich von 0,65 t (Rahmengewicht) bis zu 11,15 t betrieben werden. Die Puffer sind dazu auf dem Fundament ausgerichtet. Darüber gleitet in den Führungsschienen der Rahmen, der mit Gewichten entsprechend dem jeweiligen Gesamtgewicht beladen wird. Die Gewichtsanz-

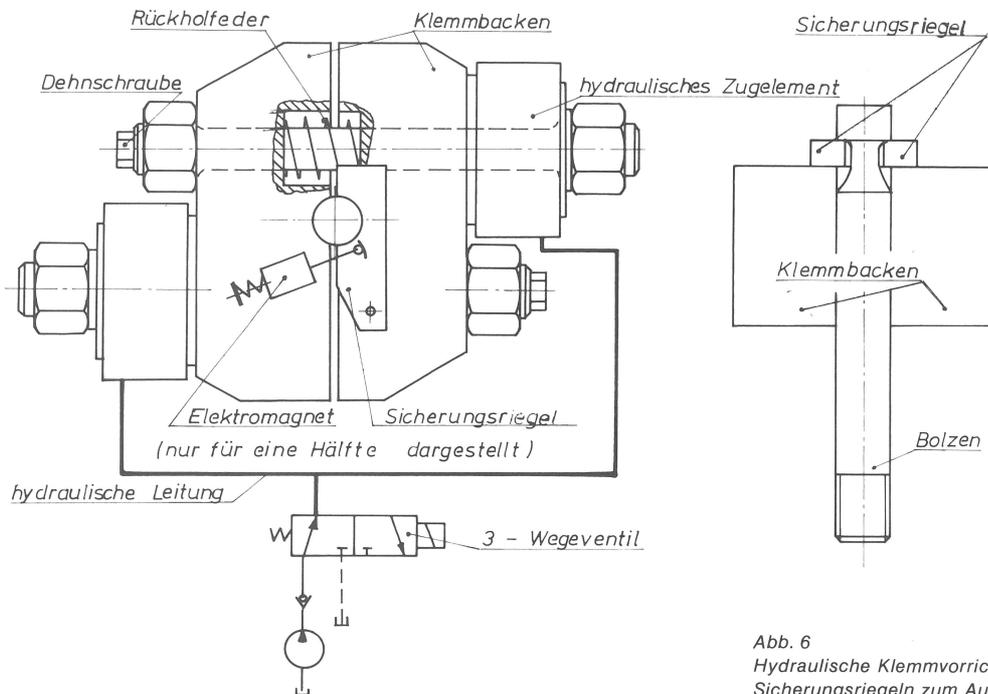


Abb. 6
Hydraulische Klemmvorrichtung mit elektromagnetisch betätigten Sicherungsriegeln zum Ausklinken von Gewichten bis 10 t

nun erfolgt so, daß möglichst die Rahmenführung belastende und damit den Vorgang hemmende Momente nicht auftreten. Der Rahmen hängt unter Zwischenschaltung der Ausklinkvorrichtung in einer jeweiligen Höhe an dem Kranhaken, daß die geforderte Auftreffgeschwindigkeit erreicht wird. Die Abb. 7 bis 9 zeigen verschiedene hydraulische Aufsetzpuffer für Aufzugsanlagen auf dem Freifallprüfstand.

2.1.2 Meßverfahren am Freifallprüfstand

2.1.2.1 Messung der Auftreffgeschwindigkeit

Die unter 2.1.1 zitierte Ziffer 3 der TRA 101 [6] bestimmt, daß

- Auftreffgeschwindigkeit,
- zeitlicher Verlauf der Verzögerung des Puffervorganges und
- eine mittlere Verzögerung $\leq 1 \text{ g}$

nachgewiesen werden müssen.

Die drei Forderungen werden nachfolgend im einzelnen behandelt.

Messung der Auftreffgeschwindigkeit

Für den freien Fall eines Körpers aus der Höhe h gilt für die Auftreffgeschwindigkeit v_0 bekanntlich $v_0 = \sqrt{2gh}$ mit $g = 9,81 \text{ m/s}^2$ als Fallbeschleunigung auf der Erde.

Da eine Aufzugskabine bzw. das Fallgewicht des Prüfstandes in Vertikalschienen geführt ist, wird der freie Fall durch Reibung an diesen Schienen gestört, d.h. praktisch können Reibungsverluste den theoretisch vorgegebenen Wert v_0 vermindern. Dieser Reibungseinfluß kann jedoch nicht vorher bestimmt und gewissermaßen eingeeicht werden, da der Prüfstand im Freien steht und die veränderliche Witterung stets auch unterschiedliche Reibungsbeiwerte bewirkt. Auch die für unterschiedliche Auftreffgeschwindigkeiten zu verändernden Fallstrecken betreffen einen anderen Teil der Schienenführung mit unterschiedlichen Reibungsverhältnissen.

Aus den genannten Gründen ist die Auftreffgeschwindigkeit bei jedem einzelnen Versuch zu messen, worauf der Aufbau der Meßeinrichtung daher abzustellen ist.

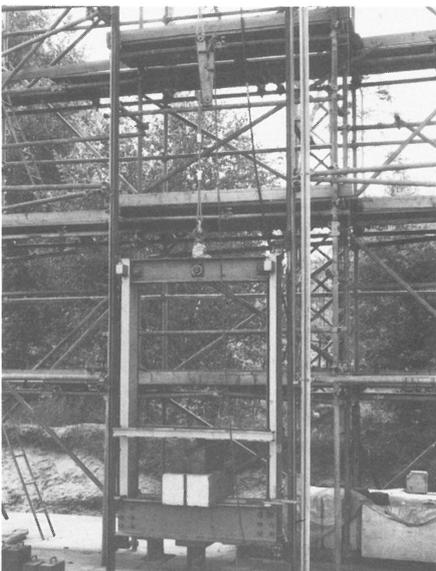


Abb. 7
Beispiel 1 einer Pufferprüfung

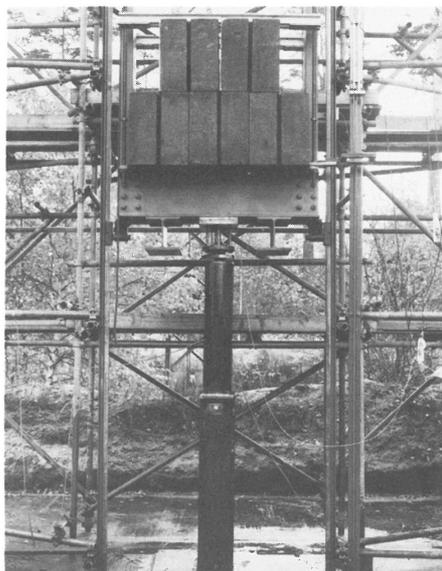


Abb. 8
Beispiel 2 einer Pufferprüfung

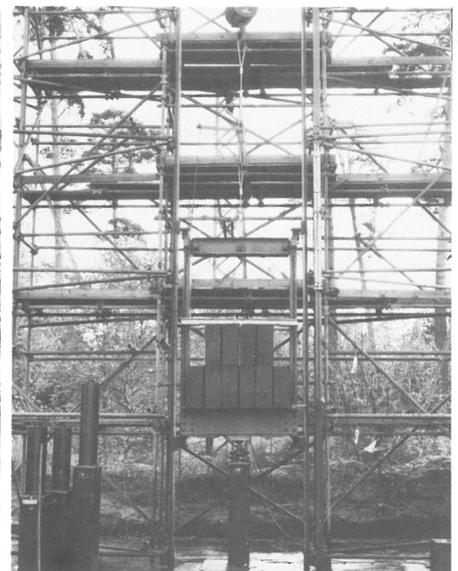


Abb. 9
Beispiel 3 einer Pufferprüfung

Die Auftreffgeschwindigkeit wird auf folgende Weise gemessen: Am herabfallenden Rahmen befindet sich eine Wegmarke, die unmittelbar über dem Auftreffpunkt an einem dort ortsfest angebrachten induktiven Aufnehmer vorbeiläuft, s. Abb. 10. Die Aufnehmerfunktion bewirkt, daß beim Einlaufen der Wegmarke in den Aufnehmerbereich und bei dessen Auslauf je ein Impuls erzeugt wird. Die beiden aufeinanderfolgenden Impulse werden registriert und die zwischen ihnen liegende Zeitspanne Δt digital bestimmt.

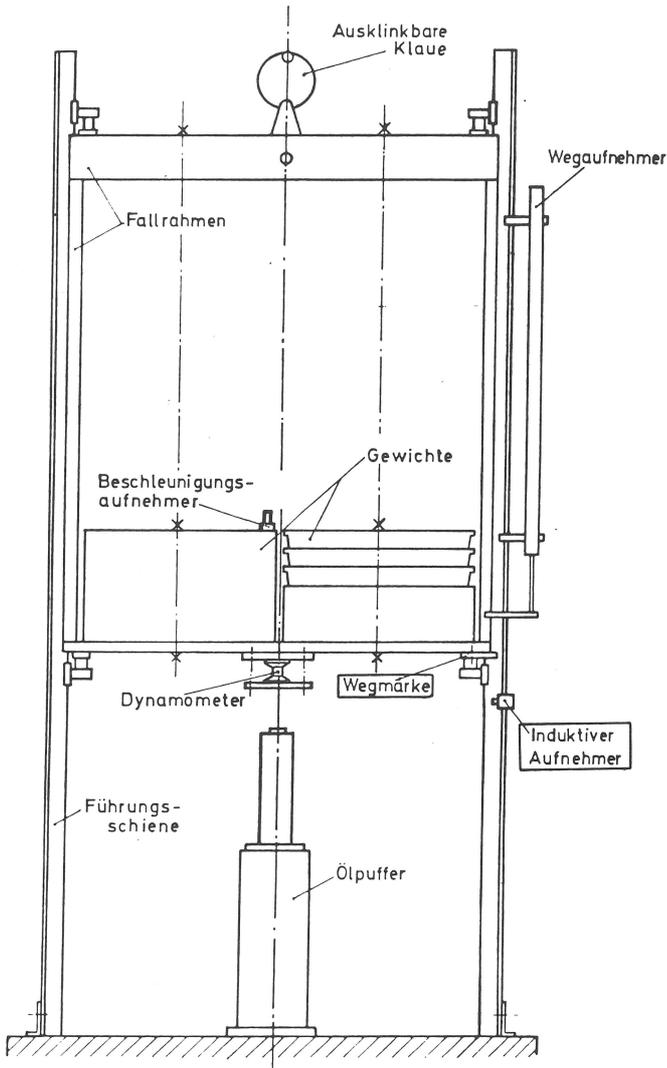


Abb. 10
Anordnung der mit dem Rahmen verbundenen Wegmarke und des ortsfesten induktiven Aufnehmers

Der Streckenabstand zwischen den beiden Impulspunkten ist gleich der Metallstückbreite $l = 1,4 \text{ cm}$.

Durch Division der Strecke l und gemessener Durchlaufzeit $\Delta t = t_2 - t_1$ (t_1 als Zeitpunkt für den Einlauf und t_2 für den Auslauf aus dem Aufnehmerbereich) erhält man die mittlere Geschwindigkeit auf dieser Strecke l unmittelbar vor dem Auftreffpunkt zu

$$v_l = \frac{l}{t_2 - t_1} \quad (2.1)$$

Die Geschwindigkeit als Funktion des Weges ist bei konstanter Beschleunigung proportional der zweiten Wurzel des Weges. Am Anfang ist die Kurve stark gekrümmt. Da für Auftreffgeschwindigkeiten von $v_0 = 1,25 \text{ m/s}$ eine theoretische Fallhöhe von $7,96 \text{ cm}$ erforderlich ist, muß bei einer Metallstückbreite von $1,4 \text{ cm}$ eine Korrekturrechnung unbedingt erfolgen.

In einer Untersuchung des Verfassers [15] ist bereits nachgewiesen, daß auch bei reibungsbehaftetem Fallen ein linearer

Zusammenhang zwischen Geschwindigkeit und Zeit ohne unzulässigen Fehler angenommen werden kann. Mit einer konstanten Beschleunigung $a < g$ gilt dann für die Geschwindigkeit

$$v = at \quad (2.2)$$

und für den zurückgelegten Fallweg gilt

$$h = \frac{1}{2} a t^2 \quad (2.3)$$

Zunächst wird diejenige Stelle der Metallstückbreite l bestimmt, an der der Meßwert v_l anfällt. Dazu wird Δl als der Teil von l definiert, der von $l = 0$ aus in Fallrichtung bis zum Meßwert durchlaufen wird. Aus (2.1) und (2.3) ergibt sich

$$v_l = \frac{l}{\sqrt{\frac{2h}{a}} - \sqrt{\frac{2(h-l)}{a}}} \quad (2.4)$$

und aus (2.2) und (2.3) bildet man

$$v_l = a \sqrt{\frac{2(h-l+\Delta l)}{a}} \quad (2.5)$$

(2.4) und (2.5) werden gleichgesetzt, für l/h wird die Abkürzung c eingeführt. Dann ergibt sich

$$\Delta l/l = c/(8 - 8\sqrt{1-c} - 4c) - 1/c + 1 \quad (2.6)$$

Die Stelle, an der der Meßwert v_l tatsächlich vorhanden ist, wird mit (2.6) als Funktion des Verhältnisses von l Metallstückbreite zur Fallhöhe angegeben. Für die Pufferprüfung ergeben sich die Grenzen zu $0 < c \leq 1$.

Für $c = 1$, also Metallstückbreite gleich Fallhöhe, wird $\Delta l/l = 0,25$. Für $c = 0$ kann durch Grenzwertbetrachtung gezeigt werden, daß (2.6) zu

$$\lim_{c \rightarrow 0} \frac{\Delta l}{l} = \frac{(1-c)^{-3/2}}{2(1-c)^{-3/2} + c(1-c)^{-5/2}} \quad (2.6.1)$$

wird und sich damit $\lim_{c \rightarrow 0} = 0,5$ ergibt.

In der Praxis wird immer versucht werden, den Meßabstand so klein wie möglich zu halten. Schon bei einem Wert $c=0,1$ ergibt sich $\Delta l/l = 0,493$, d.h. der Meßwert entsteht praktisch an der Stelle $1/2$ vor dem Auftreffpunkt.

Die minimale Auftreffgeschwindigkeit $v_{0 \min}$ ergibt sich unter der Annahme konstanter Beschleunigung $a < g$ dann zu

$$v_{0 \min} = v_l + a \Delta t/2 \quad (2.7)$$

Das Korrekturglied $\Delta v_{\min} = a \Delta t/2$ schreibt sich mit dem Ausdruck für die Beschleunigung $a = v^2/(2s)$ wie folgt:

$$\Delta v_{\min} = \frac{l^2/\Delta t^2}{2(h-l+\Delta l)} \cdot \frac{\Delta t}{2} \quad (2.8)$$

Schließlich kann wieder $c = l/h$ als Abkürzung eingeführt werden, womit sich

$$\Delta v_{\min} = \frac{l}{4 \Delta t} \frac{1}{1/c - 1 + \Delta l/l} \quad (2.8.1)$$

ergibt.

Aus (2.1) und (2.6) bis (2.8) kann einzig mit dem Meßwert Δt und dem bekannten Wert $c = l/h$ die minimale Auftreffgeschwindigkeit nach Abb. 11 berechnet werden. Geht man von einer nur anfänglichen Reibbehinderung des Fallvorganges aus und setzt die Beschleunigung kurz vor dem Aufprall $a = g$, so kann man eine maximale Auftreffgeschwindigkeit errechnen. Dazu bildet man $v_{0 \max} = v_l + g \Delta t/2$.

In der Arbeit des Verfassers [15] wurde gezeigt, daß die Unterschiede zwischen minimaler und maximaler Auftreffge-

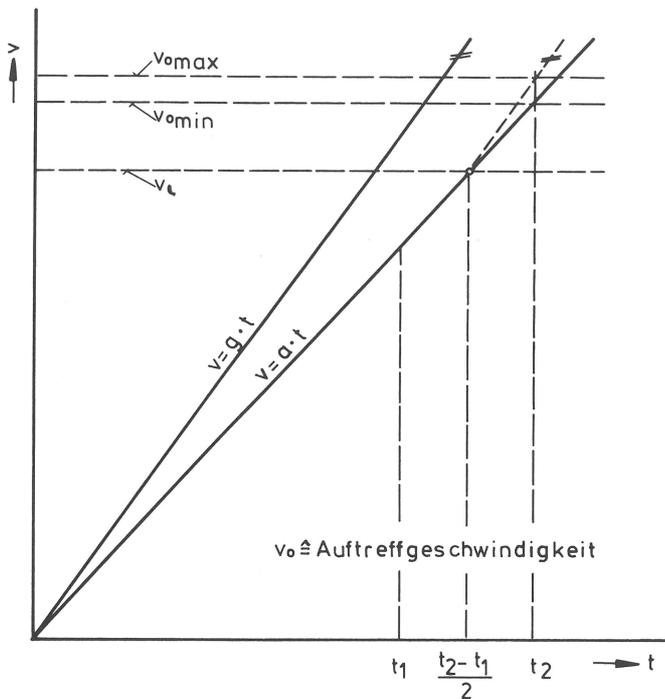


Abb. 11
Bestimmung der minimalen und der maximalen Auftreffgeschwindigkeit ($v_{0\min}$ und $v_{0\max}$)

schwindigkeit im Promille-Bereich liegen. In [15] war für die Untersuchungen an dem Freifallprüfstand allerdings eine andere Korrekturrechnung von v_1 auf v_0 vorgenommen worden, die Aussage über die sehr geringen Unterschiede der mini- und der maximalen Auftreffgeschwindigkeit wird jedoch davon nicht beeinträchtigt.

Messung des zeitlichen Verlaufs der Verzögerung

Es ist der zeitliche Verlauf der Verzögerung der Aufzugskabine bzw. des Fallgewichts während der Abbremsung durch den Puffer zu messen. Die Meßeinrichtung muß den bei Aufzugsanlagen mit hydraulischen Puffern auftretenden Betriebsbedingungen angepaßt sein. Geht man davon aus, daß hydraulische Puffer nur in Aufzugsanlagen mit Betriebsgeschwindigkeiten $> 1,25\text{ m/s}$ verwendet werden, so ergibt sich unter Vorgabe einer konstanten Verzögerung $|a| = g$ während des Puffervorganges als Bremsdauer $t_B = v/a = 1,25/9,81 = 0,127\text{ s}$. Für die derzeit größten Betriebsgeschwindigkeiten von etwa 8 m/s ergibt sich entsprechend $t_B = 0,815\text{ s}$. Für diesen Bremsdauerbereich von größer $0,127\text{ s}$ bis $0,815\text{ s}$ muß die Meßeinrichtung geeignet sein. Es müssen aber auch Spitzenwerte von $a > 2,5\text{ g}$ während einer Zeitspanne bis zu $0,04\text{ s}$ gemäß TRA 101, Ziffer 3, genau genug erfaßt werden. Die vom Verfasser gewählte Meßkette mit einer Grenzfrequenz von 1000 Hz erfüllt diese Anforderungen. Dabei setzt sich die Kette aus einem induktiven Beschleunigungsgeber, einer Brückenschaltung mit integriertem Verstärker und einer Registriereinrichtung zusammen.

Die Beschleunigungsgeber nehmen den Beschleunigungsverlauf des Massenschwerpunktes auf, wenn die Belastungsgewichte und der Rahmen fest miteinander verbunden sind. Hochfrequente Eigenschwingungen des Rahmens und der verspannten Belastungsgewichte, die durch den Aufprall auf den Puffer angeregt werden, lassen sich jedoch nicht immer völlig ausschalten, so daß sie sich als Überlagerung im Meßsignal abbilden. In einigen Fällen störten diese Überlagerungen derart, daß die Auswertung der Meßaufzeichnungen zu ungenau waren. Deshalb wurde auf eine Messung der Bremskraft während des Puffervorganges zurückgegriffen. Die Kraftmeßdose (Dynamometer) wurde zwischen Masse (Rahmen mit Gewichten) und Puffer angeordnet. Sie zeichnet die Meßsignale ohne störende Überlagerungen auf, da die hochfrequenten Schwingungen des Rahmens und der Belastungsgewichte mechanisch gedämpft

und so von dem Dynamometer nicht mehr aufgenommen werden. Die Kraft stellte die Meßgröße dar, die überwiegend zur Auswertung der Versuche herangezogen wurde. Die Beschleunigungsmessung diente als unabhängige Kontrollmessung.

Das verwendete Dynamometer wurde eigens für die Pufferuntersuchungen konstruiert. Abb. 12 zeigt den einfachen Aufbau der Kraftmeßdose. Die breiten Flansche sorgen für eine stabile

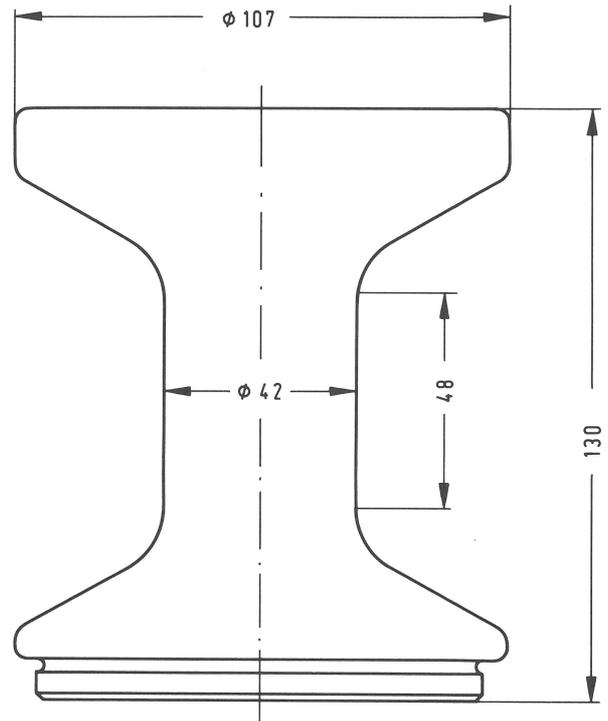


Abb. 12
Kraftmeßdose mit zylindrischem Meßteil und breiten Anschlußflanschen.

Lage der Meßdose zwischen Puffer und Rahmen. Geringfügige Rahmenschrägstellungen gegenüber der Pufferachse können nach dem Aufprall in Form von Rotationsschwingungen des Rahmens mit kleinen Ausschlägen auftreten, wenn die Belastungsgewichte exzentrisch eingelagert wurden. Nicht zentrische Kräfteinleitung führt bei diesem Dynamometer nicht zu unzulässigen Meßfehlern. Das bei nicht zentrischer Kräfteinleitung auftretende Versetzungsmoment wird im Übergangsbereich vom Flansch zum zylindrischen Teil aufgenommen. Durch die Anordnung der Dehnmeßstreifen auf dem zylindrischen Teil in Kompensationsschaltung wird darüber hinaus verhindert, daß mögliche Biegebeanspruchungen des zylindrischen Teils das Meßergebnis beeinträchtigen. Als maximal zulässige Kraft für das Dynamometer wurde $F_{\max} = 500\text{ kN}$ gewählt. Demnach tritt eine Überlastung der Dose erst auf, wenn eine Masse von 10 t mit einer Verzögerung von $a > 5\text{ g}$ gebremst wird. Die Abb. 13 und 14 zeigen die Kalibrierung des Dynamometers.

Die Verzögerung kann auch aus Geschwindigkeits- oder Wegmessungen "im mathematischen Sinne" abgeleitet werden, d.h. durch Differentiation.

Jedes Differentiationsverfahren ist jedoch mit größeren Fehlern behaftet, so daß nur die direkten Beschleunigungs- und Kraftmessungen durchgeführt wurden. Die Kraft kann mit dem Proportionalitätsfaktor "Masse" auf die Verzögerung umgerechnet werden.

Bestimmung des Mittelwertes der Verzögerung

Die TRA 101, Ziffer 3, fordert, daß ein Mittelwert der Verzögerung $|a_m| \leq 1\text{ g}$ nicht überschritten wird. Sie soll aus dem Pufferhub berechnet werden und bedeutet nach Meinung des

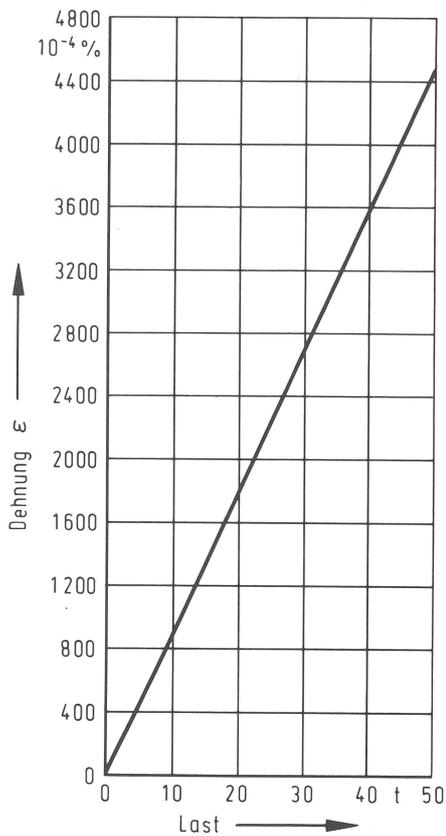
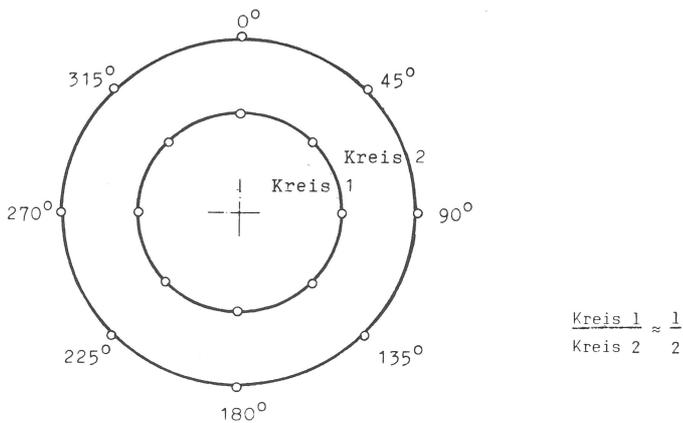


Abb. 13
Kalibrierungskurve der Kraftmeßdose

Anordnung der Meßpunkte für exzentrische Krafteinleitung



Prozentuale Abweichung der Anzeige für verschiedene Meßbereiche bei exzentrischer Krafteinleitung

	Meßbereich				
	10 kN	20 kN	30 kN	40 kN	50 kN
Kreis 1	10 ±5 %	19,9±3,1%	29,5±4,2%	38,9±4,8%	48,6±4,9%
Kreis 2	9,8±7,7%	19,1±7,9%	28,4±8,4%	37,4±9 %	46,6±8,8%

Abb. 14
Prozentuale Abweichung der Anzeige der Kraftmeßdose bei nicht zentrischer, senkrechter Krafteinleitung

Verfasser, daß der arithmetische Mittelwert der wegabhängigen Verzögerung kleiner oder höchstens gleich dem Wert der Fallbeschleunigung ist, $|a_m(s)| \leq 1 g$. Hier stellt die Vorschrift unterschiedliche Anforderungen, deren Einhaltung mit den Meßergebnissen kontrolliert werden muß. Einerseits ist die Verzögerung zeitabhängig zu messen, andererseits ist ein wegabhängiger Mittelwert zu bilden. Prinzipiell ist es möglich,

aus dem Meßsignal $a(t)$ über zwei Integrationen den zeitabhängigen Wegverlauf $s(t)$ zu ermitteln und dann die Funktion $a(s)$ zu bilden. Aus $a(s)$ wird dann der arithmetische Mittelwert $a_m(s)$ ermittelt.

Die Integration kann analog durch Integratoren in der Meßkette oder digital durch numerische Verfahren durchgeführt werden. Die in der Meßkette vorgenommene analoge Integration ist in ihrer Genauigkeit abhängig von der Frequenz des zu integrierenden Ausgangssignals und kann bei ungünstigen Verhältnissen größere Fehler hervorrufen. Bei Bauartuntersuchungen von Fangvorrichtungen für Aufzugskabinen wurde in [34] gezeigt, daß diese Fehler des analog aus dem Beschleunigungssignal integrierten Weges 10 - 15 % des wahren Weges ausmachen.

Auf die Größe der Fehler bei numerischer Integration wird später eingegangen.

Der Verfasser benutzte daher überwiegend die Methode, den Wegverlauf $s(t)$ direkt zu messen. Für Pufferhübe bis 1,5 m konnten induktive Wegaufnehmer eingesetzt werden. Die Signale $a(t)$ und $s(t)$ sind auf die beiden Plattenpaare eines Kathodenstrahloszillographen (KO) gegeben worden, so daß damit die Funktion $a(s)$ registriert werden konnte. Mittels einer Polaroidkamera wurde das Bild des KO -aufgezeichnet, s. Abb. 15. Der geforderte arithmetische Mittelwert $a_m(s)$ wird daraus planimetrisch bestimmt.

Eine Schwierigkeit ergab sich aus der Aufzeichnungsart mittels KO und Polaroidkamera: Gegen Ende des Pufferhubes bewegt sich die Masse nur noch langsam und legt pro Zeiteinheit nur geringe Wege zurück. Die Beschleunigung aber ändert sich noch stark. Es ergeben sich große Ausschläge auf der Ordinate bei kleiner werdenden Schritten auf der Abszisse. Die Polaroidkamereinstellung muß aber so erfolgen, daß auch große Lichtpunktgeschwindigkeiten am Anfang des Vorganges aufgenommen werden können. So ergab es sich häufig, daß gegen Ende des Pufferhubes keine Differenzierungen mehr möglich waren, sondern sich die Funktion $a(s)$ nicht mehr auflösbar verdichtete, s. Abb. 15. Im Verlauf der Arbeit konnten dann Transientrecorder eingesetzt werden. Damit wurden die Funktionen $a(t)$ bzw. die Bremskraft F_B und $s(t)$ digital in jeweils 1024 Werten gespeichert und zur Aussteuerung eines X-Y-Schreibers verwendet, Abb. 16. Die Auswertung der Funktion $a(s)$ konnte so erheblich verbessert werden.

Für Hübe über 1,5 m standen keine induktiven Wegaufnehmer zur Verfügung. Die Funktion $s(t)$ wurde daher mit einer schnelllaufenden Kamera ermittelt, indem die Bewegung einer Marke am Rahmen vor dem Hintergrund eines ortsfesten Maßstabes aufgenommen wurde. Mit möglichen Bildfrequenzen von 10.000 Bildern pro Sekunde und Mindestbremszeiten von etwa 125 ms ergeben sich aus den Kameraaufnahmen minde-

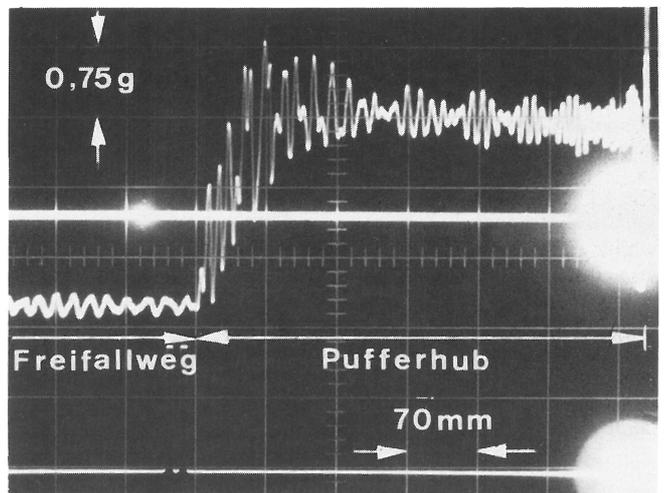


Abb. 15
Aufzeichnung der Beschleunigung in Abhängigkeit vom Weg mit einem Kathodenstrahloszillographen

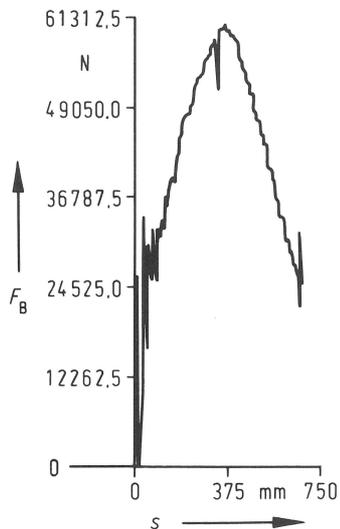


Abb. 16
Aufzeichnung der Bremskraft (F_B) in Abhängigkeit vom Weg (s) mit einem X-Y-Schreiber; Steuerung des Schreibers mit den zeitabhängig aufgenommenen Funktionswerten $F_B(t)$ und $s(t)$

stens 1.250 Einzelwerte für die Funktion $s(t)$, also in der Größenordnung der Speicherfähigkeit der Transientrecorder. Für die Messungen im Rahmen der Pufferuntersuchungen erwiesen sich diese Aufnahmegenaugkeiten als befriedigend.

Ein Überblick über die angewendeten Meßmethoden ergibt sich aus den o.a. Abbildungen und den Abb. 17 bis 19.

Abb. 17
Blockschaltbild der angewendeten Meßverfahren

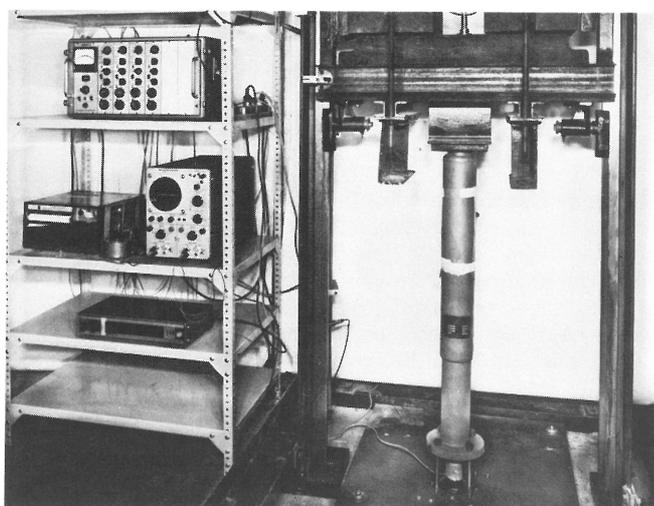
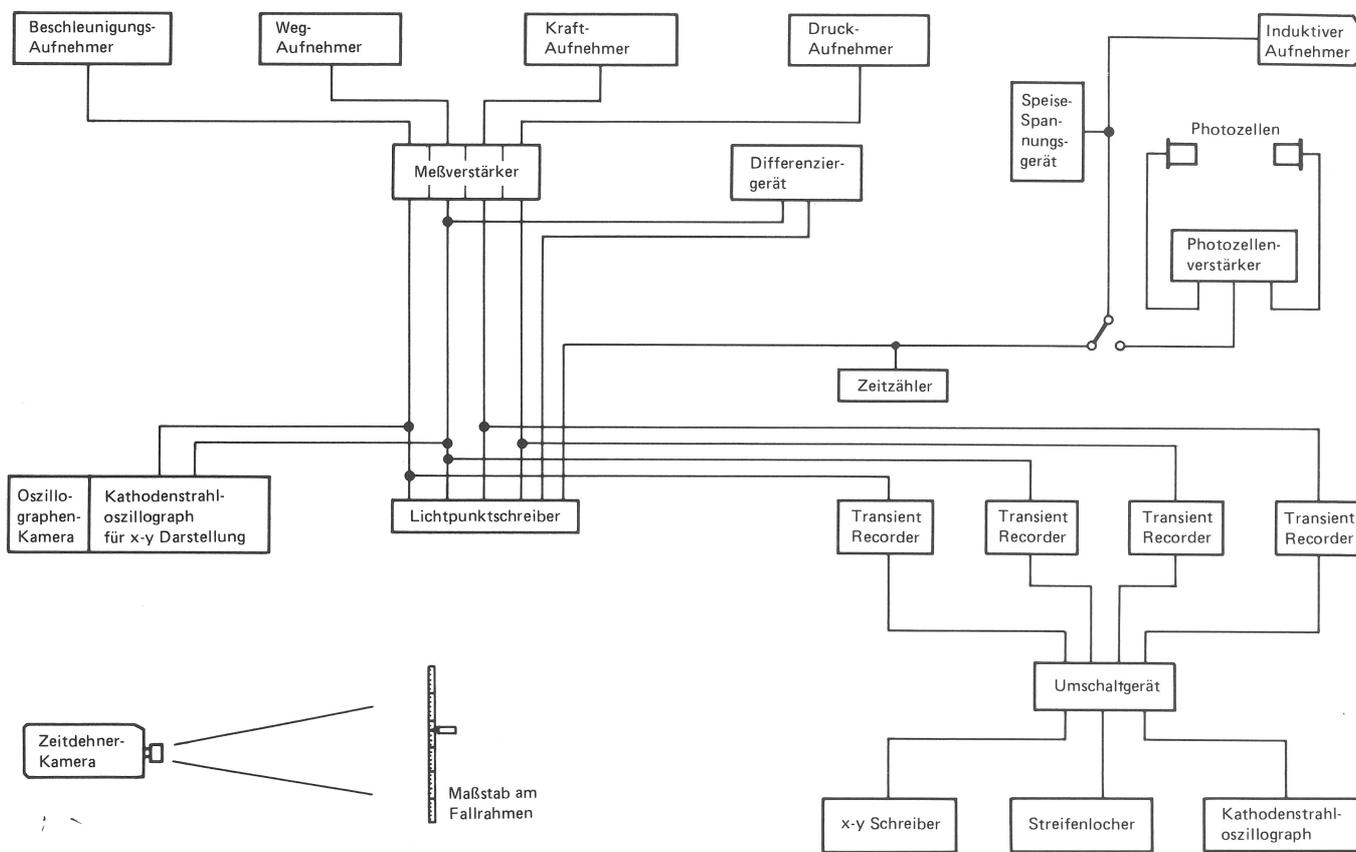


Abb. 18
Ansicht einer Pufferprüfung einschließlich einfachen Meßaufbaues

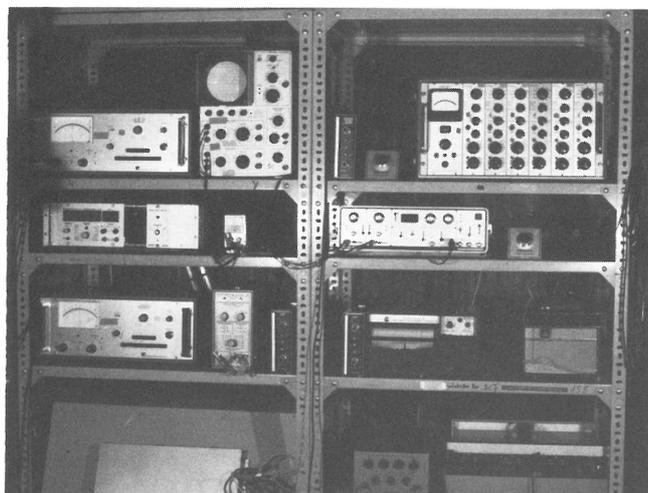


Abb. 19
Ansicht einer Pufferprüfung einschließlich aufwendigen Meßaufbaues

2.2 Durchgeführte Versuche mit hydraulischen Aufsetzpuffern

Die Freifallversuche zur Bauartprüfung von hydraulischen Aufsetzpuffern für Aufzugsanlagen wurden vom Verfasser 1966 begonnen. Bis 1978 konnten etwa 800 Freifallversuche durchgeführt werden. Diese Versuche dienten zur Beurteilung von 89 Bauarten, die von 9 Herstellern zur Untersuchung eingereicht worden waren.

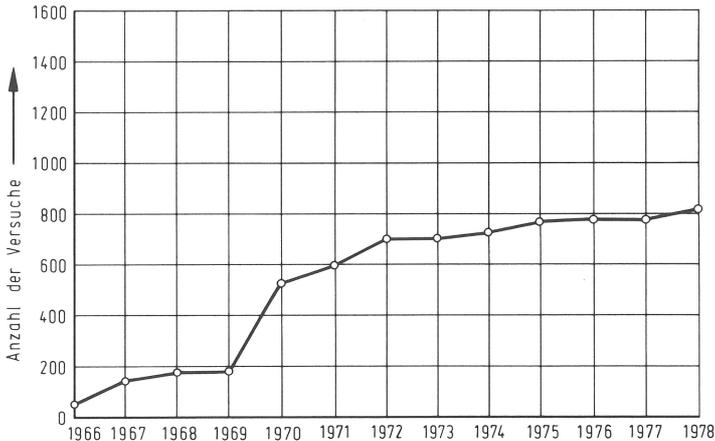


Abb. 20
Zeitliche Verteilung der durchgeführten Versuche

Abb. 20 zeigt die zeitliche Verteilung der Versuche. Ein Überblick über die untersuchten Last- und Geschwindigkeitsbereiche ergibt sich aus Abb. 21. Die Extremwerte der Lasten sind ca. 8200 kg und ca. 600 kg, die der Auftreffgeschwindigkeiten 6,0 m/s und 1,25 m/s. Es hebt sich ein mittlerer Bereich der Einsatzbreite vieler Bauarten heraus, nämlich im Lastbereich von ca. 1500 kg bis ca. 4500 kg und im Geschwindigkeitsbereich von 1,5 m/s bis 3,0 m/s.

Codierung	G Kg min - max	v_{Ao} m/s min - max
A1-1 ÷ A1-32	1145 ÷ 8165	1,5 ÷ 3,53
A2-1 ÷ A2- 9	1130 ÷ 8180	1,5 ÷ 4,0
B1-1 ÷ B1- 7	360 ÷ 3200	1,8 ÷ 5,0
B2-1 ÷ B2- 4	435 ÷ 2500	1,85 ÷ 4,43
C1-1 ÷ C1- 4	485 ÷ 2740	1,5 ÷ 2,0
C2-1 ÷ C2- 3	485 ÷ 2740	1,6 ÷ 3,2
D-1 u. D- 2	1550 ÷ 5000	1,5 ÷ 3,0
E-1 ÷ E-10	1300 ÷ 5000	2,0 ÷ 6,0
F-1 u. F- 2	1100 ÷ 3600	2,0 ÷ 2,8
G-1 ÷ G-20	485 ÷ 2740	1,5 ÷ 3,0
I-1 ÷ I- 8	600 ÷ 4700	1,6 ÷ 3,5
K-1 ÷ K- 4	900 ÷ 4200	1,6 ÷ 3,5

Abb. 21
Untersuchter Last- und Geschwindigkeitsbereich; die Hersteller der Pufferbauarten sind codiert

Der Begriff Bauart steht hier für den ausgeführten Prototyp eines Puffers für eine bestimmte Auftreffgeschwindigkeit und einen angegebenen Lastbereich. Häufig werden von einem Hersteller mehrere Bauarten nach dem Baukastensystem zusammengestellt. Die große Ähnlichkeit dieser Bauarten innerhalb eines Baukastensystems konnte dazu benutzt werden, nur einige Bauarten praktischen Versuchen zu unterwerfen.

Durch die Kolbenbewegung beim Aufsetzen der Kabine auf den Puffer wird das Hydrauliköl aus dem Druckraum hinausgedrückt. Die Stufung der Austrittsöffnungen für das Öl wird in [8] „Gradierung“ genannt. Ihre Ausführung bestimmt im wesentlichen die Bauform eines Puffers. Die Bauform mit gebohrtem

Druckzylinder überwiegt. Daneben gibt es die Bauformen mit genuteter Kolbenstange, genutetem Zylinder mit innenlaufendem Kolben und feste, auf veränderlichem Querschnitt geschliffenem Stempel (Blende im Kolben). Als Sonderform wurde auch ein Puffer mit konstanter Austrittsfläche geprüft. Von den Versuchen werden nachfolgend Beispiele wiedergegeben. Anschließend werden einige Sonderfälle behandelt.

Die Bauarten eines Baukastensystems des Herstellers A sind gekennzeichnet durch die Bauform „gebohrter Druckzylinder“. Ein ringförmig den Druckzylinder umgebender, außen laufender Kolben verdrängt das Öl beim Aufsetzen der Kabine auf den Puffer (Abb. 22). Durch Bohrungen fließt das Öl aus dem Druckraum in einen Vorratsraum. Nach dem Versuch drückt eine Schraubenfeder im Innern des Druckzylinders und der Kolbenstande den Pufferkolben in die Ausgangsstellung zurück. Auffällig ist bei diesen Bauarten, daß die wirksame Bremskraft F_B durch den hydraulischen Druck auf einen ringförmigen Kolben mit relativ kleiner Fläche erzeugt wird. Der Durchmesser des Kolbens bestimmt proportional die Spannung in der Druckzylinderwand, die, bezogen auf die Bremskraft für ringförmige Kolben, dickwandig ausgeführt werden muß.

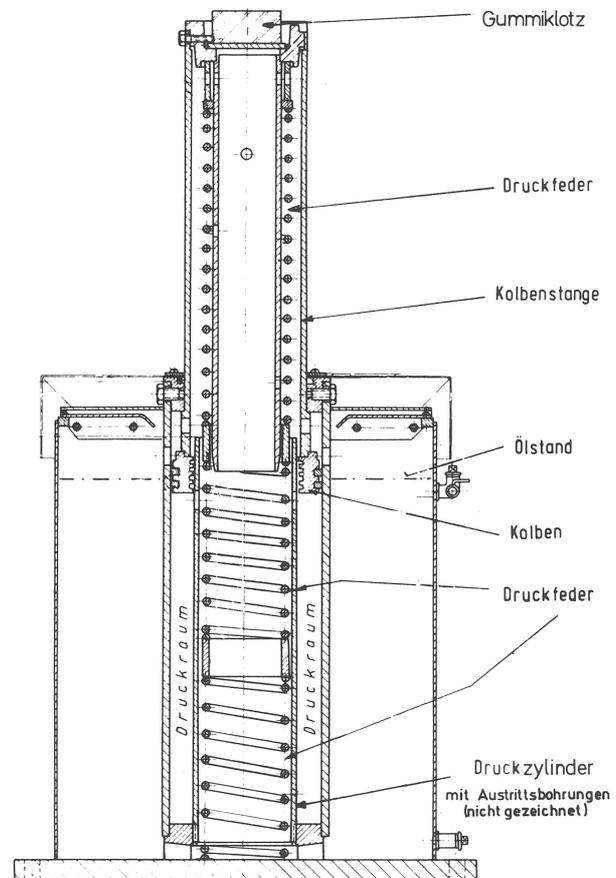


Abb. 22
Hydraulischer Aufsetzpuffer mit gebohrtem Druckzylinder

Für Höchst- und Kleinstlasten wurden für 16 Bauarten die Funktionsversuche durchgeführt. Dabei weisen die Bauarten A 1-1 bis A 1-4 einen Hub von 235 mm auf, die Bauarten A 1-5 bis A 1-8 einen von 318 mm, die Bauarten A 1-29 bis A 1-32 einen von 438 mm und die Bauarten A 1-13 bis A 1-16 einen von 648 mm. Zugeordnet sind in etwa die sog. Geschwindigkeitshöhen $h = v_0^2 / (2g)$ der Sollauftreffgeschwindigkeiten von 2,00 m/s, 2,50 m/s und 3,53 m/s. Die Lastbereiche ergeben sich aus Abb. 23.

Für die ersten vier Bauarten wurden zusätzlich Versuche mit $v_0 = 1,5$ m/s durchgeführt.

Die Abb. 24 und 25 zeigen die Bremskraftverläufe in Abhängigkeit von der Zeit jeweils für die Höchst- und Kleinstlast der

Gradierung	1	2	3	4	Auftreffgeschwindigkeit m/s
min.Last kg	3720	2270	1520	1145	
max.Last kg	8165	6805	5215	5630	
Steuerzylinder	A1- 1	A1- 2	A1- 3	A1- 4	1,50
	A1- 1	A1- 2	A1- 3	A1- 4	2,00
	A1- 5	A1- 6	A1- 7	A1- 8	2,50
	A1-29	A1-30	A1-31	A1-32	2,82
	A1-15	A1-14	A1-15	A1-16	3,53

Abb. 23
Lastbereich und Auftreffgeschwindigkeit für Pufferbauarten des Herstellers A

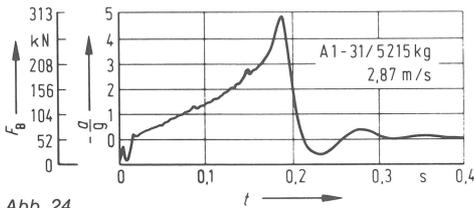


Abb. 24
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 31 als Funktion der Zeit für die Höchstlast

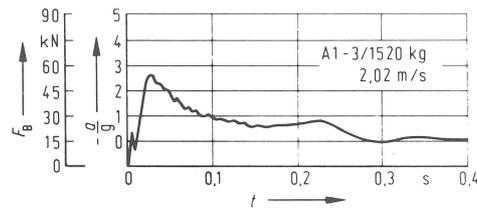


Abb. 29
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 3 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast.

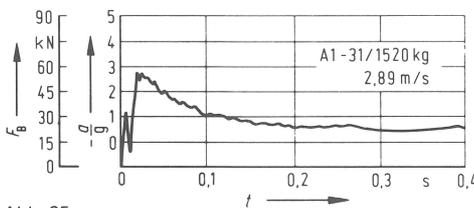


Abb. 25
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 31 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast

Die Abb. 28 und 29 zeigen wieder diesen Zusammenhang für die Bauart A 1-3, die Abb. 30 und 31 noch einmal für die Bauart A 1-4.

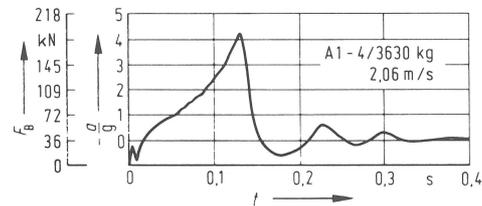


Abb. 30
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 4 als Funktion der Zeit für die Höchstlast

Bauart A 1-31. Deutlich ist für die Höchstlast ein nahezu kontinuierlicher Anstieg der Kraft bzw. der Verzögerung bis zu einem Maximalwert am Ende des Versuches zu erkennen. Für die Kleinstlast verhält es sich umgekehrt; die Kraft erreicht unmittelbar nach dem Aufprall der Masse auf den Puffer ihren Maximalwert und fällt dann nahezu stetig ab. Auch für die Bauart A 1-32 gelten diese Abhängigkeiten, s. Abb. 26 und 27.

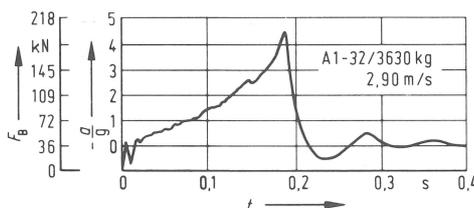


Abb. 26
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 32 als Funktion der Zeit für eine hohe Last

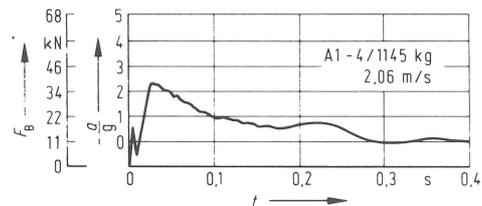


Abb. 31
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 4 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast

Dieses Verhalten gilt grundsätzlich für alle Bauarten dieses Baukastensystems.

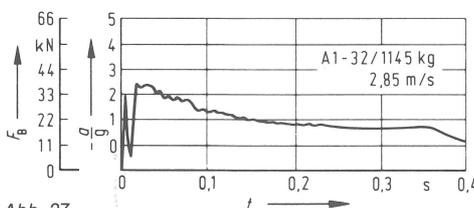


Abb. 27
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 32 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast

Der Übergang von der Kleinstlast zu einer mittleren Last wird deutlich aus den Abb. 32 bis 34 für die Bauart A 1-5. Es gibt mittlere Lasten, für die der Bremskraftverlauf nahezu konstant ist, s. Abb. 35 und 36 für die Bauarten A 1-14 und A 1-1. Die Abb. 37 zeigt für die Bauart A 1-1 einen Verlauf für die gleiche Last wie in Abb. 36, jedoch für höhere Geschwindigkeit. Der konstante Bremskraftverlauf stellt sich also bei vorgegebener Gradierung des Puffers nur für eine bestimmte Last und eine bestimmte Geschwindigkeit ein.

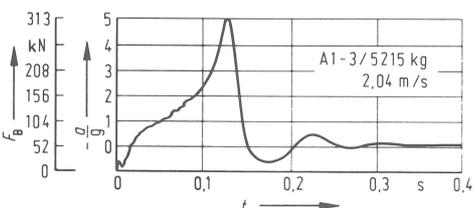


Abb. 28
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 3 als Funktion der Zeit für die Höchstlast.

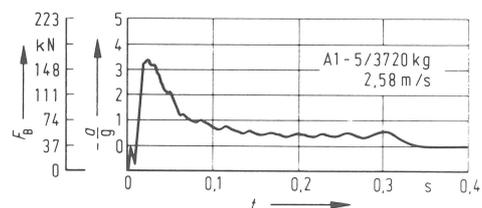


Abb. 32
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 5 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast mit stark ausgeprägtem Maximum am Anfang des Bremskraftverlaufes

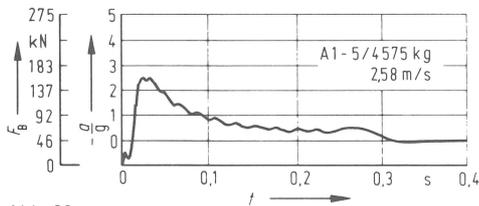


Abb. 33
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 5 als Funktion der Zeit für eine niedrige Last, jedoch größer als die Kleinstlast. Das Maximum am Anfang des Bremskraftverlaufes ist kleiner als bei der Kleinstlast

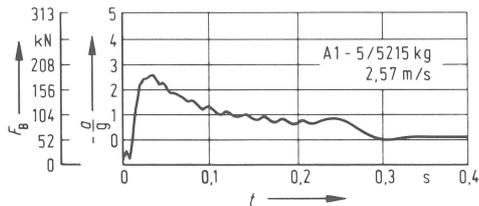


Abb. 34
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 5 als Funktion der Zeit für eine fast mittlere Last. Das Maximum am Anfang des Bremskraftverlaufes ist weniger ausgeprägt

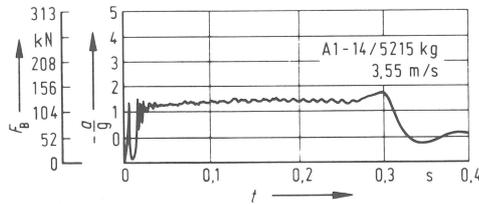


Abb. 35
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 14 als Funktion der Zeit für eine mittlere Last. F_B ist nahezu konstant

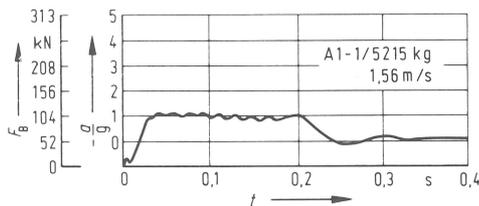


Abb. 36
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 1 als Funktion der Zeit für eine mittlere Last. F_B ist nahezu konstant

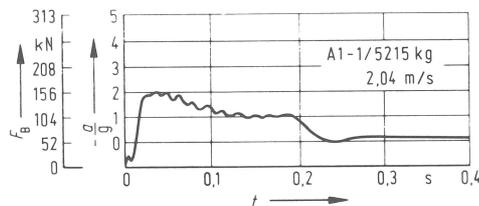


Abb. 37
Bremskraft (F_B) des Puffers A 1 - 1 als Funktion der Zeit für eine mittlere Last. Eine überhöhte Auftreffgeschwindigkeit bedingt ein Maximum der Bremskraft am Anfang ihres Verlaufes

Bemerkenswert ist der Übergang vom freien Fall zur Bremsung. Die Beschleunigung der Masse im freien Fall ist $a = +1g$ und wird nach dem Auftreffen der Masse zunächst auf den Wert null verringert. Bis dahin wird die Masse beschleunigt, ihre Geschwindigkeit steigt daher in einer ersten Phase des Pufferhubes weiter an. Erst danach nimmt die Beschleunigung negative Werte an (Verzögerung), und die Geschwindigkeit der Masse verringert sich.

Bei allen Kleinstlastversuchen erfolgt ein sehr steiler Kraft- bzw. entsprechender Verzögerungsanstieg. Die Zunahme der Geschwindigkeit über die Auftreffgeschwindigkeit hinaus während einer ersten Phase des Pufferhubes ist demzufolge gering, da die Beschleunigung schon nach sehr kurzer Zeit negative Werte annimmt.

Bei Höchstlastversuchen ist der Übergangsbereich zeitlich ausgedehnter, so daß Zeiten von 20 ms oder mehr benötigt werden, bis die Beschleunigung auf den Wert null verringert wird. Damit steigt die Geschwindigkeit während dieser ersten Phase des Pufferhubes merklich über den Wert der Auftreffgeschwindigkeit an. Gleichzeitig wird ein Teil des Hubes für diese Phase der abnehmenden Beschleunigung genutzt, so daß die Masse mit der erhöhten Geschwindigkeit auf einem verkürzten Hub verzögert werden muß.

In ausgeführten Anlagen wird der Puffer dagegen von einer gleichförmig bewegten Kabine getroffen. Die Endstation wird mit konstanter Betriebsgeschwindigkeit durchfahren; beim Auftreffen der Kabine auf den Puffer setzt die Bremswirkung sofort ein. Einerseits steigt die Geschwindigkeit nicht mehr in einer ersten Phase noch an, wie andererseits gleichzeitig kein Hubanteil dafür verbraucht wird und somit in ausgeführten Anlagen der gesamte Hub zur Verzögerung der Kabine zur Verfügung steht. Diese Unterschiede zwischen Freifallprüfung und Betriebsverhalten der Puffer in ausgeführten Anlagen werden später näher untersucht.

Die Bauformen eines Baukastensystems des Herstellers B sind gekennzeichnet durch einen genuteten Druckzylinder, aus dem ein innenlaufender Kolben das Öl bei Abwärtsbewegung verdrängt, Abb. 38. Das Öl wird in den Raum oberhalb des Kolbens gedrückt. Kolben und Kolbenstange sind zudem über eine Trapezfeder elastisch verbunden, so daß ein zusätzlicher Bremsweg zur Verfügung steht. Der Hub des Kolbens entspricht den sog. Geschwindigkeitshöhen für $v_0 = 1,80 \text{ m/s}$ und $v_0 = 2,60 \text{ m/s}$, also 165 mm und 345 mm. Nach dem Versuch drückt eine weiche Schraubenfeder im Innern des Druckzylinders den Pufferkolben in die Ausgangslage zurück.

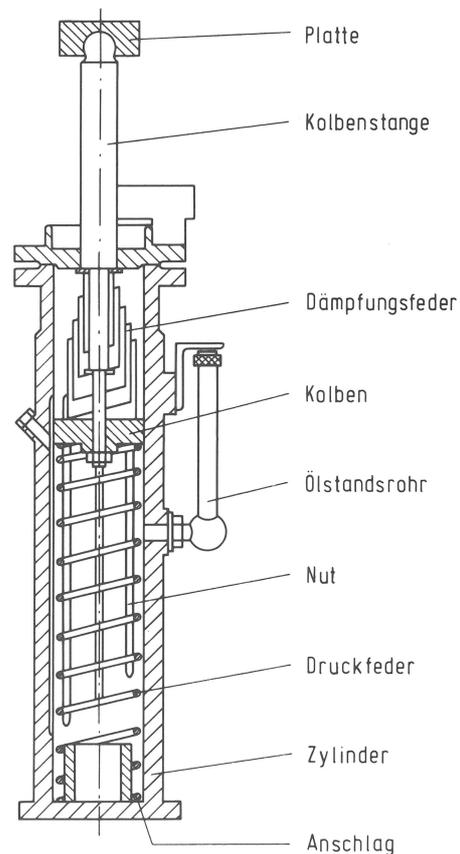


Abb. 38
Hydraulischer Aufsetzpuffer mit genutetem Druckzylinder

Die Abb. 39 bis 42 geben für die Bauarten B 1-1 und B 1-2 die Kleinst- und Höchstlastversuche wieder, wobei hier die Verzögerung der Masse direkt gemessen wurde. Zusätzlich wurde der Druck im Druckzylinder vom Boden her gemessen.

Grundsätzlich zeigen auch hier die Versuche die typischen

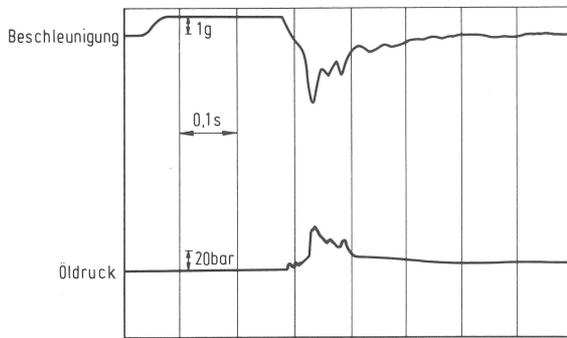


Abb. 39
Beschleunigung (Freifall- und Bremsphase) des Puffers B - 1 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast

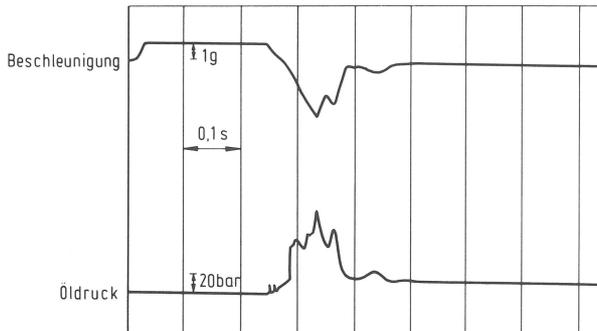


Abb. 40
Beschleunigung (Freifall- und Bremsphase) des Puffers B - 2 als Funktion der Zeit für die Kleinstlast

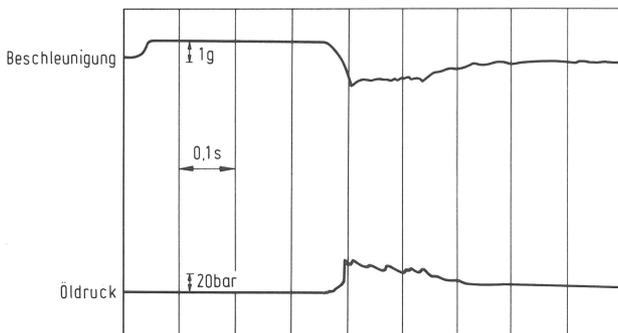


Abb. 41
Beschleunigung (Freifall- und Bremsphase) des Puffers B - 1 als Funktion der Zeit für die Höchstlast

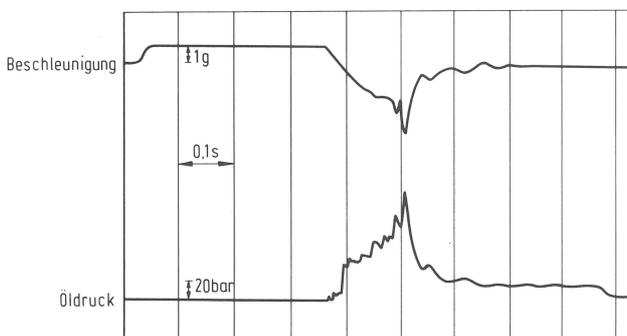


Abb. 42
Beschleunigung (Freifall- und Bremsphase) des Puffers B - 2 als Funktion der Zeit für die Höchstlast

Verläufe, jedoch nicht in so ausgeprägter Form. Dies wird durch die zwischengeschaltete Trapezfeder bewirkt. Bemerkenswert ist der Druckverlauf, der nur im mittleren Teil mit dem Beschleunigungsverlauf korrespondiert. Auch nach dem Stillstand des Gewichtes herrscht noch weiterhin Druck im Bereich des Steuerzylinderbodens. Nur über Spaltverluste kann sich dieser Druck später abbauen, wie z.B. in Abb. 42 zu sehen

ist. Der Druck eignet sich also nicht, um den für den Bremsvorgang meßtechnisch erforderlichen Verzögerungsverlauf zu bestimmen. Auch in einer Phase guter Koordination mißt man mit einem Druckaufnehmer am Zylinderboden immer den maximalen Druck im Zylinder. Über der Kolbenfläche aber bildet sich eine Druckverteilung aus. Der Druck auf die Kolbenfläche ist bis auf den Randbereich gleich groß. Im Randbereich bewirkt das Ausströmen des Öles durch die Austrittsöffnungen wie auch durch den Spalt zwischen Kolben und Zylinder einen geringeren Druck. Nur mit dem mittleren Druck über der Kolbenfläche gemäß $p_m = 1/A \int p(A)dA$ aber kann die Bremskraft F_B bestimmt werden. Je nach der Größe der Spaltverluste am Kolbenrand ändert sich der Unterschied zwischen dem Druck auf den überwiegenden Teil der Kolbenfläche und dem Mittelwert p_m . Zur Überprüfung der sicherheitstechnischen Auslegungen des Druckraumes ist eine Druckmessung gut geeignet. Bei Umrechnungen von Beschleunigungs- oder Kraftmessungen auf Drücke muß ein Sicherheitszuschlag für den auf die Zylinderwand wirkenden Druck berücksichtigt werden.

Als weiteres Beispiel werden die Bauarten des Herstellers D betrachtet, die wieder gekennzeichnet sind durch gebohrte Druckzylinder, in denen die Kolben laufen. In einem Sackloch am Boden des Steuerzylinders steht immer eine kleine Ölsäule, so daß der Kolben nicht auf den Boden aufschlagen kann. Hier wird das Prinzip der Ölfeder angewendet, über das in [40] ausführlich berichtet wird. Für die Bauart D-1 wurden u.a. Versuche mit einer Last von 2400 kg und zunehmenden Auftreffgeschwindigkeiten durchgeführt. Die Abb. 43 bis 45 zeigen die Verzögerung in Abhängigkeit des Weges. Deutlich erkennt man, daß mit der

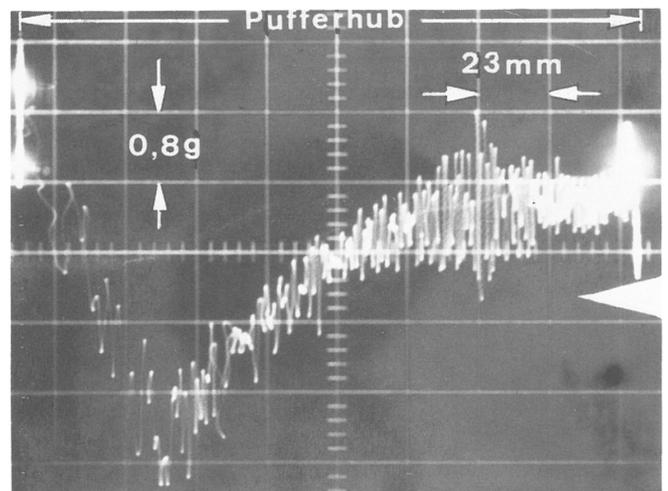


Abb. 43
Beschleunigung (Bremsphase) des Puffers D - 1 als Funktion des Weges; kleine Auftreffgeschwindigkeit

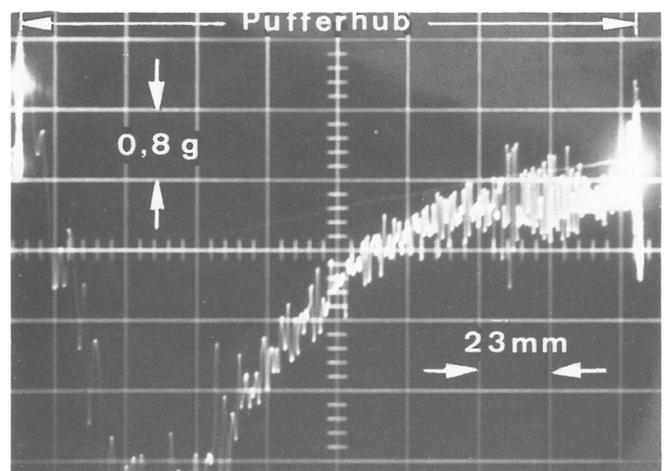


Abb. 44
Beschleunigung (Bremsphase) des Puffers D - 1 als Funktion des Weges; mittlere Auftreffgeschwindigkeit

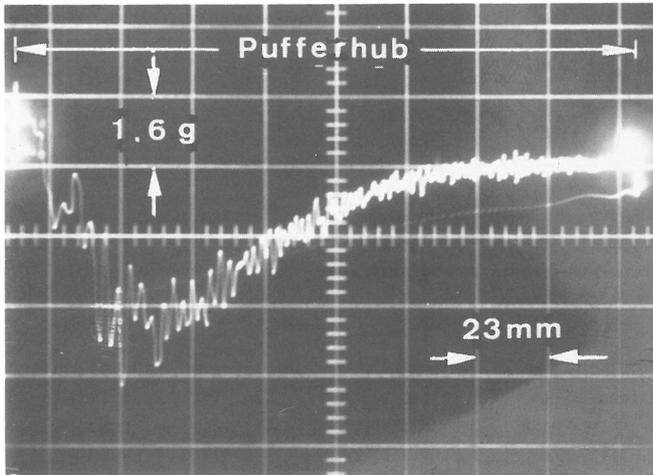


Abb. 45
Beschleunigung (Bremsphase) des Puffers D - 1 als Funktion des Weges;
große Auftreffgeschwindigkeit

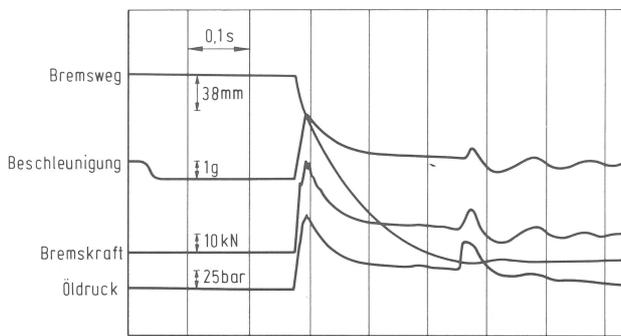


Abb. 46
Zeitabhängige Meßgrößen für den Puffer D - 1; kleine Auftreffgeschwindigkeit (vgl. Abb. 43)

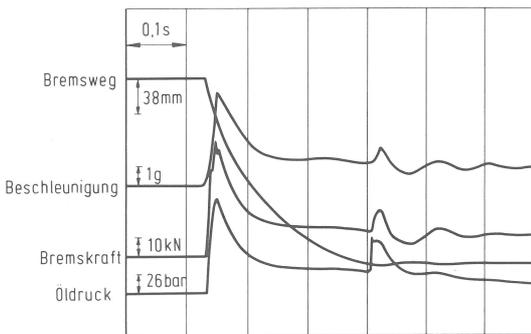


Abb. 47
Zeitabhängige Meßgrößen für den Puffer D - 1; mittlere Auftreffgeschwindigkeit (vgl. Abb. 44)

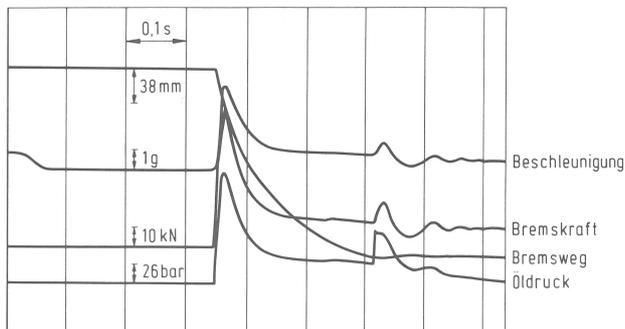


Abb. 48
Zeitabhängige Meßgrößen für den Puffer D - 1; große Auftreffgeschwindigkeit (vgl. Abb. 45)

Zunahme der Geschwindigkeit die Höhe des Maximums der Verzögerung kurz nach dem Aufprall ansteigt. Die zugehörigen zeitabhängigen Meßwerte sind aus den Abb. 46 bis 48 zu ersehen. Neben der Beschleunigung sind die Kraft, der Druck und der Weg registriert worden.

Typisch ist das Kleinstlastverhalten mit dem Maximum am Anfang des Bremsvorganges, das durch Erhöhung der Geschwindigkeit noch gesteigert wird. Hier wurden Maximal-

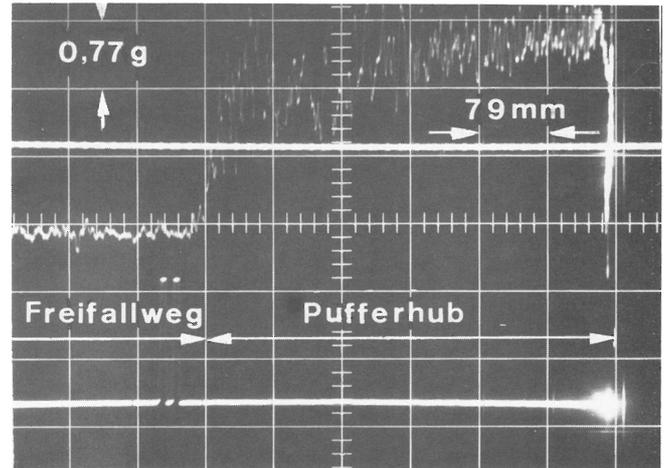


Abb. 49
Beschleunigung des Puffers D - 2 als Funktion des Weges für die Höchstlast (5 000 kg) bei Soll-Auftreffgeschwindigkeit

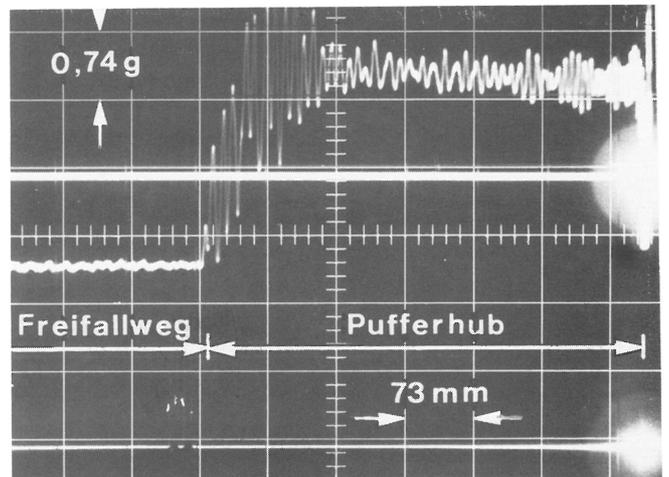


Abb. 50
Beschleunigung des Puffers D - 2 als Funktion des Weges für eine mittlere Last (4 250 kg) bei Soll-Auftreffgeschwindigkeit

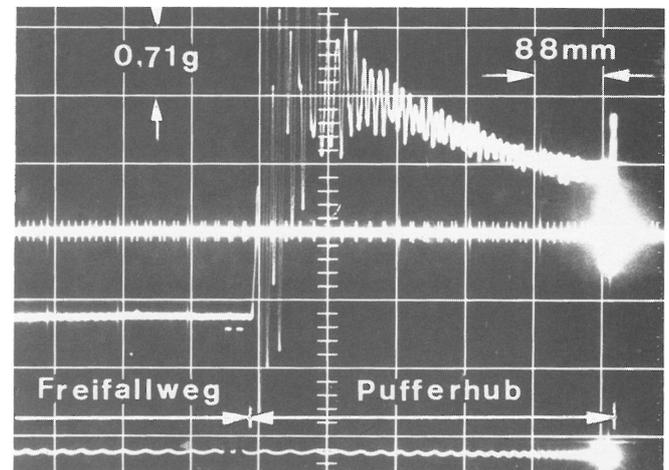


Abb. 51
Beschleunigung des Puffers D - 2 als Funktion des Weges für eine Last von 3 250 kg

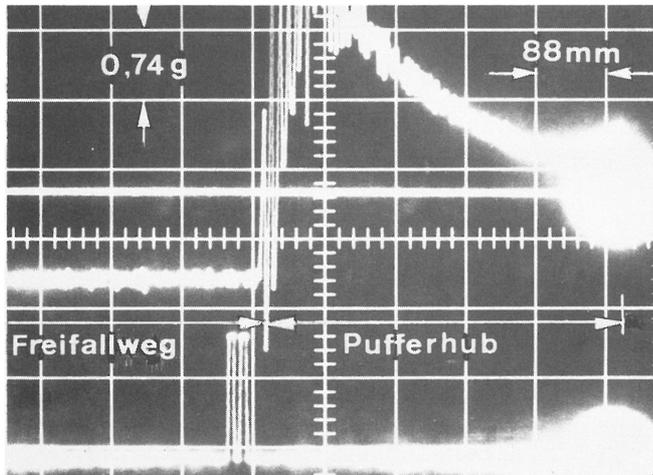


Abb. 52
Beschleunigung des Puffers D - 2 als Funktion des Weges für eine Last von 2 400 kg

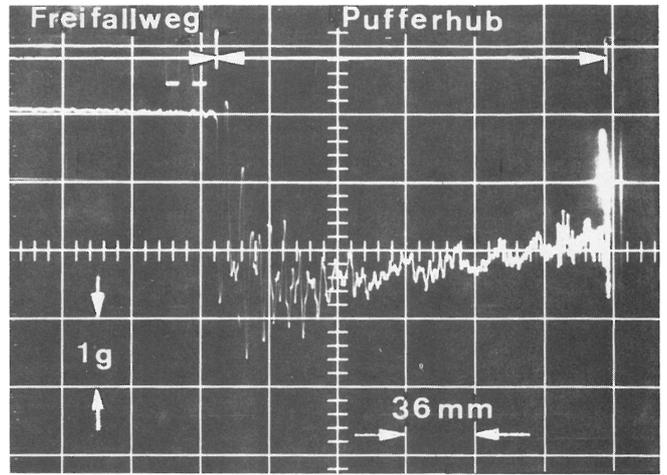


Abb. 55
Beschleunigung des Puffers G - 6 als Funktion des Weges für eine Last von 1 070 kg

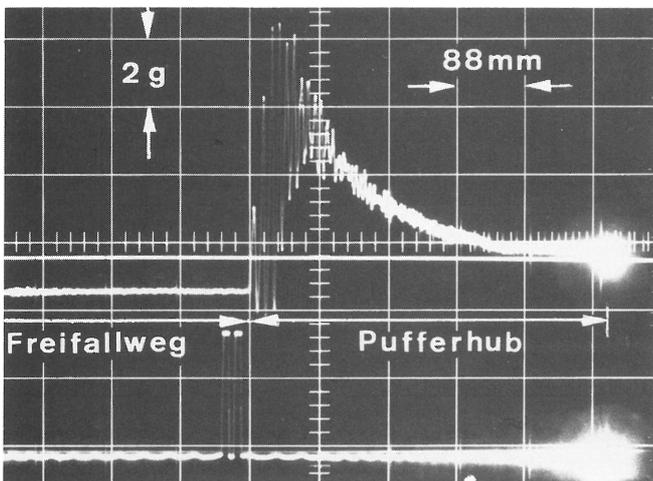


Abb. 53
Beschleunigung des Puffers D - 2 als Funktion des Weges für eine Last von 1 750 kg

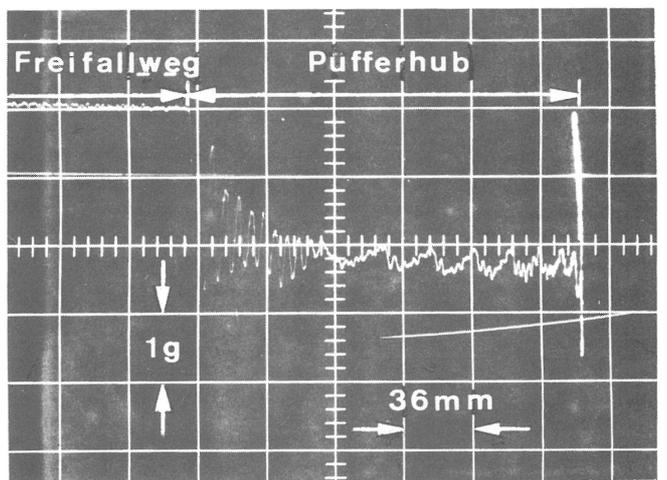


Abb. 56
Beschleunigung des Puffers G - 6 als Funktion des Weges für eine Last von 1 350 kg

werte von etwa $a_{\max} = 3,5 \text{ g}$, $4,4 \text{ g}$ und $5,5 \text{ g}$ erreicht, die proportional der Steigerung des Quadrates der Auftreffgeschwindigkeit sind.

Für die Bauart D-2 wurden die Freifallversuche für einen großen Geschwindigkeits- und Lastbereich durchgeführt. Für die Sollgeschwindigkeit von 3 m/s geben die Abb. 49 bis 53 die Funktionen $a(s)$ wieder. Dabei ist wieder für die Höchstlast von

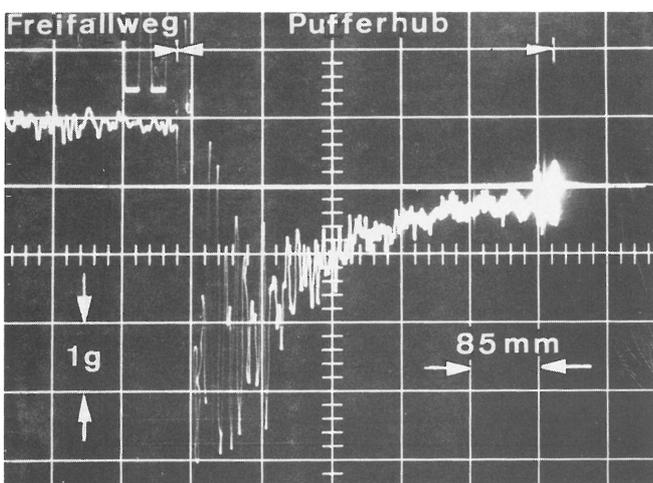


Abb. 54
Beschleunigung des Puffers G - 6 als Funktion des Weges für eine Last von 600 kg

5.000 kg (Abb. 49) zu bemerken, daß das Maximum am Ende des Hubes auftritt. Für 4.250 kg (Abb. 50) hat man einen annähernd konstanten Verzögerungsverlauf. Mit abnehmender Last (3.250 kg , 2.400 kg bis zu 1.750 kg) erhält man eine immer stärker ausgeprägte Maximalverzögerung am Anfang der Bremsung.

Ein sehr umfangreiches Baukastensystem des Herstellers G als weiteres ausgewähltes Beispiel basiert wieder auf dem Prinzip der Ölverdrängung durch einen in einem gebohrten Steuerzylinder laufenden Kolben. Neben den Steuerbohrungen im Zylinder ist hier eine einzelne zusätzliche Bohrung in der Kolbenmitte ausgeführt, so daß der Kolben das Öl auch auf dem letzten Hubteil gänzlich verdrängen kann und bei noch vorhandener Geschwindigkeit dann gegen den Zylinderboden schlägt. Die Abb. 54 bis 56 zeigen die Funktionen $a(s)$ der Bauart G-6 für Kleinst-, mittlere und Höchstlast (600 kg , 1.070 kg , 1.350 kg) bei einer Auslegungsauftrittsgeschwindigkeit $v_{A0} = 2,0 \text{ m/s}$. Am gleichförmigsten verläuft wieder die Verzögerung für die mittlere Last (Abb. 55), während sich für die Höchst- und Kleinstlast wieder die schon als typisch zu bezeichnenden Verläufe einstellen. Abb. 57 zeigt den zeitabhängigen Verlauf $a(t)$ der Beschleunigung beim Höchstlastversuch, Abb. 56 den des wegabhängigen $a(s)$. Gegen Hubende oszilliert die Funktion $a(s)$ bei kaum noch zunehmendem Weg, während die Funktion $a(t)$ noch deutlich den Verlauf erkennen läßt. Das starke Schwingen im Anschluß an den Höchstlastversuch deutet auf einen relativ starken Stoß des Kolbens gegen den Zylinderboden. Beim Kleinstlastversuch ist dieser Stoß nicht ausgeprägt. Die maximalen Beschleunigungen treten wieder bei Versuchen auf, bei denen die jeweilige Last von der mittleren weit abweicht.

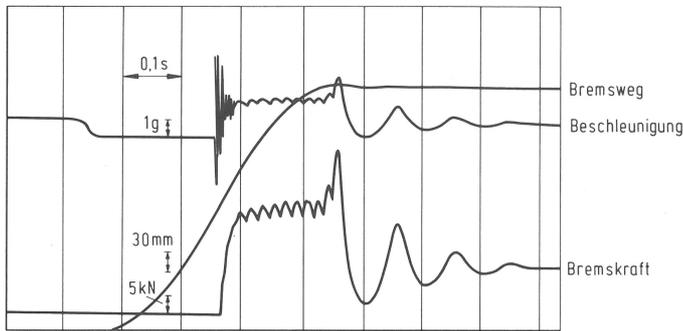


Abb. 57
Beschleunigung, Bremskraft und Weg des Puffers G - 6 als Funktion der Zeit für eine Last von 1 350 kg, vgl. Abb. 56

Eine ausgewählte mittlere Last wird Auslegungslast G_A genannt. Für sie soll der Puffer bei Auslegungsauffreßgeschwindigkeit v_{A0} die Kabine mit konstanter Verzögerung abbremsen. Für $G = 1.350 \text{ kg}$ und damit $G/G_A = 1,26$ ist $a_{\max} = 2,3 \text{ g}$ und für $G = 600 \text{ kg}$ und damit $G/G_A = 0,56$ ist $a_{\max} = 2,6 \text{ g}$. Für den Versuch mit $G_A = 1.070 \text{ kg}$ ergab sich $a_{\max} = 1,6 \text{ g}$.

Bezogen auf die Freifallzeit t_0 ergibt sich aus den drei Versuchen der Bauart G-6 für die Kleinstlast ein Verhältnis von Bremszeit t_B zu Freifallzeit t_0 von $t_B/t_0 = 1,64$. Für G_A und die Höchstlast ergaben sich $t_B/t_0 = 1,06$ und $t_B/t_0 = 0,92$.

Dieses Verhalten der Bremszeit bezogen auf die Freifallzeiten ist grundsätzlich zu beobachten: Mit zunehmender Last verringern sich die Bremszeiten.

2.3 Auswertung und Ergebnis der Freifallversuche

2.3.1 Numerische Verfahren

Die in 2.2 beschriebenen Versuche erstreckten sich über einen längeren Zeitraum, in dem zunächst die angewandte Meßtechnik vervollständigt wurde. Um einige Freifallversuche und auch die unter 4. beschriebenen Versuche in ausgeführten Aufzugsanlagen auswerten zu können, mußten numerische Verfahren herangezogen werden. Dazu war es oft nötig, durch Interpolation die Punktfolge einer gemessenen Funktion gleichmäßig zu verdichten. Die einfachste Interpolation, die lineare, führt zu erheblichen Fehlern, da sie die Krümmung eines Funktionsverlaufes nicht berücksichtigt. Eine quadratische Interpolation verringert die Fehler, weil sich die Interpolationsparabel besser an die gemessene Funktion anschmiegt. Eine weitere Steigerung der Genauigkeit erreicht man mit der kubischen Interpolation, die auch Wendepunkte in der Meßfunktion berücksichtigt. Ein interpolierter Wert an der Stelle $i = 1,5$ ergibt sich nach [41] zu

$$Y_{1,5} = 1/16 (-y_0 + 9y_1 + 9y_2 - y_3) \quad (2.9)$$

Mit Zahlenbeispielen aus den jeweiligen Anwendungsfällen kann die Genauigkeitssteigerung deutlich gemacht werden, die z.B. bei Vorgabe einer Sinus-Funktion im aufsteigenden Ast eine Verbesserung durch die kubische gegenüber der linearen Interpolation in der Größenordnung 10^2 bringt. Bei einigen in dieser Arbeit vorliegenden Meßfunktionen wird der Genauigkeitsgewinn nicht so hoch sein. Mit der Anwendung von (2.9) aber schafft man ein hohes Niveau an Genauigkeit, das nach [41] auch durch höherwertige Interpolationsformeln kaum noch gesteigert werden kann. Die hohe Genauigkeit der Interpolation ist wesentlich, da in fast allen Fällen eine einmalige oder sogar zweimalige Integration der Funktionen bei der Auswertung der Pufferversuche nötig ist.

In diesem Zusammenhang muß auch die Interpolation erwähnt werden, die bei ungleichmäßigen Abständen der einzelnen Funktionswerte y_i anzuwenden ist. Dazu wird auf die La-

grange'sche Form eines Interpolationspolynoms zurückgegriffen:

$$y(x) = L_0(x)y_0 + L_1(x)y_1 + \dots + L_n(x)y_n + R_{n+1} \quad (2.10)$$

Die Lagrange'schen Polynome haben die Form

$$L_0(x) = \frac{(x-x_1)(x-x_2)(x-x_3)\dots(x-x_n)}{(x_0-x_1)(x_0-x_2)(x_0-x_3)\dots(x_0-x_n)}$$

$$L_1(x) = \frac{(x-x_0)(x-x_2)(x-x_3)\dots(x-x_n)}{(x_1-x_0)(x_1-x_2)(x_1-x_3)\dots(x_1-x_n)}$$

$$L_2(x) = \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_3)\dots(x-x_n)}{(x_2-x_0)(x_2-x_1)(x_2-x_3)\dots(x_2-x_n)}$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

$$\vdots$$

$$L_n(x) = \frac{(x-x_0)(x-x_1)(x-x_2)\dots(x-x_{n-1})}{(x_n-x_0)(x_n-x_1)(x_n-x_2)\dots(x_n-x_{n-1})} \quad (2.11)$$

Setzt man z.B. in (2.11) für die Stelle $i = 1,5$ für eine Punktfolge mit gleichen Abständen $x_{i+1} - x_i = h$ ein und betrachtet die Werte x_0 bis x_3 , so erhält man die Werte der Lagrange'schen Polynome zu

$$L_0 = -1/16, L_1 = 9/16, L_2 = 9/16 \text{ und } L_3 = -1/16,$$

also die Gewichte der kubischen Interpolationsformel (2.9) für gleiche Abstände in der Punktfolge

Mit dem Interpolationspolynom in der Lagrange'schen Form kann der Grad der Interpolation und damit die Genauigkeit beliebig gewählt werden, und zwar für Punktfolgen mit gleichem oder ungleichem Abstand. Für ungleiche Abstände können die Lagrange'schen Polynome nicht weiter vereinfacht zu konkreten Werten zusammengefaßt werden, vielmehr müssen die Polynome L_i für jeden Interpolationsschritt neu bestimmt werden.

Wird z.B. die Funktion $a(t)$ gemessen, so kann durch Integration die Geschwindigkeit ermittelt werden. Die numerische Integration einer Funktion $y(x)$ als zahlenmäßige Berechnung des bestimmten Integrals $Y = \int_a^b y(x) dx$ erfolgt allgemein bei Vorgabe des Integranden $y(x)$ als Punktfolge mit den diskreten Ordinaten y_i durch die Anwendung des Lagrange'schen Interpolationspolynoms (2.10). So ergibt sich

$$Y = nh (a_0 y_0 + a_1 y_1 + \dots + a_n y_n) \quad (2.12.1)$$

mit den Gewichten

$$a_i = \frac{1}{nh} \int_{x_0}^{x_n} L_i(x) dx \quad (2.12.2)$$

Für drei äquidistante Stützstellen mit dem Abstand h ergibt sich aus (2.12.1) und (2.12.2) die bekannte Simpson-Regel

$$Y_{Si} = \frac{h}{3} (y_0 + 4y_1 + y_2) \quad (2.13)$$

Aufgrund des symmetrischen Aufbaus verfügt die Simpson-Regel (2.13) nach [41] über eine sehr hohe Genauigkeit. Das Fehlerglied hat die Größenordnung $R = h^5/90 y^{IV}$ und verschwindet gänzlich, solange für $y(x)$ die vierte und höhere Ableitungen verschwinden. So führt die von Newton angegebene Integrationsformel unter Verwendung von vier äquidistanten Stützstellen, die sog. 3/8-Regel, zu einem Fehler gleicher Größenordnung.

$$Y_{Ne} = \int_0^{3h} y(x) dx = \frac{3}{8} h (y_0 + 3y_1 + 3y_2 + y_3) \quad (2.14)$$

Noch höhere Formeln erschweren das Arbeiten und verbessern die Genauigkeit nur noch geringfügig.

Im vorliegenden Falle der Pufferversuche interessieren nicht nur die Werte des ersten und des zweiten Integrals, sondern auch deren Verläufe. Die erste Integration nach (2.13) ergibt die Integralwerte nur an den Stellen $i = 0, 2, 4, \dots, 2n$. Um die hohe Genauigkeit zu erhalten, werden Integralwerte für $i = 1, 3, \dots, (n-1)$ nicht durch Interpolation gewonnen. Vielmehr wird durch Kombination der Simpson- und der 3/8-Regel, (2.13) und (2.14), eine Formel für den Integralwert Y_1 an der Stelle $i = 1$ gewonnen, die die gleiche Genauigkeit aufweist. Nach [41] geht man dazu wie folgt vor:

$$Y_1^{(1)} = Y_0 + \int_{x_0}^{x_3} y dx \Big|_{Ne} - \int_{x_1}^{x_3} y dx \Big|_{Si} \quad (2.15.1)$$

$$Y_1^{(2)} = Y_0 + \int_{x_0}^{x_4} y dx \Big|_{Si} - \int_{x_1}^{x_4} y dx \Big|_{Ne} \quad (2.15.2)$$

$$Y_1 = \frac{1}{2} (Y_1^{(1)} + Y_1^{(2)}) \quad (2.15.3)$$

Man erhält so für Y_1 folgende Formel:

$$Y_1 = Y_0 + \frac{h}{48} (17y_0 + 42y_1 - 16y_2 + 6y_3 - y_4) \quad (2.16)$$

Die weiteren Integralwerte für $i = 3, 5, \dots, (2n-1)$ erhält man nun durch wiederholte Anwendung der Simpson-Regel.

So gelingt es, die Integralfunktion mit hoher Genauigkeit an ebenso vielen Stützstellen zu berechnen, wie sie für die Ausgangsfunktion zur Verfügung stehen.

Die zweite Integration kann nach demselben Schema erfolgen.

Für die Pufferversuche folgt, daß aus der gemessenen Funktion $a(t)$ über die zweimalige Integration die Funktion $s(t)$ bestimmt wird. Aus den zu gleichen Zeitpunkten gehörigen Beschleunigungs- und Wegwerten bestimmt man die wegabhängige Beschleunigung $a(s)$. Diese Funktion $a(s)$ liegt allgemein als Punktfolge mit ungleichen Abständen auf der Abszisse, dem Weg, vor. Auch hier soll die Integration, die für die Mittelwertbildung $a_m(s)$ nötig ist, mit hoher Genauigkeit durchgeführt werden. Dazu wählte der Verfasser die kubische Interpolation für ungleiche Abstände und für die Berechnung des Integrals die Lagrange'schen Polynome gemäß (2.10).

Die genannten numerischen Verfahren der Interpolation für gleiche und ungleiche Abstände in der Punktfolge und die der Integration wurden programmiert, so daß die Auswertung von Meßfunktionen mit diesen Mitteln auf einer elektronischen Datenverarbeitungsanlage erfolgen konnte.

2.3.2 Übersicht über die Bauartversuche

In 2.2 wurden Meßergebnisse aus einigen ausgewählten Bauartversuchen beschrieben. Alle Meßergebnisse der insgesamt 334 Bauartversuche können wegen des großen Umfangs in dieser Arbeit nicht wiedergegeben werden. Da jedoch diese Versuche den überwiegenden Teil der in der Bundesrepublik Deutschland zum Einsatz kommenden Pufferbauarten erfassen, soll ein Überblick anhand des Bauartverhalten wiedergebender Kenngrößen gegeben werden. Um alle Last- und Auftreffgeschwindigkeitsbereiche zusammenfassend darzustellen, bezieht der Verfasser alle Lasten auf die Auslegungslast G_A und die Auftreffgeschwindigkeiten auf die Auslegungsauftreffgeschwin-

digkeit v_{A0} . Als Kenngrößen werden die arithmetischen Mittelwerte der zeit- und der wegabhängigen Beschleunigung, $a(t)$ und $a(s)$, gewählt.

Eine Untersuchung der grundsätzlichen Unterschiede zwischen $a(t)$ und $a(s)$ wird vorausgeschickt, dann wird eine Berechnungsmethode für G_A angegeben, und an die Auswertung der Bauartversuche schließt sich noch eine Untersuchung zum Temperatureinfluß auf die Ölviskosität und damit auf die Strömungsvorgänge im Puffer an.

Unterschied zwischen zeit- und wegabhängiger Beschleunigung:

Für einen idealisierten Fall- und Bremsvorgang zeigt Abb. 58 die bekannten Zusammenhänge von $x = a(t)$, $x = v(t)$ und $x = s(t)$ sowie den aus $a(t)$ und $s(t)$ ermittelten Zusammenhang $a(s)$. Beschränkt man sich zur Erläuterung des Problems jetzt auf die Beschleunigungsphase, so ergeben sich für die in Abb. 59 angenommenen Beschleunigungen $a_i(t)$ zunächst die Geschwindigkeiten $v_i(t)$ in Abb. 60, dann die Wege $s_i(t)$ in Abb. 61

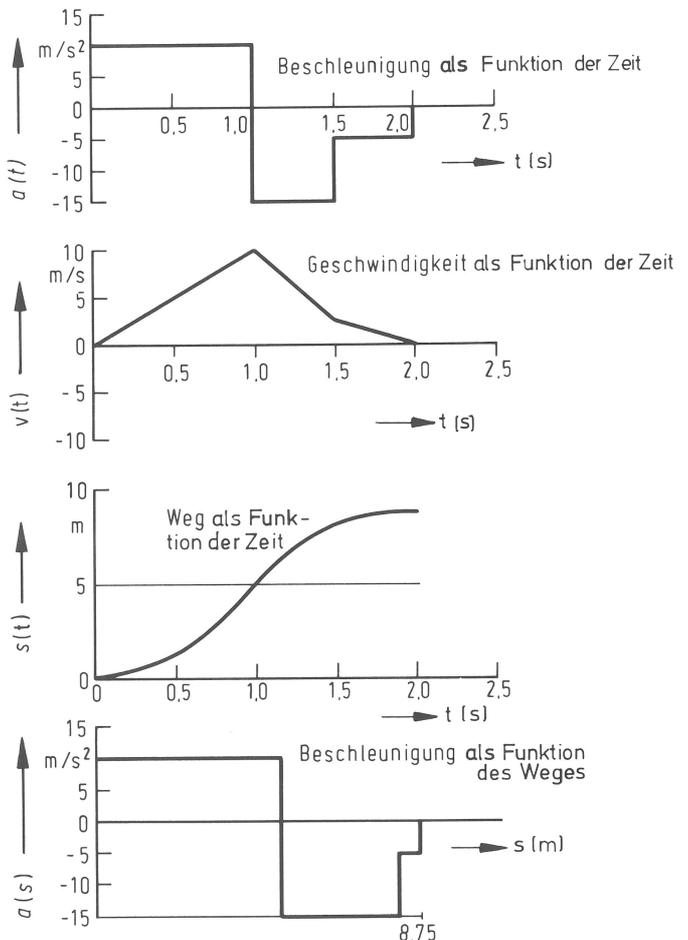


Abb. 58 Schematisierte Bewegung (Freifall und Bremsung); Darstellung der zeitabhängigen Beschleunigung, der Geschwindigkeit und des Weges sowie der daraus gebildeten wegabhängigen Beschleunigung.

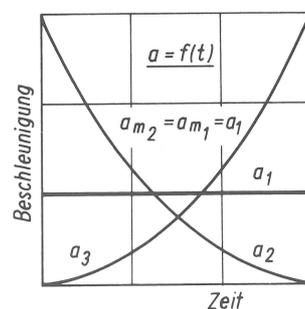


Abb. 59 Zeitabhängige Beschleunigungen

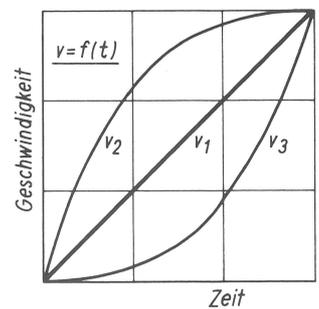


Abb. 60 Zeitabhängige Geschwindigkeiten

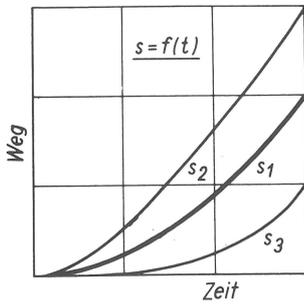


Abb. 61
Zeitabhängige Wege

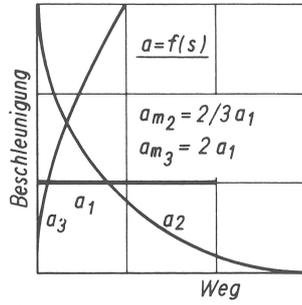


Abb. 62
Wegabhängige Beschleunigungen

und schließlich durch Kombination aus Abb. 59 und Abb. 61 die Zusammenhänge $a_i(s)$ in Abb. 62. Im allgemeinen unterscheiden sich also die Mittelwerte der zeit- und wegabhängigen Beschleunigungen voneinander, nur für den Sonderfall der konstanten Beschleunigung sind diese beiden Mittelwerte gleich.

Bezug auf die Auslegungslast G_A :

Die zu Bauartprüfungen eingereichten Unterlagen enthalten nur in wenigen Fällen Berechnungen, die die Auslegungslast G_A für die Puffertypen angeben. Zur übersichtlichen Darstellung aller Bauartuntersuchungen wird daher für diejenigen Puffer, für die keine Auslegungslast angegeben ist, ein Bezug auf eine rechnerisch ermittelte Auslegungslast gewählt. Die Berechnung wird nachfolgend beschrieben:

Nach dem Newton'schen Grundgesetz gilt für das Bremsen der Masse durch den Puffer

$$m\ddot{x} = mg - F_B \quad (2.17.1)$$

und damit für die Beschleunigung und mit $mg = G$

$$\ddot{x} = \left(1 - \frac{F_B}{G}\right) g \quad (2.17.2)$$

Setzt man für den Auslegungsfall nach [8] jetzt voraus, daß $\ddot{x} = -g$ wird, so erhält man für die Auslegungslast $G = G_A$ und die Pufferbremskraft den Zusammenhang

$$\left|G_A\right| = \frac{F_B}{2} \quad (2.18)$$

Um auf bekannte Größen zu kommen, muß der Druck im Pufferzylinder und der Zusammenhang des Druckes mit der Geschwindigkeit des Öles herangezogen werden. Es gilt

$$F_B = p A_k \quad (2.19)$$

so daß damit

$$\left|G_A\right| = \frac{p A_k}{2} \quad (2.18.1)$$

wird. Dabei ist p der Druck im Pufferzylinder und A_k die Kolbenfläche.

Den näheren Ausführungen im folgenden Kapitel vorausgreifend, gilt für den Zusammenhang von Druck und Geschwindigkeit des aus den Austrittsöffnungen (Bohrungen oder Nuten) ausströmenden Öles bei einigen Vernachlässigungen:

$$p = c v_o^2 \quad (2.20)$$

Über die Kontinuitätsbeziehung

$$v A_k = v_o A \quad (2.21)$$

mit v als Kabinengeschwindigkeit und A als jeweiliger Austrittsfläche des Öles wird aus (2.20) z.B. für den Anfangsdruck p_o

$$p_o = c v_o^2 (A_k/A_o)^2 \quad (2.22)$$

A_o ist die bei Bremsbeginn insgesamt vorhandene Austrittsfläche des Öles, also z.B. die Summe aller Austrittsbohrungsflächen. Die Konstante c wird von Hymans und Hellborn in [8] verwendet, ohne daß ihre Dimension angegeben wird. Vielmehr empfehlen sie, den Ausdruck $c(A_k/A_o)^2$ experimentell zu bestimmen. Nun wird aber gemäß üblicher Nomenklatur in der Strömungslehre für einen nicht idealen Ausfluß aus einem Druckgefäß der Zusammenhang

$$v = \alpha \sqrt{\frac{2 \Delta p}{\rho}} \quad (2.23)$$

angegeben. Wird in (2.21) wegen der sehr hohen Drücke in Druckzylindern der hydraulischen Puffer $\Delta p = p$ gesetzt, so ergibt der Vergleich von (2.23) mit (2.20)

$$c = \frac{\rho}{2 \alpha^2} \quad (2.24)$$

Damit läßt sich für hydraulische Puffer, die gemäß [8] für die Auslegungslast G_A mit einer konstanten Verzögerung $|\ddot{x}| = 1g$ bremsen, die Berechnung von G_A angeben:

$$\left|G_A\right| = \frac{A_k}{2} \frac{\rho}{2 \alpha^2} \cdot (A_k v_o / A_o)^2 \quad (2.25)$$

Diese Vorgehensweise setzt voraus, daß die konstruktiv gegebene Gradierungskurve der jeweiligen Puffer mit der in [8] angegebenen parabelförmigen gut übereinstimmt. Um dies zu prüfen, wird über den normierten Weg die Abstufung der Austrittsflächen aufgetragen (Abb. 63 als Beispiel). Hier gibt der Hersteller für die Bauart G-14 die Auslegungslast zu $G_A = 1700 \text{ kg an}$. Mit der Dichte des verwendeten Hydrauliköls $\rho = 0,92 \text{ kg/dm}^3$ und einem α -Wert nach [37] von $\alpha = 0,7$ errechnet sich eine Auslegungslast $G_A = 1673 \text{ kg}$. Die Übereinstimmung wird bezogen auf die nicht erfolgte genaue Bestimmung des α -Wertes als sehr gut angesehen.

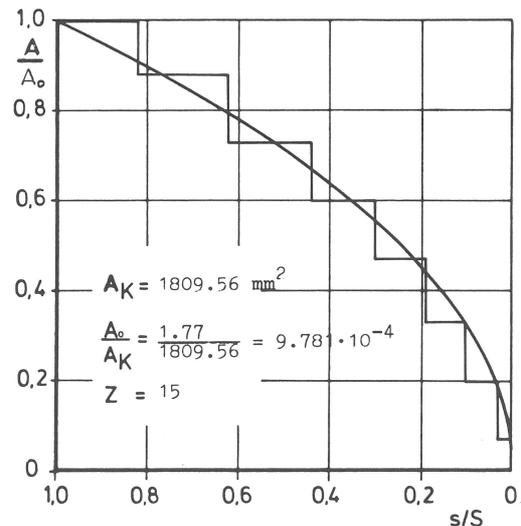


Abb. 63
Charakteristische Abstufungen der Ölaustrittsfläche über den normierten Pufferhub s/S (Gradierung)
(zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_o = \sqrt{s/S}$ eingetragen).

Mit den nach (2.25) ermittelten G_A -Werten wurden die Bauartversuche der parabolisch gradierten Typen normiert. Die Voraussetzung für die Anwendung der Rechnung, die ausreichende Übereinstimmung der gewählten Gradierungskurven mit der Parabel, wurde jeweils kontrolliert. Beispiele zeigen die Abb. 64 bis 72.

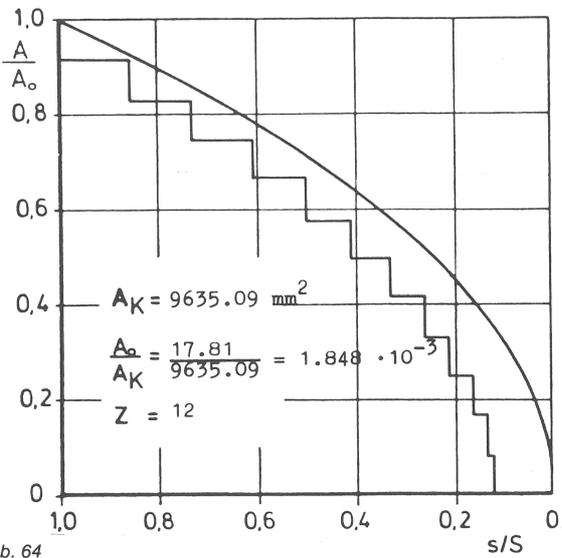


Abb. 64
 Gradierung des Puffers A 2 - 4 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen).

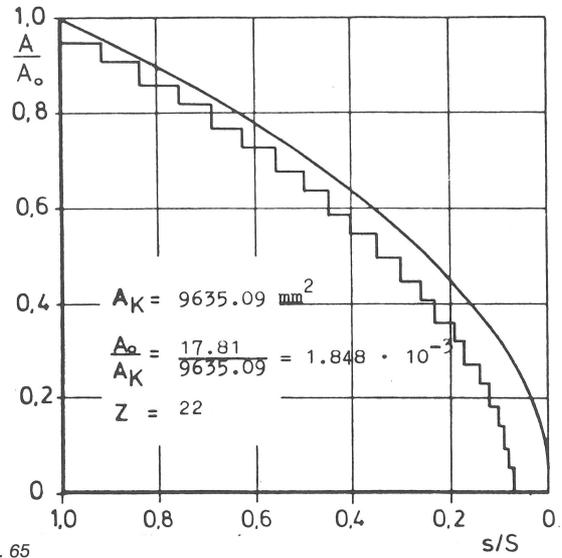


Abb. 65
 Gradierung des Puffers A 2 - 9 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

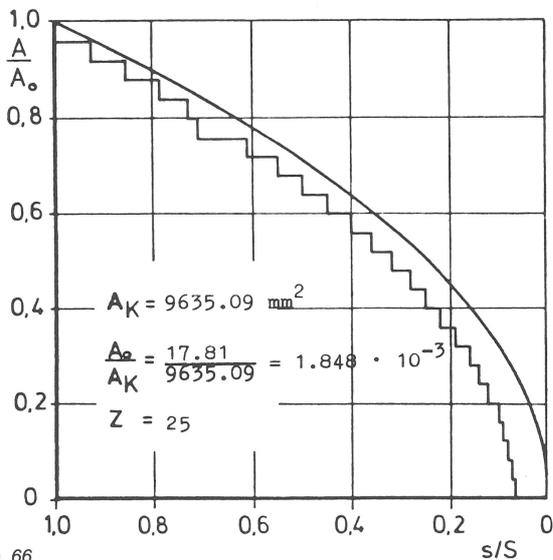


Abb. 66
 Gradierung des Puffers A 2 - 11 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

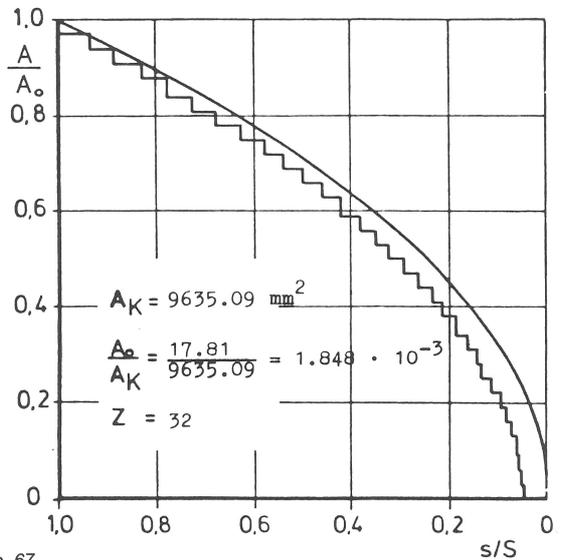


Abb. 67
 Gradierung des Puffers A 2 - 15 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

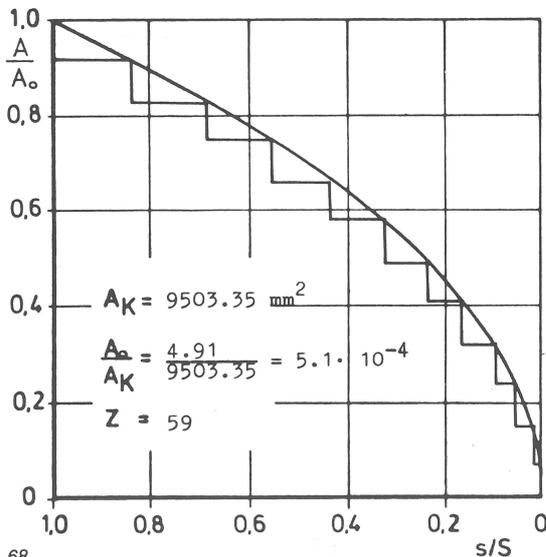


Abb. 68
 Gradierung des Puffers D - 2 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

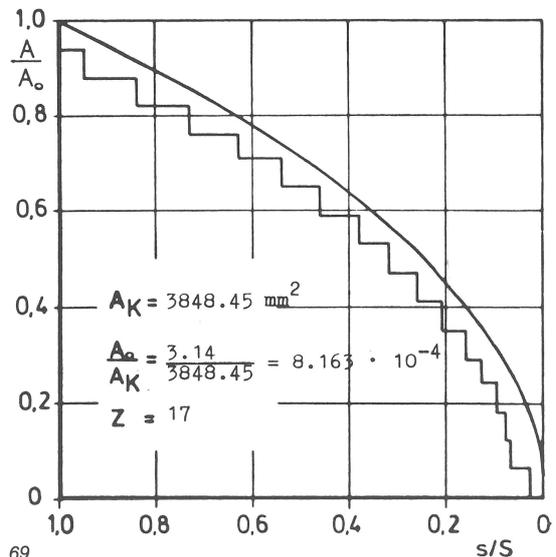


Abb. 69
 Gradierung des Puffers B 1 - 6 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

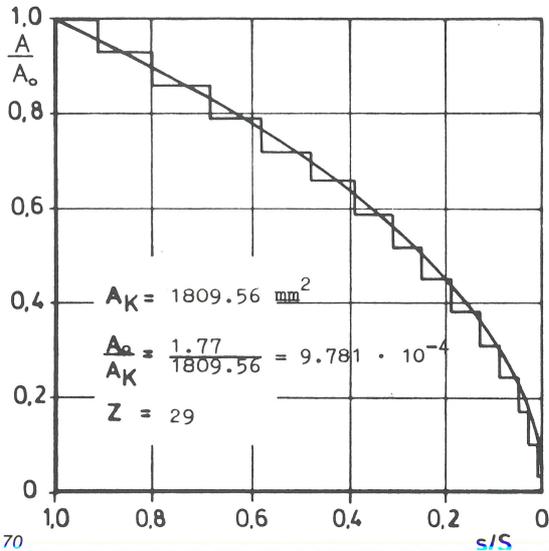


Abb. 70
 Gradierung des Puffers G - 3 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

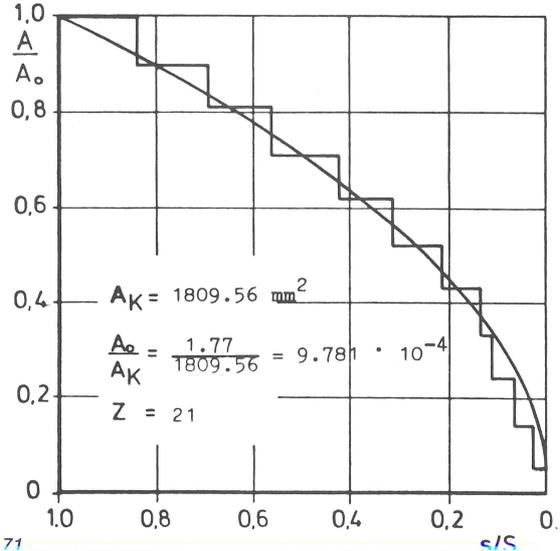


Abb. 71
 Gradierung des Puffers C 2 - 3 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen).

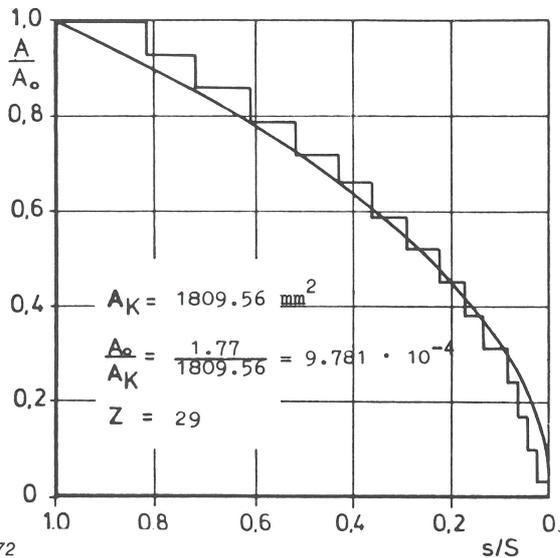


Abb. 72
 Gradierung des Puffers C 1 - 2 (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen).

Auswertung der Bauartversuche:

Die für einen Überblick wesentlichen Kenngrößen der Bauartversuche, $a_m(t)$ und $a_m(s)$, sind in einer Tabelle (s. Anhang, Abb. A1) zusammengefasst. Sie werden durch weitere Größen ergänzt, die zur zusammenfassenden Darstellung nötig sind.

Da für die hydraulischen Aufsetzpuffer eine annähernd konstante Verzögerung nur für den Auslegungsfall (G_A, v_{A0}) auftritt, unterscheiden sich die zeit- und wegabhängigen Mittelwerte für verschiedene Lasten bei Betriebsgeschwindigkeit entsprechend den o.a. Zusammenhängen. Die Angabe des wegabhängigen Mittelwertes (Spalte 6 in Abb. A1) und die des zur Bremsung genutzten Hubanteils (Spalte 9 in Abb. A1) erfolgte gemäß der Vorschrift der TRA 200 [7]. Der zeitabhängige Mittelwert (Spalte 5 in Abb. A1) dient zusammen mit der auf die Freifallzeit t_0 bezogenen Bremszeit t_B (Spalte 10 in Abb. A1) zunächst auch zur Kontrolle der Meßergebnisse. Bei einer Verzögerung der Masse von einer Auftreffgeschwindigkeit v_0 bis zum Stillstand gilt $a_m(t) \cdot t_B = v_0$. In Spalte 4 in Abb. A1 wurde das Produkt $a_m(t) / g \cdot t_B / t_0$ verwendet, das eine Normierung der o.a. Beziehung zur Kontrolle der Meßergebnisse darstellt. Die graphische Auswertung der Tabellenwerte (Abb. A1) erfolgte durch die Zusammenfassung von Bauarten für die Funktionen $a_m(t) = f_1(G/G_A)$, s. Abb. 73 bis 77. Dazu wurde eine Regression gemäß der folgenden Gleichungen vorgenommen:

$$\begin{bmatrix} n & \sum x_i \\ \sum x_i & \sum x_i^2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} a \\ b \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum y_i \\ \sum y_i x_i \end{bmatrix} \quad (2.26)$$

$$y = a + b x \quad (2.27)$$

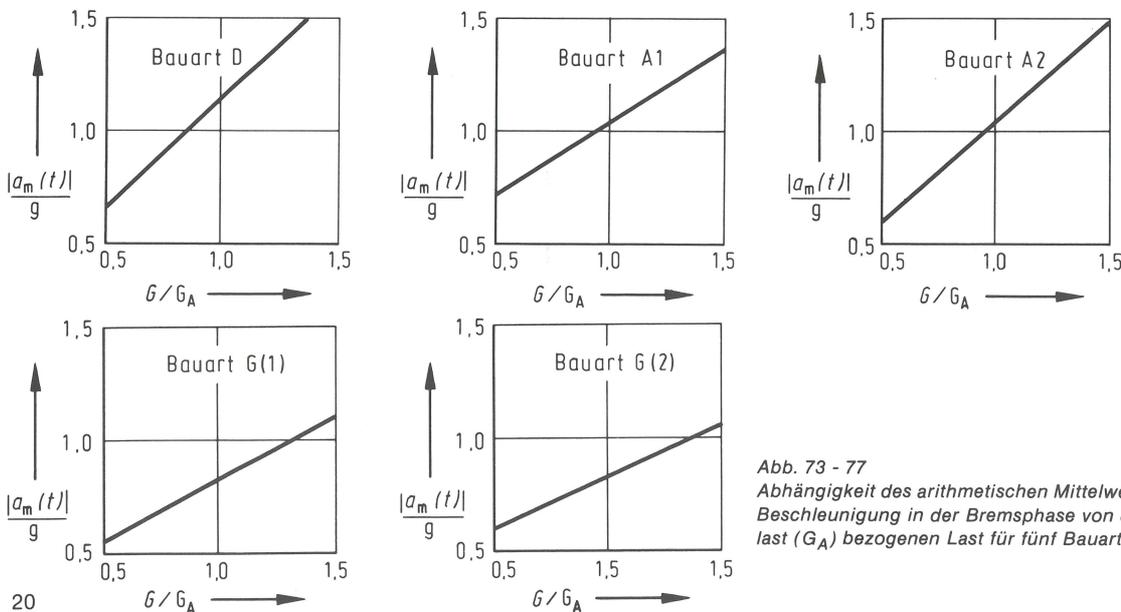


Abb. 73 - 77
 Abhängigkeit des arithmetischen Mittelwertes der zeitabhängigen Beschleunigung in der Bremsphase von der auf die Auslegungslast (G_A) bezogenen Last für fünf Bauarten

In (2.26) und (2.27) entsprechen die x -Werte den G/G_A -Werten und die y -Werte den a_m -Werten. y_1 -Werte entsprechen dann den $a_m(t)/g$ - und y_2 -Werte den $a_m(s)/g$ -Werten, die später den y_1 -Werten gegenübergestellt werden.

Die Streuungen in der Auftreffgeschwindigkeit und im Produkt $a_m(t)/g \cdot t_B/t_0$ waren z.T. recht groß. Um jedoch zu übersichtlichen Darstellungen zu gelangen, mußten möglichst viele Versuche verwendet werden. So ergeben sich z.B. die größeren Abweichungen in der Regression schon deshalb, weil Versuche aus einem Feld aus Auftreffgeschwindigkeitsbereich ($0,95 \leq v_0/v_{A0} \leq 1,05$) und Kontrollproduktbereich ($0,85 \leq a_m(t)/g \cdot t_B/t_0 \leq 1,15$) zusammengenommen wurden.

Trotz der relativ großen betrachteten Bereiche von Auftreffgeschwindigkeit und Kontrollprodukt ist zu erkennen, daß die Funktionen $a_m(t) = f_1(G/G_A)$ eine ausgeprägte lineare Abhängigkeit von G/G_A aufweisen, während die Funktionen $a_m(s) = f_2(G/G_A)$ eine nur geringe und oft sogar zu vernachlässigende Abhängigkeit von G/G_A aufweisen.

Wenn sich beispielsweise die Gradienten der Funktionen $a_m(t) = f_1(G/G_A)$ sehr gleichen und nur die Lage der verschiedenen $f_1(G/G_A)$ -Funktionen variieren, so kann das unmittelbar mit einer zu groben Abschätzung von G_A zusammenhängen. Durch die Bestimmung von ρ - und α -Werten ohne Kontrollen an ausgeführten Puffern kann durchaus eine Schwankungsbreite von für G_A von ca. $\pm 20\%$ auftreten. Die in 2.2 beschriebenen Versuche und hier vor allem der Übergang vom Beschleunigungsbereich (Freifall) zur Verzögerungsphase sind ein weiterer bestimmender Faktor für die Funktionen $a_m(t)$ und $a_m(s)$. Wurde doch für kleine Lasten ($G/G_A < 1$) ein relativ plötzlicher Bremsbeginn und für große Lasten ($G/G_A > 1$) oft ein großer Übergangsbereich von der Beschleunigung zur Verzögerung beobachtet.

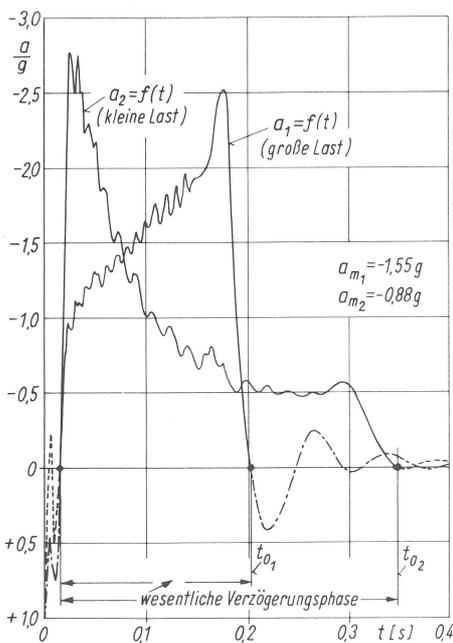


Abb. 78
Zeitabhängige Beschleunigung des Puffers A 1-6 in der Bremsphase für zwei verschiedene Lasten; Mittelwerte weichen stark voneinander ab

Die Abb. 78 zeigt die zeitabhängigen Verzögerungsverläufe der Bauart A 1-6 für unterschiedliche G/G_A -Werte. Der Bremsbeginn für die niedrige Last ($G/G_A = 0,63$) erfolgt nahezu unmittelbar nach dem Aufprall der Masse auf den Puffer, während für die große Last ($G/G_A = 1,46$) ein relativ flacher Übergang von Beschleunigung zur Verzögerung mit entsprechender Geschwindigkeitszunahme im ersten Hubbereich zu erkennen ist. Die zeitabhängigen Mittelwerte differieren deutlich (0,88 g und 1,55 g), die Produkte $a_m(t)/g \cdot t_B/t_0$ ergeben sich zu 1,13 und 1,09, s. auch die Tabelle in Abb. A1. Über in diesem Fall

planimetrisch durchgeführte Integrationen wurden die Funktionen $a(s)$ gebildet, s. Abb. 79. Die ebenfalls planimetrisch erfolgte Mittelwertbestimmung ergab kaum differierende Werte $a_m(s)$, nämlich für beide Versuche etwa 1,4 g.

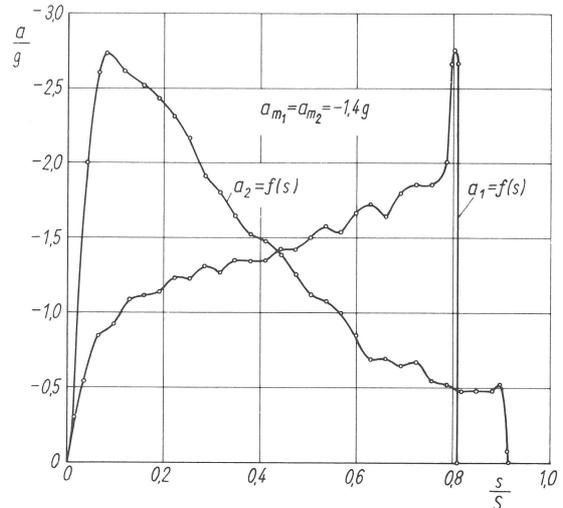


Abb. 79
Wegabhängige Beschleunigung des Puffers A 1-6 in der Bremsphase für zwei verschiedene Lasten; Mittelwerte sind gleich

Wie hier an diesem Beispiel erläutert, wurden grundsätzlich alle Auswertungen vorgenommen. Nur die angewandten Meß- und Auswertmethoden wurden z.T. erheblich verbessert, s. 2.3.1. Die Gesamtheit aller Bauartversuche, ausgewertet nach (2.26) und (2.2.7) ergibt die Darstellung in Abb. 80.

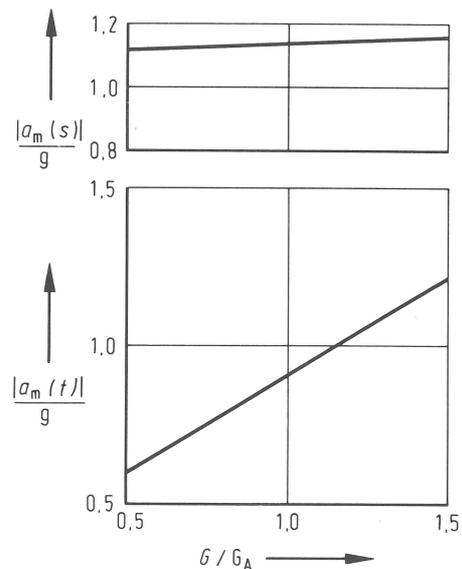


Abb. 80
Abhängigkeit der Mittelwerte der wegabhängigen und der zeitabhängigen Beschleunigung vom Lastverhältnis G/G_A für alle ausgewerteten Versuche der Tabelle von Abb. A1

Den Einfluß der Auftreffgeschwindigkeit verdeutlicht eine Untersuchung für die Bauart A 1-14. 25 Versuche mit einem Puffer mit veränderten Auftreffgeschwindigkeiten und Lasten ergeben die in Abb. 81 und Abb. 82 gezeigten Zusammenhänge. Abb. 81 zeigt die Funktionen $a_m(t) = f(v_0)$ mit der Last als Parameter und Abb. 82 die Funktionen $a_m(t) = f(G)$ mit der Auftreffgeschwindigkeit als Parameter. Der annähernd lineare Verlauf dieser Funktionen erlaubt Extrapolationen in dem Bereich $0,5 \leq G/G_A \leq 1,5$. Mit abnehmender Geschwindigkeit nimmt auch die Steigung der Geraden $a_m(t) = f(G)$ ab. Über- und Unterschreiten der Auslegungsauftrittsgeschwindigkeit v_{A0} führt zu höheren und niedrigeren Mittelwerten $a_m(t)$.

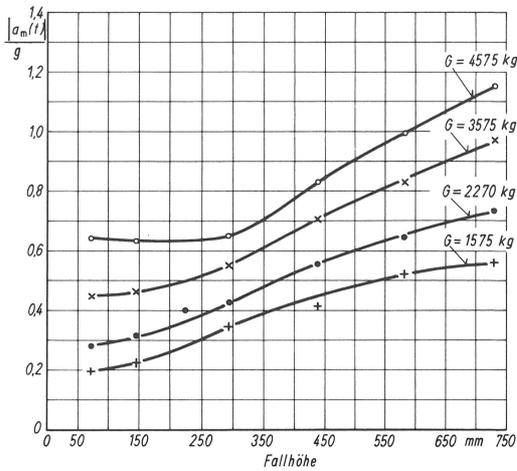


Abb. 81
Mittlere Beschleunigung in der Bremsphase als Funktion der Fallhöhe (Auftrittsgeschwindigkeit) und der Last als Parameter für den Puffer A 1 - 14

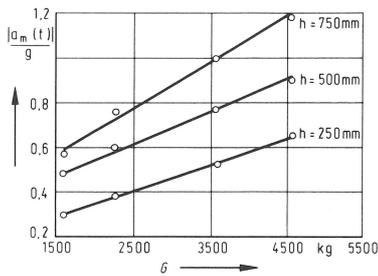


Abb. 82
Mittlere Beschleunigung in der Bremsphase als Funktion der Last und der Fallhöhe als Parameter für den Puffer A 1 - 14

Zwei Ausführungen aus der Bauart G wurden geprüft und die Ergebnisse miteinander verglichen. Abb. 83 gibt den bekannten Zusammenhang wieder: Die Mittelwerte $a_m(t)$ sind linear abhängig vom Lastverhältnis G/G_A und die Mittelwerte $a_m(s)$ sind annähernd über die untersuchten Lastbereiche konstant. Die Streuung der Mittelwerte ist für die erste Ausführung der Austrittsbohrungen größer als für die zweite Ausführungsform. Deutlich niedriger lag der Mittelwert $a_m(s)$ für die zweite Ausführung, die sich von der ersten nur durch die Ausströmgeometrie und damit durch die Strömungsverhältnisse an den Ausflußbohrungen unterscheidet.

Bei den Bauarten C 1-1 bis C 1-4 handelt es sich zwar um parabolisch gradierte Puffer, die Stufung (Abb. 84) ist jedoch

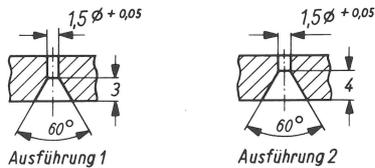
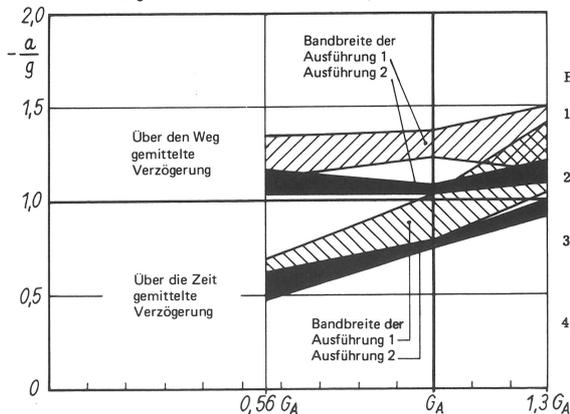


Abb. 83
Mittlere Verzögerung hydraulischer Aufsetzpuffer gleicher Bauart für drei Auslegungslasten G_A und je zwei Geschwindigkeitsstufen



Bemerkungen

- 1) Ausführung 1 und 2 unterscheiden sich lediglich durch die Tiefe der Ansenkung der Ausflußbohrungen.
- 2) Die wegabhängige Verzögerung verläuft nahezu waagrecht, die zeitabhängige linear ansteigend.
- 3) Die Ausführung 2 der Puffer weist niedrigere Werte auf. Die $a_m(t)$ liegen unter 1 g, die $a_m(s)$ liegen wenig über 1 g.
- 4) Die Bandbreite der Ausführung 2 ist schmaler als die der Ausführung 1.

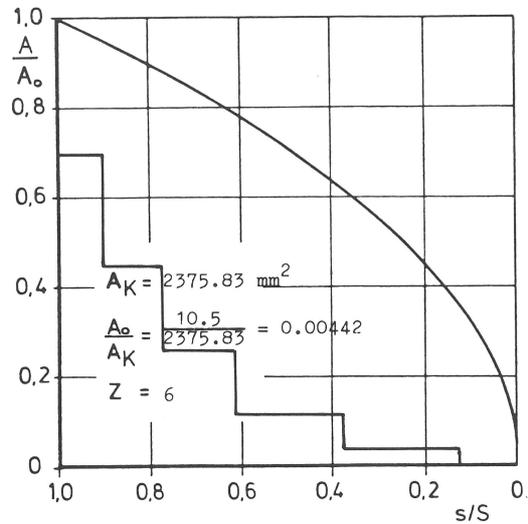


Abb. 84
Stufung der Austrittsfläche des Puffers C 1 - 1 im Vergleich zum parabolischen Idealverlauf der Austrittsfläche als Funktion des Weges (zum Vergleich ist die stufenlose Funktion $A/A_0 = \sqrt{s/S}$ eingetragen)

extrem groß gewählt worden. Stufen der Austrittsfläche bilden sich im Meßschrieb immer ab, hier treten jedoch sehr große Überlagerungen auf (s. Abb. 85 und 86). Abschätzungen ergaben, daß die Stufen in Zeitintervallen erreicht werden, die eine Anregung des Systems Ölsäule - Masse nahe der Eigenfrequenz bewirken können. Abhilfe kann darin bestehen, die Eigenfrequenz durch Durchmessererweiterungen des Kolbens zu erhöhen und damit die Weg-Amplituden des schwingfähigen Systems zu verkleinern oder die Anzahl der Stufen zu erhöhen und damit überkritische Anregungen im ersten Hubanteil (große Anregungsenergie) sicherzustellen. Der zweite Weg wurde experimentell belegt. Statt des Kolbens mit 4 Nuten wurde ein zweiter Kolben mit 24 Nuten eingesetzt. Die Nutfläche des zweiten Kolbens ergab sich aus der Relation zu der ersten, es wurden also gleiche Strömungsverhältnisse vorausgesetzt. Als Ergebnisse stellten sich wesentlich gleichmäßiger verlaufende Bremskraftkurven ein, s. Abb. 87 und 88.

Abb. 85 - 86
Stark oszillierende Beschleunigungen in der Bremsphase der Puffer C 1 - 1 und C 1 - 2 infolge grober Austrittsflächenstufung.

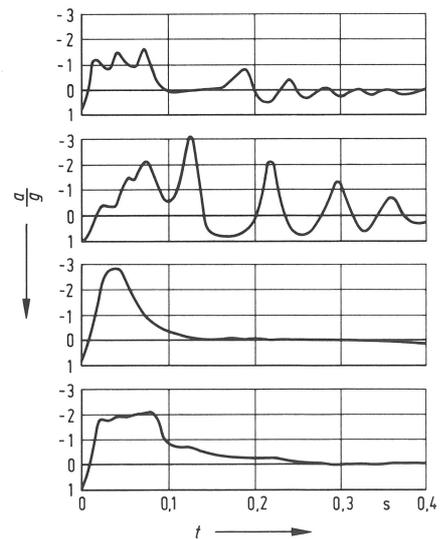


Abb. 87 - 88
Glatte Beschleunigungsverlauf in der Bremsphase der Puffer C 1 - 1 und C 1 - 2 durch feiner gestufte Austrittsflächen

Für die vorliegende Arbeit stehen die Wiedergaben von umfangreichen Bauartprüfungen, der Vergleich mit theoretischen Betrachtungen und vor allem die Abschätzung der Belastung des Menschen in einer Aufzugskabine während der Bremsung durch einen hydraulischen Aufsetzpuffer im Vordergrund. Die Bestimmung möglichst aller Einflußfaktoren auf das Bremsverhalten und eine umfangreiche theoretische Behandlung treten dagegen zurück. Deshalb wird auf die Unterschiede der verschiedenen Bauarten nicht weiter eingegangen, vielmehr wurden zur Übersicht alle Bauartprüfungen mit Auslegungsauffregeschwindigkeit ($0,95 \leq v_{A0} \leq 1,05$) zusammen betrachtet. Die Ergebnisse der Regressionen gemäß (2.26) und (2.27) sind in Abb. 80 wiedergegeben.

Eine weitere Anforderung der TRA 200 [7] schränkt die maximale Verzögerung ein. In 2.1.1 wurde der diesbezügliche Wortlaut wiedergegeben, demzufolge Verzögerungsspitzen zulässig sind. Wirken sie jedoch länger als 0,04 s, dann darf der Wert von 2,5 g nicht überschritten werden.

In der Tabelle der ausgewerteten Bauartprüfungen (Abb. A1) findet man 25 Versuche, bei denen Verzögerungswerte gleich oder größer 2,5 g über Zeitspannen von 0,04 s oder mehr vorlagen. Daneben sind insgesamt 118 Versuche mit maximalen Verzögerungen $a_{max} \geq 2,5$ g registriert. Diese Gegenüberstellung unterstreicht eine nach Ansicht des Verfassers logische Lücke in der Formulierung der o.a. Anforderung der TRA 200. Sind doch demnach Fälle denkbar und auch zulässig, die unbegrenzt hohe Verzögerungen beinhalten, solange nur die Einwirkzeit unter 0,04 s bleibt.

Alein aus diesem Zusammenhang heraus müßte eine Korrektur der TRA 200 erfolgen, z.B. durch die Forderung, daß über 0,04 s gemittelte Verzögerungen den Wert von 2,5 g nicht übersteigen dürfen. Die wesentliche Frage betrifft jedoch den Hintergrund für die Anforderungen einer Zeitdauer für eine wirkende Maximalverzögerung. Würde nur der Maximalwert der Verzögerung begrenzt werden, so wäre ein unmittelbarer Zusammenhang mit dem Schutz für Anlagenteile hergestellt. Die zeitliche Koppelung läßt dagegen den Zusammenhang mit dem Schutz für Menschen erkennen. Eine Beurteilung dieser Anforderung wird später vorgenommen. Im Kapitel 5 werden die Auswirkungen der Verzögerungsverläufe der von Puffern gebremsten Kabinen auf den Menschen untersucht. Dabei wird der Einfluß der Kurvenform, der Einwirkdauer und der Maximalwert untersucht. Im übrigen ist zu bemerken, daß diese Anforderung für den Maximalwert aus Aufzugsvorschriften der Vereinigten Staaten von Amerika [42] stammt; Kommentare dazu finden sich in den einschlägigen Publikationsorganen nicht.

Temperatureinfluß auf die Ölviskosität und damit auf die Strömungsvorgänge

Die Viskosität des Öles beeinflußt den Strömungsvorgang. Die bestimmende Größe ist die Reynold'sche Zahl R_e , von der die Ausfließziffer α in (2.23) abhängt. Diese wieder geht proportional in den sich einstellenden Druck im Pufferzylinder ein und damit in die Bremskraft F_B . Temperaturänderungen des Öles bewirken Viskositätsänderungen. Eine rechnerische Abschätzung der Temperaturerhöhung des Öles durch Freifallversuche mit der Annahme adiabaten Verhaltens des Puffers ergibt die größtmöglichen Temperatursteigerungen. Ihre Auswirkung auf die Viskosität muß ermittelt und für die Versuchsführung bewertet werden.

Eine Abschätzung des grundsätzlichen Zusammenhanges von Fallenergie und Temperaturzunahme im Hydrauliköl kann durchgeführt werden, wenn man vereinfachend voraussetzt, daß die gesamte Fallenergie der durch den Puffer gebremsten Masse durch Reibung zur Erwärmung des Öles führt. Dann gilt

$$\frac{m}{2} v_o^2 + mgS = m_o c_o \Delta \vartheta_o \quad (2.28)$$

In (2.28) bedeuten m_o die Masse des Öles, c_o die spezifische Wärme des Öles und $\Delta \vartheta_o$ die sich ergebende Temperaturerhöhung im Öl.

Für die für eine mittlere Verzögerung von $a_m = 1$ g ausgelegten Puffer kann näherungsweise

$$S = \frac{v_o^2}{2g} \quad (2.29)$$

geschrieben werden, so daß aus (2.28)

$$m v_o^2 = m_o c_o \Delta \vartheta_o = (V \rho c \Delta \vartheta)_o \quad (2.28.1)$$

mit V als Ölvolumen wird.

Zur Bestimmung der Größenordnung der auftretenden Temperaturdifferenz $\Delta \vartheta_o$ setzt der Verfasser für die Dichte und die spezifische Wärme der verschiedenen Öle vereinfachend:

$$\rho_o = 0,9 \text{ kg/dm}^3 \text{ und } c_o = 2093 \text{ kJ/(kg grad.)}$$

Damit erhält man für die Temperaturdifferenz

$$\Delta \vartheta_o = 0,00043 \frac{m v_o^2}{V_o} \quad (2.28.2)$$

In (2.28.2) sind nun nur noch die beiden für jeden Puffer bekannten Größen, die angebotene Gesamtenergie $E_{ges} = m v_o^2$ [kJ] und das Volumen des Hydrauliköls V_o [dm³] enthalten.

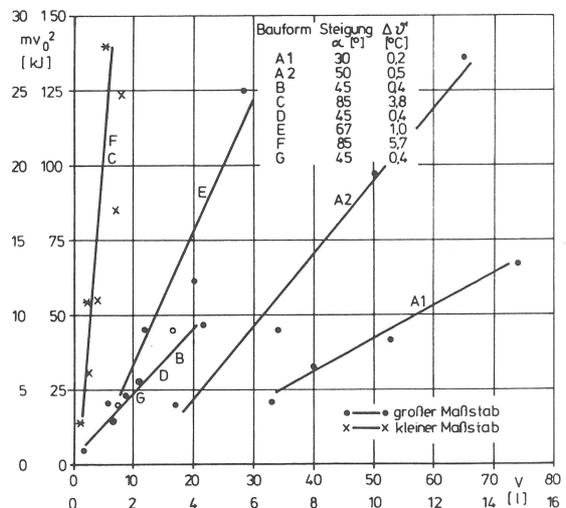


Abb. 89

Größte mechanische Energie $m v_o^2$ als Funktion des Ölvolumens V für verschiedene Bauformen von hydraulischen Aufsetzpuffern

Die Auswertung der Beziehung (2.28.2) ergibt den in Abb. 89 wiedergegebenen Zusammenhang. Für die untersuchten Bauarten von 7 Herstellern sind drei Ergebnisse hervorzuheben:

1. Die zu erwartenden Temperatursteigerungen im Hydrauliköl durch einen einmaligen Bremsvorgang liegen überwiegend im Bereich von 0,2 bis 1,0 K und übersteigen ca. 6,0 K nicht.
2. Baukastensysteme von Bauarten weisen annähernd dieselbe Temperaturerhöhung über alle Lastbereiche auf, weil zu größeren Lasten auch immer größere Ölvolumina der Bauarten gehören. Die Verbindungskurven einzelner Wertepaare ($m v_o^2$; V_o) sind Geraden, deren Steigung das Maß für die Temperaturerhöhung ist.
3. Ein deutlich herausragender Bereich für $\Delta \vartheta_o$ auch für verschiedene Hersteller ist mit $0,4 \text{ K} \leq \Delta \vartheta_o \leq 1,0 \text{ K}$ umrissen, dem annähernd der Steigungswinkel der Geraden von $55^\circ \pm 10^\circ$ entspricht.

Bei allen Bauartversuchen wurden neben den Größen der Bewegungsabläufe auch die Temperaturen der Hydraulikflüssigkeit bzw. zumindest die der Umgebung gemessen. Die thermometrisch bzw. mit Thermoelementen durchgeführten

Messungen zeigten, daß grundsätzlich ein Temperaturanstieg in dem Hydrauliköl der Aufsetzpuffer nach einer Bremsung auftritt. Die Höhe der Temperaturzunahme lag jedoch in den überwiegenden Fällen im Bereich von 0,2 bis 3,0 K und in keinem Fall über 10,0 K.

Diese Meßergebnisse und die o.a. Abschätzungen stimmen relativ gut überein. Tatsächlich wird die erzeugte Wärme beim Bremsvorgang nicht nur zur Erhöhung der Öltemperatur führen, sondern auch zur Erhöhung der Temperatur der übrigen Massen des Puffers. Darüber hinaus wird dann auch die Wärme des Puffers an die Umgebung abgeführt. Beide Effekte verringern die rechnerisch abgeschätzte Temperaturerhöhung des Öles, so daß mit dieser Abschätzung bauartbezogene Höchstwerte angegeben werden.

Mit diesen Temperaturerhöhungen kann die damit bewirkte Änderung der Ölviskosität ermittelt werden. In Abb. 90 ist für einige Öle der Zusammenhang von Viskosität und Temperatur wiedergegeben. Bei Temperaturerhöhung von ca. 1 K kann der Einfluß auf die Viskosität sicher vernachlässigt werden. Auch Änderungen von $\Delta\vartheta_0 = 10$ K führen für viele Öle erst zu einer Viskositätsänderung um den Faktor 2.

Die Viskosität beeinflusst den Strömungsvorgang des ausfließenden Öles. Bestimmende Größe ist die Reynolds-Zahl Re , von der die Ausflußziffer in (2.23) abhängt. In [36] wird diese Abhängigkeit $\alpha = f(Re, \dots)$ unter Berücksichtigung verschiedener Düsenformen und -verhältnisse als Parameter angegeben. Abb. 91 zeigt einen Auszug aus der Darstellung in [36]. Bohrungen in der Druckzylinderwand von Puffern können Zylinderdüsen gleichgesetzt werden, für die das Verhältnis von Eintritts- und Austrittsdurchmesser extrem ist. Weiter berücksichtigt der Parameter Zylinderdüsenlänge zu -durchmesser die Wanddicke des Druckzylinders. Über weite Bereiche der Re-

Dynamische Viskosität einiger Öle als Funktion ihrer Temperatur

(s. Landolt Börnstein I, Teil 1955 S. 616 ff)

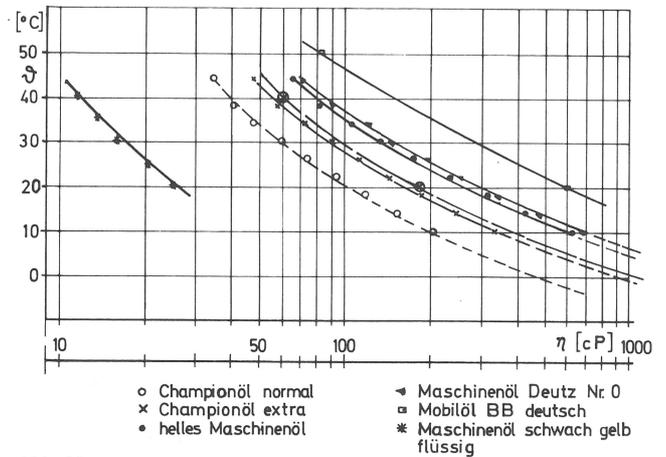


Abb. 90

Dynamische Viskosität einiger Öle als Funktion ihrer Temperatur (n. Landolt-Börnstein, I. Teil, 1955, S. 616 ff)

Zahl, so etwa von $Re = 10^3$ bis $Re = 10^5$, ändert sich die Ausflußziffer praktisch nicht. Für die untersuchten Bauarten von hydraulischen Aufsetzpuffern ergeben sich die Reynoldszahlen in dem Bereich, in dem die Ausflußzahlen α überwiegend unabhängig von Re sind. Das gilt bis kurz vor dem Ende des Pufferhubes, also bis zu sehr niedrigen Geschwindigkeiten der Fallmassen. Die Reynoldszahl $Re = l \cdot v/\nu$ nimmt zwar proportional mit der Geschwindigkeit des ausfließenden Öles ab, doch nimmt diese Geschwindigkeit nicht proportional mit der Kabinengeschwindigkeit ab. Vielmehr verringert sich längs des Hubes die

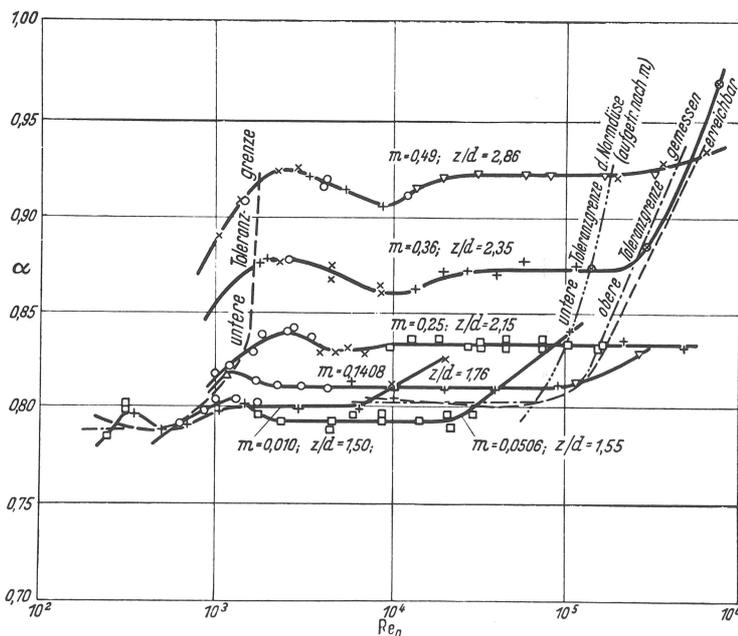
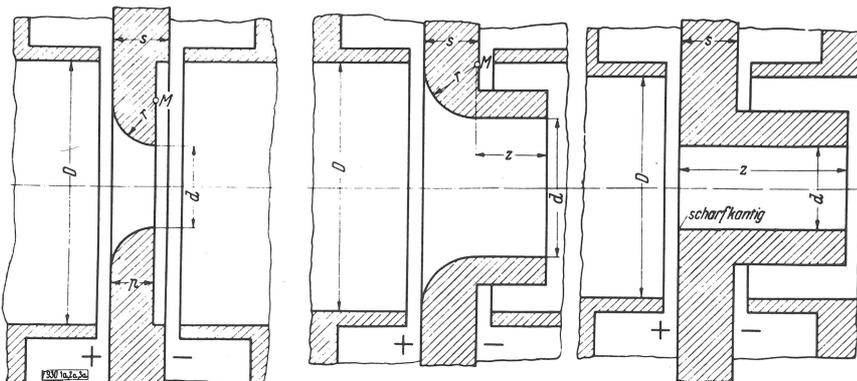


Abb. 91

Verschiedene Düsenformen und ihre Ausflußziffern α als Funktion der Reynold'schen Zahl Re ($m = d/D$)

Austrittsfläche für das Öl (Gradierung), so daß entsprechend der Massenkontinuität einer abnehmenden Kolbengeschwindigkeit bei gleichbleibender Kolbenfläche eine nicht zwangsläufig abnehmende Ölaustrittsgeschwindigkeit wegen der abnehmenden Austrittsfläche gegenübersteht. Erst für den letzten Hubbereich mit nicht weiter abnehmender Austrittsfläche tritt dann die Abnahme der Re-Zahl entsprechend dem Rückgang der Ölgeschwindigkeit ein. Hier wird sich auch entsprechend *Abb. 91* die Ausflußzahl ändern, und zwar in der Regel abnehmen. Das wiederum führt zu Drucksteigerungen gerade gegen Ende der Bremsung, und zwar lastunabhängig. Dieser prinzipielle Zusammenhang deckt sich deutlich mit vielen Versuchsaufzeichnungen.

Für alle durchgeführten Bauartversuche kann der Einfluß der Viskositätsänderung des Öles während eines Bremsvorganges

damit nachweislich unberücksichtigt bleiben. Selbst in kurzen Abständen wiederholte Versuche führen in den meisten Fällen nicht zu beeinflussenden Temperatur- und damit Viskositätsänderungen. Nur bei wenigen Bauarten mit geringem Ölvolumen muß auf diesen Einfluß geachtet werden, indem z.B. eine laufende Temperaturmessung durchgeführt wird.

Um den Temperatureinfluß bei Vergleichen von Messungen sicher auszuschalten, bestimmt die europäische Aufzugsrichtlinie [45] dazu folgendes: Die mittlere Umgebungstemperatur soll in dem Bereich $15\text{ °C} \leq \vartheta_u \leq 25\text{ °C}$ liegen; nach jedem Versuch soll eine 30minütige Wartezeit eingehalten werden, bevor mit den Prüfungen fortgefahren wird. Der Verfasser hält aufgrund der durchgeführten Versuche und der Abschätzung der möglichen Temperaturzunahme die Wartezeit für überflüssig.

3. Theoretische Betrachtungen zu Freifallversuchen

Die experimentell gewonnenen Zusammenhänge von Pufferverzögerungen in Abhängigkeit von der Zeit bzw. dem Weg für verschiedene Lasten und Auftreffgeschwindigkeiten sollen mit Ergebnissen theoretischer Betrachtungen verglichen werden. Bei genügend guter Beschreibung der gemessenen Vorgänge durch die Theorie kann mit den theoretisch ermittelten Verzögerungsverläufen eine Abschätzung der Belastung eines in der Kabine befindlichen Menschen vorgenommen werden.

Zunächst stellt der Verfasser die von Hymans und Hellborn [8] aufgestellte Theorie kurz vor. Da in [8] nur geschlossene Zusammenhänge für die *wegabhängigen* Drücke angegeben werden, wird anschließend untersucht, ob auch geschlossene Lösungen für die *zeitabhängigen* Drücke und Beschleunigungen angegeben werden können. Nur diese kann man zur Abschätzung der Belastung des Menschen heranziehen. Es zeigt sich, daß die zeitabhängigen Lösungen nur für ausgewählte Fälle von Lasten bzw. Lastverhältnissen G/G_A existieren. Allgemein müssen die zeitabhängigen Lösungen numerisch bestimmt werden; die geschlossenen Lösungen für die ausgewählten Fälle von G/G_A dienen zur Kontrolle der für alle Werte von G/G_A anwendbaren numerischen Berechnungen, die der Verfasser hier anwendet.

Ein Vergleich experimentell und theoretisch ermittelter Beschleunigungsverläufe sowie eine Diskussion der nicht in der Theorie berücksichtigten Einflüsse beenden das Kapitel.

3.1 Stand der Pufferauslegung

Über die Auslegung hydraulischer Puffer für Aufzugsanlagen gibt es nur wenige Unterlagen. Eine ausführliche Theorie findet sich allein in dem Werk "Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb" von F. Hymans und A.V. Hellborn [8] aus dem Jahre 1927. Damals gab es in den USA wegen der dortigen Hochhausbauten bereits Aufzugsanlagen mit hohen Betriebsgeschwindigkeiten, für die energieumwandelnde Puffer zwingend vorgeschrieben waren, so daß die Theorie in [8] auf diesen Anlagen basiert.

Die Theorie sei im folgenden kurz vorgestellt, wobei allerdings die Formelzeichen und Einheiten nach DIN 1301 [53] und DIN 1304 [54] verwendet werden sollen.

Ziel dieser Theorie für öhydraulische Puffer ist es, Zusammenhänge von Kolbenbeschleunigung und Kolbenweg nach dem Aufprall der Kabine (oder des Gegengewichtes) bis zur Ruhelage vorausberechnen zu können. Diese Kennlinien eines Puffers hängen von seiner baulichen Gestaltung, vom verwendeten Öl und seiner Temperatur und der Masse der Kabine sowie ihrer Auftreffgeschwindigkeit ab.

In [8] werden Puffer zugrundegelegt, die etwa den *Abb. 22 und 38* dieser Arbeit entsprechen, d.h. die Größe der Ölaustrittsfläche A wird in Abhängigkeit vom Hub s bzw. dem auf den gesamten Hub S bezogenen Hub s/S durch eine entsprechende Verteilung der Austrittsbohrungen in der Zylinderwand (typische Puffer für Kabinen, veränderliche Belastung) oder stufenförmig angeordnete Nuten im Kolben (typische Puffer für Gegengewichte, gleichbleibende Belastung) bewirkt.

Die Betrachtungen beginnen genau zum Zeitpunkt des Aufpralls der Masse, die mit der Auftreffgeschwindigkeit v_0 auf den Kolben des Puffers nach freiem Fall auftrifft.

Der dadurch nach unten gedrückte Kolben treibt das Öl durch die dafür vorgesehenen Austrittsöffnungen. Nach der Kontinuitätsgleichung für inkompressible Medien ergibt sich für eine Kolbenstellung innerhalb des möglichen Kolbenhubes eine Ölaustrittsgeschwindigkeit zu

$$v_0 = A_k v/A \quad (3.1);$$

vergl. auch (2.21).

Sind alle Austrittsbohrungen gleich groß und damit die Flächen A_B , so kann für die Austrittsfläche $A = A_B z$ geschrieben werden. A_B ist die Fläche einer Austrittsbohrung, z die jeweilige noch nicht vom Kolben verdeckte Anzahl der offenen Austrittsbohrungen. Z ist die Summe aller Bohrungen. Die Bernoulli'sche Gleichung

$$\frac{v^2}{2g} + \frac{p}{\rho g} + h - \left[\frac{v_0^2}{2g} + \frac{p_0}{\rho g} + h_0 \right] = \int \frac{1}{g} \frac{\delta v_0}{\delta t} ds \quad (3.2)$$

wird für den Zusammenhang von Druck im Pufferzylinder p und der Kolbengeschwindigkeit v herangezogen. Wegen der sehr hohen Drücke im Zylinder werden der Druck des Öles p_0 außerhalb des Druckzylinders und die Unterschiede der geodätischen Höhen ($h-h_0$) vernachlässigt. Auch die rechte Seite von (3.2) ist im Verhältnis zu den übrigen Größen in [8] vernachlässigt worden, da sie nur die Beschleunigung des Öles auf die Kolbengeschwindigkeit unmittelbar in der Aufprallphase beschreibt und klein gegenüber den anderen Größen in (3.2) ist. Darüber hinaus wurde die Kolbengeschwindigkeit v als viel kleiner als die Öl-Austrittsgeschwindigkeit v_0 angesehen und nicht weiter berücksichtigt. So leiten Hymans und Hellborn aus (3.2) und (3.1) den Zusammenhang

$$p = c \cdot (A_k \cdot v/A_B \cdot z)^2 \quad (3.3)$$

her. Die Konstante c soll nach [8] für jeden Puffer experimentell ermittelt werden; für ein Beispiel eines bestimmten Puffers, für den als Hydraulikflüssigkeit Petroleum verwendet wird, geben Hymans und Hellborn den Wert $c = 0,01$ an, ohne dabei die Dimension hinzuzufügen.

Hier sei angemerkt, daß der Ausdruck $v_0^2/2g$ in (3.2) eine sog. Geschwindigkeitshöhe darstellt, also eine Größe mit einer Längeneinheit. Die tatsächliche und die theoretische Ausflußgeschwindigkeit unterscheiden sich infolge von Strömungsverlusten durch Reibung, so daß $v_{tats.} = \alpha v_{theo.}$ ist, wobei α ein dimensionsloser Koeffizient ist, für den gilt: $\alpha \leq 1$. Für v_0 muß der theoretische Wert gesetzt werden, also $v_{0,theo.} = v_{0,tats.}/\alpha$. Dann führt ein einfacher Vergleich wieder auf die Bestimmungsgleichung (2.24) für die Konstante c , die der Verfasser im Kapitel 2.3.2 angegeben hat.

Mit dem Index 0 für den Bremsbeginn zur Zeit t_0 wird in (3.3) $p = p_0$ und $v = v_0$:

$$p_0 = c \cdot (A_k v_0/A_B \cdot Z)^2 \quad (3.3.1)$$

Soll eine konstante Verzögerung der Masse durch den Puffer erreicht werden, so muß ein konstanter Druck herrschen. Mit dieser Forderung ergibt sich durch Gleichsetzen von (3.3) und (3.3.1)

$$v_0/Z = v/z \quad (3.4)$$

Für Vorgänge mit konstanter Beschleunigung a gelten dieselben Beziehungen wie für die Fallbeschleunigung g , so daß mit

$$v_0 = \sqrt{2 a S} \quad (3.5.1)$$

und

$$v = \sqrt{2 a s} \quad (3.5.2)$$

aus (3.4) schließlich

$$s = S (z/Z)^2 \quad (3.6)$$

wird. Gleichung (3.6) gilt nur für eine negative Zählrichtung von s , also für den Bereich $s/S = 1$ für den Hubanfang bis $s/S = 0$ für das Hubende.

Unter den in [8] gemachten Voraussetzungen ergibt sich mit (3.6) eine parabolische Verteilung der Austrittsbohrungen über den Pufferhub, die sog. Gradierung. Aus (3.6) und (3.3) mit (3.3.1) folgt

$$p = p_o \frac{S}{s} \left(\frac{v}{v_o}\right)^2 \quad (3.7)$$

Differenziert man (3.7) nach s, so erhält man

$$\frac{dp}{ds} = p_o \left(\frac{v}{v_o}\right)^2 \left(-\frac{S}{s^2}\right) + \frac{S}{s} p_o \frac{1}{v_o^2} \cdot 2v \frac{dv}{ds} \quad (3.8)$$

Mit dem allgemeinen Zusammenhang $a = \frac{dv}{dt} = \frac{dv}{ds} \cdot \frac{ds}{dt} = v \frac{dv}{ds}$ erhält man

$$\frac{dp}{ds} = \frac{p_o S}{v_o^2} \frac{1}{s} - \frac{1}{s} p - \frac{2v}{v_o^2} a \quad (3.8.1)$$

Nach dem Newton'schen Grundgesetz (2.17.1) wird mit der Zählrichtung von [8] aus (2.17.2) $\ddot{x} = a = (F_B/G - 1)g$, wobei $F_B = pA_K$ ist. Damit ergibt sich der Differentialquotient des Druckes zu

$$\frac{dp}{ds} = - \left[\frac{1}{s} \frac{2 p_o S}{v_o^2} - \frac{p A_K}{G} - 1 \right] g - p \quad (3.8.2)$$

Für v_o^2 wird der Ausdruck von $v_o^2 = 2 a_m(s)S$ verwendet.

Führt man die Konstanten $\alpha = p_o A_K g / a_m - G$ und $\beta = g / a_m G p_o$ ein, trennt die Variablen und integriert dann die linke Seite von $s = S$ und die rechte Seite von p_o beginnend, so erhält man

$$p = \left(p_o - \frac{\alpha}{\beta} \right) \left(\frac{s}{S} \right)^{\alpha/G} + \frac{\alpha}{\beta} \quad (3.9)$$

Den Zusammenhang mit den Auslegungsdaten des parabolisch gradierten Puffers stellt die folgende Beziehung her, wobei der Index A für den Auslegungswert verwendet wird:

$$\frac{g}{a_m} A_K p_o = \frac{v_{A_o}^2}{2S} A_K p_{A_o} \left(\frac{v_o}{v_{A_o}} \right)^2 - \frac{v_o^2}{2S} A_K p_{A_o} \left(\frac{v_o}{v_{A_o}} \right)^2 \quad (3.10)$$

Damit schreiben sich die Konstanten $\alpha = A_K p_{A_o} - G$ und $\beta = p_{A_o} G$. Mit der dimensionslosen Kenngröße

$$k = \frac{p_{A_o} A_K}{G} \quad (3.11)$$

wird aus (3.9)

$$\frac{p}{p_{A_o}} = \frac{1}{k-1} + \frac{(k-1) \left(\frac{v_o}{v_{A_o}}\right)^2 - 1}{k-1} \left(\frac{s}{S}\right)^{k-1} \quad (3.9.1)$$

Mit (3.9.1) ist für parabolisch gradierte Puffer der allgemeine Zusammenhang zwischen Druck und Weg beschrieben, und zwar auch für von den Auslegungswerten verschiedene Lasten und Geschwindigkeiten.

3.2 Ergänzungen zur Theorie nach [8]

Zunächst werden die Angaben nach [8] formelmäßig auf die Beschleunigung erweitert und dann das typische Verhalten von Puffern für im Aufzugsbau angewendete Lastverhältnisse G/G_A betrachtet.

Im Anschluß daran wird die Theorie [8] hinsichtlich der Möglichkeit der Angabe einer zeitabhängigen Berechnung der Beschleunigung erweitert. Da dies nur für ausgewählte G/G_A -Werte in geschlossener Form möglich ist, wendet der Verfasser ein numerisches Verfahren an.

3.2.1 Diskussion zum Stand der Pufferauslegung

Die Gleichgewichtsbeziehung nach (2.17.1) lautet $m\ddot{x} = mg - F_B$. Mit $F_B = pA_K$ kann dann die Gleichung für den wegabhängigen Druck (3.9.1) in eine für die wegabhängige Beschleunigung $a(s)$ umgewandelt werden:

$$\frac{a(s)}{g} = \frac{1}{k-1} + k \frac{\left(\frac{v_o}{v_{A_o}}\right)^2 - 1}{k-1} \left(\frac{s}{S}\right)^{k-1} \quad (3.12)$$

Wird ein Puffer mit der Auslegungslast G_A belastet, so nimmt die dimensionslose Kenngröße k den Wert 2 an. Da $p_o = 2 G/A_K$ ist, wird $p_{A_o} = 2 G_A/A_K$. Somit wird aus (3.11)

$$k = \frac{2}{G/G_A} \quad (3.11.1)$$

Üblicherweise erstreckt sich der Bereich von G/G_A im Aufzugsbau von 0,7 bis 1,3, in Grenzfällen sind auch Werte von 0,5 und 1,5 erreicht. Die Gleichungen (3.9.1) und (3.12) sind demzufolge für den Bereich

$$1,3 \leq k \leq 4$$

$$1,5 \geq \frac{G}{G_A} \geq 0,5$$

zu diskutieren. Für die Auslegungslast $G = G_A$ wird aus (3.9.1) und (3.12)

$$\frac{p}{p_{A_o}} = 1 + \left[\left(\frac{v_o}{v_{A_o}}\right)^2 - 1 \right] \frac{s}{S} \quad (3.9.2)$$

$$\frac{a(s)}{g} = 1 + 2 \left[\left(\frac{v_o}{v_{A_o}}\right)^2 - 1 \right] \frac{s}{S} \quad (3.12.1)$$

Diese Gleichungen (3.9.2) und (3.12.1) gelten also für die Fälle, bei denen die Kabine mit der halben Nutzlast beladen ist, bzw. für die Bremsung des Gegengewichtes. Hier liegt eine *lineare Abhängigkeit* des Druckes bzw. der Beschleunigung vom Weg vor. Wird auch noch die Auslegungsgeschwindigkeit eingehalten, also $v_o = v_{A_o}$, so fällt die Abhängigkeit von s/S weg und es ergeben sich die konstanten Werte $p = p_{A_o}$ bzw. $a(s) = g$. Für größere Auftreffgeschwindigkeiten $v_o > v_{A_o}$ ergeben sich hohe und für kleinere Auftreffgeschwindigkeiten $v_o < v_{A_o}$ kleine Anfangswerte, siehe Abb. 92. In [8] sind die funktionalen Abhängigkeiten für $G = G_A$ und $v_o > v_{A_o}$ bzw. $v_o < v_{A_o}$ graphisch nicht richtig wiedergegeben, da deutlich ein nicht-linearer Zusammenhang dargestellt wurde, siehe Abb. 93.

Hervorzuheben ist, daß der Druck am Anfang nur von der Auftreffgeschwindigkeit bestimmt wird, denn für

$$\left(\frac{s}{S}\right)^{k-1} = (1)^{k-1} = 1 \text{ ergibt sich in jedem Falle aus (3.9.2)}$$

$$\frac{p_o}{p_{A_o}} = \left(\frac{v_o}{v_{A_o}}\right)^2$$

Der Enddruck hingegen hängt nur vom Lastverhältnis G/G_A ab, denn für

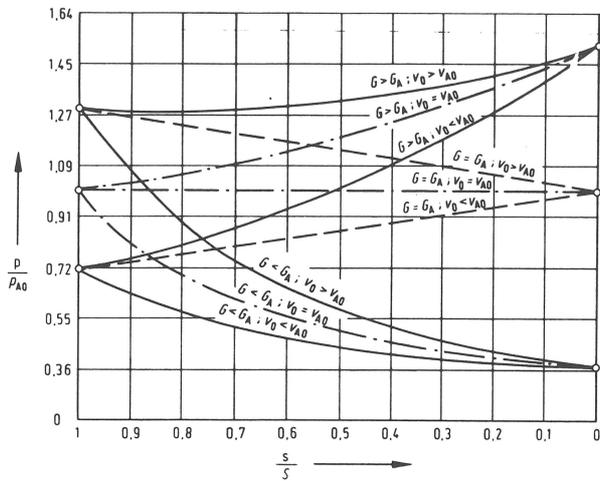


Abb. 92
Theoretisch ermittelte Drücke in parabolisch gradierten Puffern als Funktion des Weges; Lasten und Auftreffgeschwindigkeiten als Parameter

$$\left(\frac{s}{S}\right)^{k-1} = (0)^{k-1} = 0 \text{ folgt immer } \frac{p}{p_{A0}} \Big|_{s=S} = \frac{1}{k-1}$$

also ergibt sich der maximale Druck im Zylinder für $G/G_A = 1,5$ zu $p_{max} = 3 \cdot p_{A0}$. Der Anfangsdruck kann diesen Wert nur erreichen, wenn die Auftreffgeschwindigkeit etwa 70 % überschritten wird, wenn nämlich $v_0/v_{A0} = \sqrt{3}$ wird. Die Abb. 94

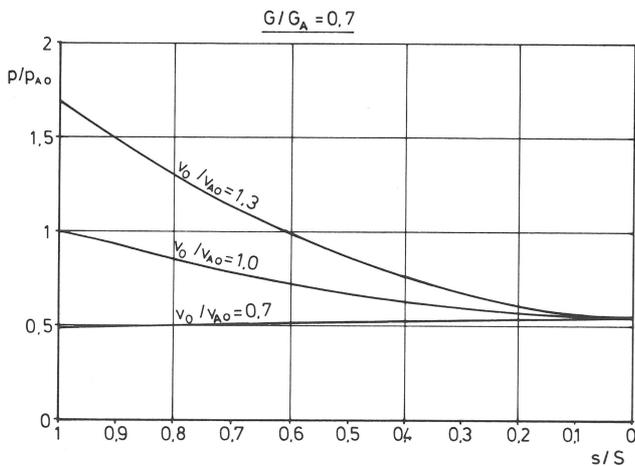


Abb. 94
Druck als Funktion des Weges für $G/G_A = 0,7$

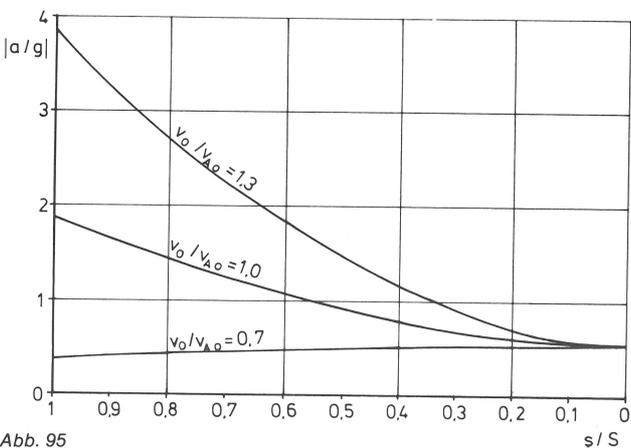


Abb. 95
Beschleunigung als Funktion des Weges für $G/G_A = 0,7$

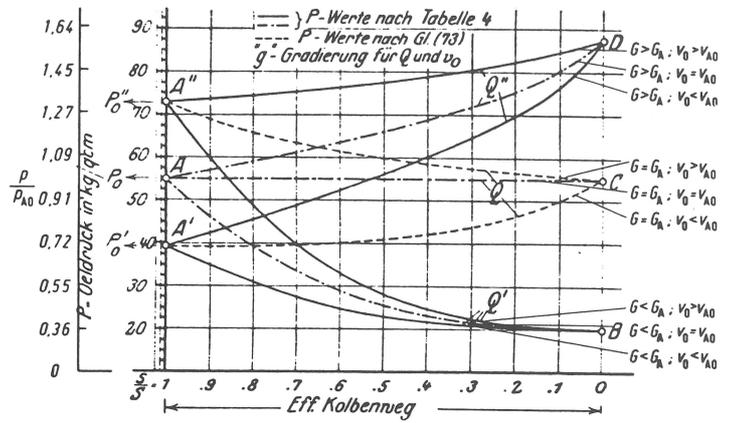


Abb. 93
Darstellung der Druckverläufe nach [8]; die Verläufe für $G = G_A$ und $v_0 > v_{A0}$ sowie $v_0 < v_{A0}$ sind falsch abgebildet, vergl. Abb. 92

bis 101 zeigen die Zusammenhänge für Drücke und Beschleunigungen gemäß den Gleichungen (3.9.1) und (3.12).

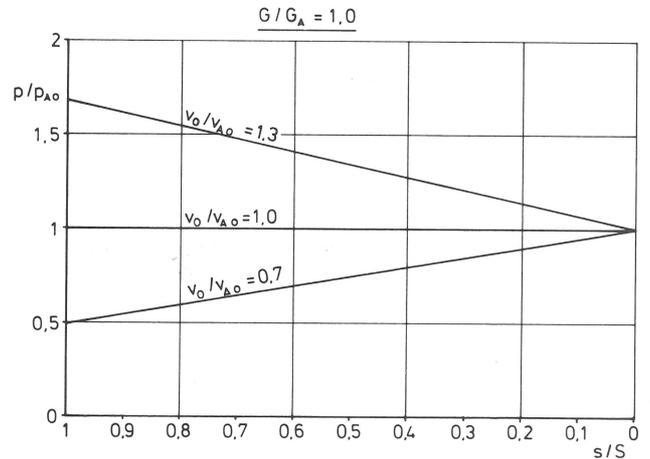


Abb. 96
Druck als Funktion des Weges für $G/G_A = 1,0$.

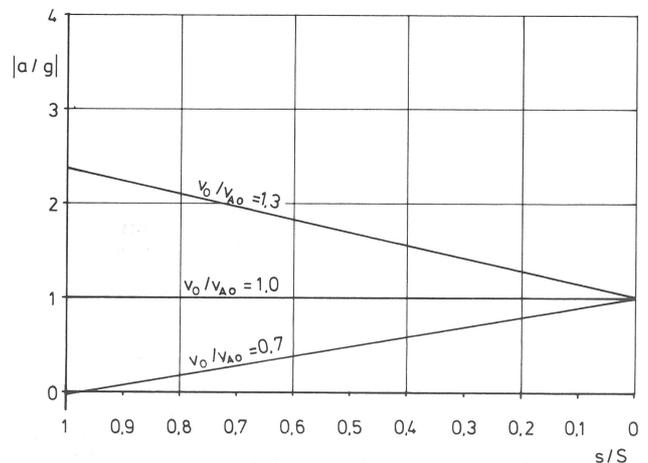


Abb. 97
Beschleunigung als Funktion des Weges für $G/G_A = 1,0$.

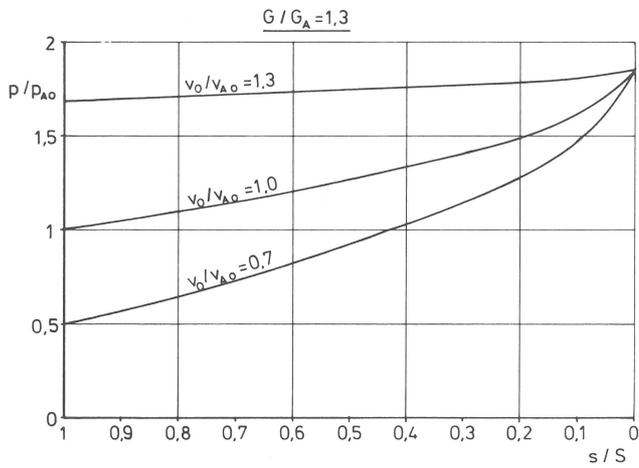


Abb. 98
Druck als Funktion des Weges für $G/G_A = 1,3$.

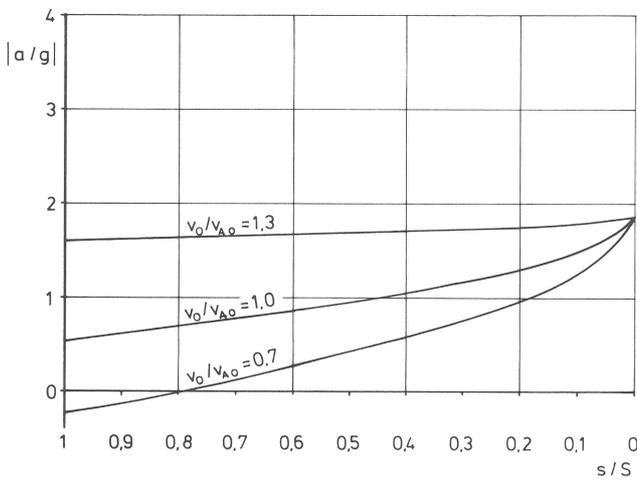


Abb. 99
Beschleunigung als Funktion des Weges für $G/G_A = 1,3$.

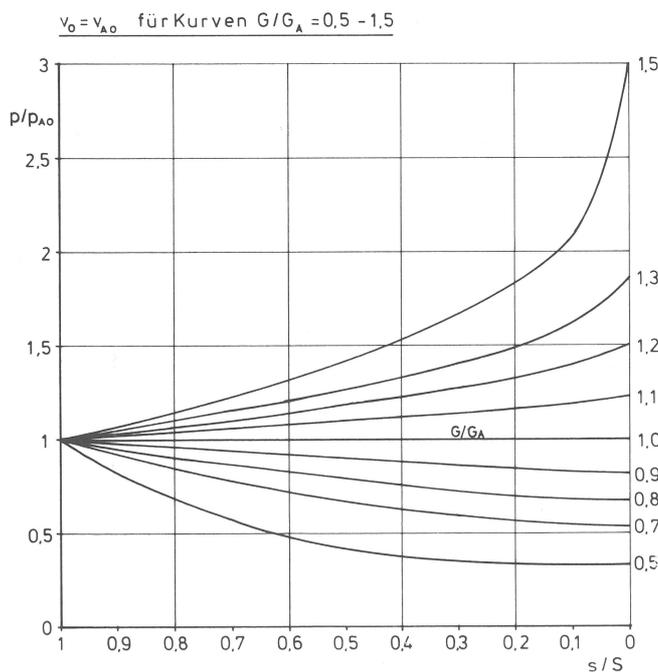


Abb. 100
Druck als Funktion des Weges für $v_0 = v_{A_0}$.

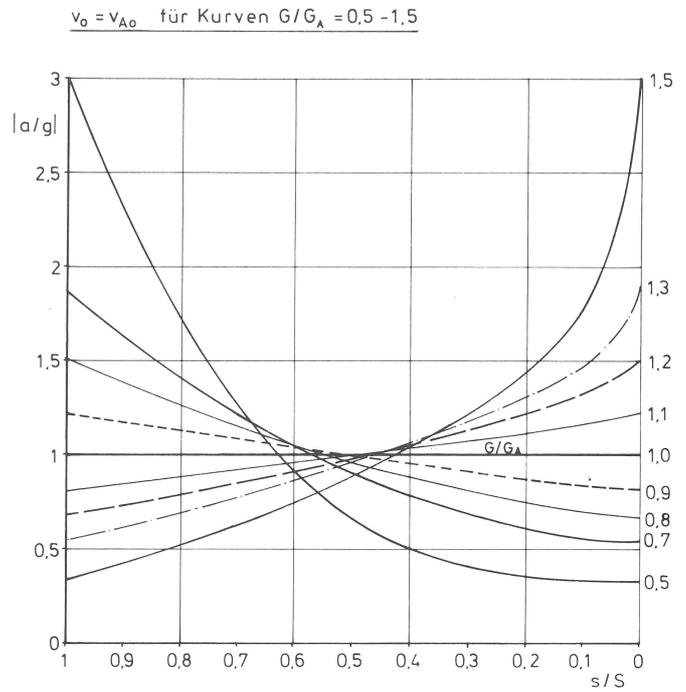


Abb. 101
Beschleunigung als Funktion des Weges für $v_0 = v_{A_0}$ und einen Lastbereich von $G/G_A = 0,5$ bis $G/G_A = 1,5$.

Die Puffer werden in der Regel immer mit der Auslegungsauffreffgeschwindigkeit v_{A_0} beaufschlagt und nur beim Kabinenpuffer ändert sich die Last. Demzufolge zeigen die Abb. 100 und 101 die für eine Anlage üblicherweise zu betrachtenden Druck- und Beschleunigungsverläufe. Für die maximalen Beschleunigungswerte kommen nur die Beschleunigungen am Anfang oder Ende des Hubes in Betracht. Für $s/S = 1$ am Anfang gilt dann $a/g = k (v_0/v_{A_0})^2 - 1$, und für $s/S = 0$ gilt $a/g = 1/(k-1)$.

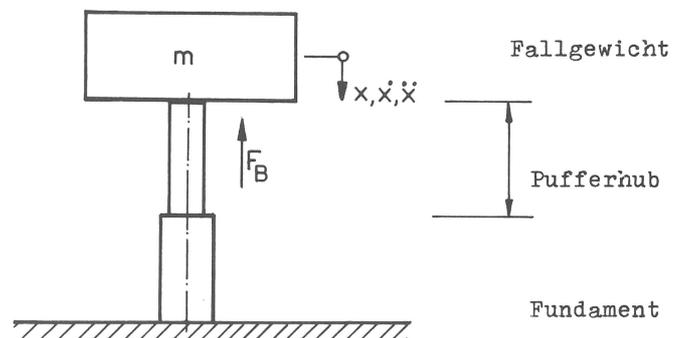
Will man z.B. den zulässigen Maximalwert nach der TRA 100 [6] von $a/g = 2,5$ als Grenzwert zulassen, so ergeben sich folgende Grenzen für die dimensionslose Kenngröße k bzw. das Lastverhältnis G/G_A :

$$1,4 \leq k \leq 3,5$$

$$1,43 \geq G/G_A \geq 0,57$$

3.2.2 Die Funktion $a(s)$ und $a(t)$ für parabolisch gradierte Puffer

Die Freifallprüfungen der Bauarten hydraulischer Aufsetzpuffer können durch nachstehende Skizze charakterisiert werden.



Nach dem Kontakt des Fallgewichts mit der Masse m und unter Vernachlässigung der Masse des Pufferkolbens gilt dann (2.17.1), nämlich $m\ddot{x} = mg - F_B$.

Mit den unter 3.1 getroffenen Vereinfachungen kann weiter

$$F_B = c(x) \dot{x}^2 \quad (3.13)$$

geschrieben werden.

Substituiert man $\dot{x}^2 = y(x)$, so folgt mit $\dot{x} = 1/2 dy/dx$ aus (2.17.1)

$$\frac{1}{2} \frac{dy}{dx} + \frac{c(x)}{m} y = g \quad (3.14)$$

Führt man für $c(x)/m = f'(x)$ ein, so erhält man schließlich folgende Differentialgleichung:

$$\frac{dy}{dx} + 2 y f'(x) = 2 g \quad (3.15)$$

Die Lösung der homogenen Gleichung erfolgt über die Trennung der Variablen über $dy/y = -2 f'(x) dx$ zu

$$\ln \frac{y}{C} = 2 f(x) \quad (3.16)$$

Betrachtet man nun die Konstante C als Variable, als $C(x)$, so wird aus (3.16)

$$y = C(x) e^{-2f(x)} \quad (3.17)$$

Differenziert ergibt (3.17) dann

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dC(x)}{dx} e^{-2f(x)} + C(x) [-2 f'(x)] e^{-2f(x)} \quad (3.18)$$

(3.17) wird in (3.18) eingesetzt und man erhält

$$\frac{dy}{dx} = \frac{dC(x)}{dx} e^{-2f(x)} - 2 f'(x) y \quad (3.19)$$

Vergleicht man (3.19) mit der Ausgangsdifferentialgleichung, so folgt

$$\frac{dC(x)}{dx} e^{-2f(x)} = 2 g \quad (3.20)$$

Damit bestimmen sich

$$C = C_0 + 2 g \int_0^x e^{2f(x)} dx \quad (3.21)$$

und die allgemeine Lösung der Differentialgleichung

$$y = e^{-2f(x)} \left(C_0 + 2 g \int_0^x e^{2f(x)} dx \right) \quad (3.22)$$

Mit $y(0) = \dot{x}_0^2$ bestimmt sich C_0 zu $\dot{x}_0^2 = C_0 e^{-2f(0)}$. Nimmt man hier die parabolisch gradierten Puffer in der hier vereinbarten Zählrichtung, so folgt mit den allgemeinen Beziehungen $v = at + v_0$ und $s = 1/2 at^2 + v_0 t + s_0$ mit $s_0 = x_0 = 0$ zu Beginn der Verzögerung und mit $x_{\max} = S$ für $v = 0$ die Beziehung $x/S = 1 - (v/v_0)^2$. Mit (3.4) wird daraus dann $z/Z = \sqrt{1 - x/S}$, was der Gleichung (3.6) für die hier verwendete Zählrichtung entspricht. Allgemeiner, und damit nicht auf Bohrungen oder Nuten und somit Stufen ausgerichtet, ergibt sich der parabolische Austrittsflächenverlauf

$$A = A_0 \sqrt{1 - \frac{x}{S}} \quad (3.23)$$

Damit lautet $c(x) = K/(1-x/S)$ mit der Konstanten K, die die Flächenverhältnisse und die Strömungsparameter enthält. Es gilt doch $F_B = c(x)x^2$ (3.13), was andererseits $F_B = A_K p = A_K c (A_K/A)^2 x^2$ ist. Mit $A = A_0 \sqrt{1 - x/S}$ (3.23) wird

$$K = \frac{c A_K^3}{A_0^2}$$

Die Integration von $f'(x) = c(x)/m$ führt auf den Ausdruck $f(x) = -KS/m \ln(1-x/S)$. Für $x = 0$ wird also für jeden parabolisch gradierten Puffer unabhängig von der Konstanten K

$f(0) = 0$. Demzufolge lautet die Lösung der Differentialgleichung (3.22) für parabolisch gradierte Puffer

$$\dot{x} = e^{-f(x)} \sqrt{\dot{x}_0^2 + 2 g \int_0^x e^{2f(x)} dx} \quad (3.24)$$

Soll am Hubende, also für $x = S$, die Geschwindigkeit null sein, so lautet (3.24)

$$0 = e^{-f(S)} \sqrt{\dot{x}_0^2 + 2 g \int_0^S e^{2f(x)} dx} \quad (3.24.1)$$

Für den Pufferanwendungsfall kann (3.24.1) nur erfüllt werden durch $e^{-f(S)} = 0$, da die Wurzel physikalisch nur positive Werte aufweist. Die Bedingung $e^{-f(S)} = 0$ ist für $f(S) = \infty$ erfüllt, und zwar von unendlich vielen Funktionen $f(x)$.

Der parabolische Austrittsflächenverlauf gemäß (3.23) führt auf eine Funktion $f(x)$, die die Bedingungen $f(0) = 0$ und $f(S) = \infty$ erfüllt und folglich eine der zulässigen Funktionen ist. Auch bedeutet $f'(x) > 0$, daß die Kraft F_B das Fallgewicht bremst.

Zu untersuchen ist noch, ob die Quadratur gemäß $\int_0^x e^{2f(x)} dx$ für die parabolisch gradierten Puffer ausführbar ist. Es ergibt sich

$$\int_0^x e^{2f(x)} dx = \int_0^x e^{-2 \frac{KS}{m} \ln(1 - \frac{x}{S})} dx \quad (3.25)$$

und führt auf die Lösung

$$\int_0^x e^{2f(x)} dx = \frac{S}{1 - 2 \frac{KS}{m}} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{1 - 2 \frac{KS}{m}} \right] \quad (3.26)$$

Demzufolge lautet die Funktion $\dot{x}(x)$ für die parabolisch gradierten Puffer

$$\dot{x} = \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{\frac{KS}{m}} \sqrt{\dot{x}_0^2 + \frac{S}{1 - 2 \frac{KS}{m}} \left[1 - \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{1 - 2 \frac{KS}{m}} \right]} \quad (3.27)$$

Um diese Lösung mit der in [8] angegebenen zu vergleichen, bildet man $\ddot{x} = d \dot{x} / dx$. So ergibt sich aus (3.27)

$$\ddot{x} = \frac{d(e^{-f(x)})}{dx} e^{-f(x)} \left[\dot{x}_0^2 + 2 g \int_0^x e^{2f(x)} dx \right] + g \quad (3.28)$$

Für die Funktion $f(x) = -KS/m \ln(1-x/S)$ ausgeführt, ergibt sich

$$\begin{aligned} \ddot{x} = & \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{2 \frac{KS}{m} - 1} \left[-\frac{K}{m} \dot{x}_0^2 - \frac{2 g S}{1 - 2 \frac{KS}{m}} \frac{K}{m} \right] \\ & + \frac{2 g S}{1 - 2 \frac{KS}{m}} \frac{K}{m} + g \end{aligned} \quad (3.29)$$

Man kann zeigen, daß $2KS/m = k$ ist, welches in (3.11) definiert wurde. Setzt man in (3.29) noch für $2gS = v_{A_0}^2$ und für $\dot{x}_0^2 = v_0^2$, so ergeben weitere Umformungen

$$\frac{\ddot{x}}{g} = -\frac{1}{k-1} - k \frac{\left(\frac{v_0}{v_{A_0}}\right)^2 - 1}{k-1} \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{k-1} \quad (3.30)$$

Diese Gleichung (3.30) stimmt mit der in 3.2.1 angegebenen Gleichung (3.12) überein, wenn man berücksichtigt, daß in (3.12) die Zählrichtung für den Weg umgekehrt zu der in (3.30) ist und daß in (3.12) die Werte für die Verzögerung, also negative Beschleunigung, ermittelt werden.

Neben der anderen Herleitung der wegababhängigen Funktionen $\ddot{x}(x) = a(s)$ und $\dot{x}(x) = v(s)$ ist vom Verfasser hier eine verallgemeinerte Form erreicht worden, die Lösungen auch für andere Funktionen $f(x)$ einschließt.

Es stellt sich nun erneut die Frage, ob auch zeitabhängige Lösungen, also $x(t)$ und $\dot{x}(t) = v(t)$, angegeben werden können. Dazu formuliert man (3.24) um. Mit den Abkürzungen

$$I(x) = \int_0^x e^{2f(x)} dx \quad \text{und} \quad I'(x) = e^{2f(x)} \quad \text{ergibt sich}$$

$$\frac{dx}{dt} = \sqrt{\frac{2g}{I'(x)} \left[\frac{\dot{x}_0^2}{2g} + I(x) \right]} \quad (3.31)$$

Nach Trennung der Variablen erhält man

$$\sqrt{2g} dt = \sqrt{\frac{I'(x)}{\frac{\dot{x}_0^2}{2g} + I(x)}} dx \quad (3.32)$$

Durch Integration von (3.32) erhält man dann die Zeitabhängigkeit. Es stellt sich dazu die Nebenfrage, ob die Integration auf bekannte Funktionen führt, also eine geschlossene Lösung angebar ist, oder ob die Lösung nur schrittweise, d.h. numerisch möglich ist. Untersucht man (3.32) für die parabolisch gradierten Puffer mit $f(x) = -KS/m \ln(1-x/S)$, so wird aus (3.32) zunächst

$$\sqrt{2g} dt = \sqrt{\frac{(1-\frac{x}{S})^{-2\frac{KS}{m}}}{\frac{\dot{x}_0^2}{2g} + \frac{S}{1-2\frac{KS}{m}} \left[1 - (1-\frac{x}{S})^{1-2\frac{KS}{m}} \right]}} dx \quad (3.32.1.)$$

Durch Umformung und Einfügung von $k = 2 KS/m$ erhält man

$$\sqrt{2g} dt = \sqrt{\frac{dx}{(1-\frac{x}{S})^k \left[\frac{\dot{x}_0^2}{2g} + \frac{1}{1-k} - \frac{1}{1-k} (1-\frac{x}{S})^{1-k} \right]}} \quad (3.32.2)$$

Schließlich führt das auf

$$\sqrt{\frac{2gS}{k-1}} dt = \sqrt{\frac{dx}{\left[(k-1) \frac{\dot{x}_0^2}{2gS} - 1 \right] (1-\frac{x}{S})^k + (1-\frac{x}{S})}} \quad (3.32.3)$$

Auf bekannte Funktionen führt die Integration von (3.32.3) nur für bestimmte Werte von k . Für ganzzahlige Werte von k führt die Lösung auf elliptische oder hypoelliptische Integrale, für einige weitere Sonderfälle innerhalb der Reihe von ganzen Zahlen können noch weitere Vereinfachungen auftreten. Der Bereich von k war in 3.2.1 angegeben worden. Dabei treten nur die ganzen Zahlen 2, 3 und 4 auf.

Zur allgemeinen Bestimmung der zeitabhängigen Verzögerungen von mit unterschiedlichen Gewichten beaufschlagten Puffern kann (3.32.3) also *nicht* herangezogen werden. Vielmehr kann der allgemeine Zusammenhang von Verzögerung und Zeit nicht durch bekannte Funktionen ausgedrückt werden.

Die für die Pufferprüfung bedeutsamen Sonderfälle sollen im nächsten Kapitel behandelt werden, um Kontrollwerte für die später erläuterten Rechenverfahren zu ermitteln.

3.2.3 Einige besondere Funktionen für $a(t)$

Die Gleichung (3.32.3) schreibt sich mit der Abkürzung $q = (v_0/v_{A_0})^2$ wie folgt:

$$v_{A_0} dt = \frac{dx}{\sqrt{\left(q - \frac{1}{k-1} \right) \left(1 - \frac{x}{S} \right)^k + \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{x}{S} \right)}} \quad (3.33)$$

Betrachtet man den Fall, daß der Puffer von der Auslegungslast G_A belastet wird, also die Kenngröße $k = 2$ wird, so erhält man aus (3.33)

$$v_{A_0} dt = \frac{dx}{\sqrt{(q-1) \left(1 - \frac{x}{S} \right)^2 + \left(1 - \frac{x}{S} \right)}} \quad (3.34)$$

Dieser in $(1-x/S)$ quadratische Radikand führt zu folgenden Lösungen:

Substituiert man $(1-x/S) = u$, dann wird aus (3.34)

$$-\frac{v_{A_0}}{S} dt = \frac{du}{\sqrt{(q-1)u^2 + u}} \quad (3.34.1)$$

Für $q > 1$ findet man die Lösung

$$-\frac{v_{A_0}}{S} t = \frac{1}{\sqrt{q-1}} \ln \left(2 \sqrt{(q-1) [(q-1)u^2 + u]} + 2(q-1)u + 1 \right) + c \quad (3.35.1)$$

und für $q < 1$

$$-\frac{v_{A_0}}{S} t = \frac{1}{\sqrt{1-q}} \arcsin [2(q-1)u + 1] + c \quad (3.35.2)$$

Setzt man in (3.35.1) für $2(q-1)u + 1 = z$, so wird daraus

$$-\frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{q-1} t = \ln (\sqrt{z^2 - 1} + z) + c$$

Da die Bedingung $z \geq 1$ immer erfüllt ist, kann man die folgende Umformung vornehmen:

$$-\frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{q-1} t = \operatorname{arch} z + c$$

Über die bekannte Beziehung $\operatorname{arch} x = \pi/2 - \arccos x$ kann man (3.35.2) auf die Kosinus-Form bringen und so für beide Intervalle von q die Lösungen wie folgt angeben:

$$\frac{v_{A_0}}{S} t = \frac{\operatorname{arch} (2q-1) - \operatorname{arch} \left[1 + 2(q-1) \left(1 - \frac{x}{S} \right) \right]}{\sqrt{q-1}} \quad (3.36.1)$$

für $q < 1$
und

$$\frac{v_{A_0}}{S} t = \frac{\arccos (2q-1) - \arccos \left[1 + 2(q-1) \left(1 - \frac{x}{S} \right) \right]}{\sqrt{1-q}} \quad (3.36.2)$$

für $q > 1$

Für den Fall $q = 1$, also für die Auslegungsauffrefgeschwindigkeit, wird aus (3.34)

$$\frac{v_{A_0}}{S} dt = \frac{dx}{\sqrt{1 - \frac{x}{S}}} \quad (3.37)$$

Dazu lautet die Lösung

$$\frac{v_{A_0}}{S} t = 2 \left(1 - \sqrt{1 - \frac{x}{S}} \right) \quad (3.38)$$

Die Umkehrung der Lösungsfunktionen ergeben die expliziten Funktionen $x(t)$:

$$\frac{x}{S} = 1 + \frac{1 - \operatorname{ch} \left[\operatorname{arch} (2q - 1) - \frac{1}{S} \sqrt{v_{A_0}^2 (q - 1)} t \right]}{2(q - 1)} \quad (3.39.1)$$

für $q > 1$,

$$\frac{x}{S} = 1 - \frac{1 - \cos \left[\operatorname{arc} \cos (2q - 1) - \frac{1}{S} \sqrt{v_{A_0}^2 (1 - q)} t \right]}{2(1 - q)} \quad (3.39.2)$$

für $q < 1$
und für $q = 1$

$$\frac{x}{S} = \frac{v_{A_0}}{S} t - \frac{v_{A_0}^2}{4S^2} t^2 \quad (3.39.3)$$

Letztere Gleichung geht über in $x = v_{A_0} t - 1/2 g t^2$, wenn man $v_{A_0} = \sqrt{2gS}$ setzt. Für die Auslegungslast und -aufrefgeschwindigkeit haben wir hier wieder die bekannte Abhängigkeit für konstante Beschleunigung. Die Gleichungen (3.39.1) und (3.39.2) geben die Funktionen $x(t)$ für die Auslegungslast und von der Auslegungsauffrefgeschwindigkeit abweichende Auslegungsauffrefgeschwindigkeiten an.

Die entsprechenden ersten Zeitableitungen sind

$$\dot{x} = \frac{v_{A_0}}{2\sqrt{q-1}} \operatorname{sh} \left[\operatorname{arch} (2q - 1) - \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{q-1} t \right] \quad (3.40.1)$$

für $q > 1$

$$\dot{x} = \frac{v_{A_0}}{2\sqrt{1-q}} \sin \left[\operatorname{arc} \cos (2q - 1) - \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} t \right] \quad (3.40.2)$$

für $q < 1$

und

$$\dot{x} = v_{A_0} - \frac{v_{A_0}^2}{2S} t \quad (3.40.3)$$

für $q = 1$.

Die zweite Ableitung nach der Zeit ergibt

$$\ddot{x} = -g \operatorname{ch} \left[\operatorname{arch} (2q - 1) - \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{q-1} t \right] \quad (3.41.1)$$

für $q > 1$,

$$\ddot{x} = -g \cos \left[\operatorname{arc} \cos (2q - 1) - \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} t \right] \quad (3.41.2)$$

für $q < 1$

und

$$\ddot{x} = -g \quad (3.41.3)$$

für $q = 1$.

Für beide Intervalle von q kann man durch Einsetzen von (3.36.1) und (3.36.2) in (3.41.1) und (3.41.2) zeigen, daß es sich bei dem Fall der Auslegungslast $G = G_A$ um weglinare Verzögerungen handelt. Man erhält aus beiden Gleichungen

$$\ddot{x} = -g \left[2 \left(1 - q \right) \frac{x}{S} + 2q - 1 \right] \quad (3.42)$$

Gleichung (3.42) stimmt mit der in 3.2.1 angegebenen Gleichung (3.12.1) überein und gibt auch den Sonderfall für $q = 1$ wieder.

Für die Auslegungslast $G = G_A$ konnte so die zeitabhängige Funktion $a(t) \triangleq \ddot{x}$ explizit für alle Auftrefgeschwindigkeiten angegeben werden.

Um die Gleichungen (3.41.1) und (3.41.2) auszuwerten und graphisch darzustellen, müssen zunächst die jeweiligen Brems- und Stoßzeiten t_B ermittelt werden. Diese ergeben sich aus den Gleichungen (3.36.1) und (3.36.2) für $x = S$ zu

$$t_B = \frac{S}{v_{A_0} \sqrt{q-1}} \operatorname{arch} (2q - 1) \quad (3.43.1)$$

für $q > 1$

und zu

$$t_B = \frac{S}{v_{A_0} \sqrt{1-q}} \operatorname{arc} \cos (2q - 1) \quad (3.43.2)$$

für $q < 1$.

Für $q = 1$ ist die Stoßzeit t_B gleich der Fallzeit t_0 .

Bemerkenswert ist, daß sich für gleiche Teile der Stoßzeit t_0 stets dieselben Funktionswerte $a(t)$ ergeben, unabhängig von der

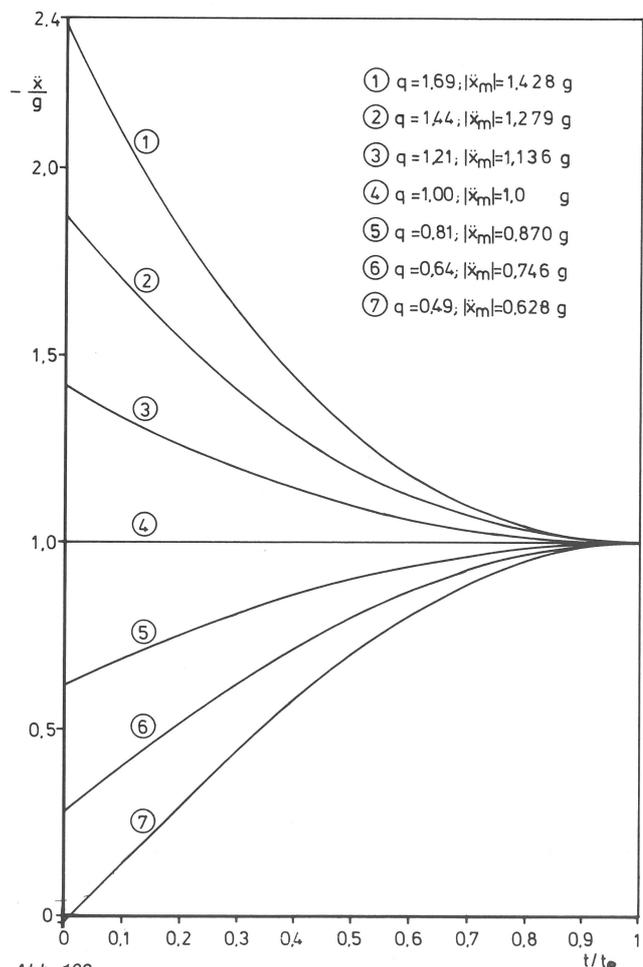


Abb. 102

Beschleunigung als Funktion der Zeit für $G/G_A = 1$ und verschiedenen Auftrefgeschwindigkeitsverhältnissen $q = (v_0/v_{A_0})^2$

absoluten Höhe der Auslegungsauffreffgeschwindigkeit v_{A_0} . So kann für $G/G_A = 1$ bzw. $k = 2$ für alle Auftreffgeschwindigkeitsverhältnisse $q = (v_0/v_{A_0})^2$ ein Beschleunigungs-Zeit-Diagramm gezeichnet werden, das für alle Puffergrößen gilt, s. Abb. 102.

Bildet man noch den arithmetischen Mittelwert gemäß der Definition

$$\ddot{x}_m = \frac{1}{t_B} \int_0^{t_B} \ddot{x} dt$$

so erhält man folgende Beziehungen:

$$\frac{\ddot{x}_m}{g} = - \frac{\text{sh} [\text{arch} (2q - 1)]}{\text{arch} (2q - 1)} \quad (3.44.1)$$

für $q > 1$

und

$$\frac{\ddot{x}_m}{g} = \frac{\sin [\text{arc cos} (2q - 1)]}{\text{arc cos} (2q - 1)} \quad (3.44.2)$$

für $q < 1$.

Für $q = 1$ ergibt sich der triviale Fall

$$\frac{\ddot{x}_m}{g} = -1$$

Die einzelnen Werte der Funktion $a(t)$ aus Abb. 102 und insbesondere die nach (3.44.1) und (3.44.2) errechneten Mittelwerte werden in 3.2.5 zur Prüfung der numerischen Verfahren herangezogen.

Eine weitere geschlossene Lösung von (3.33) läßt sich für $k = 4$ bzw. $G/G_A = 0,5$ herleiten, ein Grenzbereich, der für Aufzugspuffer noch von Interesse ist.

Aus (3.33) wird dann

$$v_{A_0} dt = \frac{dx}{\sqrt{\left(q - \frac{1}{3}\right) \left(1 - \frac{x}{S}\right)^4 + \frac{1}{3} \left(1 - \frac{x}{S}\right)}} \quad (3.45)$$

Hier kann man über die Substitution $(1 - x/S) = 1/u$ die Form

$$\frac{v_{A_0}}{S^3} t = \int \frac{du}{1 \sqrt{u^3 + (3q - 1)}} \quad (3.46)$$

erreichen. Den Radikanden kann man faktorisieren, was mit der Abkürzung $a = 3q - 1$ dann

$$p(u) = (u - \sqrt[3]{-a}) (u^2 + u \sqrt[3]{-a} + \sqrt[3]{a^2}) \quad (3.47)$$

ergibt. Nach W.J. Smirnow [46] substituiert man nun

$$u = \alpha + \alpha^2 + p\alpha + q \tan \frac{\varphi^2}{2}$$

und erhält

$$P(u) = (\alpha^2 + p\alpha + q)^{3/2} (1 - k^2 \sin^2 \varphi) \quad (3.48)$$

$$\text{mit } k^2 = \frac{1}{2} \left(1 - \frac{\alpha + p/\alpha}{\sqrt{\alpha^2 + p\alpha + q}}\right) \text{ für } 0 \leq k \leq 1.$$

Die weitere Behandlung führt dann auf ein elliptisches Integral 1. Gattung, nämlich

$$I = \frac{1}{(\alpha^2 + p\alpha + q)^{1/4}} \int_0^{\pi/4} \frac{d\varphi}{\sqrt{1 - k^2 \sin^2 \varphi}} \quad (3.49)$$

das mit der Substitution $t = \sin \varphi$ auch die Form

$$\int \frac{dt}{\sqrt{(1 - t^2)(1 - k^2 t^2)}}$$

annehmen kann.

So erhält man Lösungen in der Form $t = f(s)$, die man auch umkehren kann, also explizite Funktionen $s(t)$. Über Differentiationen ist es weiter möglich, \dot{x} und \ddot{x} anzugeben.

In beiden Fällen, $k = 2$ und $k = 4$, gelingt die explizite Herleitung der Beschleunigung als Funktion der Zeit. Dies sind aber nur zwei ganz spezielle Fälle für die Aufzugspuffer.

In Aufzugsanlagen wird aber jeder Kabinenpuffer mit einem ganzen Lastenbereich beaufschlagt, also mit k -Werten zwischen 1,3 und 4,0.

So wurde zur allgemeinen Bestimmung der Funktionen $\ddot{x} \triangleq a(t)$ ein in 3.2.5 beschriebenes numerisches Verfahren angewendet, dessen Ergebnisse mit den o.a. wenigen expliziten Werten überprüft werden konnten.

3.2.4 Funktionen $a(s)$ und $a(t)$ für konstante Austrittsquerschnitte

Für eine konstante Austrittsfläche, also über den Hub bzw. Hubteil nicht veränderliche Austrittsfläche, vereinfachen sich die bisher hergeleiteten Gleichungen. Es kann gezeigt werden, daß sich die zeitabhängigen Verläufe des Weges $s(t)$, der Geschwindigkeit $v(t)$ und der Beschleunigung $a(t)$ mit Hilfe bekannter Funktionen in geschlossenen Lösungen angeben lassen.

Der Austrittsquerschnitt für die Hydraulikflüssigkeit ist bei parabolisch gradierten Puffern abhängig vom Weg, er nimmt längs des Weges ab, s. dazu (3.23). Für sehr viele Puffertypen wird diese Querschnittsfunktion durch Bohrungsfolgen im Zylinder oder durch Nutenfolgen im Zylinder oder Kolben dargestellt. Für eine Wegstrecke zwischen zwei Bohrungen oder Nuten bleibt der Austrittsquerschnitt konstant. Die parabolische Querschnittsänderung wird für die meisten Konstruktionen so stufenförmig angenähert.

Für eine solche Stufe i mit konstantem Austrittsquerschnitt ergibt sich die Pufferkraft nach (3.13) daher vereinfacht zu

$$F_{B_i} = c_i \dot{x}^2 \quad (3.50)$$

Damit werden für den Bereich einer Stufe i

$$f'_i(x) = \frac{K_i}{m} \text{ und } f_i(x) = \frac{K_i}{m} x.$$

Auf den jeweiligen Austrittsquerschnitt in der Stufe i bezogen schreibt man:

$$K_i = \frac{\rho}{2} \frac{A_K^3}{\alpha^2 A_i^2}.$$

Setzt man nun diese nur für konstante Austrittsquerschnitte geltenden Funktionen $f_i(x)$ in (3.24) ein, so erhält man

$$\dot{X}_i = e^{-\frac{K_i}{m} x} \sqrt{\dot{X}_{0_i}^2 + 2g \int_0^x e^{2\frac{K_i}{m} x} dx} \quad (3.51)$$

Verwendet man wieder die schon von Hymans und Hellborn benutzte Konstante k , so gilt für eine Stufe $k_i = 2 K_i S_i / m$. Hierin stellt S_i denjenigen Weg dar, der mit der Eintrittsgeschwindigkeit in die Stufe i in folgendem Zusammenhang steht: $\dot{X}_{0_i} = \sqrt{2gS_i}$. Die wegabhängige Geschwindigkeit längs der Stufe i ergibt sich damit zu:

$$\dot{x}_i = \frac{\dot{x}_{o_i}}{\sqrt{k_i}} \sqrt{1 + (k_i - 1) e^{-k_i \frac{x}{S_i}}} \quad (3.52)$$

Der Ausdruck $\dot{x}_{o_i}/\sqrt{k_i}$ stellt die Gleichgewichtsgeschwindigkeit v_∞ dar, die das System bei unendlich langem Weg bei konstanter Austrittsfläche annehmen würde. Deutlich erkennt man hier den Masseneinfluß am Beispiel der ersten Stufe. Die Gleichgewichtsgeschwindigkeit v_∞ beträgt für $k = 4$ ($G/G_A = 0,5$) 50 % von der Anfangsgeschwindigkeit v_o , während sie für $k = 1,3$ ($G/G_A = 1,5$) noch rd. 87 % von v_o ausmacht. Für eine Last $G = 2 G_A$, die im Aufzugsbau aber nicht vorkommt, tritt keine Bremsung mehr ein. Vielmehr würde hier nur die Fallbeschleunigung auf null reduziert und die Auftreffgeschwindigkeit würde auch die Gleichgewichtsgeschwindigkeit sein.

Über den Zusammenhang $\ddot{x} = \dot{x} \, dx/dx$ ergibt sich

$$\ddot{x}_i = g (1 - k_i) e^{-k_i \frac{x}{S_i}} \quad (3.53)$$

Die Lösungen für die zeitabhängigen Funktionen erhält man, indem man für $\dot{x}_i = dx_i/dt$ schreibt und die Trennung der Variablen durchführt.

Mit der Substitution $r = 1 + (k_i - 1)e^{-k_i x/S_i}$ erhält man

$$\frac{\dot{x}_{o_i}}{\sqrt{k_i}} dt = \frac{2 S_i}{k_i} \frac{dr}{1 - r^2} \quad (3.54)$$

Für (3.54) gibt es zwei Lösungsbereiche, nämlich

$$\frac{\dot{x}_{o_i}}{\sqrt{k_i}} (t - T) = \frac{2 S_i}{k_i} \begin{cases} \operatorname{arth} r & \text{für } |r| < 1 \\ \operatorname{arch} r & \text{für } |r| > 1 \end{cases} \quad (3.55)$$

Für den Bereich $|r| < 1$ ergeben sich Weg, Geschwindigkeit und Beschleunigung zu:

$$x_i = \frac{\dot{x}_{o_i}^2}{k_i} \ln \left[\sqrt{1 - k_i} \operatorname{ch} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \right] \quad (3.56.1)$$

$$\dot{x}_i = \frac{\dot{x}_{o_i}}{\sqrt{k_i}} \operatorname{th} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \quad (3.56.2)$$

$$\ddot{x}_i = g \operatorname{ch}^{-2} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \quad (3.56.3)$$

Für den Bereich $|r| > 1$ ergeben sich:

$$\dot{x}_i = \frac{\dot{x}_{o_i}}{k_i} \ln \left[\sqrt{k_i - 1} \operatorname{sh} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \right] \quad (3.57.1)$$

$$\dot{x}_i = \frac{\dot{x}_{o_i}}{\sqrt{k_i}} \operatorname{cth} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \quad (3.57.2)$$

$$\ddot{x}_i = -g \operatorname{sh}^{-2} \left(\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} (t - T) \right) \quad (3.57.3)$$

Die Zeit zum Durchlaufen einer Stufe läßt sich aus den Gleichungen (3.56.1) und (3.57.1) ermitteln, und zwar zu:

$$t_i = T + \frac{\dot{x}_{o_i}}{g \sqrt{k_i}} \operatorname{arch} \frac{e^{\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} x_i}}{\sqrt{1 - k_i}} \quad \text{für } |r| < 1 \quad (3.56.4)$$

$$t_i = T + \frac{\dot{x}_{o_i}}{g \sqrt{k_i}} \operatorname{arsh} \frac{e^{\frac{g}{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}} x_i}}{\sqrt{k_i - 1}} \quad \text{für } |r| > 1 \quad (3.57.4)$$

Dabei kann T aus der Bestimmung ermittelt werden, daß beim Eintritt in die Stufe i , also zum Zeitpunkt $t = 0$, die Eintrittsgeschwindigkeit \dot{x}_{o_i} herrscht. Diese Geschwindigkeit ist für die erste Stufe die Auftreffgeschwindigkeit der Masse auf den Puffer, also $\dot{x}_{o_1} = v_o$ und für alle folgenden Stufen die Endgeschwindigkeit der vorangegangenen Stufe, also $\dot{x}_{o_i} = \dot{x}_{i-1,E}$. So ergeben sich

$$T = - \frac{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}}{g} \operatorname{arth} \sqrt{k_i} \quad (3.56.5)$$

für $|r| < 1$ und

$$T = - \frac{\dot{x}_{o_i} \sqrt{k_i}}{g} \operatorname{arch} \sqrt{k_i} \quad (3.57.5)$$

für $|r| > 1$.

Mit den Gleichungen (3.56.1) bis (3.56.5) und (3.57.1) bis (3.57.5) lassen sich die zeitabhängigen Verläufe des Weges, der Geschwindigkeit und der Beschleunigung für eine Stufe i berechnen bzw. durch Hintereinanderschalten aller Stufen lassen sich die Funktionen $x(t)$, $v(t)$ und $a(t)$ für den ganzen Bremsvorgang ermitteln.

Ergebnisse dieser stufenweisen Berechnung werden in 3.3 mitgeteilt und diskutiert.

3.2.5 Numerische Ermittlung der Funktion $a(t)$

In 3.2.4 wurde gezeigt, daß eine zeitabhängige Beschleunigung, die zur Abschätzung der Belastung des Menschen notwendig ist, angegeben werden kann, wenn man stufenweise vorgeht. Dazu berechnet man die Funktionsverläufe längs jeder Stufe; die Endwerte der Geschwindigkeit der Stufe i werden zum Anfangswert der Stufe $i+1$. Die so gewonnenen zeitabhängigen Funktionen der Beschleunigung weisen jedoch an den Stufenübergängen große Sprünge auf, die mit den gemessenen Funktionen in ihrer Höhe nur ungenügend korrelieren. Eine die Sprünge in der Austrittsflächenverteilung längs des Hubes nicht berücksichtigende Methode verwendeten Hymans und Hellborn in [8]. Sie setzten eine so dichte Folge der Austrittsflächenabstufung voraus, daß mit genügender Genauigkeit von einer stetigen Verteilung der Austrittsflächen längs des Hubes ausgegangen werden konnte. Dabei ermittelten sie den *wegabhängigen* Druck im Pufferzylinder.

Wendet man diese Voraussetzung an und versucht dann die zeitabhängige Funktion $a(t)$ zu ermitteln, so zeigt sich, daß dies nur für ausgewählte Lastverhältnisse in geschlossener Form möglich ist.

Zur allgemeinen Angabe des zeitabhängigen Beschleunigungsverlaufes muß auf numerische Verfahren zurückgegriffen werden.

Die in 3.2.2 in Gleichung (3.33) angegebene *wegabhängige* Geschwindigkeit wird umgestellt und integriert.

$$\int \frac{1}{dx/dt} dx = \int \frac{dx}{v_{A_0} \sqrt{\left(q - \frac{1}{k-1}\right) \left(1 - \frac{x}{S}\right)^k + \frac{1}{k-1} \left(1 - \frac{x}{S}\right)}} \quad (3.58)$$

Mit der Abkürzung $\nu = (k-1)q-1$ ergibt sich aus (3.58)

$$\int dt = \frac{\sqrt{k-1}}{v_{A_0}} \int_{x=0}^x \frac{dx}{\sqrt{\nu \left(1 - \frac{x}{S}\right)^k + \left(1 - \frac{x}{S}\right)}} \quad (3.58.1.)$$

Substituiert man $(1-x/S) = \xi^2$, so erhält man mit der weiteren Abkürzung $f = 2k-2$ schließlich

$$t_i = - \frac{2S\sqrt{k-1}}{v_{A_0}} \int_{\xi=1}^{\xi_i} \frac{d\xi}{\sqrt{1 + \nu\xi^f}} \quad (3.59)$$

Das Integral in (3.59) hat nur in Sonderfällen Lösungen in Form bekannter Funktionen, insbesondere für ganzzahlige Werte von f und damit von k . Näheres dazu wurde in 3.2.3 ausgeführt.

Die Entwicklung des Integranden in eine konvergierende Reihe für $\nu < 1$ ist zwar prinzipiell für alle f - bzw. k -Werte möglich, doch würde damit nur der Hochlastbereich abgedeckt ($\nu < 1 \triangleq k < 2$ für $q = 1$ und damit $G/G_A > 1$).

Da aber für den Einsatz eines parabolisch gradierten Puffers die Kenntnis der Bremswirkung für den gesamten Lastbereich notwendig ist, also für $k = 1,3$ bis $4,0$, wird die numerische Lösung von (3.59) herangezogen.

Dazu wurden die in 2.3.1 beschriebenen Verfahren angewandt, so daß mit den nachfolgend noch einmal zusammengestellten Gleichungen die wegabhängige Verzögerung, die wegabhängige Geschwindigkeit, die Zeit als Funktion des Weges und damit dann die zeitabhängige Verzögerung mit äquidistanten Schritten sowie der zeitabhängige Mittelwert berechnet werden können:

$$|a(s)| = 9,81 \left(\frac{1}{k-1} + \frac{k\nu}{k-1} \left(1 - \frac{x}{S}\right)^{k-1} \right) \triangleq \quad (3.30), (3.12)$$

$$v(s) = \frac{v_{A_0}}{\sqrt{k-1}} \sqrt{\left(1 - \frac{x}{S}\right) + \nu \left(1 - \frac{x}{S}\right)^k} \triangleq \quad (3.27)$$

$$t(s) = \frac{2S}{v_{A_0}} \sqrt{k-1} \int_{\xi=1}^{\xi} \frac{d\xi}{\sqrt{1 - \nu\xi^f}} \quad (3.59)$$

$$a_m(t) = \frac{1}{t_{\max} - 0} \int_0^{t_{\max}} a(t) dt \quad (3.60)$$

In (3.60) bedeutet t_{\max} diejenige Zeit, die sich aus (3.59) für $x = S$ errechnet.

Mit Hilfe dieser numerischen Vorgehensweise kann für alle q - und k -Werte die zeitabhängige Verzögerung berechnet werden. Für $k = 2$ und die Werte von $q = 0,49; 0,64; 0,81; 1,21; 1,44; 1,69$ konnten die Ergebnisse der numerischen Integration mit den exakten Werten nach 3.2.3 überprüft werden. Die Übereinstimmung zwischen den zeitabhängigen Beschleunigungswerten nach Gleichung (3.41) und den durch die verwendeten numerischen Verfahren ermittelten ist, bezogen auf die Einheit m/s^2 bis auf die zweite Stelle hinter dem Komma gegeben.

Zur übersichtlichen Information wurden in nachstehender Tabelle die Mittelwerte der exakten Berechnung (Abb. 102) und die der numerischen gegenübergestellt.

$q \backslash x_m$	Exakter Wert	Numerischer Wert für $v_{A_0} = 2,0 \text{ m/s}$	Abweichung in %
1,69	14,004	14,008	0,29
1,44	12,547	12,549	0,16
1,21	11,148	11,149	0,09
0,81	8,533	8,532	0,11
0,64	7,317	7,316	0,14
0,49	6,165	6,164	0,16

Auch hier ist die Übereinstimmung bis einschließlich der zweiten Stelle hinter dem Komma gegeben. Für die Zwecke dieser Arbeit ist die Genauigkeit der angewandten numerischen Methoden hinreichend.

Die Ergebnisse der Computerberechnungen sind in den Abb. 103 bis 108 graphisch wiedergegeben. Dabei sind weg- und zeitabhängige Verläufe gegenübergestellt. Deutlich wird nochmals, daß es sich für die Auslegungslast um weglinere Verzögerungen handelt. Deutlich wird auch, daß die zeitlichen Mittelwerte für $v_0 > v_{A_0}$ unter und für $v_0 < v_{A_0}$ über den wegababhängigen liegen.

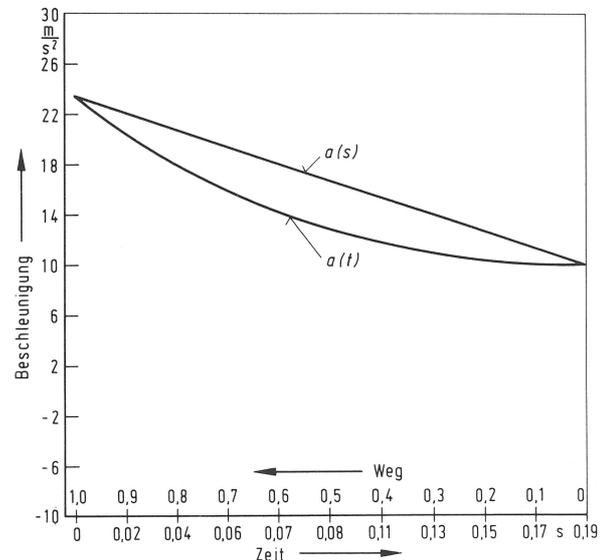


Abb. 103 Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 1,69$.

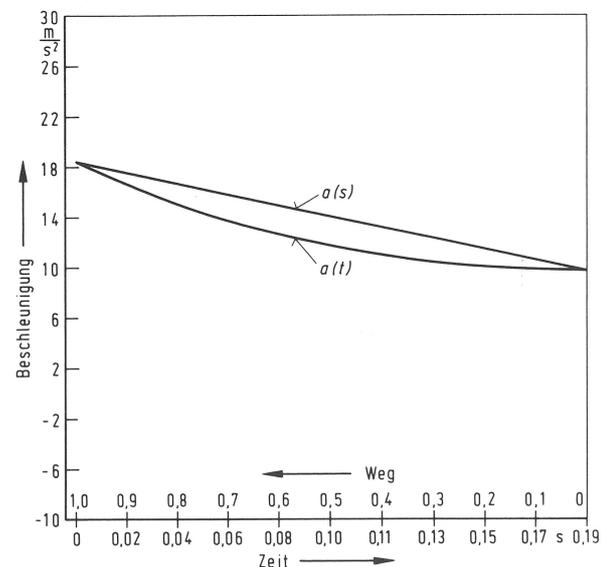


Abb. 104 Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 1,44$.

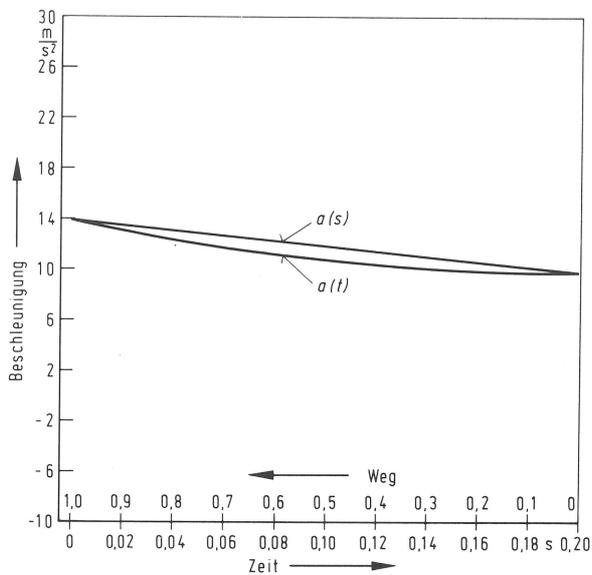


Abb. 105
Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 1,21$

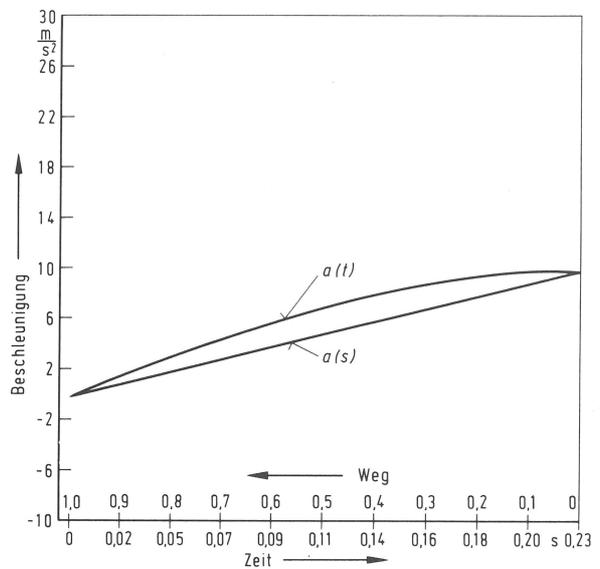


Abb. 108
Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 0,49$

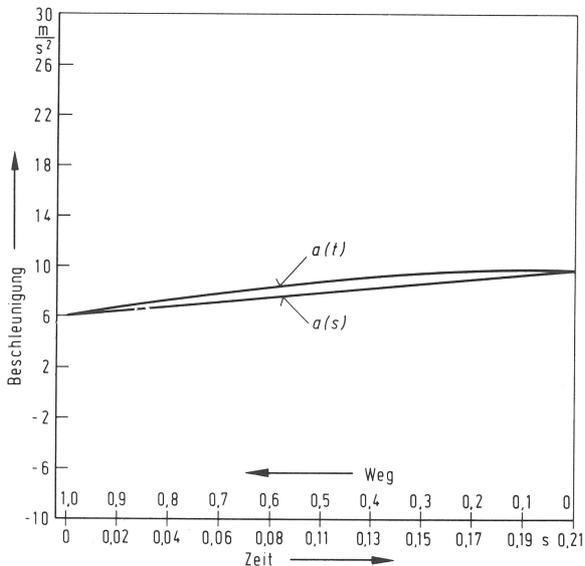


Abb. 106
Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 0,81$

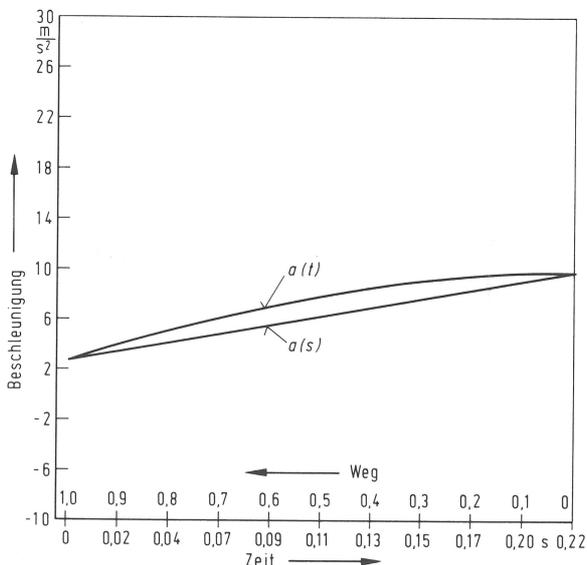


Abb. 107
Weg- und zeitabhängige Beschleunigung in der Bremsphase für $q = 0,64$

Die wegabhängigen Mittelwerte sind nicht lastabhängig. Ihr Betrag hängt lediglich von dem quadratischen Geschwindigkeitsverhältnis $q = (v_o/v_{A0})^2$ ab. Dies ergibt sich auch, wenn man (3.12) zur Bildung des wegabhängigen Mittelwertes heranzieht, nämlich aus

$$\frac{a_m \left(\frac{s}{S}\right)}{g} = \int_{\frac{s}{S}=1}^0 \left[\frac{1}{k-1} + k \frac{(k-1)q-1}{k-1} \left(\frac{s}{S}\right)^{k-1} \right] d\left(\frac{s}{S}\right) = q$$

ermittelt.

Die zeitabhängigen Mittelwerte sind last- und geschwindigkeitsabhängig, also $a_m(t) = f(G/G_A, q)$. Die rechnerisch und experimentell ermittelten Werte werden ausführlich in 3.3 verglichen.

3.3 Vergleich experimentell ermittelter Beschleunigungen mit den aus theoretischen Betrachtungen gewonnenen Ergebnissen

Die Abb. 103 bis 108 bestätigen die in den Kapiteln 2.2 und 2.3.2 getroffenen qualitativen Feststellungen. Niedrige Lasten führen bei Auslegungsauffreffgeschwindigkeit zu Beschleunigungsmaxima am Anfang des Bremsvorganges, für hohe Lasten liegen die Maxima am Ende. Höhere Geschwindigkeiten steigern den Anfangswert, niedrigere senken ihn ab. Deutlich wird durch einen Flächenvergleich, daß die zeitlichen Mittelwerte für $v_o > v_{A0}$ unter und für $v_o < v_{A0}$ über den wegabhängigen liegen.

Zum quantitativen Vergleich von Meßwerten und numerisch ermittelten Beschleunigungen als Funktion der Zeit werden zunächst beispielhaft die Ergebnisse für die Bauarten A 1-31 und A 1-32 herangezogen (vergl. Abb. 25 bis 27). Die Auslegungslast G_A ermittelt sich gemäß (2.25), eine mögliche Schwankungsbreite wird berücksichtigt. Über den Zusammenhang (3.11.1) kann dann mit den Methoden aus 3.2.5 der zeitabhängige Beschleunigungsverlauf berechnet werden. Die Abb. 109 bis 111 zeigen die Gegenüberstellung von Meß- und Rechenwerten. Die hinreichend gute Übereinstimmung bestätigt, daß die angewandten Methoden die Vorgänge relativ genau beschreiben.

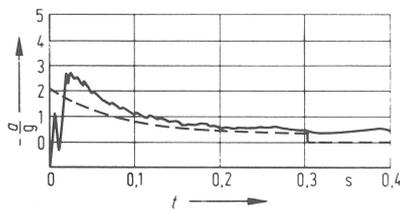


Abb. 109
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer A 1 - 31

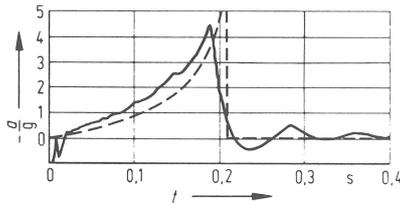


Abb. 110
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer A 1 - 32 (große Last)

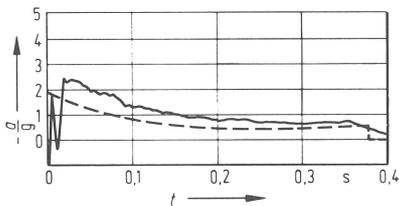


Abb. 111
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer A 1 - 32 (kleine Last)

Ein weiterer Vergleich von Meß- und Rechenergebnissen für die Bauart D 1 ergibt sich aus den Abb. 112 bis 114 (vergl. Abb. 46 bis 48). Auch hier zeigt sich eine relativ gute Übereinstimmung von gemessenen und berechneten Funktionen.

Die Unabhängigkeit des wegabhängigen Mittelwertes von der Last, in 2.3.2 aus den Regressionen oft unzureichend genauer Werte $a_m(s)$ schon vermutet, wird hier durch die numerischen Verfahren gemäß 3.2.5 bestätigt.

Die wegabhängigen Mittelwerte sind demzufolge lastunabhängig. Ihr Betrag hängt lediglich vom quadratischen Geschwindigkeitsverhältnis $q = (v_0/v_{A0})^2$ ab.

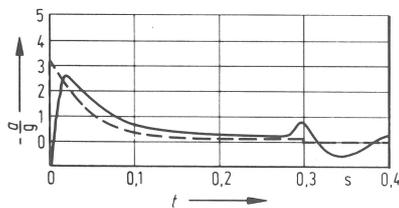


Abb. 112
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer D 1

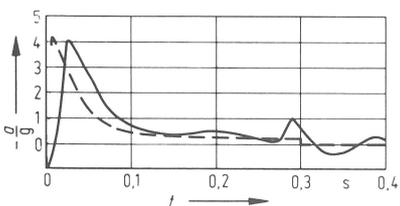


Abb. 113
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer D 1 (v_0 größer als v_{A0} in Abb. 112)

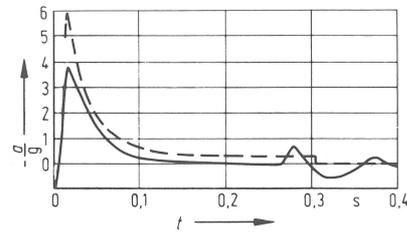


Abb. 114
Gemessener Beschleunigungsverlauf im Vergleich zum theoretisch ermittelten (gestrichelt) für den Puffer D 1 (v_0 größer als v_{A0} in Abb. 113)

Die zeitabhängigen Mittelwerte $a_m(t)$ die sich mit den numerischen Verfahren nach 3.2.5 errechnen lassen, sind in Abb. 115 aufgetragen. Wendet man auf diese Ergebnisse für den Bereich $0,5 \leq G/G_A \leq 1,5$ die mit (2.26) und (2.27) angegebene Regression an, so erhält man als Steigungswinkel für v_{A0} einen Wert von $\alpha = 35^\circ$. Dieser stimmt gut mit dem in Abb. 84 angegebenen für alle Bauartversuche überein, $\alpha = 32^\circ$.

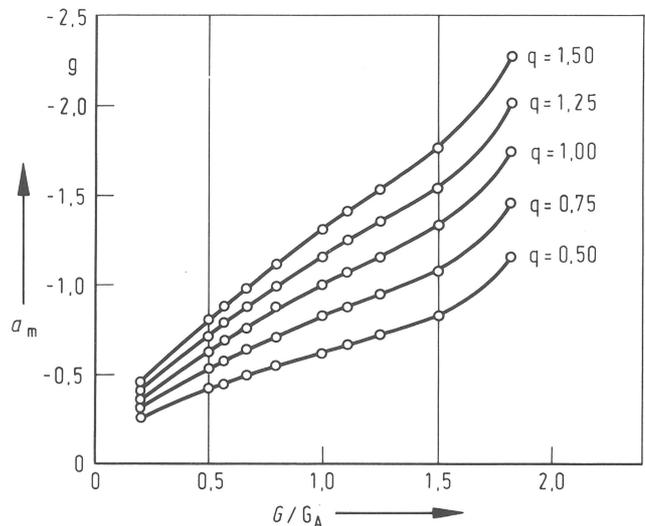


Abb. 115
Mittelwerte der zeitabhängigen Beschleunigung als Funktion des Lastverhältnisses mit dem Geschwindigkeitsverhältnis als Parameter

Die Zunahme der Steigung der Funktion $a_m(t) = f(G/G_A)$ mit steigender Auftreffgeschwindigkeit wird ebenfalls bestätigt, vergl. Abb. 83 in 2.3.2.

Für die Bauarten C 1-1 bis C 1-4 fällt der Vergleich wegen der schlechten Annäherung durch zu große Stufung an die parabolische Änderungsfunktion schlechter aus. Wendet man hier die Berechnungsmethode für konstante Austrittsquerschnitte für jede Stufe nach 3.2.4 an, so erhält man stufenförmige Verläufe. Qualitativ werden mit der Methode zwar die Oszillationen, die bei allen gestuften Puffern mehr oder weniger auftreten, angegeben, der quantitative Unterschied insbesondere der Spitzenwerte ist jedoch erheblich. Auch bei feiner abgestuften Puffern sind gerade die gerechneten Spitzenwerte erheblich höher als die gemessenen, s. Abb. 116.

Der Bremsvorgang einer Masse nach einem freien Fall durch parabolisch gestufte hydraulische Aufsetzpuffer wurde meßtechnisch erfaßt und rechnerischen Angaben gegenübergestellt. Für genügend abgestufte Bauarten besteht eine gute Übereinstimmung in den wesentlichen Merkmalen des Bremsvorganges. Überlagerte Störungen im Meßsignal durch die Austrittsflächenänderung werden mit der Methode nach 3.2.5 nicht wiedergegeben. Die Methode nach 3.2.4 gibt zwar diese Überlagerungen prinzipiell an, jedoch stimmen hier die Beträge insbesondere der Spitzenwerte nicht überein. Eine Diskussion der nicht erfaßten Einflüsse erfolgt in 3.4, wobei auch die Anfangs- und Endabweichungen einbezogen werden.

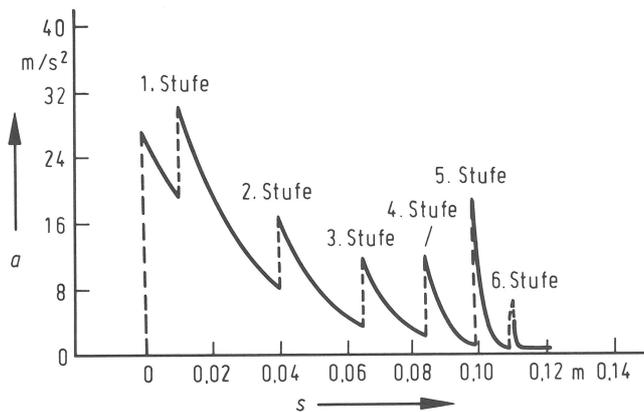
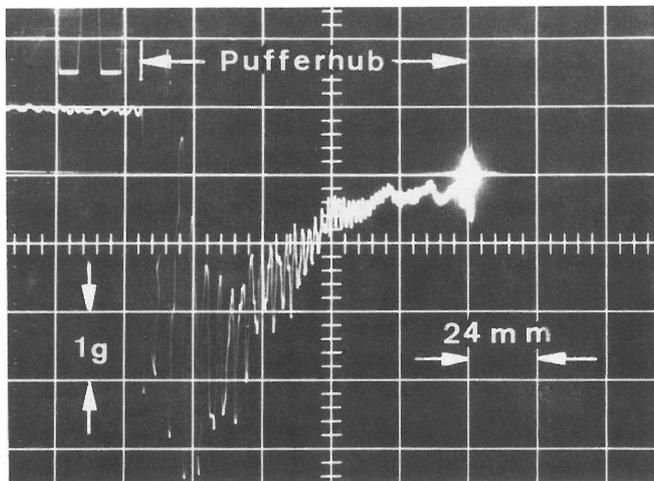


Abb. 116
Idealisierter stufenförmiger Beschleunigungsverlauf

3.4 Diskussion nicht erfaßter Einflüsse

Aus den theoretischen Betrachtungen resultiert, daß zum Beginn des Bremsvorganges ein Beschleunigungssprung von der Freifallbeschleunigung auf einen anfänglichen Verzögerungswert stattfindet. Gemessen wird hingegen immer ein Übergang, der sich über eine kürzere (Kleinstlasten) oder längere (Höchstlasten) Zeitspanne erstreckt. Dieser Übergangsbereich beruht auf zwei Prinzipien. Einmal ist in der Bernoulli'schen Gleichung (3.2) neben anderen Faktoren das Beschleunigungsglied auf der rechten Seite vernachlässigt worden, was bei vorgegebener Kabinengeschwindigkeit v den tatsächlichen Druck verringert, weil Energie zur Beschleunigung der Ölsäule verbraucht wird. Der Druck und damit die Beschleunigung würden in erster Näherung (konstante Ölsäulenhöhe) mit einer arctan-Funktion den Sollwert erreichen, also nicht sprunghaft zum Zeitpunkt t_0 den Wert ändern. Selbst bei sehr steilem Druck- bzw. Beschleunigungsanstieg würde andererseits das Meßergebnis je nach Meßkettenabstimmung von diesem Anstieg abweichen. Ein Beschleunigungssprung ist bei diesen Systemen physikalisch nicht zu erwarten, die mathematische Annäherung wird jedoch für die untersuchten Bauarten als ausreichend angesehen.

Bei jeder Austrittsflächenänderung durch Verschluß von Bohrungen oder Nuten durch den vorbeilaufenden Kolben wiederholt sich grundsätzlich dieser Vorgang, d.h. die Steilheit des Anstieges wird durch die Beschleunigung der Ölsäule gemindert.

Die hydraulischen Bremskräfte werden bei allen untersuchten Bauarten überlagert durch Kräfte, die aus der über den Hub zunehmenden Federkraft der Rückstellfeder resultieren. Je nach Federkennung und nach dem Verhältnis des hydraulischen Bremskraftanteiles ($c(x)\dot{x}^2$) zum Federanteil ($c \cdot x$) der Bremskraft F_B tritt eine Abweichung der physikalischen Vorgänge vom

verwendeten mathematischen Modell ein. Der immer beobachtete Ausschwingvorgang am Ende des Bremsvorganges ist wesentlich begründet durch den im mathematischen Modell vernachlässigten Federkraftanteil, der sich besonders am Ende der Pufferung auswirkt. Weiter ändert sich am Ende des Pufferhubes der Ausflußbeiwert α aufgrund des Ölgeschwindigkeitsrückganges und der damit verbundenen Änderung der Re-Zahl. Auch dieser Effekt bewirkt einen zusätzlichen Anstieg der Verzögerung am Ende des Hubes.

Die Annäherung der rechnerisch ermittelten Beschleunigungsfunktionen nach der Methode 3.2.5, also unter der Annahme stetiger Austrittsflächenänderung und bei Vernachlässigung von Beschleunigungskräften der Ölsäule und von Federkräften, führt bei genügend fein gestuften Puffern zu Ergebnissen, die in guter Näherung den gemessenen Bremsverlauf charakterisieren.

Der zu untersuchende Einfluß der Bremsung einer Kabine auf mitfahrende Menschen bedingt aber andererseits, daß die Überlagerungen über den Grundvorgang diskutiert werden. Die Stufenmethode nach 3.2.4 ergab zwar Überlagerungen, die Höhe der Spitzenwerte aber war nicht vergleichbar mit gemessenen Überlagerungswerten. Auch hier gilt, daß u.a. die Anteile für die Beschleunigung der Ölsäule unberücksichtigt blieben. Weiter wurde die Austrittsflächenänderung derart idealisiert, daß sie z.B. auf die Mittellinie einer Ausflußbohrung konzentriert angenommen wurde. Wendet man die Methode nochmals gestuft über die Bohrung an, so erhält man einen endlichen Anstieg des Druckes über der Bohrung, s. Abb. 117. Verteilt man die Änderung der Konstanten K_i in den Gleichungen (3.56.1) bis (3.56.3) und (3.57.1) bis (3.57.3) auch auf Bereiche vor und hinter der Bohrung, so erhält man den in Abb. 118 wiedergegebenen Verlauf der Beschleunigungsänderung über die Bohrung und

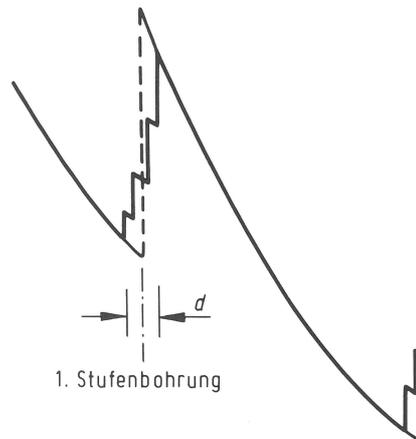


Abb. 117
Stufenförmiger Beschleunigungsverlauf unter Berücksichtigung der Austrittsbohrung

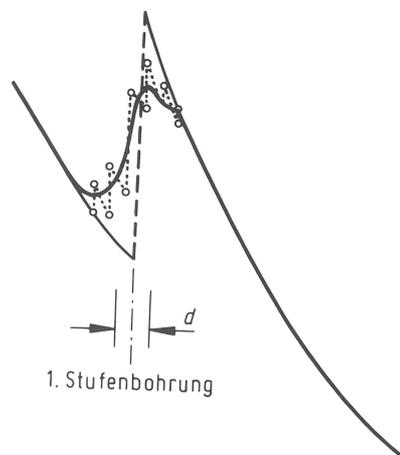


Abb. 118
Stufenförmiger Beschleunigungsverlauf unter Berücksichtigung der Strömungsbeeinflussung vor und hinter der Bohrung

den Einflußbereich der angenommenen Strömungsbeeinflussung. Verbindet man die Mitten der Teilsprungstellen und verifiziert damit einen analogen Verlauf, so erhält man eine Beschleunigungs-Zeit-Funktion, die der gemessenen mit guter Näherung auch hinsichtlich der Überlagerungen entspricht. Dabei sind in den qualitativen Annahmen alle Effekte, wie Zylinderaufweitung unter Druck und damit Austrittsflächenbeeinflussung und Dämpfungskräfte im Öl, summarisch erfaßt.

Der Einfluß möglicher Dämpfungen im Gesamtsystem Masse - Puffer kann auch auf andere Weise diskutiert werden. Dazu wird der stark idealisierte stufenförmige Beschleunigungsverlauf insgesamt durch eine Fourier-Analyse angenähert. Die Übereinstimmung der Annäherung mit der Ausgangsfunktion ist gut. Die Abb. 119 und 120 zeigen Funktionen, die sich ergeben, wenn nur

Teile der Fourierglieder wieder zusammengefügt werden, also eine mathematische Filterung vorgenommen wird. Eine gute Näherung auch hinsichtlich der Überlagerungen kann auch mit dieser Filterung erreicht werden.

Beide Fälle zeigen, daß die Stufenmethode die zeitabhängigen Beschleunigungen während der Bremsung der Masse durch den Puffer gut annähert. Auf eine quantitativ genauere Ausführung wird in der Arbeit verzichtet, weil auch andere Einflußgrößen wie Kabinensteifigkeit, Kabinenbodenlagerung im Kabinenrahmen und Seilanordnung sowie -steifigkeit die Bremsvorgänge in den ausgeführten Anlagen beeinflussen.

Zur Klassifizierung von Pufferstößen hinsichtlich der Erträglichkeit für den Menschen begnügt sich der Verfasser deshalb mit der ausführlich dargestellten Methode nach 3.2.5.

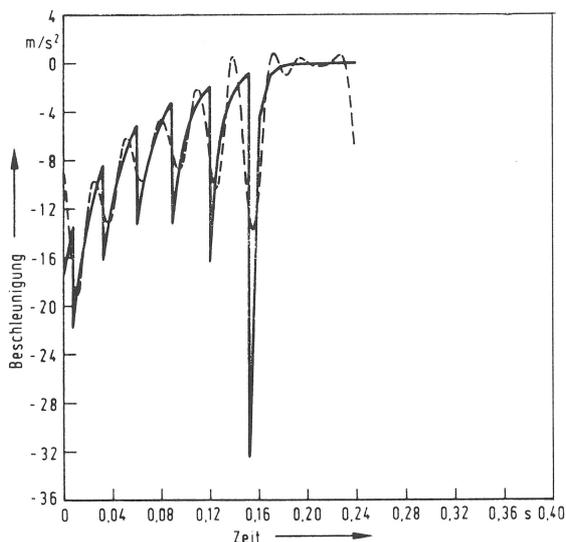


Abb. 119
Stufenförmiger Beschleunigungsverlauf und schwach gefilterter Verlauf (gestrichelt)

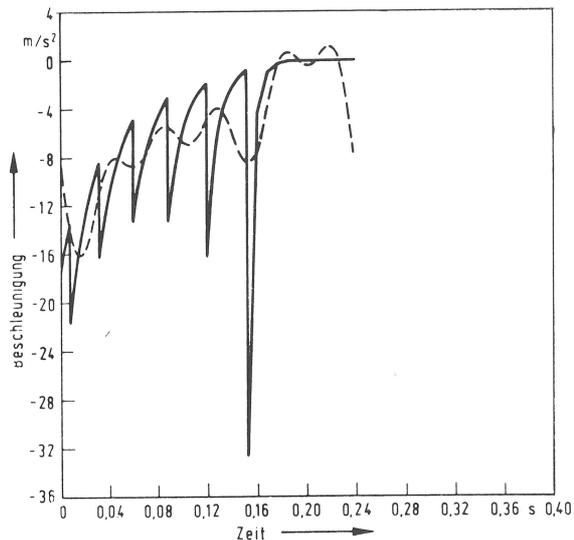


Abb. 120
Stufenförmiger Beschleunigungsverlauf und stark gefilterter Verlauf (gestrichelt)

4. Untersuchungen in Aufzugsanlagen

4.1 Messungen in ausgeführten Treibscheibenanlagen

Die zur Orientierung durchgeführten Versuche in Treibscheibenanlagen sind in einer Tabelle (Abb. 121) wiedergegeben. Die bei den Versuchen beobachteten Schwierigkeiten, auf die in Kapitel 1 hingedeutet wurde, sind im einzelnen begründet durch folgende Punkte:

Anordnung der Kraftmeßdose (Dynamometer) zwischen Puffer und Kabine ist nur mit großem Aufwand zu realisieren; der Kabinenschwerpunkt ist nicht identisch mit den Meßpunkten am Kabinenboden; hochfrequente Schwingungen des Kabinenbodens überlagern den zu messenden Beschleunigungsverlauf; Abschirmungen der Geber- und Verbindungsleitungen sind oft nur ungenügend auszuführen; Stromversorgung und Kabelführungen sind umständlich; Randbedingungen der Anlage sind häufig nur ungenau zu ermitteln (Auftrittsgeschwindigkeit, Bremskräfte bzw. Abschaltzeitpunkt, Trägheitsmomente des Antriebsblockes).

So wenig aussagefähig die Meßergebnisse aufgrund mangelhafter Parameterbestimmung sind, können sie doch in der qualitativen Gegenüberstellung zu Freifallversuchen bewertet werden.

Die Abb. 122 und 123 zeigen Oszillogramme von Anlagen- und Freifallversuchen mit einem Puffer A 1-8, vergl. Zeile 1 in Abb. 122. Der Puffer ist für einen Lastbereich von 1145 kg bis 3600 kg und eine Auslegungsauftrittsgeschwindigkeit von 2,5 m/s ausgelegt. Typisch ist in beiden Versuchen das Kleinstlastverhalten, also das rasche, theoretisch unendlich schnelle Ansteigen auf einen Höchstwert der Verzögerung von mehr als 1 g und das anschließende Abfallen, zunächst stark und dann zunehmend vermindert. Dieser Bremsverlauf bedingt, daß die Kabine anfänglich stärker als das mit theoretisch 1 g gebremste Gegengewicht verzögert wird, selbst wenn der zeitliche Mittelwert der Kabinenverzögerung kleiner als 1 g ist.

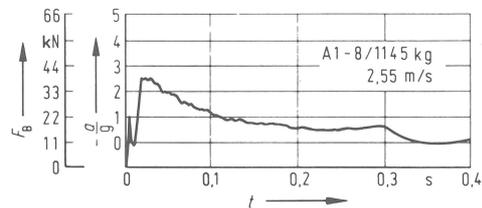


Abb. 123
Bremsbeschleunigung durch den Puffer A 1 - 8 im Freifallversuch

Damit ergibt sich ein entspanntes Seil oder sogar ein schlaffes Seil. Die Kabine und damit die mitfahrenden Menschen sind in solchem Fall noch einer zweiten Stoßbeanspruchung ausgesetzt, wenn nämlich das Gegengewicht zurückfällt und das Seil wieder gespannt wird. In Abb. 122 ist dieser Vorgang deutlich abgebildet. Aus dem Stillstand heraus bedeutet die negative Beschleunigung eine Einleitung der Bewegung der Kabine nach oben, entsprechend verringert sich die Kontaktkraft zwischen Puffer und Kabine. Der Vorgang klingt ab durch die in allen Elementen, wie Seilen und Führungspaaren, vorhandenen Reibkräfte. Bemerkenswert ist noch, daß der mitfahrende Mensch durch das Zurückfallen des Gewichtes einer die Richtung wechselnden Beschleunigung unterworfen wird und die Ausbildung der ersten Halbschwingung zur erneuten Aufwärtsbewegung der Kabine von der Gesamtheit des Systems abhängt, also von Puffer und Kabinenmasse, Umlenkung des Tragseiles und Länge sowie Federverhalten des Seiles.

Die in Zeile 2 und 3 von Abb. 121 wiedergegebenen Daten stammen ebenfalls aus Anlagenversuchen mit Puffern der A - Serie (A 1-6). Bei Kleinstlastversuchen wurde jedesmal Schlaffseilbildung registriert.

Hervorzuheben ist hier, daß die Kabinenkonstruktion ganz erheblich in die Ausbildung der am Kabinenboden gemessenen Beschleunigung eingeht. Abb. 124 zeigt die rein qualitative Gegenüberstellung von 2 Beschleunigungsverläufen an unterschiedlichen Punkten des Kabinenbodens, nämlich Bodenecke und -mitte.

Nr.	Ort	Puffer Typ	$v_{\text{ogem.}}$ m/s	Fahrkorb- gewicht kg	Gegen- gewicht kg	Seilge- wicht kg	Schacht- temperatur °C
1	BBR-Wildmeisterdamm	A1 - 8	2,3	1255		200	
2	BBR-Heimannring	A1 - 6	2,3	1255		200	
3	Bln-61, Mehringplatz	A1 - 6	2,53	655	600		
4	Bln-12, Ku'-Damm-Eck	G -13	1,45	1790		140	
5	Bln-48, Großbeeren- str. 169/73	Sonder- ausführung	1,84	900	1200	55	16
6	Bln-48, Waldsassener Str. 29	B1 - 2	2,00	2450	2000	362	10
7	Bln- , Fehrbelliner Platz 4	Sonder- ausführung	1,50	3010	2410	105	
8	Bln-12, Bismarck-Ecke Krumme Str.	A1 - 6	2,48	1255	960	200	
9	Bln-42, Strelitzstr.26	Hydr.Aufzug	0,9		-	-	
10	Bln-42, Strelitzstr.26	Hydr.Aufzug	1,0		-	-	

Abb. 121
Tabelle der Anlagenversuche

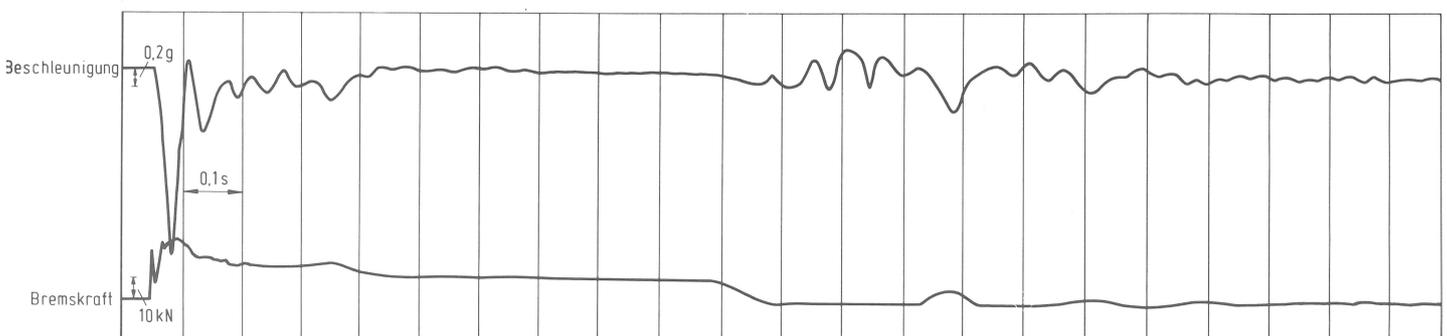


Abb. 122
Bremsbeschleunigung durch den Puffer A 1 - 8 in einer Anlage mit Gegengewichtsrückfall.

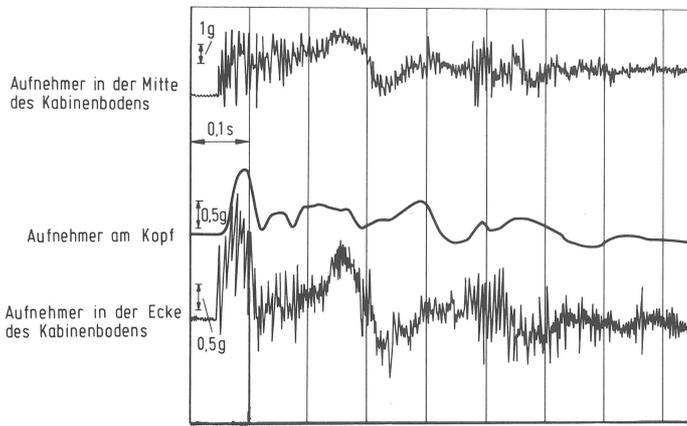


Abb. 124
Bremsbeschleunigung durch den Puffer A 1-6 in einer Anlage; Verläufe in Kabinenmitte und -ecke sowie am Kopf eines mitfahrenden Menschen

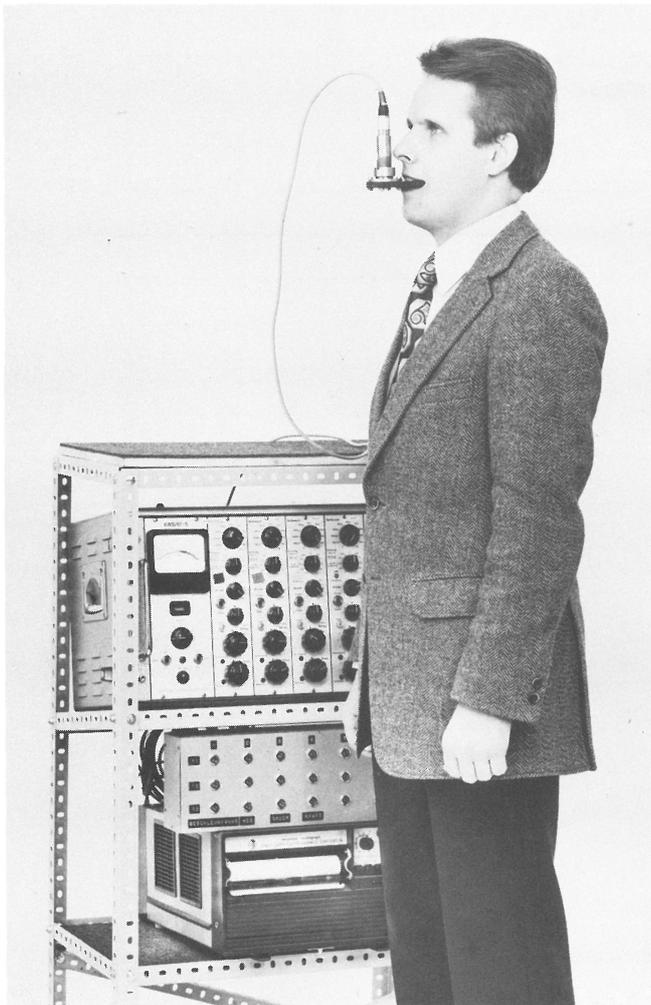


Abb. 125
Geberanordnung zur Messung der Beschleunigung am Kopf eines Menschen

Der Versuch in Zeile 4 von *Abb. 121* ist wiederum ein Kleinstlastversuch. Zwei Puffer für den Bereich von 970 kg bis 2180 kg wurden unter einer Kabine mit einem Gewicht von 1790 kg angeordnet. Entsprechend wurde wieder Springen des Gegengewichtes registriert. Besonders hervorzuheben ist hier, daß erstmalig die Beschleunigung am Kopf eines in der Kabine mitfahrenden Menschen registriert wurde, s. *Abb. 125*. Dazu wurde ein Beschleunigungsaufnehmer auf einer Holzplatte befestigt, die die Versuchsperson fest zwischen den Zähnen einklemmte. Die relative Stärke der Kaumuskulatur garantiert eine feste Verbindung der Platte mit dem Kopf der Versuchsperson, so daß hier die Beschleunigung des Kopfes gemessen werden konnte. *Abb. 126* gibt den idealisierten Verlauf wieder. Auffallend ist die Dämpfung bei starkem Stoß, die die Phasenverschiebung zur Kabinenbewegung bewirkt.

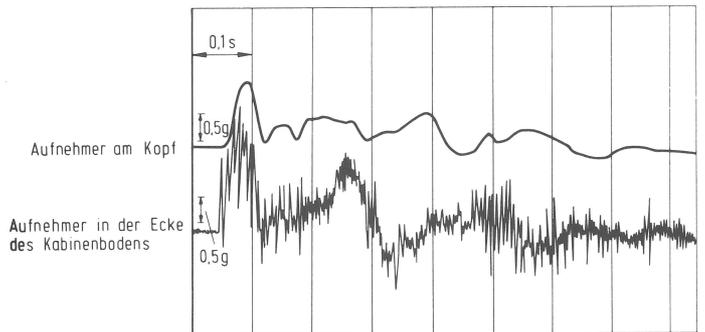


Abb. 127
Meßsignale am Kopf eines Menschen und am Kabinenboden bei gleicher Empfindlichkeit der Meßkette.

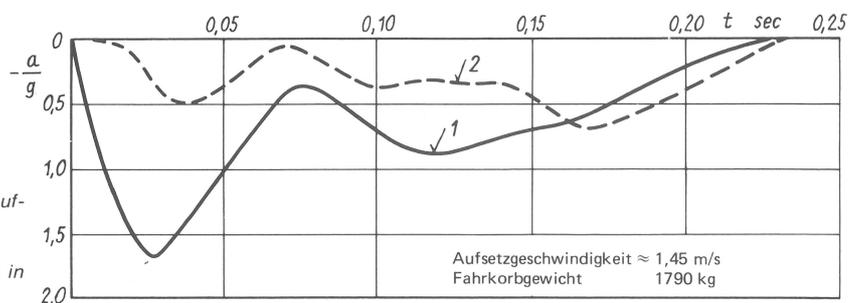
Die Versuche in den Zeilen 5 bis 7 konnten wegen Unstimmigkeiten in der Kalibrierung und ungenügender Information über Anlagendaten nicht quantitativ ausgewertet werden. Man erkennt aber, daß sich die hochfrequenten Oberschwingungen, die der Kabinengrundschwingung mit ca. 200 Hz überlagert sind, dem Kopf des Menschen nicht mehr mitteilen, *Abb. 127*. Für alle Meßketten lagen gleiche Empfindlichkeiten und gleicher Frequenzgang vor.

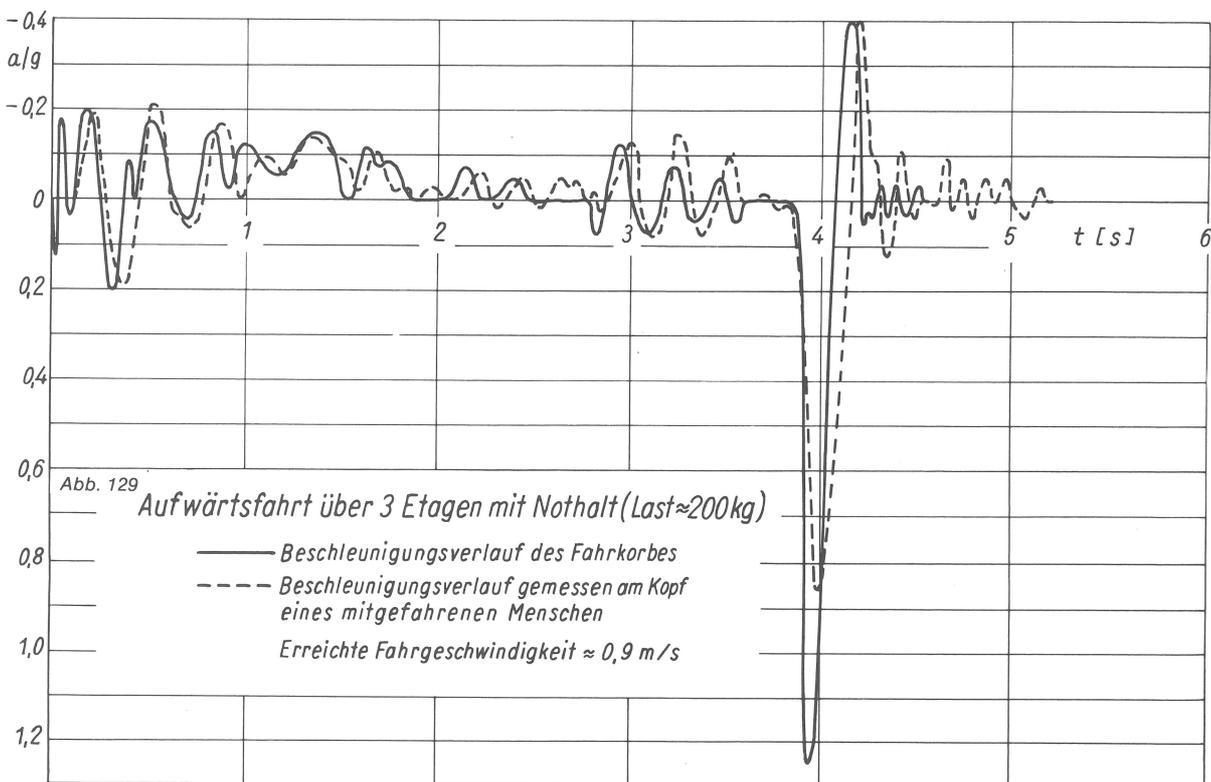
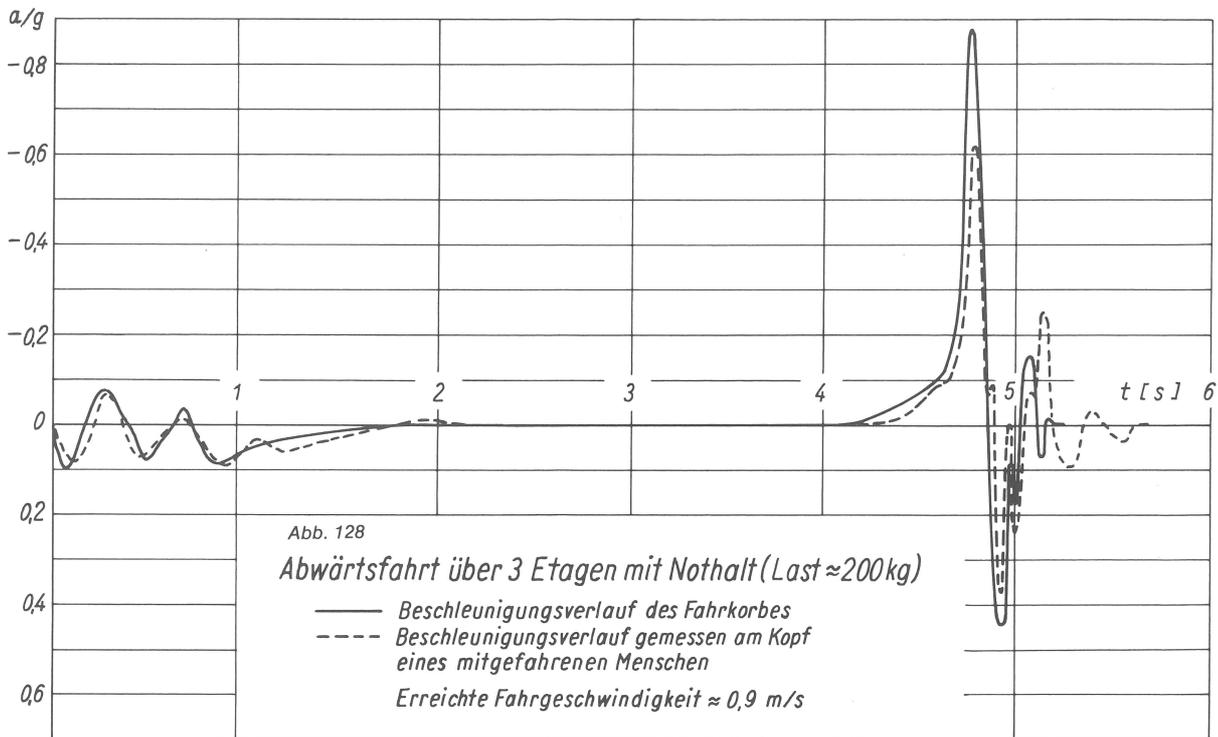
In der Zeile 8 von *Abb. 121* ist ein Höchstlastversuch angeführt, für den allerdings die unbedingt notwendigen Daten der Maschinenabschaltung und der Bremskräfte der Maschine fehlen.

In den Zeilen 9 und 10 sind Versuchsdaten eines hydraulischen Aufzuges aufgenommen worden. Für diese Arbeit ist lediglich die Kopfschwingung eines mitgefahrenen Menschen von Interesse, insbesondere beim Nothalt der Anlage. Die *Abb. 128* und *129* geben die Meßwerte für Kabine und Mensch wieder.

Fehlende Angaben zu den Anlagen und große Schwierigkeiten bei den Messungen führten neben organisatorischen Hindernissen dazu, daß Untersuchungen an Modellanlagen fortgesetzt werden mußten.

Abb. 126
Verlauf 1
Zeitabhängige Verzögerung des Fahrkorbes einer Aufzugsanlage nach Aufsetzen auf dem Ölpufer
Verlauf 2
Zeitabhängige Verzögerung gemessen am Kopf eines in der Aufzugskabine mitgefahrenen Menschen





4.2 Untersuchungen an Modellanlage

Unter einer Modellanlage versteht der Verfasser eine maßstäblich verkleinerte Aufzugsanlage, mit der die für die Pufferuntersuchungen notwendigen Vorgänge nachgebildet werden können. Die maßstäbliche Verkleinerung spart Kosten und gestattet den Einbau dieser Modellanlage in eine Prüfhalle.

4.2.1 Modellbeziehungen für hydraulische Aufsetzpuffer

Um die Anlagenversuche auf einer Modellanlage fortzusetzen, müssen zunächst die Bedingungen der Übertragbarkeit verkleinerter Anlagen (Modellanlage) auf die Hauptausführungen in

Bezug auf die ebenfalls maßstäblich zu verkleinernden Puffer hergeleitet werden. Dies wird in der nachfolgenden Betrachtung durchgeführt:

Wird eine Länge durch die Maßstabszahl λ modellmäßig abgebildet, so gilt $l = \lambda l'$. (Die gestrichelte Größe steht für das Modell). Ist τ der Zeitmaßstab, so erhält man für die Beschleunigung

$$a = \lim_{\Delta t \rightarrow 0} \left(\frac{\Delta v}{\Delta t} \right) = \frac{\lambda}{\tau^2} a' \quad (4.1)$$

Für die Masse gilt

$$m = \frac{\rho}{\rho'} \lambda^3 m' \quad (4.2)$$

bzw. bei gleicher Dichte der Masse vereinfacht

$$m = \lambda^3 m' \quad (4.3)$$

Damit ergibt sich der Kraftmaßstab κ zu

$$\kappa = \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad (4.4)$$

Alle Größen in der Mechanik lassen sich auf die drei Grundgrößen Länge, Zeit und Masse zurückführen. Für eine dynamische Ähnlichkeit zweier Vorgänge müssen drei konstante Maßstabsfaktoren λ , τ und κ vorhanden sein. Bei frei gewählten Faktoren λ und τ erhält man $\kappa = \lambda^4/\tau^2$ und damit über die Forderung $F = \kappa F'$ die Newton'sche Kennzahl $N_e = F/l^2v^2$.

Diese Zahl muß für zwei ähnliche Vorgänge gleich sein. Zusatzbedingungen ergeben sich aus den wirkenden Kräfteklassen: Schwere-, Reibungs- und elastische Kräfte.

Für die Schwerkraft ermittelt sich die Froude'sche Zahl $Fr = l/gt^2 = v/gl$.

Für die Ähnlichkeit der Reibungskräfte muß die Reynolds-Zahl gleich sein $Re = vl/\nu$, mit ν als Zähigkeit der hydraulischen Flüssigkeit.

Bei den hydraulischen Puffern sind Schwere- und Reibungskräfte wirksam, somit muß für die dynamische Ähnlichkeit der Vorgänge $\kappa_{Ne} = \kappa_{Fr} = \kappa_{Re}$ gefordert werden. Diese Forderung schließt die freie Wahl von λ aus. Es ergibt sich nämlich:

$$\kappa_{Ne} = \frac{\lambda^4}{\tau^2} \quad (4.5)$$

$$\kappa_{Fr} = \lambda^3 \quad (4.6)$$

$$\kappa_{Re} = \frac{\nu}{\nu'} \frac{\lambda^2}{\tau} \quad (4.7)$$

Damit gilt für den Längenmaßstab:

$$\lambda = \left(\frac{\nu}{\nu'}\right)^{2/3} \quad (4.8)$$

Nun gibt es bei den in der Technik verwendeten Ölen einen weiten Bereich der kinematischen Zähigkeit, so daß bei $\nu/\nu' \leq 100$ ein λ -Wert von bis zu ca. 20 möglich wird. Für benötigte λ -Werte von 3 bis 4 müssen sich die Zähigkeiten der jeweils verwendeten Öle wie 5,2:1 bis 8:1 verhalten.

Auf dieser Grundlage der Ähnlichkeit wurde ein Puffer modellmäßig verkleinert. Es handelte sich dabei um eine Bauart, deren Austrittsfläche über Nuten im Kolben gestuft ist. Um für Versuche zur Bestätigung der Modellbeziehung nicht die Fertigung eines kompletten Puffers auszuführen, wurden zwei Puffer aus der Reihe ausgewählt. Diese Puffer haben Hübe von 117 mm und 192 mm, es ergibt sich demnach eine Maßstabszahl von $\lambda = 1,64$. Für eine genaue Modellgestaltung wäre auch der Kolbendurchmesser entsprechend λ unterschiedlich zu wählen. Die Durchmesser aber sind gleich (Pufferzylinder sollten nicht umgebaut werden). Wählt man dafür statt 12 Nuten in der Hauptausführung des Puffers 24 Nuten in der Modellausführung, so erreicht man eine annähernd gleiche Reynoldszahl, wobei der Nutquerschnitt entsprechend den Modellbeziehungen zu gestalten ist. Ergeben sich die 24 Nuten aus der Forderung gleicher Stufung pro Wegabschnitt, so muß über die nicht modellmäßige Auslegung der Nutgeometrie die nicht modellmäßige Abbildung der Kolbendurchmesser ausgeglichen werden. Nimmt man als maßgebenden hydraulischen Durchmesser die Wurzel des Nutquerschnitts a_N an, so wurde schließlich

$$\frac{\sqrt{a_N}}{\sqrt{a'_N}} = \frac{2,70}{2,42} = 1,06$$

zur Ausführung gebracht.

Der geringe Unterschied von 6 % konnte nicht mehr ausgeglichen werden, weil sich die Stufung der Nutbreite nach vorhandenem Werkzeug zum Einschneiden der Nuten richten mußte.

Das Einschneiden der Nuten geschah mit Scheibenfräsern unterschiedlichen Durchmessers. Mit genauen Auslaufbemesungen der Scheibenfräser wurden die Querschnittsverteilungen der Nuten längs der Hubanteile korrigiert.

Als Öle, deren Zähigkeit sich im Verhältnis $\nu/\nu' = \lambda^{3/2}$ verhält, wurden Aral 100 und Tellus 23 verwendet.

Die Versuche mit beiden Puffern (Hauptausführung und Modell) wurden bei gleicher Temperatur durchgeführt. Zu einem übersichtlichen Vergleich zog der Verfasser den Geschwindigkeitsverlauf her. Auf Abb. 130 sind die Geschwindigkeitsverläufe beider Puffer wiedergegeben. Neben der ausgezogenen Linie für das Modell sind Punkte der Hauptausführung mit den Maßstabszahlen für Zeit und Geschwindigkeit umgerechnet und in diese Linie eingezeichnet worden. Für die Geschwindigkeitsumrechnung ergibt sich der Faktor $(\nu/\nu')^{1/3}$ zu 1,28. Derselbe gilt für die Zeit, was die Darstellung der Geschwindigkeitsverläufe vereinfacht.

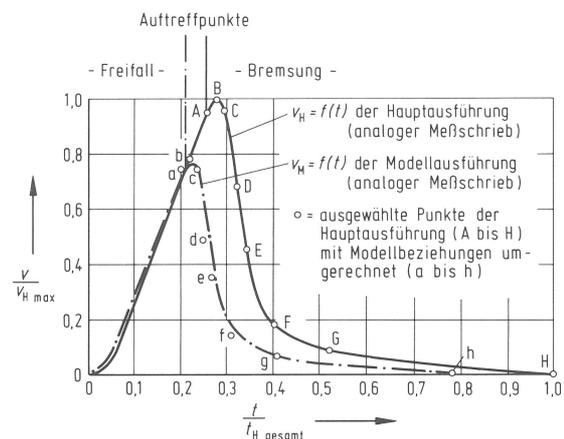


Abb. 130 Modellmäßige Abbildung der Geschwindigkeitsverläufe zweier Puffer im Maßstab 1 : 1,64

Man erkennt deutlich, daß die umgezeichneten Punkte gut auf der Linie der Modellausführung liegen. Die modellmäßige Abbildung der Puffervorgänge ist damit verifiziert.

4.2.2 Ausführung der Modellanlage

Nachdem sich zeigen ließ, daß Puffer maßstäblich verkleinert und mit diesen Modellen die Vorgänge der Hauptausführungen beschrieben werden können, kann die Konstruktion einer Modellanlage erfolgen.

Die Auslegung einer Modellanlage muß von vorgegebenen Randbedingungen ausgehen:

Als Obergrenze des Gewichtes einer Kabine wird ein Gewicht von $G_k = 10.000$ kg angesehen. Mit einem Maßstabsfaktor $\lambda = 3$ erhält man über (4.3) $G_k' = 370$ kg, das Gewicht der die Kabine in der Modellanlage simulierenden Masse. Bei vorgegebener Bauhöhe von 5 m (Prüfhalle ohne Deckendurchbruch), Mindestpufferhöhen von $h_{min} = 2 \cdot v_o^2/2g$ und einer über Treibscheiben noch realisierbaren Beschleunigung von 3 m/s^2 ergibt sich für $v_o' = 4 \text{ m/s}$ eine Leistungsbedarf von rd. 4,5 kW. Mit dieser Auftreffgeschwindigkeit von 4 m/s in einer Modellanlage wird eine Geschwindigkeit von nahezu 7 m/s einer Hauptausführung abgebildet, also der Betriebsgeschwindigkeit des Aufzuges im Fernsehturm in Moskau [39].

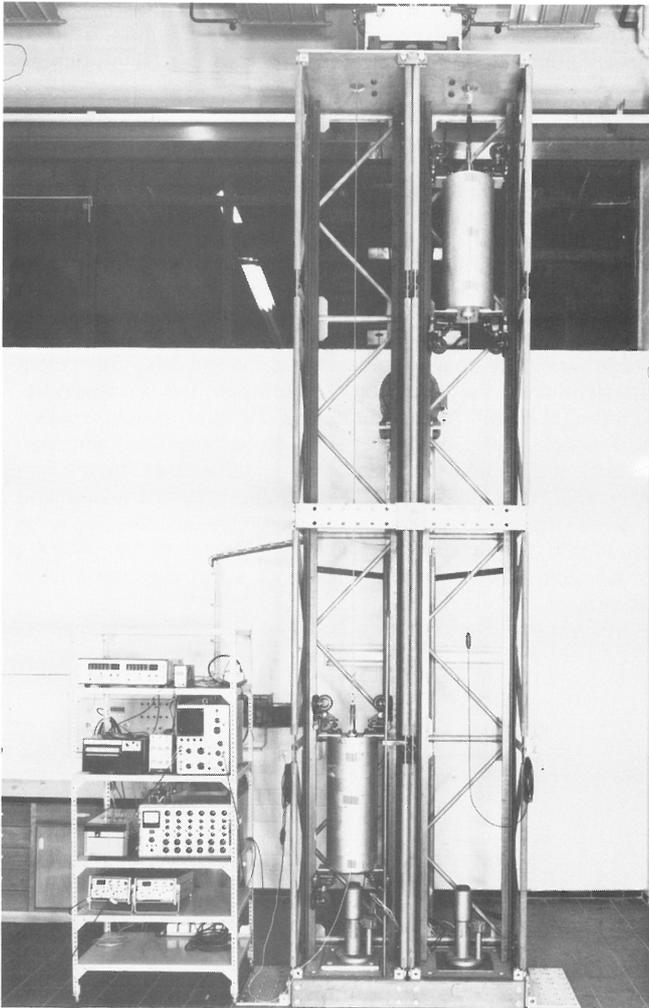


Abb. 131
Ansicht des Modellprüfstandes

Ausgeführt wurde der Prüfstand in Gerüstbauweise (Abb. 131). Die Simulation von Kabine und Gegengewicht erfolgte in gleicher Weise, indem Scheiben gleichen Durchmessers und unterschiedlicher Dicke über eine Spindel zu einer kompakten Masse verspannt werden. Die Massen 1 und 2 in Abb. 131 sind über Ausgleichswippen an zwei Tragseile angelenkt, und zwar über Zwischenstücke, die als Kraftgeber für die Seilkräfte ausgebildet wurden. Der Antrieb erfolgte über eine Treibscheibe und zwei Umlenkrollen, s. Abb. 132. Die Antriebsleistung wird von einem Leonard-Satz mit 7,5 kW Motorleistung aufgebracht. Die übliche Regelung über Ankerstrom und Felderregung ist in eine Thyristorfeldregelung mit Sollwertvorgabe zusammengefaßt worden. So kann die jeweils gewünschte Motordrehzahl vorgewählt werden. Daneben ist im bestimmten Bereich der zeitliche Anstieg der Drehzahl ebenfalls vorwählbar.

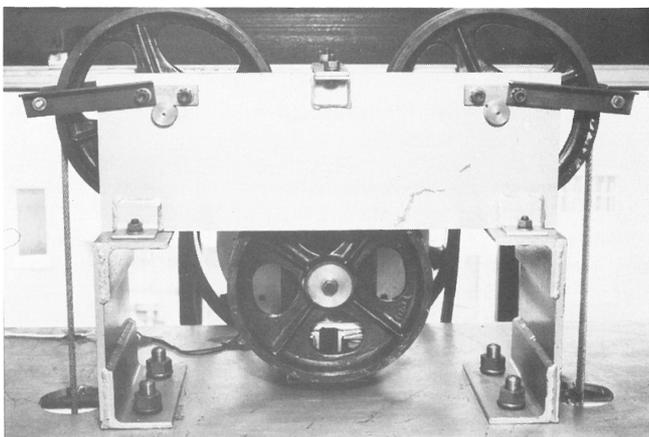


Abb. 132
Treibscheibe und Umlenkrollen des Modellprüfstandes

Die Motorleistung wird über schwingungsdämpfende und richtungsfehlerausgleichende Keilriemen gemäß Abb. 133 auf die Antriebswelle der Treibscheibe übertragen. Abb. 134 zeigt die Riemenscheibe auf der Antriebswelle, eine zwischengeschaltete elektromagnetische Kupplung und Umlenkrollen mit Sicherung gegen Verrutschen der Seile bei Schlaffseilbildung durch Bremsvorgänge mit Puffern. Abb. 135 zeigt den zur Drehzahlmessung verwendeten Tachogenerator.

Ein Schalter am Puffer schaltet die Kupplung beim Beginn der Bremsung des Gewichts durch den Puffer aus. Damit wird idealisiert die Notausschaltung bei Pufferberührung simuliert. Idealisiert insofern, als hier der Freilauf des Antriebes gewählt wurde, während in ausgeführten Anlagen unterschiedliche Trägheits- und Bremskräfte wirksam sind. Die Bremse der Antriebsmaschine ist häufig nur als Haltebremse bei Stillstand der Anlage ausgelegt, so daß der hier gewählte Freilauf eine erste Näherung zur Nachbildung des Antriebes ist.

In Abb. 131 ist ein typischer Meßaufbau für die Modellanlage wiedergegeben. Über einen Zähler wird die Drehzahl oder die Auftreffgeschwindigkeit gemessen. Mit induktiven Beschleunigungsaufnehmern wird die Beschleunigung der Massen 1 und 2

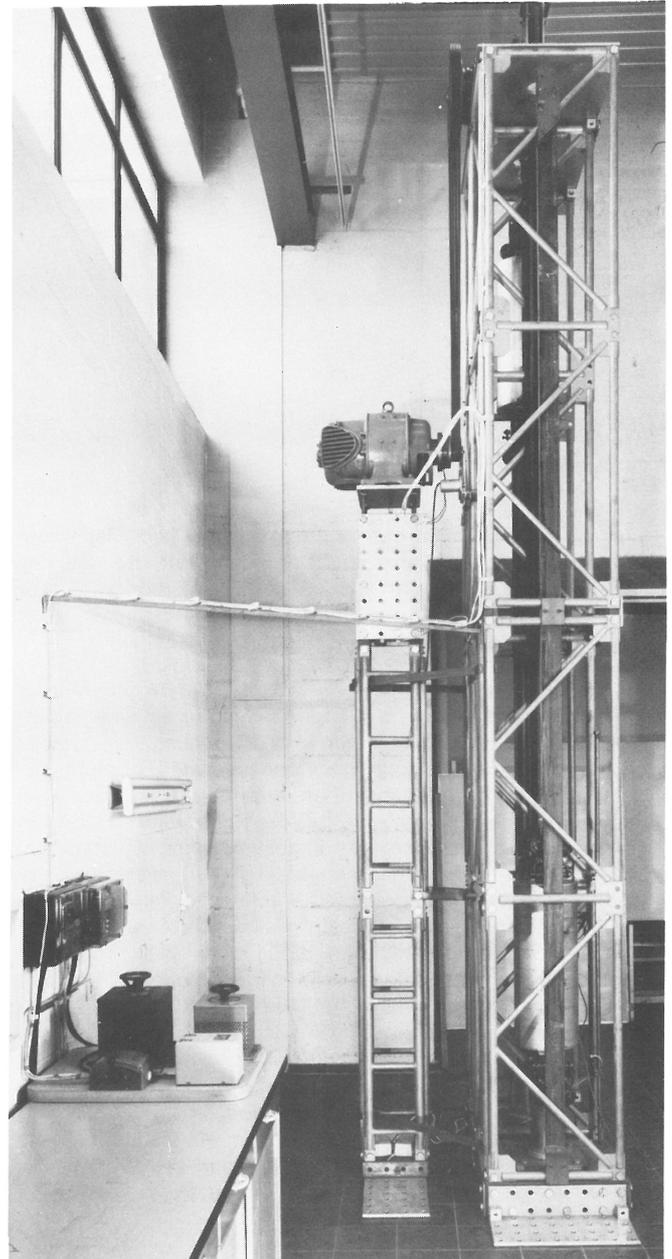


Abb. 133
Übertragung der Motorleistung mittels Keilriemen auf die Antriebswelle des Modellprüfstandes

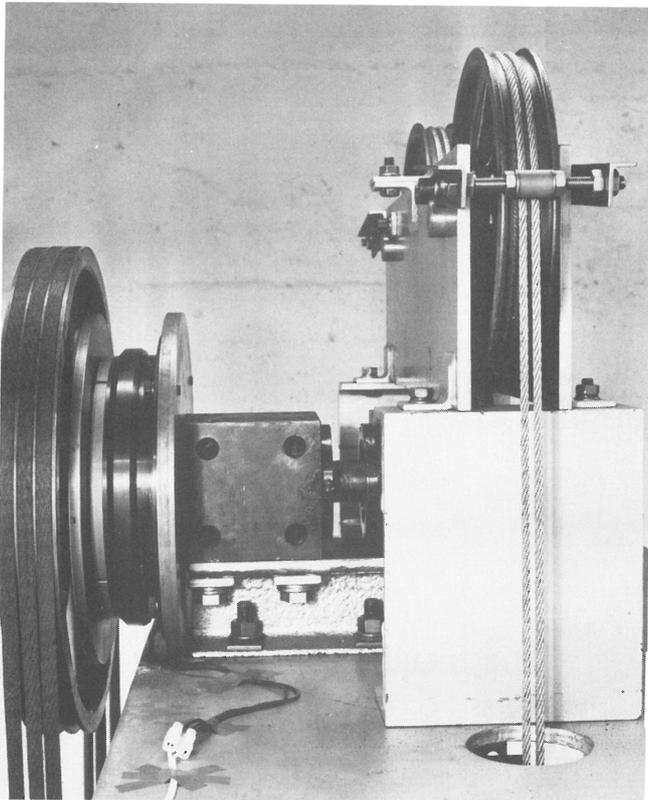


Abb. 134
Riemenscheibe auf der Antriebswelle des Modellprüfstandes

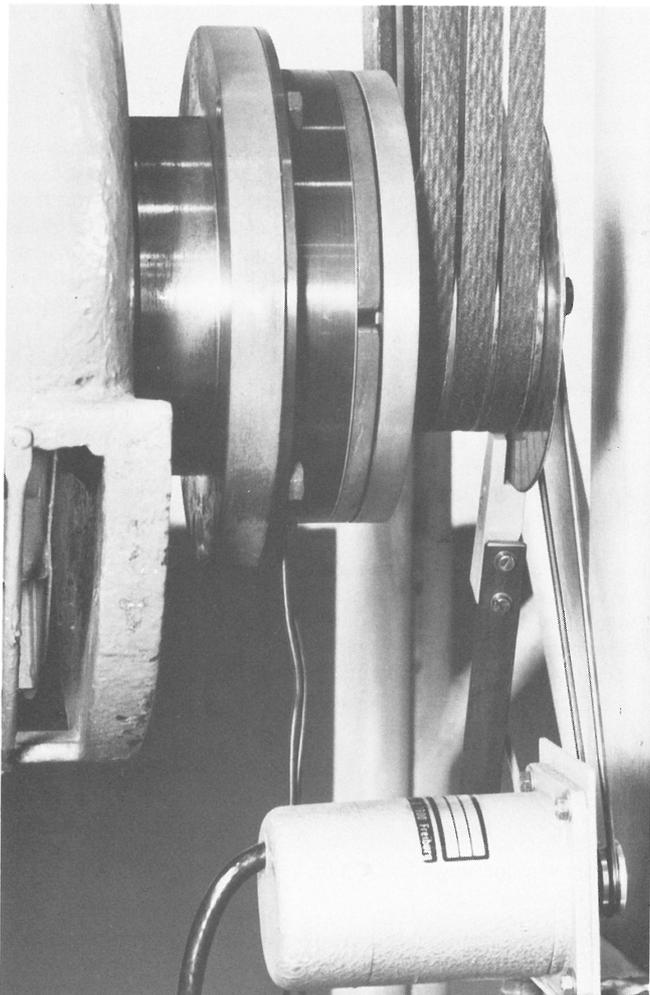


Abb. 135
Tachogenerator zur Messung der Drehzahl des Antriebsmotors des Modellprüfstandes

erfaßt. Über Meßbrücken werden die Signale der Seilkraftgeber aufgenommen und mit Hilfe eines Lichtstrahlszillographen aufgezeichnet. Parallel dazu können Meßsignale auf Transient-Recorder gegeben werden. Von dort ist ein nachträgliches Überspielen auf Kathodenstrahlszillographen wie auch ein Ausdrucken auf Lochstreifen möglich. Von Fall zu Fall können weitere Aufnehmer zugeschaltet werden, so z.B. Druckgeber, mit denen der Öldruck im Pufferzylinder gemessen wird.

4.2.3 Vergleichende Untersuchungen an verkleinerten Puffern

Die Bauart G-3 wurde als Hauptausführung betrachtet. Im Maßstab 1:1,37 wurde ein geometrisch verkleinertes Modell gefertigt.

Die Modellbeziehungen verifizierten sich wieder durch vergleichende Fallversuche. Die Abb. 136 und 137 zeigen eine Gegenüberstellung von Ergebnissen, die den modellmäßigen Verlauf der Verzögerung erkennen lassen.

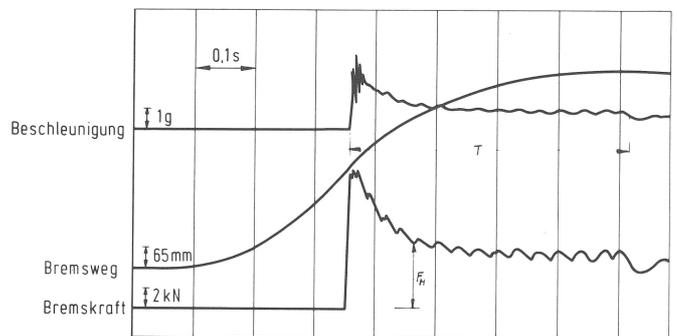


Abb. 136
Beschleunigungs-, Kraft- und Wegverlauf der Hauptausführung eines Puffers mit beispielhaft herausgezogener Bremszeit T und der Kraft F_H zu einem ausgewählten Zeitpunkt

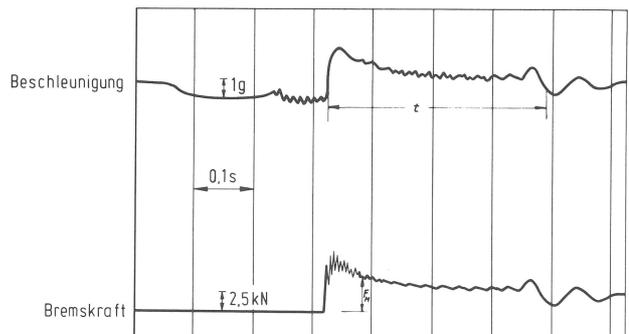


Abb. 137
Beschleunigungs- und Kraftverlauf der Modellausführung des Puffers von Abb. 136 mit der Bremszeit t und der Kraft F_M zu dem ausgewählten Zeitpunkt

Der modellmäßig verkleinerte Puffer wurde dann in Freifall- und Modellanlagenversuchen eingesetzt, um die Unterschiede der Verzögerungsverläufe am überschaubaren Beispiel darzustellen. Wie in 4.2.2 gezeigt, wurde kurz vor dem Aufprall der "Kabine" der Antrieb der Modellanlage ausgekuppelt; die Bremse wurde nicht eingesetzt. Dem üblichen Einsatzbereich von Aufzugsanlagen entsprechend zeigen die Abb. 138 a,b bis 140 a,b jeweils die Gegenüberstellung von Freifall- und Anlagenversuch. Dabei werden hier immer die Auslegungsgeschwindigkeiten erreicht, die Gewichte der "Kabine" variieren von $0,7 G_A$ bis $1,3 G_A$.

Abb. 139 zeigt die Versuche mit Auslegungsdaten ($v_0 = v_{A0}$, $G = G_A$). Im Freifallversuch stellt sich deutlich die annähernd konstante Verzögerung von $a = -1g$ ein, abgesehen von

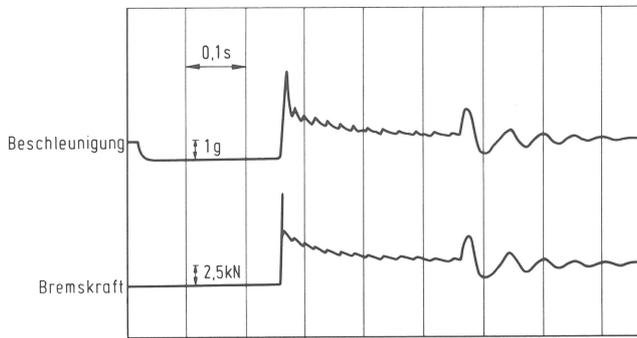


Abb. 138a
Beschleunigungs- und Kraftverlauf durch den Modellpuffer im Freifall für $G/G_A = 0,7$ und $v_0 = v_{A_0}$

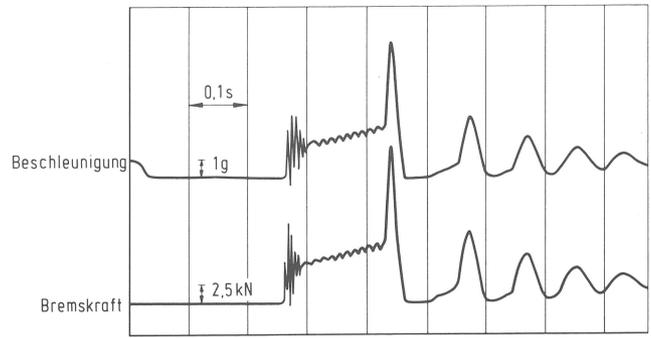


Abb. 140a
Beschleunigungs- und Kraftverlauf durch den Modellpuffer im Freifall für $G/G_A = 1,3$ und $v_0 = v_{A_0}$

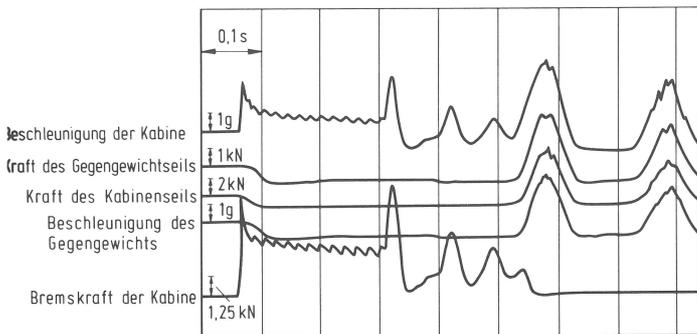


Abb. 138b
Beschleunigungs- und Kraftverläufe durch den Modellpuffer in der Modellanlage für $G/G_A = 0,7$ und $v_0 = v_{A_0}$

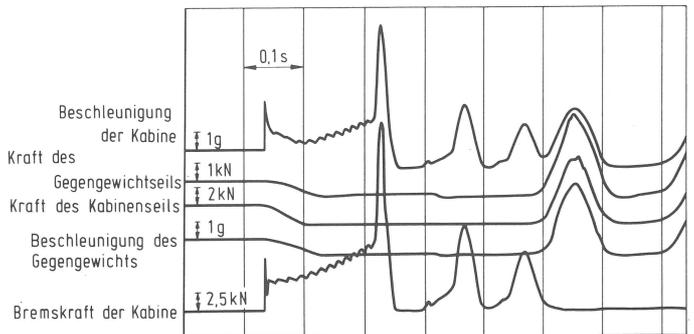


Abb. 140b
Beschleunigungs- und Kraftverläufe durch den Modellpuffer in der Modellanlage für $G/G_A = 1,3$ und $v_0 = v_{A_0}$

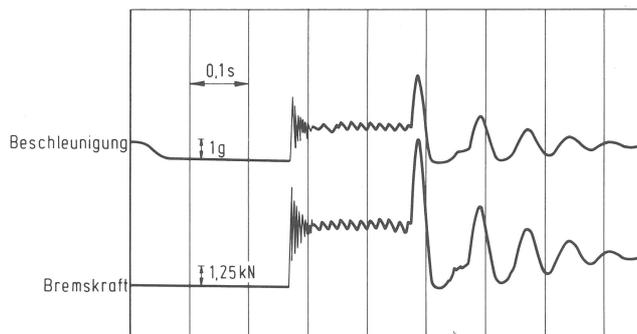


Abb. 139a
Beschleunigungs- und Kraftverlauf durch den Modellpuffer im Freifall für $G/G_A = 1,0$ und $v_0 = v_{A_0}$

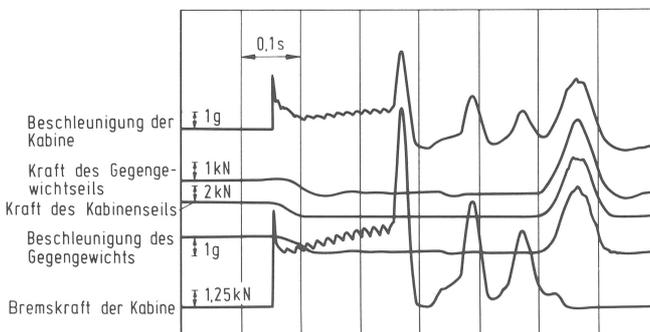


Abb. 139b
Beschleunigungs- und Kraftverläufe durch den Modellpuffer in der Modellanlage für $G/G_A = 1,0$ und $v_0 = v_{A_0}$

hochfrequenten Anfangsüberlagerungen und dem Stoß am Ende des Hubes. Dies ist eine Eigenart der Bauart, die auch in der Hauptausführung deutlich wurde. Die Schwingungen nach der Bremsung klingen rasch ab. Die Bremszeit t_B ist hier geringfügig kürzer als die Freifallzeit t_0 . Der Anlagenversuch in Abb. 139 zeigt zunächst, daß die Masse mit konstanter Geschwindigkeit, d.h. mit der Beschleunigung null, auf den Puffer aufsetzt. Unmittelbar nach dem Aufprall erfolgt ein steiler Anstieg der Verzögerung auf ca. -2 g , wenn man den Meßschrieb idealisiert. Die Verzögerung nimmt dann sofort wieder ab und geht auf etwa $-0,6\text{ g}$ zurück, bevor sich der größere Teil des Verlaufes dann dem des Freifallverlaufes stark annähert. Insbesondere der Stoß am Ende ist nahezu identisch, wie auch das Anschwingen zunächst gut übereinstimmt. Das dritte Maximum der Beschleunigung ist dann allerdings abweichend von dem Freifallversuch wieder höher als das zweite und sogar als das erste nach dem eigentlichen Bremsvorgang durch den Puffer.

Die Abweichungen im Anfangsbereich und im Ausschwingbereich lassen sich qualitativ aus den Seilkräften und der Gegengewichtsbeschleunigung erklären. Die Seilkraft auf der Kabinenseite S_K sinkt nicht plötzlich auf den Wert null, sondern entsprechend der Seilelastizität nimmt sie annähernd linear von $S_K = G_A$ auf $S_K = 0$ ab. In dieser Zeit gilt nach dem Newton'schen Grundgesetz

$$\ddot{x} = \left(1 - \frac{F_B}{G} - \frac{S_K}{G}\right) g \quad (4.9)$$

Zum Zeitpunkt des Aufsetzens ist $S_K = G$ so daß (4.9) einen Anfangsverzögerungswert ergibt, der um 1 g über dem im freien Fall liegt, vergl. (2.17.2).

Der Punkt mit $S_K = 0$ fällt dementsprechend mit dem Minimum der Verzögerung zusammen, für den weiteren Bremsverlauf gilt dann wieder der Zusammenhang nach (2.17.2).

Aufgrund der Seilelastizität stellt sich auch der theoretische Beschleunigungswert des Gegengewichtes von $|a| = 1\text{ g}$ erst

nach dem Übergang ein. Fällt das Gegengewicht nach der Abbremsung zurück, so entsteht selbst bei nicht losem, sondern nur entspanntem Seil ein Beschleunigungsstoß, der anfänglich unmittelbar mit der Seilkraft S_G zusammenhängt. Dem Übertragungsmechanismus an der Treibscheibe entsprechend baut sich die Seilkraft S_K dann auf und führt zu dem erhöhten dritten Beschleunigungsmaximum in der Ausschwingphase auf der "Kabinenseite".

Abb. 140 zeigt die Versuche mit Auslegungsgeschwindigkeit und maximaler Kabinenbelastung. Im Freifallversuch wird der ansteigende Verlauf der Verzögerung deutlich, der Stoß am Ende ist stark ausgeprägt. Der Anlagenversuch zeigt deutlich wieder den am Anfang zunächst erhöhten Verzögerungswert, und zwar entsprechend der Seilkraft S_K . Nach dem Rückgang der Seilkraft S_K steigt die Verzögerung ähnlich dem Freifallversuch, um nahezu denselben Wert vor dem Stoß zu erreichen. Der Stoß selber ist wiederum identisch. Die Abklingphase wird dann wieder beeinflusst von dem Gegengewicht, allerdings kann aufgrund der Gewichtsverhältnisse das zurückfallende Gegengewicht hier das dritte Beschleunigungsmaximum nicht mehr über das erste anheben.

Abb. 138 zeigt die Versuche mit Kleinstlast ($G = 0,7 G_A$). Im Anfang ist wieder die Steigerung der Verzögerung im Anlagenversuch gegenüber dem Freifallversuch zu erkennen. In der Ausklingphase wirkt sich das relativ schwerere Gegengewicht ungünstiger aus. Das dritte Beschleunigungsmaximum wird so stark erhöht, daß sogar der Stoß am Ende des Pufferhubes überschritten wird.

Die Kurvenform der Verzögerung während der Bremsung durch den Puffer wird durch die Elastizität des Seiles beeinflusst. Dadurch entstehen in der Anfangsphase der Bremsung höhere Verzögerungswerte als im Freifall. Im weiteren Verlauf gleichen sich die Freifall- und Anlagenverzögerungen. Die überhöhte Anfangsbremsung bewirkt beim Kleinstlastversuch, daß die Bremsdauer in der Anlage etwas kürzer ist als im Freifall. Beim Höchstlastversuch führt die Überhöhung im Anfang zu geringeren Absolutwerten. Der deutlich größere Anteil der Bremsdauer mit Seilkraftbeeinflussung bewirkt hier eine geringfügige Verlängerung der Bremsdauer gegenüber dem Freifallversuch.

Die Abweichungen der Verzögerungsverläufe während der Pufferbremsung von Freifall- und Anlagenversuchen sind bis auf einen Anfangsbereich gering. Die Abklingphase wird durch die zurückfallenden Gegengewichte unterschiedlich beeinflusst. Für Kleinstlastversuche ergibt sich eine starke Überhöhung der Beschleunigungsamplitude der Kabine durch den starken Gegengewichtseinfluß.

Wird ein Puffer mit überhöhter Geschwindigkeit beaufschlagt, so tritt diese Überhöhung in der Verzögerungskurve verspätet auf, s. Abb. 141. Mit der anlagenbedingten Anfangsüberhöhung ergibt sich für $v_0 = 1,1 v_{A0}$ und $G = G_A$ ein zeitlicher Mittelwert deutlich über 1 g, so daß hier Schlaffseil auftritt und zu deutlich höheren Beschleunigungsamplituden in der Abklingphase führt.

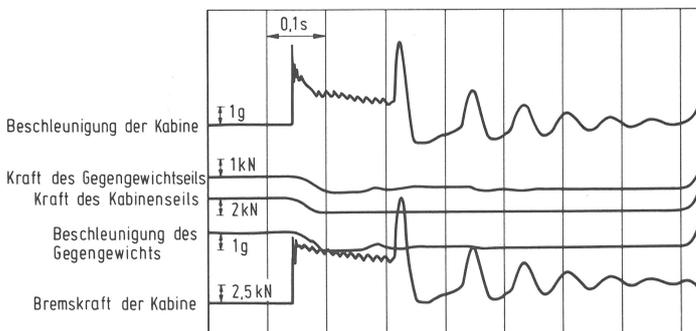


Abb. 141 Beschleunigungs- und Kraftverläufe durch den Modellpuffer in der Modellanlage für $G/G_A = 1,0$ und $v_0 = 1,1 v_{A0}$

Bei geringeren Geschwindigkeiten (Abb. 142, $v_0 = 0,9 v_{A0}$, $G = G_A$) tritt der Gegengewichtseinfluß nach kürzerer Zeit auf und kann damit den Abklingvorgang noch am Anfang beeinflussen.

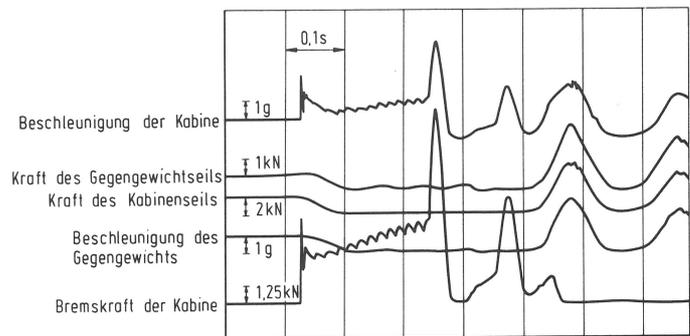


Abb. 142 Beschleunigungs- und Kraftverläufe durch den Modellpuffer in der Modellanlage für $G/G_A = 1,0$ und $v_0 = 0,9 v_{A0}$

4.3 Bewertung der Anlagenversuche

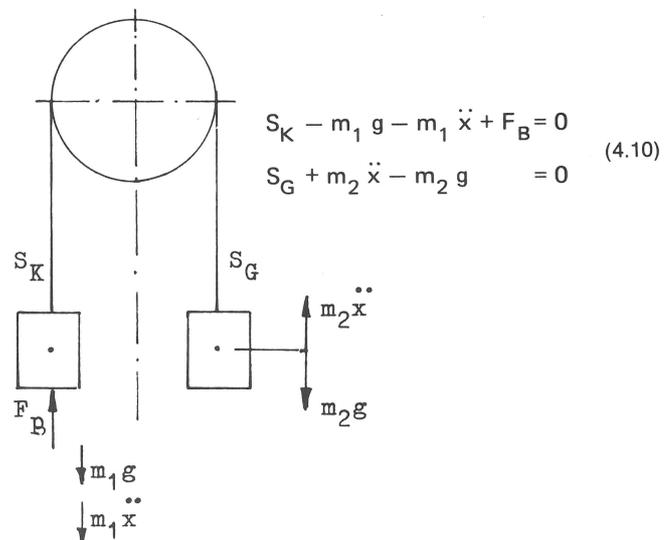
Die Unterschiede zwischen Freifall- und Anlagenversuche beruhen im wesentlichen auf zwei Tatsachen:

Im Freifall erreicht die "Kabine" den Puffer mit der Auftreffgeschwindigkeit und wird über einen kurzen Hubanteil noch weiter beschleunigt, während in der Anlage die "Kabine" den Puffer mit gleichförmiger Geschwindigkeit trifft. In der Anlage wirkt sich dann noch die Seildehnung aus, die von der Seilelastizität und der -länge bestimmt wird.

Die Frage nach der theoretischen Beschreibung der Verzögerungsverläufe in Anlagen wird kurz betrachtet. Wegen des großen Einflusses anlagenspezifischer Konstruktionselemente, insbesondere der Seildimensionierung und zusätzlich der Auslegung der Antriebsanlage, ist jedoch eine verallgemeinerbare Berechnung nicht möglich. Die Unterschiede der Verzögerungen in Freifall- und Anlagenversuchen werden vom Verfasser auch als nicht so gravierend angesehen, wenn die Verzögerungen als Stoßfunktionen für die Belastung des Menschen betrachtet werden. Die Freifallverzögerungen sind dafür hinreichend genau; darüber hinaus können die anlagenspezifischen Abweichungen bei der Stoßfunktionsvorgabe berücksichtigt werden.

Zunächst zur Frage nach der theoretischen Beschreibung der Verzögerungsverläufe in Anlagen:

Es soll idealisierend angenommen werden, daß genau zu dem Zeitpunkt, zu dem die Kabine den Pufferkolben berührt, die Antriebscheibe vom Antriebsaggregat abgekoppelt sei und sich frei auf der Welle drehen kann. Für das abgebildete System schreibt man dann



Dabei bedeuten:

S_K = Seilkraft auf der Kabinenseite und

S_G = Seilkraft auf der Gegengewichtsseite

Bei Freilauf der Treibscheibe gilt $S_K = S_G$ und damit ergibt sich aus (4.10) für die Beschleunigung

$$\ddot{x} = \frac{F_B}{m_1} - \frac{m_1 - m_2}{m_1 + m_2} g \quad (4.10.1)$$

Setzt man wie in 3.1 für $F_B = p A_K$ und für $p = p_0 S/s (v/v_0)^2$ und bildet dann dp/ds so erhält man schließlich

$$\frac{p}{p_{A_0}} = \frac{1}{k_A - 1} (k_A - 1) \left(\frac{v_0}{v_{A_0}}\right)^2 - \kappa \left(\frac{s}{S}\right)^{k_A - 1} + \kappa \quad (4.11)$$

bzw.

$$\frac{a(s)}{g} = \frac{\kappa}{k_A - 1} + \frac{k_A (k_A - 1) \left(\frac{v_0}{v_{A_0}}\right)^2 - \kappa}{k_A - 1} \left(\frac{s}{S}\right)^{k_A - 1} \quad (4.12)$$

Dabei bedeuten

$$k_A = \frac{p_{A_0} A_k}{g (m_1 + m_2)} \quad \text{und} \quad \kappa = \frac{m_1 - m_2}{m_1 + m_2}$$

Die Gleichungen (4.11) und (4.12) korrespondieren mit den Gleichungen (3.9.1) und (3.12). Sie gehen auch in diese über für $m_2 = 0$; dann wird $\kappa = 1$ und $k_A = k$.

Die Gleichungen (4.11) und (4.12) gelten auch nur solange die Seilkräfte von null verschieden sind. Bei vernachlässigter Seildehnung gelten sie demzufolge nur für Lasten $G > G_A$ und nur solange, bis die Seilkräfte auf null zurückgegangen sind. Für Kleinstlasten gelten sie nicht, da gelten für die getroffenen Annahmen (Freilauf und keine Seildehnung) sofort die Gleichungen (3.9.1) und (3.12).

Die Rechnung mit (4.12) gilt folglich immer nur für $a(s)/g \leq 1$. Für $a(s) > 1$ muß auch für Höchstlasten auf (3.12) übergegangen werden.

Der Unterschied zum freien Fall besteht in erhöhten Anfangswerten. Für $G/G_A = 1,3$ errechnet sich nach (3.12) ein Anfangswert von $a(s=S)/g = 0,54$ für den freien Fall, während nach (4.12) $a(s=S)/g = 0,74$ für die Anlage ermittelt wird.

Qualitativ wird damit die Messung bestätigt, die für Anlagenversuche immer erhöhte Anfangswerte gegenüber den Freifallversuchen ergeben hatte.

Für gespannte Unterseile ergäbe sich die Berücksichtigung des Gegengewichtes auch für die Kleinstlast. Mit vernachlässigter

Seildehnung könnte so die wegabhängige Beschleunigung für parabolisch gradierte Puffer angegeben werden.

Die Versuche unter 4.2.3 haben jedoch gezeigt, daß die Seildehnung erstens einen Einfluß auf die Ausbildung der Beschleunigungsverläufe der "Kabine" hat und daß zweitens dieser Einfluß zwischen Höchst- und Kleinstlastversuchen unterschiedlich ist. Die Berücksichtigung der Seilelastizität bedingt, daß nach Blokland [48] vier Phasen zu unterscheiden sind: Phase 1 ist dabei gekennzeichnet durch anwachsende Pufferkraft und abnehmende Seilkraft S_K , ohne daß jedoch das Seilkraftverhältnis kleiner wird als die Treibfähigkeit, also für Höchstlast z.B. $S_K/S_G < e^{\mu\alpha}$ bleibt.

Phase 2 ist gekennzeichnet durch rutschende, aber noch nicht spannungslose Seile.

In Phase 3 sind die Seile schlaff, das sich zwar noch immer aufwärtsbewegende Gegengewicht und die Kabine sind entkoppelt.

Die Phase 4 berücksichtigt dann das zurückgefallene Gegengewicht.

Die in [48] angegebenen Gleichungen konnten dort für Federpuffer gelöst werden; für hydraulische Puffer sind für die entsprechenden Differentialgleichungen keine Lösungen in geschlossener Form anzugeben.

Eine numerische Lösung könnte für die vier Phasen angegeben werden, jedoch nicht verallgemeinert, sondern nur speziell für jede Anlage. Dazu müßten dann bekannt sein:

- Kabinenkonstruktion
- Kabinenaufhängung
- Seilelastizität
- Seillänge
- Treibscheibenanordnung
- Antriebsmaschine
- Bremse.

So könnte immer nur für eine bestimmte Anlage eine Aussage getroffen werden.

In dieser Arbeit wird diese Lösung nicht angegeben. Die Unterschiede zwischen Freifall- und Anlagenverzögerungen wertet der Verfasser als nicht wesentlich, wenn mit diesen Verzögerungen die Belastungen eines in der Kabine befindlichen Menschen abgeschätzt werden sollen. Einerseits sind die Unterschiede auf einen Anfangsbereich des Verzögerungsverlaufes beschränkt und andererseits müssen zur Abschätzung der Belastung des Menschen notwendigerweise Idealisierungen vorgenommen werden, um zu allgemeingültigen Aussagen zu gelangen.

So werden die im Freifall ermittelten Belastungskollektive verwendet und die gemessenen Abweichungen der Anlagenversuche gegenüber den Freifallversuchen qualitativ berücksichtigt.

5. Belastung des Menschen durch Pufferstöße

Mechanische Schwingungen belasten den menschlichen Körper entsprechend ihrer Stärke, Frequenz und Einwirkungsstelle als Ganzes. Daneben werden ggf. auch einzelne Körperstellen noch besonders beansprucht. Nach den heutigen Erkenntnissen über die Zusammenhänge scheint es möglich, ein einheitliches Maß der Einwirkung von mechanischen Schwingungen auf den Menschen anzugeben, das im wesentlichen aus der Simulation des Menschen durch gedämpfte Feder-Masse-Systeme hergeleitet wird. Frequenz, Schwingungsgröße, -richtung und -einwirkdauer sind die maßgebenden Faktoren, die für stoßartige Belastungen nach Meinung des Verfassers um den Faktor für die Stoßform zu erweitern sind.

Die Größe der Wahrnehmung und Belastung hängt darüber hinaus von der subjektiven Einstellung des Menschen ab, was unmittelbar in die Problematik der Beurteilung der Erträglichkeit eingeht.

In einer der ersten Untersuchungen zur Empfindlichkeit des Menschen gegen Stöße definieren Reiher, W., und F.J. Meister [16] folgende Gebiete der Empfindung:

- 0: Nicht spürbar
- Ia: Gerade spürbar
- Ib: Gut spürbar
- Ic: Stark spürbar, lästig
- IIa: Unangenehm, bei längerer Dauer gefährlich
- IIb: Außerordentlich unangenehm, unbedingt schädlich.

Sie untersuchten 10 Personen auf einem Schwingtisch, der einmal bzw. sechsmal pro Sekunde einen Sinusstoß aufbrachte. Die vertikale Beanspruchung wirkte auf den stehenden und liegenden Menschen. Um eine Zuordnung der angegebenen Werte zur Beschleunigung zu erhalten, nähert der Verfasser die Schwingung des Tisch-Weges durch

$$s_r = \frac{A_s}{2} \sin \frac{\pi}{t_s} t \quad (5.1)$$

an. Dabei ist A_s der Vollausschlag der Weg-Schwingung und t_s die Stoßdauer. Aus (5.1) ergibt sich durch zweimalige Differentiation die Beschleunigung und damit deren Maximalwert

$$\ddot{s}_{r_{\max}} = a_{\max} = \frac{A_s \pi^2}{2 t_s^2} \quad (5.2)$$

In Diagrammen in [16] sind die Wegamplituden von sinusförmigen Schwingungen über die Dauer des Stoßes t_s für die verschiedenen Gebiete der Empfindlichkeit aufgetragen. Es handelt sich um Geraden in doppellogarithmischem Maßstab. Wertet man diese Diagramme für 1 Stoß je Sekunde und für

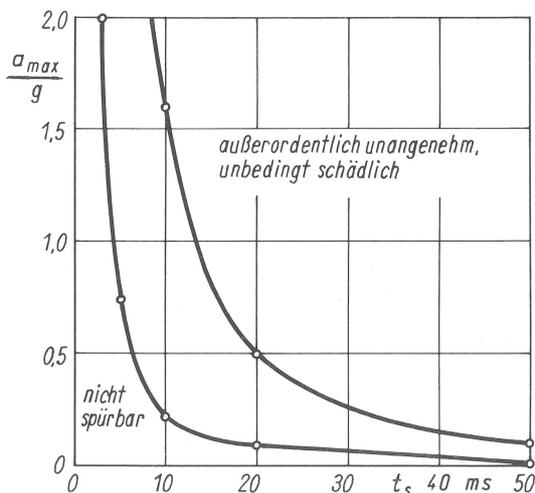


Abb. 143
Gebiete verschiedener Empfindungen (1 Stoß pro Sekunde)

6 Stöße je Sekunde mit (5.2) aus und trägt nur die die Grenzgebiete (nicht spürbar: 0, und unbedingt schädlich: IIb) beschreibenden Zusammenhänge auf, so erhält man die in den Abb. 143 und 144 wiedergegebenen Abhängigkeiten der maximalen Beschleunigungen von der Stoßdauer. Danach müßte vermutet werden, daß übliche Pufferstöße immer in die Rubrik IIb (außerordentlich unangenehm, unbedingt schädlich) fallen.

Der grundsätzliche Zusammenhang einer annähernd hyperbolischen Abhängigkeit von ertragbarer Beschleunigung und Einwirkzeit wurde 1940 auch von Ruff [20] dargestellt. Zeller betrachtete schon 1932/1933 in [49] die Angaben von Reiher über die Schwellwerte der Schädigung des Menschen sehr kritisch.

Aus neueren Arbeiten auf dem Gebiet der Schwingungsbeanspruchung des Menschen kann aber heute eine realistische Angabe über die Belastung des Menschen durch Pufferstöße hergeleitet werden. Insbesondere gibt Dupuis in [30] einen Überblick über die angewendeten Methoden und vorhandene Literatur zu dem Problem.

Bevor in dieser Arbeit die Bewertungen nach der VDI-Richtlinie 2057 [50] und nach der vom Verfasser auf der Basis eines einfachen Schwingungsmodells als Nachbildung für den Menschen aufgestellten bzw. erweiterten Methode beschrieben werden, muß zunächst untersucht werden, ob die Pufferstöße als Anregungsfunktion für den Menschen als schwingfähiges System verwendet werden dürfen.

5.1 Einfluß nicht starrer Massenanteile auf die Ausbildung der Bremsverläufe

Aufgrund der in 4.3 dargelegten Zusammenhänge soll für die Abschätzung der Belastung des Menschen grundsätzlich von den Freifallbremsverläufen ausgegangen werden. Qualitativ werden die charakteristischen Abweichungen der Bremsverläufe in Anlagen gegenüber den Freifallverläufen berücksichtigt. Zunächst muß erst der Einfluß nicht starrer Massenanteile (Mensch) auf die Ausbildung der Bremskraftverläufe untersucht werden. Theoretisch handelt es sich z.B. bei einer starren Kabine und mitfahrenden Menschen, die in erster Näherung als lineares Feder-Masse-System angesehen werden können [30], um zwei gekoppelte Differentialgleichungen für die Bewegungsabläufe des Kabinen- und des Menschen-Schwerpunktes. Solange die Kabinenmassen relativ groß gegenüber der Nutzlast sind, wird der Einfluß der nicht starren Massenanteile auf die Ausbildung der Bremsverläufe gering sein. Dies wird nachfolgend gezeigt:

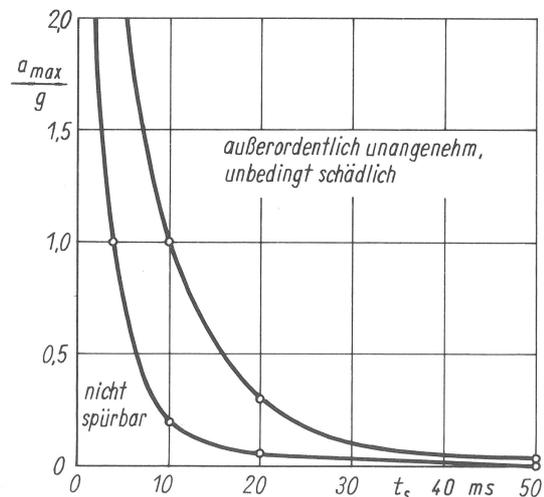


Abb. 144
Gebiete verschiedener Empfindungen (6 Stöße pro Sekunde)

Versuche mit einem für Vorversuche zur Modellanlage gefertigten Puffer mit $G_A \approx 400$ kg und $v_{A_0} \approx 2,6$ m/s wurden für diesen Nachweis herangezogen. Ein Teil der Versuche wurde ausschließlich mit starrer Masse, deren Größe variiert wurde, durchgeführt. Der zweite Teil der Versuche wurde mit starrer Masse und einer zusätzlichen Versuchsperson durchgeführt. Verglichen werden nun die Versuche aus Teil 1 und 2 mit jeweils ungefähr gleicher Gesamtmasse. Aus der Versuchsreihe von insgesamt 36 Versuchen geben die Abb. A2 bis A8 einen Überblick, s. Anhang. Die Beschleunigungsverläufe wurden mit einem auf der starren Masse befestigten Aufnehmer registriert. Die vier verschiedenen mitgeführten Versuchspersonen hatten unterschiedliche Gewichte zwischen 65 kg und 85 kg.

Das Ergebnis kann folgendermaßen beschrieben werden: Für alle Versuche mit relativ großem Anteil an starrer Masse ergibt sich eine genügend gute Übereinstimmung zwischen den Beschleunigungsverläufen der Versuche aus Teil 1 und Teil 2 (Abb. A2 bis A4). Selbst für Versuche, bei denen die Kabinenmasse zu ca. 140 kg simuliert wurde, also der schwingfähige Anteil (65 kg bis 85 kg) einen großen Prozentsatz an der Gesamtmasse ausmacht, ergeben sich noch große Ähnlichkeiten in den Beschleunigungsverläufen aus beiden Teilen der Versuchsreihe.

Nach Angaben des TÜV Berlin und der Firmen Flohr-Otis und Schindler in Berlin kann davon ausgegangen werden, daß die Verhältnisse von Nutzlast zu Kabinenmasse sich wie in Abb. 145 verteilen. Danach werden die gefederten Massenanteile an der Gesamtmasse selbst für Leichtbauweise 50 % nicht überschreiten.

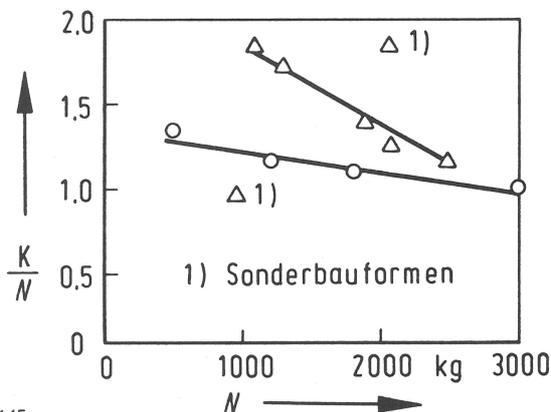


Abb. 145 Verhältnis von Kabinen- zu Nutzlast (K/N) als Funktion der Nutzlast (N) für verschiedene ausgeführte Aufzüge

Gefederte Massenanteile beeinflussen zwar den sich ausbildenden Bremsverlauf, jedoch ist für übliche Aufzugsanlagen davon auszugehen, daß dieser Einfluß gegenüber dem Bremsverlauf einer starren Gesamtmasse vernachlässigt werden kann.

5.2 Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen nach VDI-Richtlinie 2057

In die VDI-Richtlinie 2057 [50] sind wesentliche Arbeiten von Autoren eingeflossen, die sich mit der Schwingbeanspruchung des Menschen befassen, so u.a. auch die grundlegenden Ergebnisse von Dieckmann [24] und Dupuis [30]. Demnach ist die Wahrnehmungsstärke eine Funktion der Schwingungsgröße. Bei tiefen Frequenzen bis etwa 10 Hz ist als Schwingungsgröße die Beschleunigung, oberhalb von 10 Hz die Schwinggeschwindigkeit zu nehmen. Dabei ist die Wahrnehmungsstärke bis etwa 5 Hz der Schwingbeschleunigung proportional. Im Übergangsbereich von 5 Hz bis 10 Hz gilt der proportionale Zusammenhang nicht, da die Eigenfrequenz des menschlichen Körpers bei 5 Hz bis 6 Hz liegt.

In [30] wird empfohlen, in Versuchen die Beschleunigung zu messen, weil einerseits die Meßtechnik dazu adäquat entwickelt

ist und andererseits nach [50] die Beschleunigung bis 10 Hz maßgebend für die Bewertung ist

Für stoßartige Belastungen kann die VDI-Richtlinie 2057 allerdings nur als Anhalt genommen werden, da sie streng nur für Schwingungen, also wiederholte Bewegungen, gilt. Da jedoch für den stehenden Menschen nur wenige Einzelergebnisse vorliegen, wird nach [30] die Bewertung eines Stoßvorganges mit der VDI-Richtlinie 2057 als erste Näherung herangezogen.

Um die Bewertung der Pufferstöße $a(t)$ nach der VDI-Richtlinie 2057 vornehmen zu können, müssen die ermittelten Pufferstöße auf Schwingungen zurückgeführt werden. Dazu werden die gemessenen oder errechneten Funktionen $a(t)$ durch eine Fourier-Reihe angenähert:

$$F_n(x) = a_0 + a_1 \sin x + a_2 \sin 2x + \dots + a_n \sin nx + b_1 \cos x + b_2 \cos 2x + \dots + b_n \cos nx \quad (5.3)$$

Über die Beziehungen $A_k = \sqrt{a_k^2 + b_k^2}$ und $\varphi_k = \arctan a_k/b_k$ für $k = 1, 2, \dots, n$ kann (5.3) auch wie folgt beschrieben werden:

$$F_n(x) = a_0 + A_1 \sin(x + \varphi_1) + A_2 \sin(2x + \varphi_2) + \dots + A_n \sin(nx + \varphi_n)$$

Mit der Periodendauer T und der jeweiligen Zeit t ergibt sich der Zusammenhang $x/t = 2\pi/T$, was mit $\omega = 2\pi/T$ für x die Zuordnung $x = \omega t$ ergibt.

Bei endlicher Zahl der Glieder der Fourier-Reihe treten Abweichungen der angenäherten von der ursprünglichen Funktion auf. Besonders an den Sprungstellen, wie sie bei den theoretischen Beschleunigungsfunktionen der Puffer am Anfang und Ende vorliegen, ergeben sich die angenäherten Werte gemäß

$$f(x) = \frac{1}{2} [f(x + 0) + f(x - 0)] \quad (5.4)$$

Die Fourier-Zerlegung kann nach [41] mit der Runge-Faltung im Rechenaufwand stark reduziert werden. Als Rechensprache wurde FORTRAN IV verwendet, als Rechenanlage die Telefunkenrechner TR 86 und TR 440.

Abb. 146 zeigt Beispiele der Fourier-Zerlegungen von zeitabhängigen Beschleunigungsverläufen.

Für die Bewertung der Wirkung des Pufferstoßes auf den Menschen werden nun die Einzelschwingungen der verschiedenen Ordnungen der Fourier-Zerlegung herangezogen. Die Wahrnehmungsstärke (K_a -Wert) nach [50] ist definiert zu

$$K_a = a \frac{\alpha}{\sqrt{1 + (f/f_0)^2}} \quad (5.5)$$

mit: a = Schwingbeschleunigung in m/s^2 als Effektivwert

f = Schwingfrequenz in Hz

$$\alpha = 18,0 \frac{K_a\text{-Wert}}{m/s^2}$$

$f_0 = 10$ Hz

Jeder Schwingung der verschiedenen Ordnungen in der Fourier-Reihe werden gemäß (5.5) K_a -Werte zugeordnet.

Faßt man nun alle K_a -Werte für die Beschleunigung bis zu Frequenzen von 10 Hz als maßgebend auf, so ergeben sich die in den Abb. 147 bis 153 wiedergegebenen Zusammenhänge. Je nachdem, wo nun die Erträglichkeitsgrenze für Puffervorgänge angenommen wird, erhält man entsprechende zulässige Bereiche. Wählt man die Grenze bei $K_a = 60$, was der Stufe I (sehr stark spürbar) in [50] entspricht, so erkennt man deutlich Verschiebungen der zulässigen Bereiche mit der Auftreffgeschwindigkeit. Für die Auslegungsauffreffgeschwindigkeit v_{A_0} ergibt sich ein Lastbereich $0,5 \leq G/G_A \leq 1,4$, der sich in etwa deckt mit den im Aufzugsbau üblichen Bereichen von Last zu Auslegungslast. Höhere Auftreffgeschwindigkeiten $v_0 > v_{A_0}$ führen einerseits zu Mittelwerten $a_m(s) > 1g$ und andererseits zu

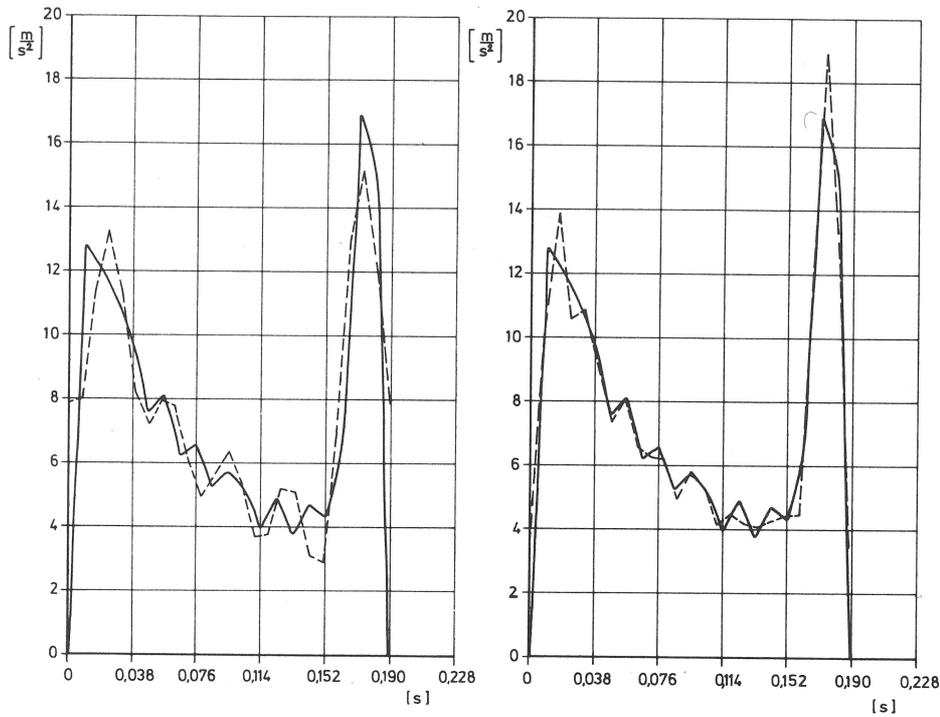


Abb. 146
Gemessene Beschleunigung als Funktion der Zeit im Vergleich zu Fourier-Zerlegungen (gestrichelt); links sind die ersten 5 Fourier-Koeffizienten und rechts die ersten 9 berücksichtigt worden

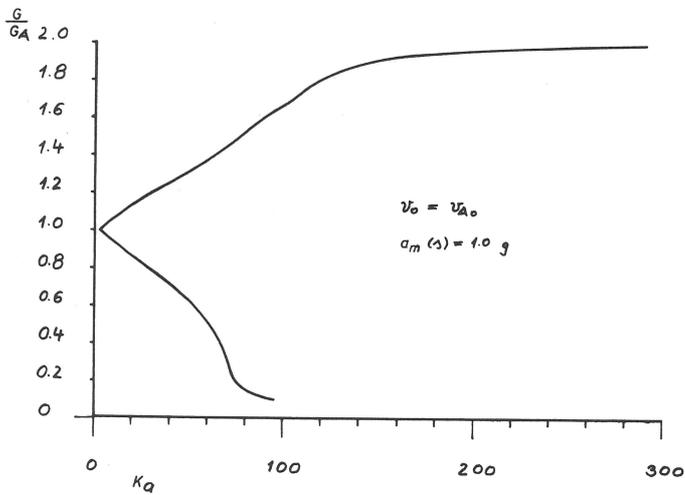


Abb. 147
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_A -Wert für $v_0 = v_{A_0}$

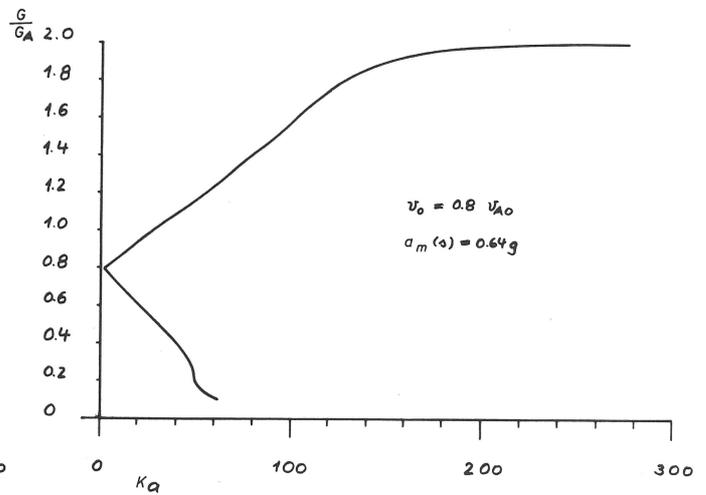


Abb. 149
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_A -Wert für $v_0 = 0,8 v_{A_0}$

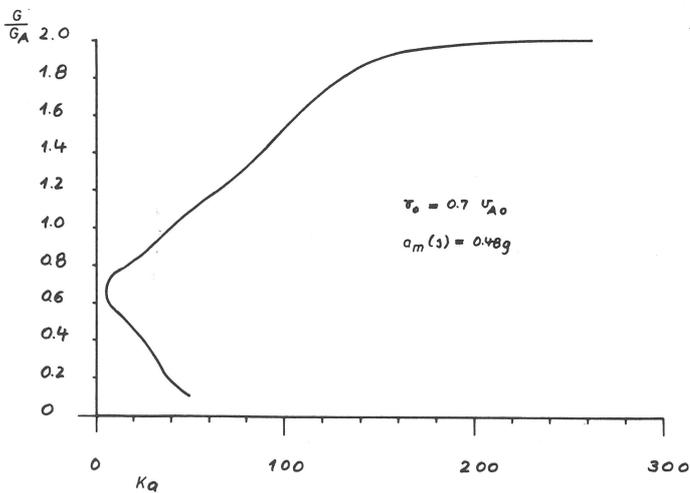


Abb. 148
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_A -Wert für $v_0 = 0,7 v_{A_0}$

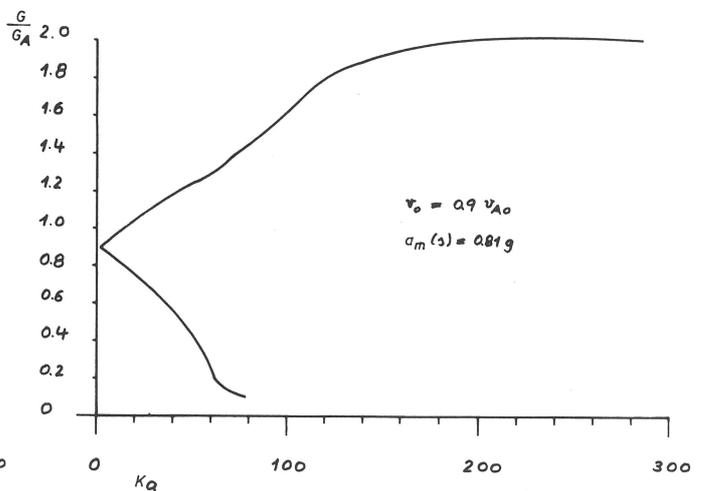


Abb. 150
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_A -Wert für $v_0 = 0,9 v_{A_0}$

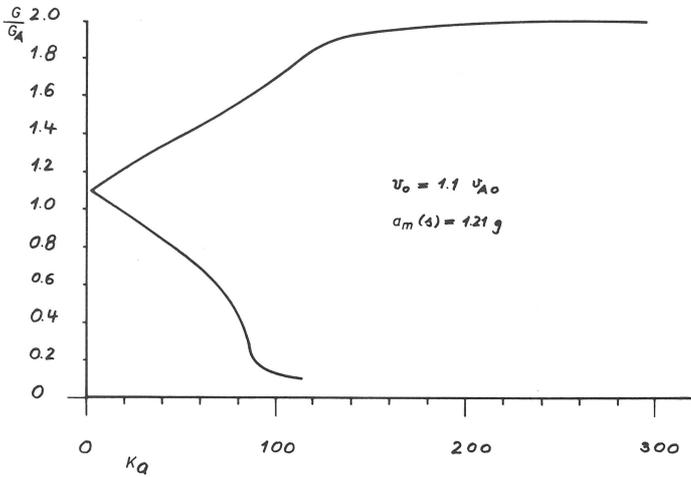


Abb. 151
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_a -Wert für $v_0 = 1,1 v_{A_0}$

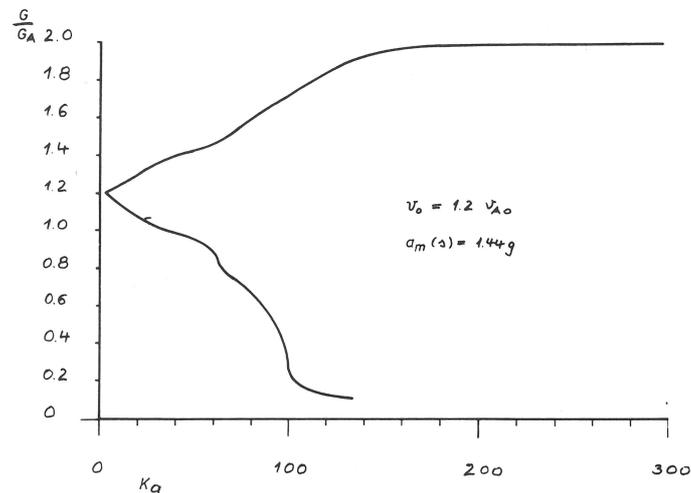


Abb. 152
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_a -Wert für $v_0 = 1,2 v_{A_0}$

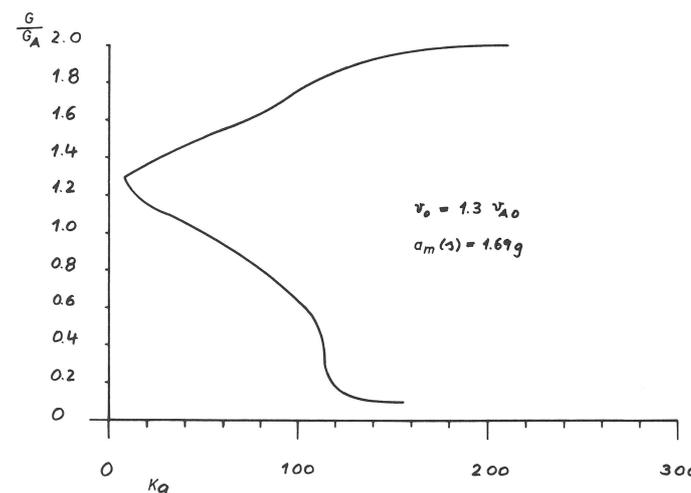


Abb. 153
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum K_a -Wert für $v_0 = 1,3 v_{A_0}$

einer Verschiebung des zulässigen Lastbereiches nach oben. Eine Einengung des Lastbereiches für gleiche K_a -Werte gegenüber dem Zusammenhang für die Auslegungsauffreffgeschwindigkeit ist hervorzuheben. Der Bereich wird von einem Optimum an Erträglichkeit gekennzeichnet, das bei dem Wert von G/G_A liegt, der dem Verhältnis v_0/v_{A_0} entspricht.

Dies bedeutet, daß höhere Geschwindigkeiten $v_0 > v_{A_0}$ und geringer belastete Kabine den Menschen besonders beanspruchen.

Niedrigere Auftreffgeschwindigkeiten $v_0 < v_{A_0}$ führen zu Mittelwerten $a_m(s) < 1g$ und zu einer Verschiebung des zulässigen Lastbereiches nach unten, also zu kleineren Werten von G/G_A .

Gleichzeitig erfährt dieser Bereich eine Ausweitung, wieder um das Optimum, das dem Geschwindigkeitsverhältnis v_0/v_{A_0} entspricht.

Dies bedeutet, daß niedrigere Geschwindigkeiten $v_0 < v_{A_0}$ und hoch belastete Kabine den Menschen besonders beanspruchen. Zusammenfassend kann festgestellt werden, daß die Versuche mit den ausgeprägtesten Maxima der Beschleunigung die belastendsten sind. Ein Einzelwert, wie etwa der wegabhängige Mittelwert $a_m(s)$ ist demnach keinesfalls ein hinreichendes Kriterium für die Belastung des in der Kabine mitfahrenden Menschen. Die Simulation des Menschen als Feder-Masse-System erfordert die Heranziehung zeitabhängiger Anregungsfunktionen. Aber auch der zeitliche Mittelwert $a_m(t)$ als Einzelwert ist keine hinreichende Bewertungsgröße für die Erträglichkeit. Vielmehr sind der Beschleunigungsverlauf und seine Dauer von maßgebender Bedeutung. Die Dauer der Pufferstöße und damit der Belastung des Menschen hängt von den Betriebsgeschwindigkeiten ab. Betrachtet man Betriebs- und damit Auftreffgeschwindigkeiten von $v_0 \geq 1,25 \text{ m/s}$, bis zu $v_0 = 8,0 \text{ m/s}$, so gehören dazu Bremszeiten t_B von 0,125 s bis 0,8 s, konstante Verzögerung von 10 m/s^2 angenommen. Für den Lastbereich $0,5 \leq G/G_A \leq 1,5$ sind die Pufferstöße bei Betriebsgeschwindigkeit von 1,25 m/s, 2,0 m/s, 4,0 m/s und 8,0 m/s untersucht worden. Die rechnerisch ermittelten zeitabhängigen Beschleunigungen wurden gemäß o.a. Verfahren in Fourier-Reihen zerlegt. Eine Aussage für die Beanspruchung des Menschen leitet der Verfasser durch eine Summation der K_a -Werte für Frequenzen bis ca. 10 Hz aus der Superponierbarkeit der Einzelschwingungen der Fourier-Zerlegung her.

Die Anwendung der Summation führt dann zu den in den Abb. 154 bis 156 dargestellten Zusammenhängen. Das Optimum

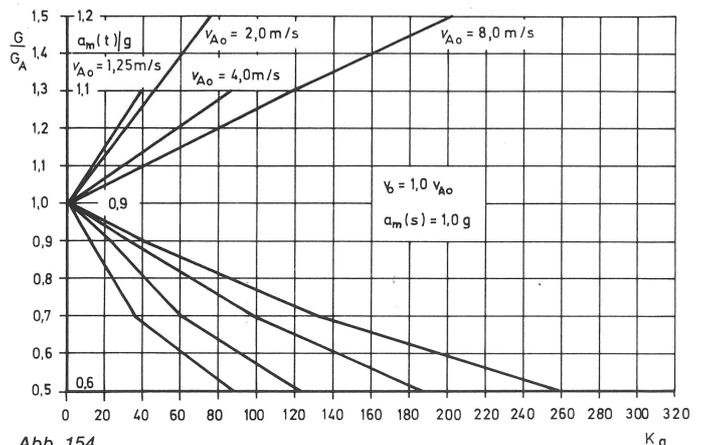


Abb. 154
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zur Summe der K_a -Werte für $v_0 = v_{A_0}$

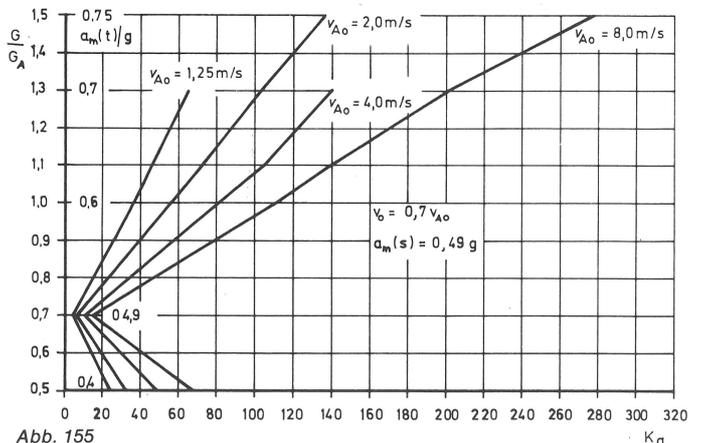


Abb. 155
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zur Summe der K_a -Werte für $v_0 = 0,7 v_{A_0}$

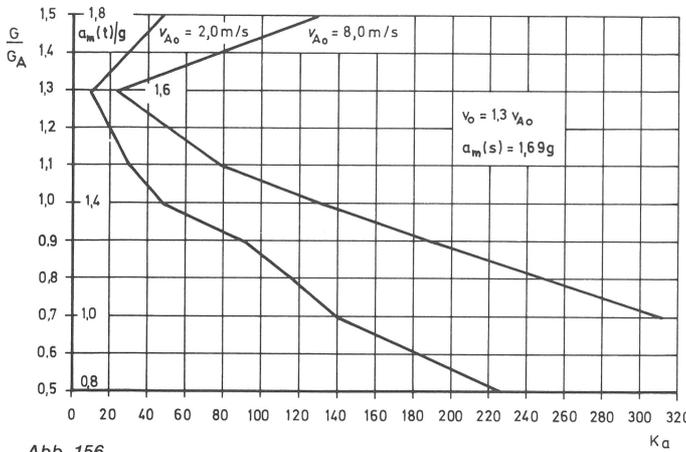


Abb. 156
Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zur Summe der K_A -Werte für $v_0 = 1,3 v_{A_0}$

der Erträglichkeit liegt bei Lastverhältnissen G/G_A , die dem Geschwindigkeitsverhältnis v_0/v_{A_0} zahlenmäßig entsprechen.

Entscheidend ist die zunehmende Einengung des Lastbereiches für konstante K_A -Werte mit zunehmender Betriebsgeschwindigkeit. Ist bei $v_{A_0} = 2,0$ m/s noch ein Bereich von $0,7 \leq G/G_A \leq 1,4$ bei $K_A = 60$ erlaubt, so engt er sich für den gleichen K_A -Wert für $v_{A_0} = 8,0$ m/s auf $0,85 \leq G/G_A \leq 1,15$ ein.

5.3 Pufferstöße auf ein einfaches Feder-Masse-System

Die VDI-Richtlinie 2057 kann nur näherungsweise zur Bewertung stoßartiger Vorgänge herangezogen werden. Gezielter kann die Belastung ermittelt werden, wenn die Pufferstöße auf ein schwingfähiges Ersatzmodell des Menschen einwirken. Zur Nachbildung des menschlichen Körpers als Feder-Masse-System mit Dämpfung greift der Verfasser auf die einschlägige Literatur zurück und ermittelt dann die Systemantwort auf Pufferstöße.

Ersatzmodelle für den menschlichen Körper werden aus Masse-, Feder- und Dämpfungsgliedern gebildet, und zwar in der Art, daß die den Körper als Ganzes belastenden Schwingfrequenzen untersucht werden können. Schwingungen über 15 Hz scheiden dabei aus, da sie nur noch Vibrationen einzelner Körperteile hervorrufen.

Schon das einfache 1-Feder-1-Masse-System gibt nach Dupuis [30] die Haupttendenz der Beanspruchung im unteren Frequenzbereich ausreichend genau wieder. In [30] wurden diese Aussagen auf der Basis umfangreicher Untersuchungen und gezielter Literaturauswertung, u.a. von Dieckmann [23, 24], getroffen. So wird in [23] dargelegt, daß bis 1,5 Hz der Körper sicher als eine kompakte Masse beansprucht wird und daß für allgemeine Aussagen das einfache Feder-Masse-System über weite Frequenzbereiche herangezogen werden kann. Impedanzmessungen [30] zeigen, daß eine gute Übereinstimmung von Mensch und Ersatzmodell bis 5 Hz vorliegt und daß darüber hinaus bis in den Bereich von 10 bis 15 Hz noch ausreichende Übereinstimmung gegeben ist. In dieser Arbeit wird deshalb ein 1-Feder-1-Masse-System als Simulation des Menschen herangezogen.

Zusätzlich muß die Dämpfung des Systems betrachtet werden. Die Größe der Dämpfung bei stoßartigen Belastungen des Menschen kann nur geschätzt werden, indem die Angaben bei schwingender Belastung herangezogen werden. So reagiert der Mensch nach [30] im Bereich von 4,5 bis 9 Hz auf Schwingungen durch Muskelanspannung. Bei Stößen vermutet der Verfasser, daß die volle Größe von Dämpfungskräften erst nach bestimmten Reaktionszeiten ($t_R \approx 30 \dots 60$ ms) aufgebaut wird. Andererseits

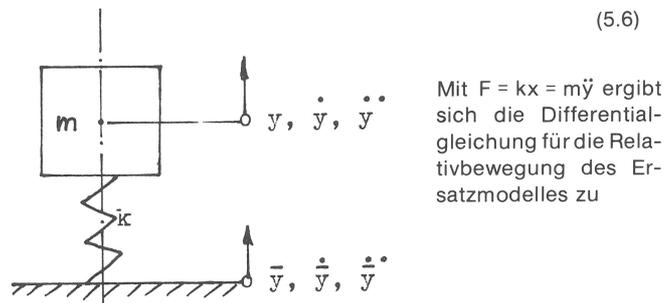
wurde beobachtet, daß sich die schwingungsdämpfende Wirkung der Beine des auf einem Schwingtisch stehenden Menschen nach ca. 2 Minuten verliert. Für die Pufferstöße $t_B = 125 \dots 800$ ms) werden von Anfang an wirkende Dämpfungskräfte angenommen; die Dämpfung wird als konstant über den gesamten Bremsvorgang angesehen.

In dieser Arbeit wird daher ein einfaches Feder-Masse-System mit konstanter Dämpfung zur Simulation des Menschen herangezogen.

Die Systemantwort auf die Pufferstöße kann als Weg-Zeit-Funktion, Geschwindigkeits-Zeit-Funktion und Beschleunigungs-Zeit-Funktion beschrieben werden. Zur Bewertung der Belastung des Menschen wird die Weg-Zeit-Funktion herangezogen. Sie beschreibt die Stauchung und Dehnung des menschlichen Körpers. Diese Wege können unmittelbar mit dem Verhalten des menschlichen Gewebes ins Verhältnis gesetzt werden. Aus unschädlichen und damit zulässigen Dehnungen und Stauchungen z.B. der Wirbelsäule können so die Pufferstöße bewertet werden.

Nachfolgend wird die Berechnung des schwingfähigen Ersatzmodells des Menschen bei der Einwirkung von Störfunktionen (Pufferstöße) angegeben:

Bezeichnet man die Wegkoordinaten der gefederten Masse, die den Menschen simuliert, mit y und die des Kabinenbodens mit \bar{y} so gilt für den Relativweg $x = y - \bar{y}$, der als Maß für die Belastung des Menschen genommen wird.



$$\ddot{x} + \omega_0^2 x = \ddot{\bar{y}} \quad (5.7),$$

wobei $\omega_0 = 2\pi f_0 = \sqrt{k/m}$ ist. Führt man noch eine geschwindigkeitsproportionale Dämpfungskomponente δ ein und bezeichnet allgemeiner die rechte Seite von (5.7) als Störfunktion $f(t)$, so nimmt (5.7) folgende Form an:

$$\ddot{x} + 2\delta\dot{x} + \omega_0^2 x = f(t) \quad (5.7.1)$$

Nach [51] wird für (5.7.1) mit $f(t) = F(t)/m + 2\delta\dot{\bar{y}} + \omega_0^2\bar{y}$ als allgemeine Lösung das Duhamel'sche Integral angegeben:

$$x(t) = \int_0^t f(\tau) x_i(t-\tau) d\tau \quad (5.7.2)$$

wobei $x_i(\tau)$ die Stoßübergangsfunktion ist, z.B.

$$x_i(\tau) = \frac{1}{\omega} e^{-\delta\tau} \sin \omega\tau \text{ für } \delta < 1$$

Die Differentialgleichung (5.7.1) hat also bekannte Lösungen, wenn das Duhamel'sche Integral auf bekannte Funktionen führt.

Nun liegt nach den Ausführungen in 3.2.3 der zeitabhängige Bremsverlauf als Störfunktion $f(t)$ nicht allgemein explizit vor, sondern es wurde gezeigt, daß nur für Ausnahmen im Lastverhältnis zeitabhängige Funktionen gefunden werden. Für $k = 2$ entsprechend $G/G_A = 1$ ergaben sich die Gleichungen (3.41.1 - 3) für $1 \leq q \leq 1$. Führt man z.B. (3.41.2) in (5.7.2) ein, so erhält man

$$x(t) = \int_0^t -g \cos[\arccos(2q-1) - \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} t] \frac{1}{\omega} e^{-\delta(t-\tau)} \sin \omega(t-\tau) d\tau \quad (5.8)$$

Über Zerlegungen führt (5.8) auf Integrale der Form $\int e^{ax} \sin bx dx$ und schließlich auf die Lösung

$$x(t) = -\frac{g}{\omega} [A_1 \sin(\frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} t + \varphi_1) + e^{-\delta t} A_2 \sin(\omega t + \varphi_2)] \quad (5.8.1)$$

In (5.8.1) bedeuten:

$$A_1 = \frac{[(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(q - \frac{1}{2}) + (\frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(q-1)]^2 + [(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(q-1) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(\frac{1}{2}-q)]^2}{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(q-1) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(\frac{1}{2}-q)}$$

$$\tan \varphi_1 = \frac{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(q-1) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(\frac{1}{2}-q)}{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(q - \frac{1}{2}) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} - \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(q-1)}$$

$$A_2 = \frac{[(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(\frac{1}{2}-q) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(1-q)]^2 + [(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(1-q) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(q - \frac{1}{2})]^2}{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(1-q) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(q - \frac{1}{2})}$$

$$\tan \varphi_2 = \frac{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(\frac{1}{2}-q) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(1-q)}{(\frac{\delta}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\delta}{\delta^2 + \omega_b^2})(1-q) + (\frac{\omega_a}{\delta^2 + \omega_a^2} + \frac{\omega_b}{\delta^2 + \omega_b^2})(q - \frac{1}{2})}$$

In den Konstanten A_1 , φ_1 , A_2 und φ_2 bedeuten die Abkürzungen ω_a und ω_b folgendes:

$$\omega_a = \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} - \omega \text{ und } \omega_b = \frac{v_{A_0}}{S} \sqrt{1-q} + \omega$$

Nähert man die Pufferfunktionen für andere Lastverhältnisse, z.B. durch e-Funktionen für niedrige und durch Polynome 3. Grades für höhere Lasten an, so erhält man ebenfalls Lösungen von (5.7.2), die auf bekannte Funktionen führen.

Allgemeiner kann man die Lösung halten, wenn man sie für eine Störfunktion $f(t)$ angibt, die in Form einer Fourier-Reihe dargestellt ist. Die auftretenden Einzelintegrale, wenn man (5.3) in (5.7.2) einführt, sind alle lösbar. Die Gesamtlösung der Differentialgleichung (5.7.2) für eine Störfunktion $f(t)$, die als Fourier-Reihe vorliegt, gibt [52] wie folgt an:

$$x(t) = H(t) + \sum_{i=0}^n \frac{a_i \cos(i\omega t - \alpha_i) + b_i \sin(i\omega t - \alpha_i)}{(\omega_0^2 - (i\omega)^2 + (2d i\omega)^2)} \quad (5.9)$$

mit

$$\tan \alpha_i = \frac{2d i\omega}{\omega_0^2 - (i\omega)^2} \quad (5.9.1)$$

und des homogenen Lösungsanteiles

$$H(t) = e^{-\delta t} (C_1 \cos \lambda t + C_2 \sin \lambda t) \quad (5.9.2)$$

für $\lambda^2 = \omega_0^2 - d^2 > 0$, was für das Ersatzmodell des Menschen immer gilt, da hier die Eigenkreisfrequenz $\omega_0 = 2\pi f_0 = 2\pi \cdot 5 \approx 30 \text{ Hz}$ und der Dämpfungsteil $d = \delta \omega_0 \approx (0,0 \dots 0,3) 30 = 0 \dots 9$ sind.

Die Konstanten C_1 und C_2 in (5.9.2) werden für die vorliegende Fragestellung aus den Randbedingungen für den Relativweg und die Relativgeschwindigkeit am Beginn des Stoßes ermittelt, also $x(0) = 0$ und $\dot{x}(0) = 0$.

Sie ergeben sich damit zu

$$C_1 = -\frac{a_0}{\omega_0^2} - \sum_{i=1}^n \frac{a_i \cos \alpha_i - b_i \sin \alpha_i}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + (2d i\omega)^2}} \quad (5.10)$$

$$C_2 = C_1 \frac{d}{\lambda} - \frac{1}{\lambda} \sum_{i=1}^n \frac{a_i i\omega \sin \alpha_i + b_i i\omega \cos \alpha_i}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + (2d i\omega)^2}} \quad (5.11)$$

Mit (5.9) bis (5.11) ist die Reaktion eines einfachen gedämpften Feder-Masse-Systems auf einen Stoß während der Stoßdauer $0 \leq t \leq \tau$ beschrieben für den Fall, daß die Stoßfunktion als Fourier-Reihe vorliegt und das System schwach gedämpft ist.

Für die Zeit nach dem Stoß, $t \geq \tau$ gilt

$$X(t) = e^{-\delta t} (C_3 \cos \lambda t + C_4 \sin \lambda t) \quad (5.12)$$

Zum Zeitpunkt $t = \tau$ gelten die Beziehungen $x(t = \tau) = X(t = \tau)$ und $\dot{x}(t = \tau) = \dot{X}(t = \tau)$, d.h. daß der Weg und die Geschwindigkeit ohne Sprung übergehen, während sich für die Beschleunigung ein Sprung ergeben kann. Mit diesen beiden Bedingungen ermitteln sich die Konstanten C_3 und C_4 zu

$$C_4 = C_2 + \frac{e^{\delta \tau}}{\tan \lambda \tau + \frac{\lambda \cos \lambda \tau - d \sin \lambda \tau}{d \cos \lambda \tau + \lambda \sin \lambda \tau}} + \frac{1}{\cos \lambda \tau} \frac{a_0}{\omega_0^2} + \sum_{i=1}^n \frac{a_i \cos(i\omega \tau - \alpha_i) + b_i \sin(i\omega \tau - \alpha_i)}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + (2d i\omega)^2}} + \frac{1}{d \cos \lambda \tau + \lambda \sin \lambda \tau} \sum_{i=1}^n \frac{-a_i i\omega \sin(i\omega \tau - \alpha_i) + b_i i\omega \cos(i\omega \tau - \alpha_i)}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + (2d i\omega)^2}} \quad (5.13)$$

$$C_3 = C_1 + (C_2 - C_4) \tan \lambda \tau + \frac{e^{\delta \tau}}{\cos \lambda \tau} \frac{a_0}{\omega_0^2} + \sum_{i=1}^n \frac{a_i \cos(i\omega \tau - \alpha_i) + b_i \sin(i\omega \tau - \alpha_i)}{\sqrt{(\omega_0^2 - (i\omega)^2)^2 + (2d i\omega)^2}} \quad (5.14)$$

Mit (5.12) bis (5.14) ist die Reaktion des Systems nach dem Stoß, d.h. also für $t \geq \tau$, beschrieben.

Um die Bewegung des Feder-Masse-Systems nach (5.9) und (5.12) für verschiedene Pufferstöße zu berechnen, wurde das Rechenprogramm entsprechend erweitert. Die gemäß Kapitel 3.2.5 ermittelten Pufferfunktionen oder die Meßwerte von Lochstreifen bilden die Stoßfunktionen. Mit der gewählten Anzahl von 512 Wertpaaren a_i und b_i erfolgt eine sehr gute Annäherung der Fourier-Reihe an die vorgegebene Stoßfunktion, vergl. Abb. 146.

Zum Nachweis, daß das Rechenprogramm für den Relativweg des Feder-Masse-Systems richtige Ergebnisse liefert, wurde einmal die exakte Lösung nach (5.8.1) herangezogen, wie auch Ergebnisse von Coermann [28] zur Verifikation benutzt wurden.

Die Abb. 157 und 158 zeigen die Übereinstimmung der Ergebnisse aus dieser Arbeit mit den Angaben in [28]. Bemerkenswert ist, daß in [28] die Lösung für das ungedämpfte System über Laplace-Transformationen gefunden wurde, während für das gedämpfte System Iterationsverfahren angewendet wurden. Mit der hier verwendeten Methode der Fourier-Reihenentwicklung können einerseits die Ergebnisse von Coermann [28] für die von ihm untersuchten Stoßformen (verschobener Cosinus, Dreieck, halber Sinus, Trapez und Rechteck) ohne Iterationsverfahren und andererseits vor allem die Auswirkungen beliebiger Stoßformen berechnet werden.

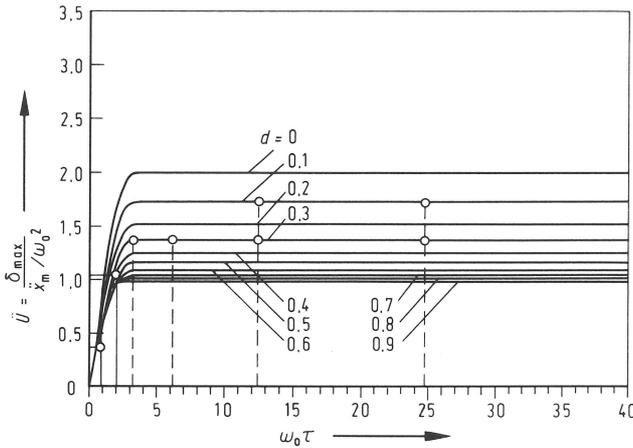


Abb. 157 Übereinstimmung der Schwingwegamplituden des Ersatzmodells des Menschen für den Rechteckstoß nach COERMANN und dem hier angewendeten Rechenverfahren (eingetragene Punkte)

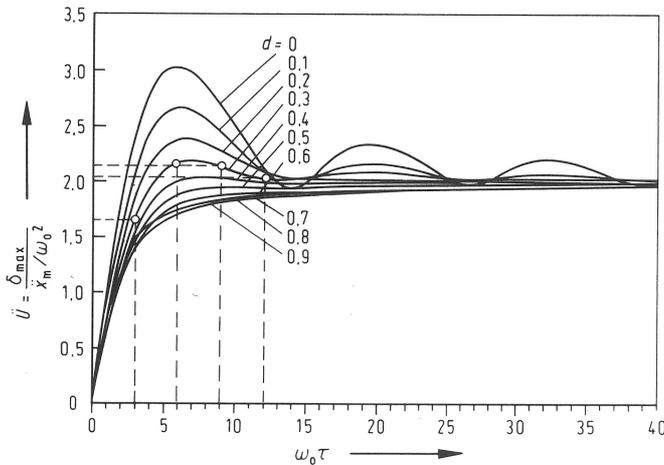


Abb. 158 Übereinstimmung der Schwingwegamplituden des Ersatzmodells des Menschen für den Dreieckstoß nach COERMANN und dem hier angewendeten Rechenverfahren (eingetragene Punkte)

5.3.1 Untersuchung theoretischer Stöße parabolisch gradiertes Puffer

Die Skala der Belastung der Puffer reicht von der Auslegungslast G/G_A in die Richtung der höheren Lasten bis zu $G/G_A = 1,3$ und in die der niedrigeren Lasten bis zu $G/G_A = 0,7$. Dies gilt für übliche Auslegungen der Anlagen. Untersucht man die Abhängigkeit des Gewichtsverhältnisses $\kappa = G/G_A$ von dem Lastverhältnis $\lambda = K/N$ mit K als Kabinengewicht und N als höchster Nutzlast, so ergibt sich folgender Zusammenhang

$$\kappa = G/G_A = \frac{K + L}{K + \frac{N}{2}} \quad (5.15)$$

In (5.15) bedeutet L die jeweilige Last in der Kabine. Mit der o.a. Definition ergibt sich aus (5.15)

$$\kappa = \frac{\lambda + L/N}{\lambda + 1/2} \quad (5.15.1)$$

κ steht mit dem k -Wert in folgendem Zusammenhang: $k = 2/\kappa$.

Aus (5.15.1) ergibt sich für die leere Kabine ($L/N = 0$) $\kappa = 0,67$ und für die volle ($L/N = 1$) $\kappa = 1,33$, beides für $\lambda = 1$. Letzteres bedeutet, daß die maximale Nutzlast N und das Kabinengewicht K gleich groß sind, was für viele der heutigen Anlagen zutrifft. Hieraus resultiert also die Bedeutung des o.a. Bereiches der Skala des Gewichtsverhältnisses von $0,7 \leq G/G_A \leq 1,3$. Für ältere Bauarten liegen häufig hohe Kabinengewichte vor, also etwa $\lambda = 2$. Damit schränkt sich die Breite des Gewichtsverhältnisses ein, $0,8 \leq G/G_A \leq 1,2$. Im Hinblick auf den angestrebten Leichtbau ist festzustellen, daß für $\lambda = 0,5$ der Bereich des Gewichtsverhältnisses zunimmt auf $0,5 \leq G/G_A \leq 1,5$.

Zunächst wurde der Bereich $0,7 \leq G/G_A \leq 1,3$ für die Auftreffgeschwindigkeit untersucht, und zwar für die Werte

$$G/G_A = 0,7 \hat{=} k = 2,86, G/G_A = 0,8 \hat{=} k = 2,50, G/G_A = 0,9 \hat{=} k = 2,22, G/G_A = 1,0 \hat{=} k = 2,00, G/G_A = 1,1 \hat{=} k = 1,82, G/G_A = 1,2 \hat{=} k = 1,67 \text{ und } G/G_A = 1,3 \hat{=} k = 1,54.$$

Als Parameter wurde die Auftreffgeschwindigkeit v_{A_0} gewählt, und zwar 1,25 m/s, 2,00 m/s, 4,00 m/s und 8,00 m/s. Die Ergebnisse sind in den Abb. A9 bis A36 wiedergegeben, s. Anhang. Auffällig ist, daß für alle Bremskraftverläufe, die mit dem Maximum beginnen, also einschließlich des Rechteckstoßes für $k = 2,00$, die maximale Wegamplitude bei der gewählten Dämpfung $\delta = 0,3$ von der Höhe des Maximums und der Wirkdauer hoher Beschleunigungen bestimmt werden. Für dieselben Stoßfunktionen $a(s)$, also für dieselben k -Werte, ergeben sich unterschiedliche Stoßfunktionen $a(t)$, die nun unterschiedliche Wegamplituden hervorrufen. So ergeben sich für $k = 2,86$ Wegamplituden in Abhängigkeit der Wirkdauer, also für $v_{A_0} = 8,0$ m/s etwa 2,4 cm, für 4,0 m/s etwa 2,1 cm, für 2,0 m/s etwa 1,7 cm und für 1,25 m/s etwa 1,4 cm.

Ganz analog verhalten sich alle Funktionen mit anfänglichen Maximalwerten. Eine tiefer gestaffelte Untersuchung ist nicht nötig, da erstens die zeitabhängigen Stoßformen ungleiche Formen haben und zweitens durch die maximale Wegamplitude am Anfang ein steigernder Einfluß der abnehmenden Stoßfunktion auf die Wegamplitude nicht eintreten kann. Innerhalb eines jeden Gewichtsverhältnisses führen höhere Geschwindigkeiten zu höheren Wegamplituden; verminderte Gewichtsverhältnisse führen ihrerseits zu höheren Wegamplituden.

Für Stoßfunktionen, deren Maximum am Ende der Stoßdauer τ liegt, kehrt sich das Verhalten mit zunehmender Ausprägung des Maximums und der absoluten Stoßzeit um. Die Wegamplituden erreichen gegen Ende der Stoßdauer ihr Maximum, so z.B. für $k = 1,54$ für $v_{A_0} = 8,0$ m/s etwa 2,0 cm, für 4,0 m/s etwa 1,9 cm, für 2,0 m/s etwa 1,85 cm und für 1,25 m/s etwa 1,8 cm. Analog verhalten sich die Wegamplituden für die anderen k -Werte ($k = 1,67$ und $k = 1,82$). Der Unterschied der Wegamplituden zwischen hoher und niedriger Geschwindigkeit ist weniger ausgeprägt. Da hier ein oszillierender Verlauf der maximalen Wegamplituden als Funktion der Wirkdauer, d.h. der Auftreffgeschwindigkeit, nicht ausgeschlossen werden konnte, wurden zusätzliche Berechnungen durchgeführt mit den v_{A_0} -Werten 3,0 m/s, 5,0 m/s, 6,0 m/s und 7,0 m/s. Weitere Untersuchungen wurden wegen der geringen Abhängigkeit der maximalen Wegamplituden von den Geschwindigkeiten und der hohen Rechenzeiten nicht unternommen. Die Wegamplituden nehmen mit steigender Geschwindigkeit und hier mit zunehmendem Gewichtsverhältnis zu.

Zusammengefaßt sind die Ergebnisse in Abb. 159 dargestellt. Deutliche Ähnlichkeit besteht zu den Ergebnissen von der Auswertung der VDI-Richtlinie 2057. Auch hier gibt es einen Bereich der geringen absoluten Wegamplitude entsprechend geringer K_A -Werte. Auch hier liegt dieser Bereich in der Nähe von $G/G_A = 1$, also dem Rechteckstoß.

Man kann wie in [28] die Werte auf den jeweilig zugehörigen Rechteckstoß beziehen, indem man das Übertragungsverhältnis $\ddot{U} = \delta_{\max} / (x_m / \omega_0^2)$ bildet. Dann bilden sich die Unterschiede noch deutlicher heraus, s. Abb. 160. Die geringere Auswirkung von höheren Lasten bei hohen Geschwindigkeiten, also große Stoßzeiten, als die von niedrigen Lasten ist vermutlich auf das Verhältnis von Maximalwert zu Mittelwert der Stoßfunktion zurückzuführen. Für niedrige Lasten ist das Verhältnis größer als für höhere.

Die hier rechnerisch ermittelten Wegamplituden des Ersatzmodelles mit $f_0 = 5$ Hz und $\delta = 0,3$ decken sich größenordnungsmäßig gut mit Meßwerten, die in [30] wiedergegeben sind. Dabei wurden Relativwege der Lendenwirbel auf Schleppersitzen sitzender Menschen bei Schwingungen mit Amplituden von $4,4 \text{ m/s}^2$ bis zu $2,12 \text{ cm}$ gemessen, vergl. S. 76 in [30]. An anderer Stelle wird ein max. Schwingweg des Magengrundes von Versuchspersonen aus derselben Untersuchung von $2,61 \text{ cm}$ angegeben (vergl. S. 64 aus [30]).

Die Wegamplituden des Ersatzmodells stimmen somit gut mit realen, gemessenen Differenzwegen überein.

5.3.2 Untersuchungen theoretischer Stöße mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Extremwerten

In der TRA 101 [6] werden u.a. Angaben über zulässige Verzögerungsspitzen gemacht, vergl. 2.1.1, S. 3. Demnach sind alle Verzögerungsspitzen unter $2,5 \text{ g}$ über beliebig lange Zeiten zulässig und Spitzen über $2,5 \text{ g}$ solange, wie sie weniger als $0,04 \text{ s}$ einwirken. Die Ungenauigkeit der Angaben wurde vom Verfasser schon in [35] kritisiert. Um den Einfluß solcher kurzzeitigen Überlagerungen zu untersuchen, wurde der Einfluß einer Überlagerung eines über $0,04 \text{ s}$ wirkenden rechteckförmigen Stoßes von $2,5 \text{ g}$ mit dem unter 5.2 beschriebenen Verfahren untersucht. Den theoretischen Bremsverläufen wurde so zum Zweck der Abschätzung der Auswirkungen für den Menschen kurzzeitig wirkende, rechteckförmige Verzögerungen überlagert. Damit erhöht sich zwangsläufig der Mittelwert. Eine Korrektur über den Mittelwert ist für die Puffer für hohe Geschwindigkeiten wegen der langen Bremsdauer ($v_{A0} = 8,0 \text{ m/s}$; $0,69 \text{ s}$ für $k = 1,54$ und $1,03 \text{ s}$ für $k = 2,86$) keinesfalls nötig; auch für Puffer für geringere Geschwindigkeit wurde sie nicht durchgeführt, da hier nur der Einfluß der Spitzenwerte auf den Menschen untersucht wird.

Die mit dem kurzzeitig wirkenden Rechteckstoß noch überlagerten Pufferbremsverläufe wurden als Fourier-Reihe als Störfunktion $f(t)$ dem Ersatzmodell für den Menschen ($f_0 = 5 \text{ Hz}$, $\delta = 0,3$) aufgezwungen. Es ergaben sich z.T. erhebliche Steigerungen der max. Wegamplitude bei der Systemantwort. Die Abb. A37 bis A42 zeigen die Ergebnisse an Beispielen. Abb. 161 gibt den Einfluß der Verzögerungsspitzen in Abhängigkeit vom Gewichtsverhältnis wieder.

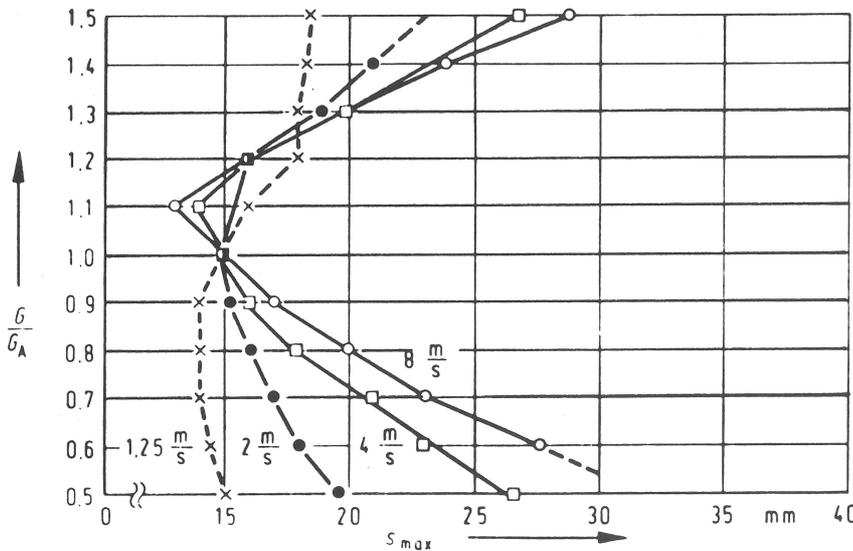


Abb. 159 Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum Maximum des relativen Schwingweges des Ersatzmodells des Menschen

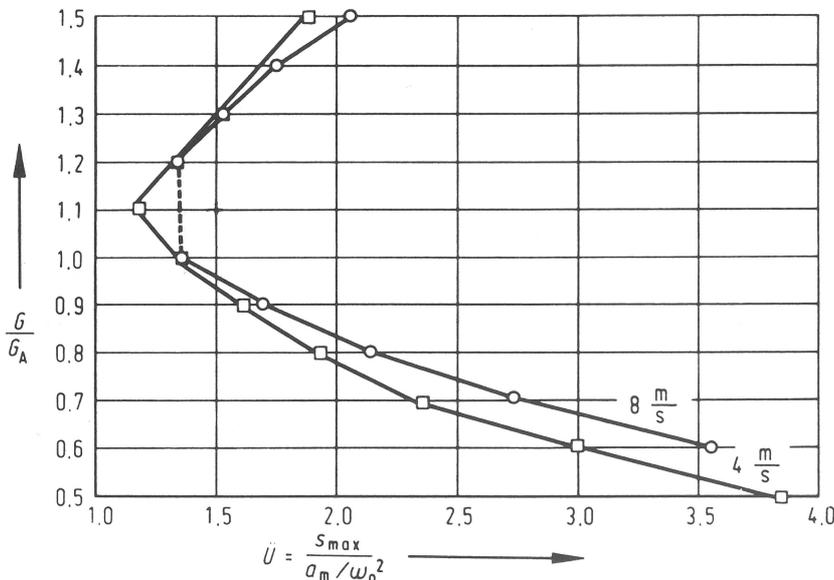


Abb. 160 Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum bezogenen Maximum des relativen Schwingweges des Ersatzmodells des Menschen

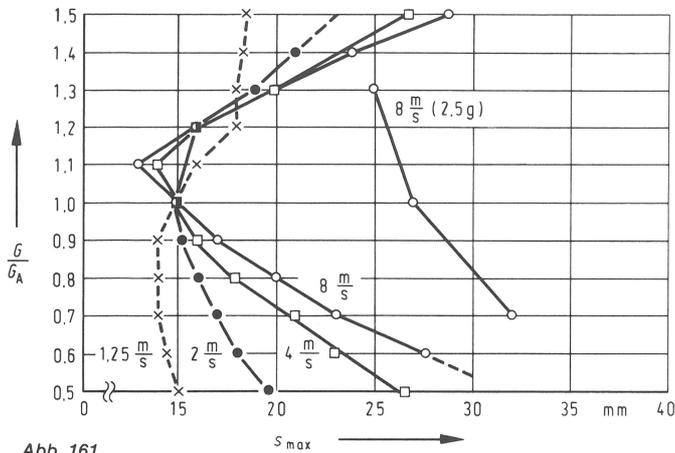


Abb. 161 Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum Maximum des relativen Schwingweges des Ersatzmodells des Menschen; für $v_0 = 8 \text{ m/s}$ ist zum Vergleich die Abhängigkeit ohne und mit überlagertem Stoß (2,5 g) aufgetragen

Es wird deutlich, daß der Einfluß von Stößen, deren Wirkdauer die 0,04 s fast erreicht, bestimmend für die Gesamtbewertung des Pufferbremsverhaltens ist. Mit $f_0 = 5 \text{ Hz}$ liegt für das Ersatzmodell eine Schwingungsdauer von $T = 0,2 \text{ s}$ vor. Eine Viertelschwingung dauert 0,05 s. So erklärt sich die ausgeprägte Wirkung eines überlagerten Stoßes von einer annähernd gleichen Dauer (0,04 s). In [28] sind für die Stoßformen Rechteck, Sinus, verschobener Cosinus, Dreieck und Trapez die Übertragungsfaktoren (\ddot{U}) angegeben. Mit \ddot{U} wird die Übertragung der Störfunktion auf das schwingfähige System beschrieben, und zwar bezogen auf die Amplitudenhöhe. Will man die Auswirkungen von kurzzeitig überlagerten Stößen auf den Menschen gering halten, muß das Produkt aus Eigenfrequenz

und Einwirkdauer gering sein. Für $\ddot{U} = 0,5$, d.h. die Amplitude des Systems erreicht nur 50 % der Amplitude der Störfunktion, gilt praktisch für alle Stoßformen und alle Dämpfungen, daß $\omega_0 \tau = 1$ sein muß. Für das Ersatzmodell mit $f_0 = 5 \text{ Hz}$ bedeutet das, daß die Wirkdauer 0,032 s nicht überschreiten soll, s. Abb. 162.

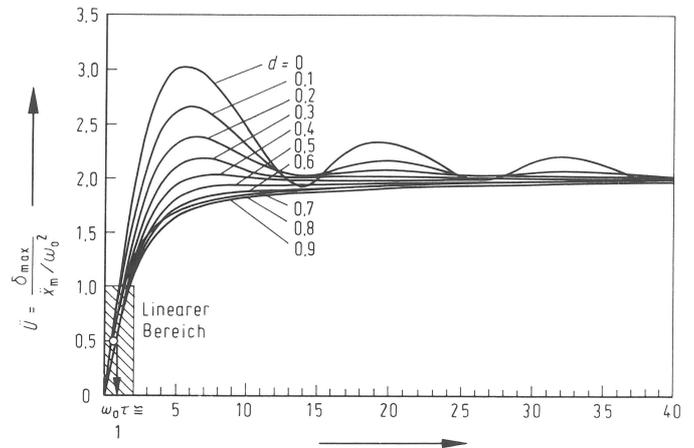


Abb. 162 "Lineare" Abhängigkeit des Übertragungsverhältnisses für kleine Werte von $\omega_0 \tau$

Weiter muß beachtet werden, daß damit nur die Übertragbarkeit von Stößen verringert wird, was noch nicht besagt, daß diese kurzzeitig wirkenden Stöße beliebige Höchstwerte annehmen dürfen. Vielmehr müßte für gleiche Wirkung, ausgehend z.B. von 2,5 g und 0,03 s, die Einwirkdauer umgekehrt proportional der diesen Wert übersteigenden Höhe verringert werden. Ein Spitzenwert von 5 g dürfte demnach nur 0,015 s wirken. Beispiele zu diesen Überlegungen sind in den Abb. 163 bis 165 wiedergegeben.

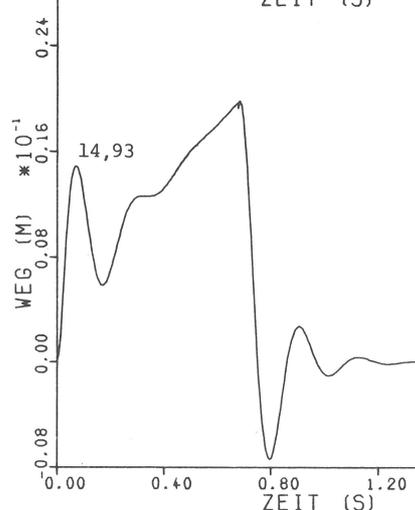
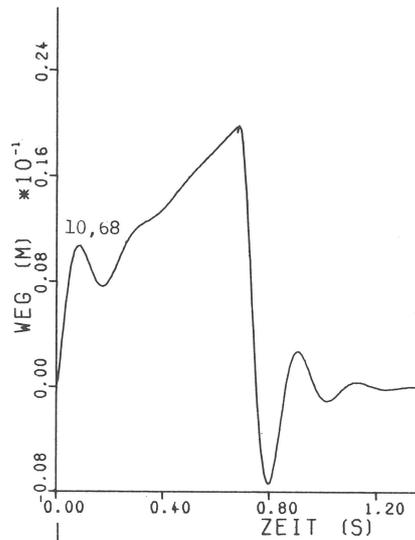
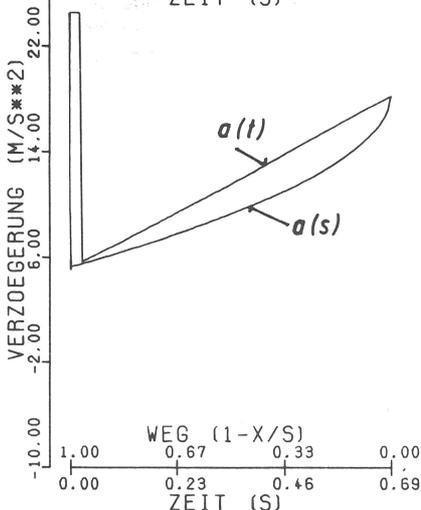
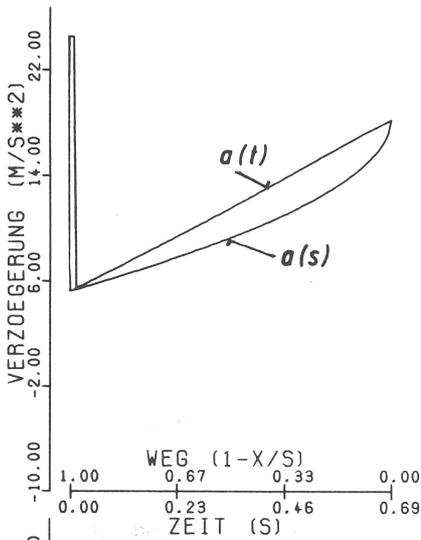


Abb. 163 Theoretische Beschleunigungsverläufe mit überlagerten, kurzzeitigen Stößen (2,5 g und $\Delta \tau = 0,01 \text{ s}$ und $0,02 \text{ s}$) und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

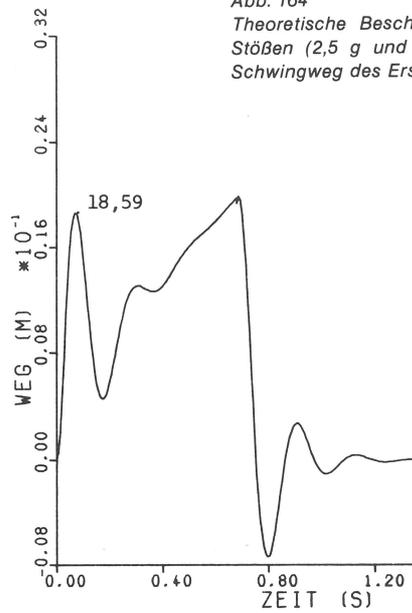
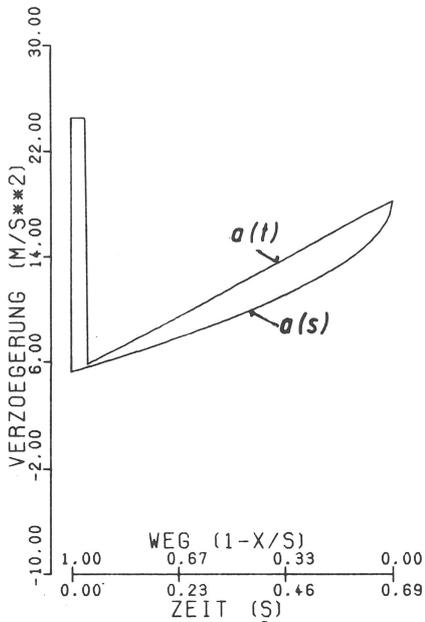


Abb. 164

Theoretische Beschleunigungsverläufe mit überlagerten, kurzzeitigen Stößen (2,5 g und $\Delta\tau = 0,03$ s und 0,04 s) und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

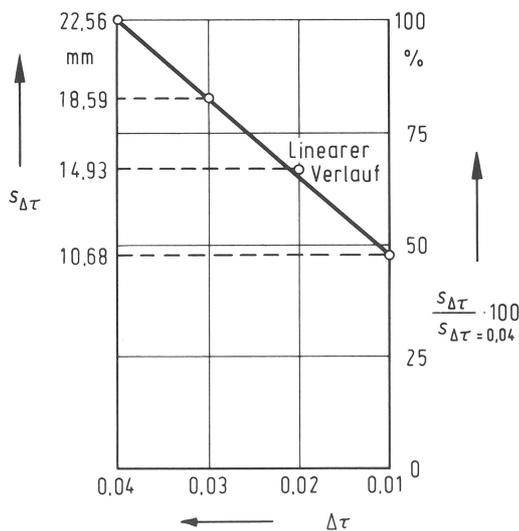
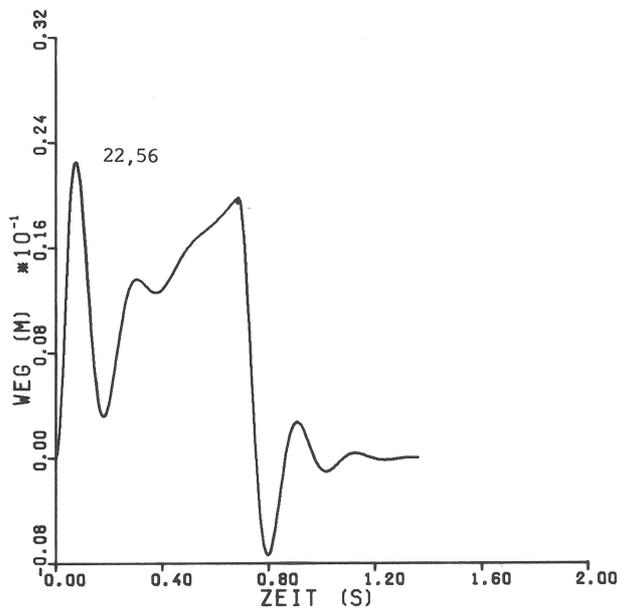
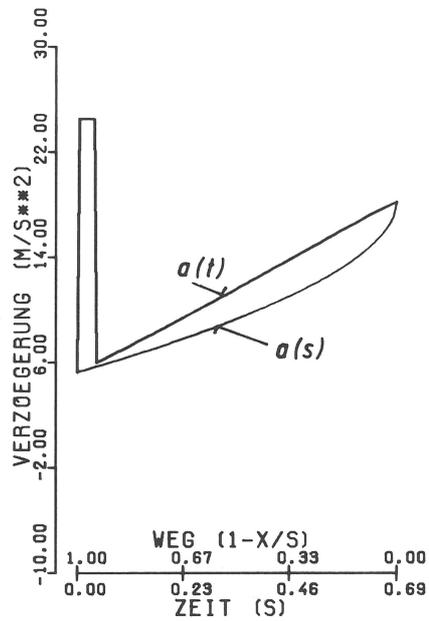


Abb. 165
Maximum des relativen Schwingweges des Ersatzmodells des Menschen in Abhängigkeit von der Dauer des überlagerten 2,5 g-Stoßes

5.3.3 Untersuchungen gemessener Pufferstöße

Die Übereinstimmung der theoretisch ermittelten Pufferstöße mit den gemessenen wird vom Verfasser als gut angesehen, und zwar für die Beschleunigungen als Funktionen des Weges und der Zeit. Für derart gut übereinstimmende Verläufe ergeben sich erwartungsgemäß auch gut übereinstimmende Verläufe der Differenzwege des Ersatzmodelles, das durch theoretisch ermittelte Störfunktionen (Pufferstöße) oder durch gemessene Pufferstöße angeregt wird, vergl. Abb. 166 bis 168.

Insofern gelten die unter 5.3.1 ermittelten Ergebnisse allgemein, wenn die Abweichungen der Meßergebnisse von den theoretischen Werten nicht beträchtlich werden. Dies bedeutet insbesondere, daß die *Maximalwerte* nicht zu stark voneinander abweichen, da diese für die *maximale Wegamplitude* maßgebend sind. Welliger Verlauf der Verzögerungen beeinflusst die sich ausbildende maximale Wegamplitude nicht nennenswert. Wird die Stufung der Steuereinheit jedoch zu grob und bilden sich demzufolge Zwischenextrema der Beschleunigung aus, so kann es auch hier zu gesteigerten Wegamplituden kommen.

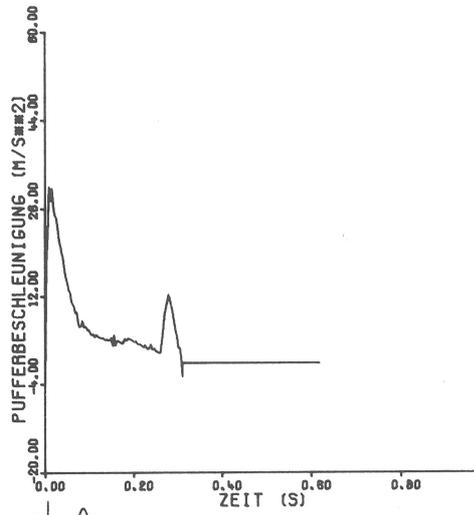
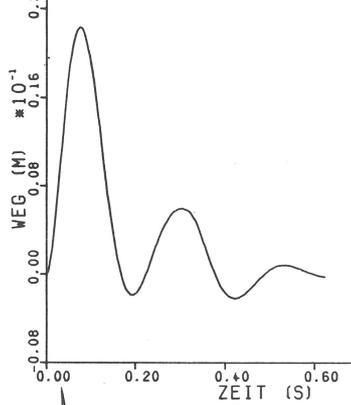
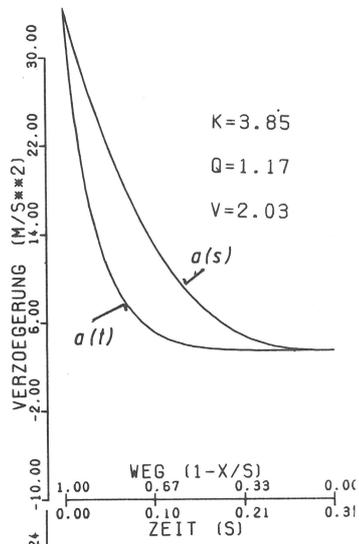


Abb. 166
 Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen für theoretische und zugehörige gemessene Beschleunigungsverläufe.

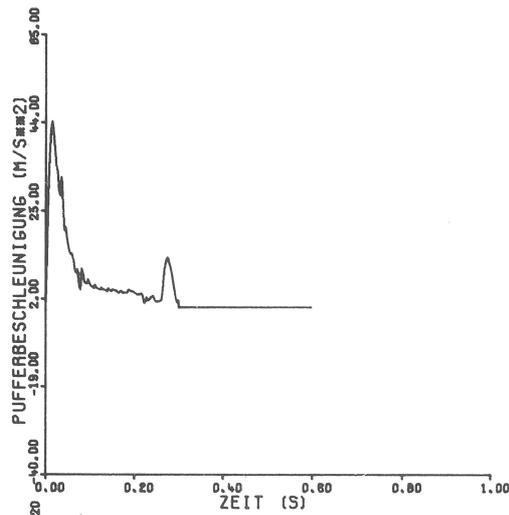
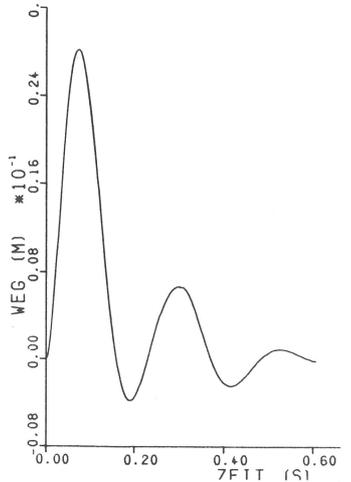
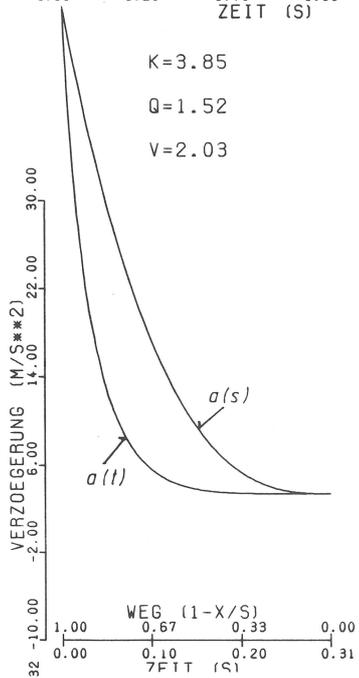
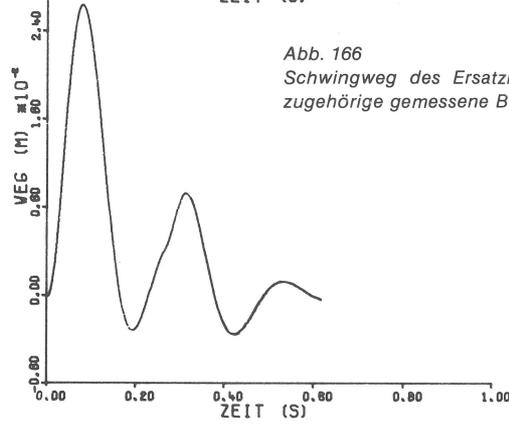
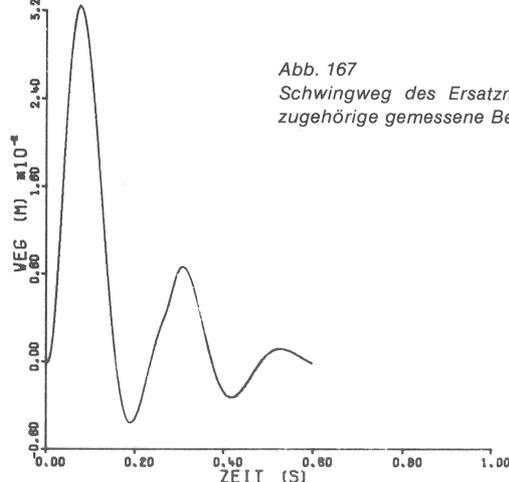


Abb. 167
 Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen für theoretische und zugehörige gemessene Beschleunigungsverläufe.



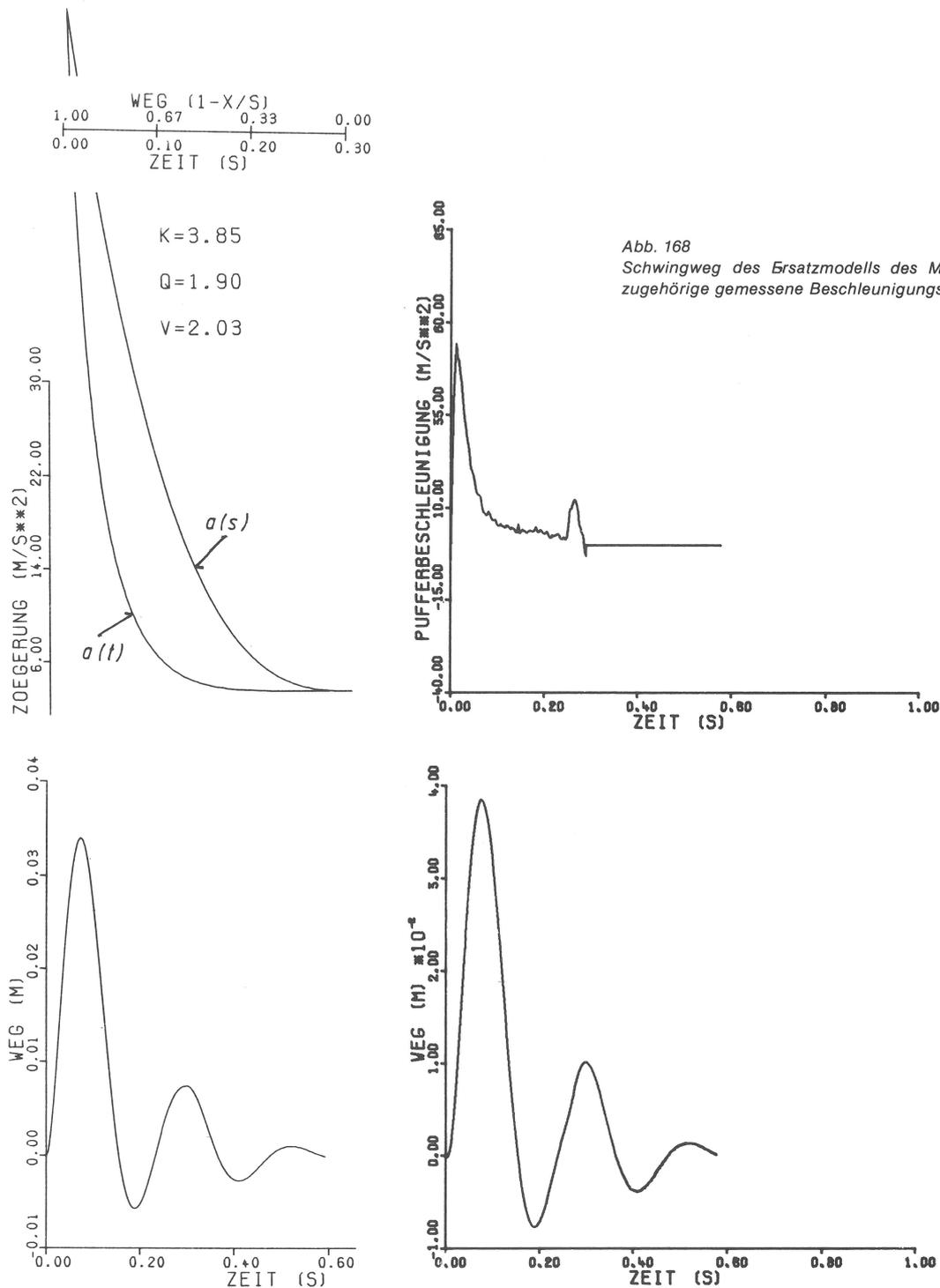


Abb. 168
Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen für theoretische und zugehörige gemessene Beschleunigungsverläufe

5.3.4 Abschätzung des Anlageneinflusses

Bei einer Fahrt mit Betriebsgeschwindigkeit auf einen hydraulischen Puffer wird die Kabine zunächst stärker abgebremst als eine entsprechende Masse im Freifallversuch. Diese Anfangsüberhöhung der Verzögerung kann theoretisch den Wert von 1 g annehmen. Im weiteren Verlauf der Bremsung gleichen sich dann die Verzögerungs-Zeit-Funktionen von Freifall- und Anlagenversuchen zunehmend an.

Um den Einfluß des in Anlagen auftretenden Anfangsstoßes auf die Belastung des Menschen abzuschätzen, wurden den berechneten Verzögerungs-Zeit-Funktionen für den Freifall Anfangsstoße überlagert. Die Höhe des überlagerten Stoßes wurde zu 1 g gewählt und deckt damit konservativ alle Fälle ab. Als Stoßform wurde für diese Überlagerung das Rechteck gewählt; die Wirkungsdauer wurde nach Betriebs- bzw. Auftreff-

geschwindigkeit gestaffelt. Aus den Modellanlagenversuchen mit $v_{A0} = 2,0 \text{ m/s}$ ergab sich für die Entlastung der Seile eine Zeitdauer von ca. 20 ms. Dementsprechend wurde für $v_{A0} = 2,0 \text{ m/s}$ die Dauer des Überlagerungsstoßes bei den Rechnungen zur Belastung des Menschen zu 20 ms gewählt. Für Anlagen mit höheren Betriebsgeschwindigkeiten als 2,0 m/s wurde die Dauer vergrößert, da in der Regel schnellere Anlagen für höhere Gebäude eingesetzt werden und demzufolge den höheren Betriebsgeschwindigkeiten längere Tragseile zuzuordnen sind. Da der Anfangsstoß auf die Elastizität der Seile zurückzuführen ist, muß mit zunehmender Betriebsgeschwindigkeit mit verlängertem Anfangsstoß gerechnet werden.

So werden die Rechnungen zur Belastung des Menschen für $v_{A0} = 4,0 \text{ m/s}$ mit einer Anfangsstoßdauer von 30 ms und für $v_{A0} = 8,0 \text{ m/s}$ von 40 ms durchgeführt.

Die anlagenbedingte Anfangsüberhöhung der Verzögerung wirkt sich unterschiedlich auf das Ersatzmodell des Menschen aus.

Bei Bremsvorgängen mit geringem Gewichtsverhältnis ($G/G_A < 1$) werden die hohen Anfangswerte der Verzögerung noch vergrößert und führen zu erhöhten Wegamplituden des Ersatzmodelles gegenüber den Rechnungen ohne Überlagerungsstoß. Es kommen demnach Wegamplituden von ca. 60 mm vor, s. Abb. 169, indem die maximalen Wegamplituden für verschiedene Gewichtsverhältnisse und Geschwindigkeiten eingetragen sind.

Für große Gewichtsverhältnisse ($G/G_A > 1$) tritt diese Steigerung der Wegamplitude nicht auf. In Freifallversuchen beginnt der Bremsvorgang mit niedrigerer Verzögerung, die im Verlauf der Bremsung auf ihr Maximum ansteigt. Der Maximalwert und der Grad der Abweichung vom Rechteckstoß bestimmen die Höhe der Wegamplitude des Ersatzmodelles. Mit der zusätzlich aufgeprägten Überlagerung am Anfang zur qualitativen Abschätzung des Anlageneinflusses werden Bremsvorgänge mit $G/G_A > 1$ in ihrer Auswirkung auf die maximale Wegamplitude praktisch nicht verändert, da sich das bestimmende Maximum der Verzögerung nicht ändert. Für große Werte von G/G_A bleibt trotz des Überlagerungsstoßes am Anfang das größere Maximum am Ende des Bremsvorganges bestimmend, der Überlagerungsstoß also ohne Einfluß. Für $G/G_A = 1$ ergibt sich die größte Auswirkung auf die maximale Wegamplitude, da hier dem rechteckförmigen Bremsvorgang ($a = \text{const.} = 1g$) noch ein anfänglicher Rechteckstoß überlagert wird und damit das bestimmende Maximum der Verzögerung auf 2g erhöht wird. Die Auswirkungen auf die Wegamplitude bleiben dennoch gering, da die absolute Höhe des Maximums kleiner ist als bei Vorgängen mit kleinen Gewichtsverhältnissen $G/G_A < 1$.

5.4 Diskussion der Untersuchungen

Bezüglich der Aussagen über die Auswirkung von Pufferstößen auf den Menschen kann die vorliegende Arbeit nur einen ersten Anhalt geben. Die verwendeten Anregungsfunktionen wurden theoretisch ermittelt. Sie weichen von den an untersuchten Puffern gemessenen Verläufen allgemein nur wenig ab. Ein ebenfalls geringer Einfluß auf die Ausbildung der Anregungsfunktionen geht noch von dem Verhältnis nicht-starrer-Masse zu starrer Masse aus, vergl. dazu 4.4.

Allerdings muß beim Einsatz von Puffern in Anlagen mit einer Überhöhung der Beschleunigung in der Anfangsphase gerechnet werden, vergl. dazu 4.2.3. Es handelt sich bei den verwendeten Anregungsfunktionen also um idealisierte Stöße; die Ergebnisse dienen daher im wesentlichen nur zu Abschätzungen der Belastung des Menschen.

Auf der anderen Seite konnte der Mensch als Schwingungssystem nur grob angenähert werden. Hier ist zur Abschätzung nur ein einfach zu handhabendes Ersatzmodell herangezogen worden, dem allerdings eine ausreichende Repräsentanz zugeschrieben wird. Aber schon eine Korrelation gemessener Beschleunigungen am Kopf des Menschen zu errechneten für das Ersatzmodell ist nicht vorhanden, da dazu die Kopfmasse gegenüber der Rumpfmasse einzeln betrachtet werden müßte. Weiter müßten vor allem translatorische und rotatorische Schwingungen des Kopfes berücksichtigt werden, da nur die translatorischen Komponenten im Meßergebnis den rechnerischen für das Ersatzmodell gegenübergestellt werden könnten. Allenfalls die Größenordnung der maximalen Beschleunigungen - gemessen am Kopf und gerechnet für das Ersatzmodell - ist vergleichbar.

Differenzierte Betrachtungen über die Belastung des Menschen bedingen zweierlei. Einmal müßte die Notwendigkeit für die sicher aufwendigen Untersuchungen gegeben sein, d.h. es müßte diese stoßartige Belastung für viele Menschen häufig auftreten. Da die Puffer nur äußerst selten benötigt werden, entfällt diese Voraussetzung. Zum Zweiten müßten die Untersuchungen mit Versuchspersonen durchgeführt werden, was nur im Rahmen größerer interdisziplinärer Vorhaben möglich wäre.

Der Verzicht auf weitergehende Untersuchungen über die Belastung des Menschen durch Pufferstöße resultiert aber auch aus der Erkenntnis, daß diese Stöße nicht zu lebensbedrohenden Auswirkungen führen, was allein aus der Tatsache der begrenzten Wegamplitude gefolgert werden kann. Von Schlepferfahrern werden ca. 25 mm als Wegamplitude bei Schwingung und damit als Dauerbelastung ertragen. Die Größenordnung wird bei einem Pufferstoß auch von den meisten Menschen wenigstens einmalig ertragen werden können.

Auswirkungen auf einzelne physiologische Funktionen sind sicher vorhanden, doch kann nach übereinstimmenden Ergebnissen der entsprechenden Literatur, s. dazu Verzeichnis in [30], für die Pufferstöße vermutet werden, daß sie weit unter der Schwelle einer nennenswerten Beeinträchtigung liegen.

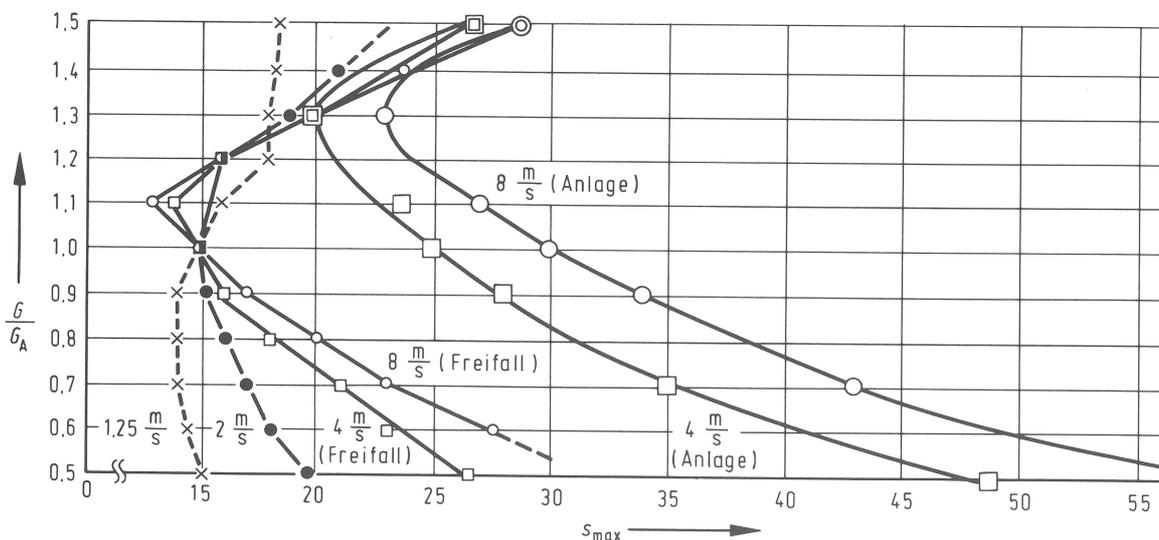


Abb. 169

Zuordnung des Lastverhältnisses G/G_A zum Maximum des relativen Schwingweges des Ersatzmodells des Menschen; Vergleich von Freifall- und Anlagenbeanspruchung für $v_0 = 4 \text{ m/s}$ und $v_0 = 8 \text{ m/s}$

6. Schlußfolgerungen

Die große Zahl der untersuchten Bauarten parabolisch gradierter Puffer rechtfertigt die Aussage, daß die in dieser Arbeit durchgeführten theoretischen Berechnungen der zeitabhängigen Bremsverläufe unter Beachtung der getroffenen Vereinfachungen den eigentlichen Bremsverlauf solcher Puffer ausreichend genau beschreiben. Insbesondere werden die Maximal- und Mittelwerte der Verzögerung sowie Verzögerungsdauer und damit die Stoßform gut wiedergegeben. Abweichungen theoretisch ermittelter zu gemessenen Verläufen treten am Beginn und am Ende des Pufferstoßes auf, bedingt durch die in der Theorie nicht erfaßten Komponenten wie Beschleunigung der Ölsäule und zunehmende Kraft der Rückstellfeder. Diese Abweichungen sind jedoch gering, so daß der theoretisch ermittelte Stoß als Störfunktionsvorgabe für ein Ersatzmodell des Menschen gewählt werden kann. Gemessene Stoßverläufe lassen häufig die Gradierungsstufen des Puffers als Oberwellen kleiner Amplituden erkennen. Solange die Stufung fein genug ist, also die Abweichung der treppenförmigen Annäherung an die ideale Gradierungskurve gut genug ist, wirken sich diese Oberwellen auch nicht wesentlich auf die o.a. Aussagen zur Übereinstimmung der theoretischen zur gemessenen Stoßform als Störfunktion für ein Ersatzmodell des Menschen aus. Wenn insbesondere das Maximum der gemessenen Verzögerung durch die Stufung nicht merklich beeinflußt und damit über das der rechnerischen angehoben wird, kann auf detailliertere Rechenverfahren zur Ermittlung der Verzögerungs-Zeit-Funktion verzichtet werden. Deshalb sind in dieser Arbeit die Ansätze für detaillierte Berechnungen zur Berücksichtigung des Einflusses der Stufung nicht weiter verfolgt worden.

Der zeitabhängige Stoßverlauf eines parabolisch gradierten Aufzugspuffers für eine Freifallmasse kann also genügend genau theoretisch ermittelt werden, wenn die Konstruktionsdaten des Puffers und Angaben zum Öl vorliegen. Allerdings sind diese Funktionen im allgemeinen nicht durch bekannte Funktionen auszudrücken, vielmehr muß auf numerische Integrationsverfahren zurückgegriffen werden.

Über Versuche an verkleinerten Modellen von Puffern im freien Fall und in einer simulierten Aufzugsanlage konnte gezeigt werden, daß sich die Stoßformen im freien Fall und in der Anlage ähneln. Anfangs wird immer eine Überhöhung des Anlagensstoßes gegenüber dem Freifallstoß vorliegen. Nach dieser Anfangsphase, deren Dauer von Anlagendaten wie Seillänge und -steifigkeit und dem Gewichtsverhältnis abhängt, ähneln sich beide Stoßverläufe sehr, um gegen Ende nahezu deckungsgleich zu sein. Bei einer Anwendung der theoretisch zu ermittelnden Pufferstöße für den freien Fall auf erwartete Stöße in Anlagen muß die Anfangsüberhöhung, die theoretisch 1 g betragen kann, qualitativ berücksichtigt werden.

Neben dem Pufferstoß muß auf die Belastung der Kabine durch das zurückfallende Gegengewicht geachtet werden. Seilentlastung tritt für geringere Kabinenlasten sehr rasch und in großem Umfang ein und führt zu erheblichen Beschleunigungen der Kabine *nach* dem Pufferstoß. Für geringe Gewichtsverhältnisse kann dieser Stoß den Maximalwert des Pufferstoßes übersteigen.

Bei üblichen Verhältnissen von Nutzlast und Kabinengewichten haben die Untersuchungen den Schluß zugelassen, daß die Anteile der federnd aufgehängten Massen der mitfahrenden Menschen für die Ausbildung der Stoßform in erster Näherung als starr angesehen werden dürfen. So konnten letztlich die theoretisch ermittelten Stoßformen für den Freifall als Grundlage für eine Belastungsabschätzung der Menschen herangezogen werden.

Der Mensch wurde durch ein einfaches Einfeder-Einmasse-Modell mit Dämpfung simuliert, die Annäherung ist aufgrund von Aussagen in der einschlägigen Literatur als ausreichend anzusehen.

Die Untersuchungen an diesem Modell mit den theoretischen Pufferstößen bei Auslegungsauffreßgeschwindigkeit zeigen, daß keinesfalls lebensbedrohende Auswirkungen zu erwarten sind. Auch schwere physiologische Funktionsstörungen sind auszuschließen, und zwar sicher im Gewichtsverhältnisbereich $0,7 \leq G/G_A \leq 1,3$.

Die zusätzliche Anfangsüberhöhung der Bremsverzögerung der Puffer beim Einsatz in Anlagen verstärkt jedoch den an sich schon belastenden Vorgang bei geringem Gewichtsverhältnis. Die sich gleich am Anfang des Stoßes ausbildende Wegamplitude beim Ersatzmodell des Menschen wird wesentlich vergrößert. Es kommen dann rechnerisch Wegamplituden von ca. 60 mm vor. Für große Gewichtsverhältnisse ist diese Steigerung der Wegamplitude nicht festzustellen. Beim Freifallstoß tritt das Maximum am Ende bzw. sogar erst kurz nach dem Stoß auf. Eine Erhöhung der Verzögerung am Anfang durch den Anlageneinfluß wird sich umso weniger auswirken, je größer das Gewichtsverhältnis ist.

Auftreffgeschwindigkeiten, die größer als der Auslegungswert sind, führen für alle Gewichtsverhältnisse zum Ansteigen der anfänglichen Verzögerungswerte. Eine Steigerung der Auftreffgeschwindigkeit ist für ausgeführte Anlagen bis zur Regleransprechschwelle von $1,1 v_{A_0}$ denkbar.

Die schon erwähnte europäische Aufzugsrichtlinie [45] wird die einzuhaltenden Verzögerungsmittelwerte auf die gesamte Versuchszeit im Freifall beziehen, und nicht mehr nur auf die Zeit, in der wirklich negative Beschleunigungen, d.h. Verzögerungen, vorliegen. Damit könnten dann Puffer generell für $v_0 > v_{A_0}$ eingesetzt werden.

Leichtbautendenzen gerade für schnellaufende Aufzüge sind wegen der damit niedriger zu haltenden Beschleunigungsenergien als möglich anzusehen. Damit reichen dann die Gewichtsverhältnisse bis zu $G/G_A = 0,5$, was zu entsprechenden Steigerungen der Anfangsverzögerungen schon im Freifallversuch führt. Die anlagenbedingte Überhöhung steigert diesen Wert der Anfangsverzögerung noch weiter, wie auch erhöhte Auftreffgeschwindigkeiten nochmal steigernd auf den Anfangswert wirken. Als Resultat für die maximale Wegamplitude des Ersatzmodelles des Menschen sind dann Werte zu verzeichnen, die weit über den heute als gesichert zulässig ansehbaren liegen.

Diese sicher nicht gewünschten extremen Belastungen des Menschen können vermieden werden. Als Auslegungslast für die Puffer wird z.Zt. das Kabinengewicht plus halbe Nutzlast gewählt. Für diese Last erhält man im Freifall den rechteckförmigen Stoßverlauf, der den Menschen am geringsten belastet. Der Einsatz in der Anlage steigert den Anfangswert und damit die maximale Wegamplitude des Ersatzmodelles. Mit abnehmender Last vergrößert sich der Anfangswert im Freifall, jeweils nochmal gesteigert für die Anlage. Diese Abweichung vom rechteckförmigen Verlauf wird mit abnehmendem Gewichtsverhältnis größer.

Bei großem Gewichtsverhältnis ($G/G_A > 1$) stellt sich im Freifall ein unter 1 g liegender Anfangswert der Verzögerung ein. Der Einsatz des Puffers in der Anlage hebt diesen Wert an und reduziert damit die Abweichung von der Rechteckform.

Wählt man als Auslegungslast für den rechteckförmigen Stoßverlauf im freien Fall die leere Kabine plus einen Menschen, dann reduziert man die Belastung des Menschen derart, daß eine mögliche Überbeanspruchung in der Anlage auszuschließen ist. Die bisher übliche Auslegungslast, Kabine plus halbe Nutzlast, liegt dann schon im Bereich der *k*-Werte unter 2, also mit Anfangsverzögerungen unter 1 g. Die Höchstlast, Kabine plus Nutzlast, führt dann zu noch weiter abgesenktem Anfangswert. In allen Fällen wird durch den Anlageneinfluß der Anfangswert der Verzögerung angehoben, für die Kabine plus einen Menschen dann bis zu 2 g, für die höheren Lasten entsprechend weniger. Die Belastung mitfahrender Menschen kann somit gemäß *Abb. 169* deutlich reduziert werden, da man den

Einsatzbereich der Puffer von heute $0,7 \leq G/G_A \leq 1,3$ auf z. B. $0,9 \leq G/G_A \leq 1,5$ verschoben würde. Eine solche Verschiebung reduziert zwar die mögliche Belastung des Menschen, erhöht aber für die gesteigerte Höchstlast den Druck im Pufferzylinder. Da der Höchstdruck mit dem Gewichtsverhältnis in einem linearen Zusammenhang steht, muß für vorhandene Puffer vor einem Einsatz in dem vorgeschlagenen Lastbereich geprüft werden, ob die bei der Auslegung des Druckzylinders zugrundegelegten Sicherheitsfaktoren eine solche Drucksteigerung noch zulassen. Für neue Puffer muß der neue Höchstdruck als Auslegungswert herangezogen werden.

Da das Gegengewicht weiterhin die Kabine mit halber Nutzlast ausgleicht, gehen die Auswirkungen des zurückfallenden Gegengewichtes auf die Kabine auch zurück, da die Pufferstöße verringerte Anfangsverzögerungen gegenüber der heutigen Auslegung aufweisen.

Die heute in der TRA 200 [7] zu findende Forderung nach Begrenzung von Spitzenwerten der Verzögerung in Abhängigkeit der Dauer sollte nach den hier durchgeführten Rechnungen revidiert werden. In 5.3.2 wurde dargelegt, daß sich diese Spitzenwerte und ihre Wirkdauer umgekehrt proportional verhalten müssen, wenn die Belastung des Menschen gleich sein soll. Es sollte nur ein Spitzenwert von 2,5 g als gemittelter Wert über 0,03 s zulässig sein. Größere Spitzenwerte dürften nur

entsprechend geringere Zeit wirken, da das Produkt aus gemitteltem Spitzenwert und Wirkdauer im Hinblick auf diese gleichbleibende Belastung des Menschen konstant gehalten werden muß.

Die Ergebnisse dieser Arbeit könnten auch Anregung dafür sein, ein repräsentatives Ersatzmodell des Menschen in den TRA festzulegen. Die in den Bauartprüfungen ermittelten Pufferstöße müßten auf dieses Ersatzmodell als Störfunktion einwirken. Dabei dürfte die festzulegende maximale Wegamplitude nicht überschritten werden.

Die Methode der Abschätzung der Belastung des Menschen durch Störfunktionen in Form von Fourier-Reihen ermöglicht die Berücksichtigung aller Besonderheiten der jeweiligen Stöße. So kann diese Methode auch für die Bewertung von Stößen durch Fangvorrichtungen herangezogen werden. Die Anwendung auf z.B. Sperrfangvorrichtungen bei geringer Kabinenbelastung mit ausgeprägten Verzögerungsspitzen kann zu sehr hohen Wegamplituden des Ersatzmodelles führen. In Verbindung mit dem nichtlinearen Verhalten des menschlichen Gewebes [22] im oberen Belastungsbereich, d.h. progressive Spannungserhöhung im Gewebe bei gleichmäßiger Dehnungserhöhung (Wegamplitude), müßten hier die physiologischen Auswirkungen betrachtet werden.

7. Zusammenfassung

Einleitend wurde anhand statistischer Angaben der Vereinigung der Technischen Überwachungsvereine zunächst herausgestellt, daß der weit überwiegende Anteil der Aufzugsanlagen zur Personenbeförderung Treibscheibenantriebe ohne Unterseile aufweist. Von den in diesen Anlagen verwandten bauartprüfpflichtigen Sicherheitseinrichtungen, den Geschwindigkeitsreglern, den Türverschlüssen, den Fangvorrichtungen, den elektronischen Bauteilen und den hydraulischen Aufsetzpuffern sind letztere Gegenstand der Untersuchung in der hier vorliegenden Arbeit. Dazu sind theoretische Berechnungsverfahren für Freifallversuche weiterentwickelt und deren Ergebnisse mit Meßaufzeichnungen verglichen worden. Ferner wurde dann die Übertragbarkeit der Bauartversuche im Freifall auf den Einsatz der Puffer in Anlagen betrachtet und schließlich die Belastung des in der durch den Puffer gebremsten Kabine mitfahrenden Menschen abgeschätzt.

Für die Bauartuntersuchungen nach gewerberechtlichen Vorschriften, bei denen die Kabine durch eine frei fallende Masse entsprechenden Gewichts simuliert wird, wurde eigens ein Prüfstand errichtet. Er besteht im wesentlichen aus einem 70-t-Fundament und einem ca. 14 m hohen Gerüst mit einer Tragfähigkeit von 12,5 t. In Führungsschienen läuft ein Rahmen, der mit Gewichten entsprechend beladen werden kann. Die verwendete Meßeinrichtung erlaubt die laufende Registratur der Beschleunigung, der Geschwindigkeit und des Weges des Rahmens. Weiter wird die Auftreffgeschwindigkeit und die Temperatur der Hydraulikflüssigkeit gemessen.

In etwa 800 Freifallversuchen wurden 89 Bauarten von 9 Herstellerfirmen untersucht. Der Lastbereich erstreckte sich von ca. 600 kg bis ca. 8200 kg, der Bereich der Auftreffgeschwindigkeit von 1,25 m/s bis 6,0 m/s. Es handelte sich nahezu ausnahmslos um Bauarten mit parabolisch gradierten Steuereinrichtungen, d.h. die Querschnittfläche für den Austritt der Hydraulikflüssigkeit nimmt mit dem Hub parabolisch ab. Demzufolge weisen auch alle Bauarten große Übereinstimmungen untereinander auf, wie vor allem auch mit den 1927 von F. Hymans und A.V. Hellborn [8] mitgeteilten theoretischen Beziehungen für den wegabhängigen Druck im Pufferzylinder für parabolisch gradierte Puffer. Abweichungen, insbesondere am Anfang und am Ende des Pufferhubes, sind durch in den theoretischen Ansätzen vernachlässigte Einflüsse, wie Beschleunigung der Ölsäule und Kraftkomponente der Rückstellfeder des Pufferkolbens, qualitativ zu erklären.

Mit Hilfe numerischer Verfahren wurden die Auswertungen der zeitabhängig registrierten Meßsignale vorgenommen. Dabei konnte die Unabhängigkeit des Mittelwertes der wegabhängigen Beschleunigung ($a_m(s)$) von der jeweiligen Last gezeigt werden, wohingegen der Mittelwert der zeitabhängigen Beschleunigung $a_t(t)$ mit der Last etwa linear ansteigt. Die zusammenfassende Darstellung der Bauartversuche über die arithmetischen Mittelwerte $a_m(s)$ und $a_m(t)$ wurde mit Hilfe der jeweils angegebenen bzw. aus den Konstruktionsdaten sowie den physikalischen Größen des Öles ermittelten Auslegungslast G_A ermöglicht.

Nach der Darstellung der bekannten theoretischen Grundlagen zeigt diese Arbeit, daß die Bestimmung der zeitabhängigen Beschleunigung $a(t)$ für parabolisch gradierte Puffer im allgemeinen nicht ohne numerische bzw. analoge Integrationsverfahren möglich ist, d.h. daß es keine Lösungen der betreffenden Differentialgleichungen gibt, die durch bekannte Funktionen ausgedrückt werden können. Nur für Sonderfälle im Lastbereich gibt es zeitabhängige Lösungen, die sich durch bekannte Funktionen darstellen lassen. Für die Aufsetzpuffer in Aufzugsanlagen sind es die Lasten $G = G_A$ und $G = 0,5 G_A$, wobei letztere schon einen selten vorkommenden Einsatzfall darstellt. Diese exakten Lösungen wurden zur Verifikation der vom Verfasser erstellten Rechenprogramme herangezogen, mit deren Hilfe die zeitabhängigen Verläufe der Beschleunigung berechnet werden. Der Vergleich dieser rechnerisch ermittelten

Funktionen mit den gemessenen Verläufen zeigt eine genügend genaue Übereinstimmung, zumindest im Hinblick auf die Verwendung des Pufferstoßes als Belastung für den mitfahrenden Menschen.

Um die Übertragbarkeit von Freifallprüfgergebnissen auf das Verhalten der Puffer in Anlagen zu untersuchen, wurden orientierende Versuche an ausgeführten Aufzugsanlagen durchgeführt. Wesentliche Unterschiede konnten jedoch besser an einer verkleinerten Modellanlage betrachtet werden. Nachdem die modellmäßige Verkleinerung der Puffer gezeigt wurde, konnten derart in der Größe reduzierte Puffer im freien Fall und in der Modellanlage untersucht werden. Dabei bestätigte sich zunächst die in ausgeführten Anlagen gemachte Erfahrung, daß bei gering beladener Kabine das Gegengewicht stark "springt". Die Bremsung von kleinen Lasten erfolgt mit anfänglich hohen Verzögerungswerten ($a > 1g$) während das Gegengewicht theoretisch mit konstanter Verzögerung ($a = 1g$) gebremst wird. Dadurch ergibt sich eine Seilentlastung, in extremen Fällen bildet sich sogar Schlaffseil. Aber auch bei mit halber Nutzlast beladener Kabine (G_A) oder auch bei stark beladener Kabine ($G > G_A$) kommt es zu Schwingungen im Trageil. Die Stöße auf die Kabine durch das Gegengewicht nach dem Pufferstoß sind dabei jedoch relativ klein im Vergleich zu den Stößen bei Bremsvorgängen mit $G < G_A$.

Die gemessenen Beschleunigungsverläufe in der Modellanlage und im Freifallversuch sind grundsätzlich ähnlich. In einer sehr begrenzten Anfangsphase kommt es bei Anlagenversuchen durch die Elastizität der Trageile zu einer Steigerung der Anfangsverzögerung gegenüber den Freifallversuchen, maximal um den Betrag von 1 g. Im weiteren Verlauf gleichen sich Anlagen- und Freifallkurven dann immer weiter an, um gegen Ende des Pufferstoßes fast völlig übereinzustimmen.

Bevor die vom Verfasser ermittelten theoretischen Pufferstöße $a(t)$, die die auftretenden genügend genau wiedergeben, nun als Stör- bzw. Anregungsfunktion für ein Simulationsmodell des Menschen angenommen werden konnten, mußte noch der Einfluß nicht-starrer Massenanteile auf die Ausbildung der Bremsverläufe untersucht werden. Dazu wurden Versuche mit starrer Masse gegenübergestellt, bei denen die Gesamtmasse aus einer starren Masse und einem Menschen gebildet wurde. Für übliche Verhältnisse von Kabinenleergewicht zu Nutzlast kann nach den Untersuchungen der Einfluß nicht-starrer Massenanteile auf die Bremsverläufe vernachlässigt werden.

Die theoretisch ermittelten Pufferstöße $a(t)$ bilden die Basis für eine Abschätzung der Belastung des Menschen durch diese Pufferstöße. Dazu wurden die Stoßfunktionen mittels einer Fourier-Reihe zerlegt und die Einzelschwingungen dieser Zerlegung nach der VDI-Richtlinie 2057 [50] bewertet. Dabei ergab sich ein besonders hoher Grad an Erträglichkeit der Pufferstöße für den Menschen bei einem Rechteckstoß, also für den Fall der mit halber Nutzlast beladenen Kabine. Je größer die Abweichung vom Rechteckstoß, um so größer wird die Belastung für den Menschen. Hervorzuheben ist, daß diese Belastung noch mit der absoluten Auftreffgeschwindigkeit steigt, also mit der Dauer der Stoßeinwirkung.

Da die VDI-Richtlinie die Bewertung schwingender Belastungen zum Thema hat und für stoßartige Belastungen die Anwendbarkeit der Bewertungsmethode nur zur Diskussion stellt, wurde noch ein Einfeder-Einmasse-System mit Dämpfung als Simulation des Menschen näher untersucht. So kann man insbesondere nach Dupuis [30] dieses System für den unteren Frequenzbereich bis etwa 15 Hz als ausreichende Näherung ansehen, um die Relativbewegung des Menschen bei Stößen zu ermitteln. Die Auswertung der Pufferstöße hinsichtlich der sich ergebenden Relativwege des Menschen, also der Zusammendrückungen bzw. der Zerrungen des Menschen, ergab, daß Rechteckstöße den Menschen am geringsten belasten. Je stärker die Abweichung von der Rechteckform in der Störfunktion ist, um so größer werden die Relativwege als Antwort des Ersatzmodelles. Und wieder steigern sich diese mit der Auftreffgeschwindigkeit.

Die Größenordnung von 25 mm allerdings läßt im Vergleich mit ähnlichen Werten, gemessen bei Schlepperfahrern [30], deutlich erkennen, daß grundsätzlich kaum lebensbedrohende Auswirkungen von den Pufferstößen zu erwarten sind.

Insbesondere die Untersuchung der Auswirkung der den Pufferstößen überlagerten kurzzeitigen Extremwerte, die nach TRA 200 [7] bis zu 2,5 g und einer Dauer von 0,04 s zulässig sind, konnte mit der Fourier-Zerlegung und ihrer Anwendung als Störfunktion für das Ersatzmodell durchgeführt werden. Die Einwirkzeiten von 0,04 s sind verglichen mit der Eigenschwingungsdauer $T = 0,20$ s des Ersatzmodells mit einer Eigenfrequenz von 5 Hz relativ lang. Solche Extremwerte müssen daher zu erheblichen Vergrößerungen der Relativwege des Ersatzmodells führen. Hier sollte die Angabe der zulässigen Einwirkdauer auf 0,03 s für gemittelte Spitzenwerte bis 2,5 g herabgesetzt werden, wenn die Auswirkungen auf den Menschen tolerierbar bleiben sollen.

Die große Wirkung von Maximalwerten der Verzögerung auf den Menschen, also die Spitzenwerte über Zeiten von 0,04 s und die Erhöhung um theoretisch 1 g im Anfangswert von Anlagenversuchen gegenüber Freifallversuchen, ist Veranlassung, eine geänderte Auslegungslast der Puffer vorzuschlagen. Bisher wurde die Kabine plus halbe Nutzlast als Auslegungslast G_A gewählt, von der im Betrieb gleichermaßen nach oben und unten je nach Beladung abgewichen wird. Geringe Beladung der Kabine führt zu anfänglich sehr großen Verzögerungen, die im

Verlauf der Bremsung dann e-funktionsähnlich abnehmen. Der Einsatz in der Anlage steigert diesen Anfangswert noch, die Abweichung vom Rechteckstoß ist sehr ausgeprägt. Für größere Beladung der Kabine ($G > G_A$) beginnt die Verzögerung mit Werten $a < g$. Hier steigert der Anlageneinsatz den Anfangswert auf $a > g$, was entweder zu ähnlich geringer Abweichung vom Rechteckstoß oder sogar zu geringerer Abweichung als im Freifall führt.

Wählt man als neue Auslegungslast das Kabinenleergewicht plus einen Menschen und verschiebt so den lastmäßigen Einsatzbereich der Puffer, so beugt man denkbaren Verletzungen von einzelnen oder wenigen Menschen in Kabinen bei der Fahrt auf Puffer vor. Mit $G_A = K + 75$ kg muß dann nur für $G_{\max} = K + x \cdot 75$ kg die Drucksteigerung im Hydraulikzylinder beachtet werden, insbesondere für Anlagen in Leichtbauweise mit Verhältnissen von Kabinen- zu Nutzlast von ca. 0,5.

Für die Bewertung der Abweichungen von den theoretisch zu erwartenden Stößen im Hinblick auf die Belastung des Menschen wird vorgeschlagen, auf ein Ersatzmodell mit $f_0 = 5$ Hz und $\delta = 0,3$ die im Bauartversuch ermittelte Bremsfunktion als Störfunktion einwirken zu lassen. Die ermittelten Relativwege des Ersatzmodells dürften dann Vorgaben, die in die TRA 200 aufzunehmen wären, nicht überschreiten. Treten die maximalen Relativwege am Anfang des Pufferstoßes auf, ist der Einfluß der Anlage durch entsprechende Erhöhung des Anfangswertes der Bremsfunktion zu berücksichtigen.

Anhang

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A1- 4/1770/2.15	2.05	0.96	1.13	1.77	1.20	4.25	-		0.64	1
A1- 4/1770/2.15	2.05	0.75	1.23	1.50	-	4.23	-		0.82	2
A1- 4/1770/2.15	0.65	0.96	1.23	0.91	-	2.40	-		1.35	3
A1- 4/1770/2.15	0.65	0.73	1.37	0.75	1.019	1.31	-		1.83	4
A1- 8/1713/2.5	2.12	1.02	1.08	1.80	-	4.24	x		0.60	5
A1- 8/1713/2.5	0.67	1.02	1.24	0.97	-	2.57	-		1.28	6
A1-32/1655/2.93	2.19	0.99	1.09	1.67	1.15	4.51	x		0.65	7
A1-32/1655/2.93	0.69	0.97	1.17	0.85	1.35	2.61	-		1.38	8
A1-16/1725/3.57	2.1	0.99	1.10	1.62	1.18	3.91	-		0.68	9
A1-16/1725/3.57	0.66	1.00	1.17	0.81	1.18	2.93	-		1.45	10
A1- 3/2372/2.15	2.19	0.95	1.16	1.87	1.18	4.78	-		0.62	11
A1- 3/2372/2.15	2.19	0.74	1.19	1.47	0.96	3.93	-		0.61	12
A1- 3/2372/2.15	0.64	0.94	1.20	0.89	-	2.63	-		1.35	13
A1- 3/2372/2.15	0.64	0.74	1.30	0.72	0.96	1.39	-		1.81	14
A1- 7/2393/2.5	2.18	1.02	1.15	1.98	-	5.17	x		0.58	15
A1- 7/2393/2.5	0.64	1.02	1.21	0.96	-	2.90	-		1.26	16
A1-31/2353/2.93	2.22	1.29	1.09	1.78	1.10	4.68	x		0.61	17
A1-31/2353/2.93	0.65	0.99	1.11	0.77	1.20	2.70	-		1.44	18
A1-15/2293/3.56	2.27	1.01	1.06	1.63	1.18	4.20	x		0.65	19
A1-15/2293/3.56	0.66	1.01	1.16	0.79	1.33	3.06	-		1.47	20

Abb. A1
Tabelle der wesentlichen Daten aus
334 Bauartversuchen mit hydraulischen Aufsetzpuffern

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A1- 2/3807/2.15	1.37	0.94	1.08	1.38	1.26	1.98	-		0.78	21
A1- 2/3807/2.15	1.37	0.70	1.21	1.09	-	1.90	-		1.11	22
A1- 2/3807/2.15	0.6	0.95	1.13	0.805	-	2.82	-		1.40	23
A1- 2/3807/2.15	0.6	0.70	1.18	0.60	-	1.47	-		1.97	24
A1- 6/3575/2.5	1.46	1.03	1.09	1.55	-	2.58	-		0.7	25
A1- 6/3575/2.5	0.63	1.02	1.13	0.88	-	2.82	-		1.28	26
A1-30/3607/2.93	1.45	0.99	1.02	1.27	1.21	1.82	-		0.80	27
A1-30/3607/2.93	0.63	0.98	1.13	0.78	1.06	2.84	-		1.45	28
A1-14/3494/3.57	1.49	0.99	1.07	1.29	1.23	1.65	-		0.83	29
A1-14/3494/3.57	0.65	0.99	1.01	0.68	1.17	3.11	-		1.48	30
A1- 1/5949/2.15	0.88	0.95	1.09	1.10	-	1.96	-		0.99	31
A1- 1/5949/2.15	0.88	0.73	1.13	0.84	-	1.12	-		1.35	32
A1- 1/5949/2.15	0.77	0.97	1.1	0.98	-	2.19	-		1.12	33
A1- 1/5949/2.15	0.77	0.71	1.19	0.78	0.96	1.37	-		1.53	34
A1- 1/5949/2.15	0.63	0.95	1.08	0.85	-	2.73	-		1.27	35
A1- 1/5949/2.15	0.63	0.74	1.13	0.64	-	1.47	-		1.77	36
A1- 5/5909/2.50	0.88	1.03	1.09	1.05	-	2.47	-		1.04	37
A1- 5/5909/2.5	0.77	1.03	1.13	0.96	-	2.85	-		1.18	38
A1- 5/5909/2.5	0.63	1.03	1.07	0.81	-	3.52	-		1.32	39
A1-29/5505/2.93	0.95	0.99	1.07	1.03	1.27	1.79	-		1.04	40

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A1-29/5505/2.93	0.83	0.99	1.11	0.97	-	2.15	-		1.14	41
A1-29/5505/2.93	0.68	0.98	1.01	0.75	1.16	2.62	-		1.34	42
A1-13/5905/3.57	0.88	1.02	1.06	0.89	-	2.36	-		1.19	43
A1-13/5905/3.57	0.77	1.01	1.06	0.81	-	2.57	-		1.31	44
A1-13/5905/3.57	0.63	1.0	1.07	0.72	1.11	3.16	-		1.48	45
B1- 1/1570/1.98	0.52	0.91	0.98	0.8	-	2.7	-		1.23	46
B1- 1/1570/1.98	0.96	0.9	0.64	0.7	-	1.7	-		0.91	47
B1- 2/1655/2.71	0.57	0.96	0.90	0.7	-	1.2	-		1.28	48
B1- 2/1655/2.71	0.95	0.96	0.61	0.9	-	3.1	-		0.68	49
B1- 3/ 824/3.54	0.44	1.1	0.42	0.8	-	2.3	-		0.52	50
B1- 3/ 824/3.54	1.09	0.95	0.96	0.6	1.05	1.8	-		1.6	51
B1- 4/1890/3.54	0.50	0.97	0.81	0.7	1.09	2.2	-		1.15	52
B1- 4/1890/3.54	1.06	0.99	0.85	0.9	-	5.0	-		0.94	53
B1- 5/2280/4.58	0.44	0.95	0.40	0.9	-	6.1	-		0.44	54
B1- 5/2280/4.58	1.05	0.94	0.83	0.6	-	1.6	-		0.83	55
B1- 6/3812/1.98	0.43	0.89	0.99	0.9	1.21	1.7	-		1.11	56
B1- 6/3812/1.98	0.75	0.89	1.07	1.0	1.24	1.6	-		1.07	57
B1- 6/3812/1.98	0.88	0.90	1.21	0.9	-	2.3	-		1.34	58
B1- 6/3812/1.98	0.84	0.90	0.79	0.7	0.85	1.3	-		1.13	59
B1- 6/3812/1.98	0.21	0.91	0.87	0.7	-	1.0	-		1.24	60

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(\theta) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
B1- 7/ - / -	-	-	1.04	1.6	-	3.1	x		0.65	61
C1- 3/1062/1.53	1.15	0.90	0.9	1.4	-	1.6	-		0.64	62
C1- 3/1062/1.53	2.57	0.90	1.41	1.5	-	3.2	-		0.94	63
C1- 4/2883/2.00	0.94	0.97	1.34	1.2	-	2.7	-		1.12	64
G - 1/ 733/1.5	0.7	0.97	0.94	0.80	1.17	1.95	-	94	1.18	65
G - 1/ 733/1.5	1.19	0.99	0.98	0.96	1.06	1.92	-	94	1.02	66
G - 1/ 733/1.5	1.54	1.01	1.26	1.34	1.14	3.13	-	93	0.94	67
G - 2/ 711/2.0	0.7	1.04	0.85	0.54	1.09	2.31	-	89	1.58	68
G - 2/ 711/2.0	1.19	1.01	1.01	0.87	1.19	1.18	-	96	1.16	69
G - 2/ 711/2.0	1.55	1.01	1.09	1.12	1.22	1.74	-	98	0.97	70
G - 3/ 768/2.62	0.65	0.95	0.87	0.50	0.87	2.29	-	96	1.73	71
G - 3/ 768/2.62	1.11	0.95	0.96	0.75	0.99	1.22	-	97	1.28	72
G - 3/ 768/2.62	1.43	0.98	1.06	1.00	0.96	1.42	-	98	1.06	73
G - 4/ 691/3.0	0.72	0.98	0.88	0.57	0.99	2.79	-	94	1.54	74
G - 4/ 691/3.0	1.23	0.99	0.94	0.84	1.02	1.33	-	96	1.12	75
G - 4/ 691/3.0	1.59	1.01	1.07	1.10	1.10	1.49	-	94	0.97	76
G - 5/ 941/1.5	0.64	0.99	0.9	0.53	1.24	2.59	-	95	1.7	77
G - 5/ 941/1.5	1.12	1.00	1.07	0.91	1.06	1.63	-	93	1.18	78
G - 5/ 941/1.5	1.43	1.03	1.07	1.08	1.18	2.26	-	93	0.99	79
G - 6/1042/2.0	0.58	1.0	0.87	0.53	1.04	2.60	-	96	1.64	80

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(\theta) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
G - 6/1042/2.0	1.01	1.04	1.06	1.00	1.16	1.58	-	95	1.06	81
G - 6/1042/2.0	1.3	1.03	1.06	1.15	1.17	2.31	-	96	0.92	82
G - 7/1033/2.62	0.58	0.93	0.72	0.48	0.91	2.29	-	98	1.50	83
G - 7/1033/2.62	1.02	0.97	1.03	0.86	0.99	1.47	-	95	1.20	84
G - 7/1033/2.62	1.31	0.98	1.03	0.97	1.14	1.72	-	98	1.06	85
G - 8/ 881/3.0	0.68	0.98	0.88	0.53	0.75	2.76	-	99	1.66	86
G - 8/ 881/3.0	1.19	1.0	1.00	0.85	1.19	2.19	-	91	1.18	87
G - 8/ 881/3.0	1.53	1.0	0.98	0.93	1.11	1.22	-	96	1.05	88
G - 9/1253/1.5	0.6	0.98	0.91	0.54	1.32	2.81	-	95	1.69	89
G - 9/1253/1.5	1.08	1.03	1.03	0.94	1.23	1.68	-	98	1.09	90
G - 9/1253/1.5	1.4	1.03	1.14	1.22	1.5	2.06	-	88	0.93	91
G -10/1302/2.0	0.58	1.0	1.93	0.54	1.34	3.00	-	96	1.72	92
G -10/1302/2.0	1.04	1.03	0.99	0.83	1.37	1.72	-	96	1.19	93
G -10/1302/2.0	1.34	1.05	1.11	1.23	1.43	1.70	-	86	0.9	94
G -11/1220/2.62	0.61	0.95	0.88	0.5	1.06	2.78	-	97	1.75	95
G -11/1220/2.62	1.11	0.97	1.01	0.75	1.10	1.47	-	97	1.34	96
G -11/1220/2.62	1.43	0.98	1.02	0.92	1.16	1.31	-	97	1.11	97
G -12/1162/3.0	0.65	0.98	0.84	0.53	1.09	2.63	-	97	1.59	98
G -12/1162/3.0	1.16	1.0	0.97	0.81	1.23	1.34	-	97	1.20	99
G -12/1162/3.0	1.51	1.01	1.04	1.05	1.01	1.42	-	97	0.99	100

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(\theta) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
G -13/1750/1.5	0.54	0.98	0.99	0.62	1.15	2.35	-	96	1.60	101
G -13/1750/1.5	0.97	1.04	1.09	1.03	1.34	2.17	-	94	1.06	102
G -13/1750/1.5	1.26	1.03	1.18	1.41	1.41	3.34	-	91	0.84	103
G -14/1673/2.0	0.57	1.00	0.98	0.68	1.12	1.95	-	98	1.44	104
G -14/1673/2.0	1.02	1.03	1.05	0.93	1.30	1.66	-	95	1.13	105
G -14/1673/2.0	1.32	1.04	1.17	1.11	1.34	1.73	-	92	1.05	106
G -15/1789/2.62	0.53	0.95	0.87	0.50	1.04	2.58	-	98	1.74	107
G -15/1789/2.62	0.95	0.98	1.05	0.77	0.94	1.52	-	96	1.31	108
G -15/1789/2.62	1.23	0.98	0.96	0.95	1.07	1.26	-	96	1.01	109
G -16/1601/3.0	0.6	0.98	0.95	0.56	1.07	2.63	-	99	1.70	110
G -16/1601/3.0	1.06	1.01	1.02	0.89	0.94	1.49	-	96	1.15	111
G -16/1601/3.0	1.37	1.01	1.0	1.02	1.10	1.79	-	96	0.98	112
G -17/2613/1.5	0.48	1.03	1.03	0.64	1.33	2.85	-	91	1.61	113
G -17/2613/1.5	0.82	1.03	1.07	0.98	1.27	2.00	-	90	1.09	114
G -17/2613/1.5	1.05	1.04	1.14	1.19	1.15	2.64	-	89	0.96	115
G -18/2227/2.0	0.56	1.05	0.88	0.69	1.16	2.87	-	93	1.27	116
G -18/2227/2.0	0.97	1.04	0.96	0.79	1.24	1.81	-	94	1.21	117
G -18/2227/2.0	1.23	1.04	1.06	1.03	1.21	1.57	-	92	1.03	118
G -19/2235/2.62	0.56	0.98	0.88	0.60	1.16	2.54	-	96	1.47	119
G -19/2235/2.62	0.96	0.98	0.95	0.76	1.10	1.58	-	97	1.25	120

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{AO}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{AO}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
G -19/2235/2.62	1.23	0.98	0.98	0.83	1.09	1.26		94	1.18	121
G -20/1920/3.0	0.65	1.01	0.9	0.65	1.16	2.69		95	1.38	122
G -20/1920/3.0	1.12	1.02	0.99	0.81	1.04	1.37		98	1.22	123
G -20/1920/3.0	1.43	1.02	1.04	1.04	1.15	1.62		94	1.0	124
D - 1/4575/2.03	0.34	0.82	1.04	0.42	0.9	2.48		96	2.48	125
D - 1/4541/2.03	0.34	0.81	0.95	0.38	0.6	2.42		96	2.50	126
D - 1/4575/2.03	0.93	0.80	1.45	0.98	0.8	1.64		91	1.48	127
D - 1/4541/2.03	0.94	0.81	1.26	0.84	0.7	1.80		90	1.50	128
D - 1/4575/2.03	1.09	0.80	1.12	0.91	0.9	1.92		87	1.23	129
D - 1/4541/2.03	1.10	0.82	1.15	0.94	0.8	1.94		88	1.22	130
D - 1/4575/2.03	0.52	1.02	1.10	0.75	1.1	2.79		95	1.46	131
D - 1/4541/2.03	0.53	1.01	1.08	0.73	1.1	2.67		95	1.48	132
D - 1/4575/2.03	0.93	1.02	1.24	1.18	1.0	2.21		93	1.05	133
D - 1/4541/2.03	0.94	1.02	1.22	1.18	1.0	2.87		87	1.03	134
D - 1/4575/2.03	1.09	1.01	1.16	1.29	1.0	2.81		89	0.90	135
D - 1/4541/2.03	1.10	1.02	1.12	1.27	1.3	2.41		92	0.88	136
D - 2/4424/3.02	0.4	0.83	1.07	0.45	0.7	2.14		98	2.37	137
D - 2/4392/3.02	0.4	0.83	1.09	0.46	1.0	2.13		98	2.38	138
D - 2/4424/3.02	0.96	0.84	1.05	0.8	0.8	1.82		92	1.31	139
D - 2/4392/3.02	0.97	0.84	1.2	0.9	0.8	1.87		92	1.33	140

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{AO}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{AO}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
D - 2/4424/3.02	1.13	0.84	1.26	1.01	0.7	2.09		91	1.25	141
D - 2/4392/3.02	1.14	0.83	1.13	0.94	0.8	1.91		92	1.2	142
D - 2/4424/3.02	0.54	0.99	1.08	0.67	1.2	2.43		96	1.61	143
D - 2/4392/3.02	0.55	0.98	1.0	0.63	1.1	2.36		96	1.59	144
D - 2/4424/3.02	0.96	0.99	1.16	1.07	0.8	2.08		94	1.08	145
D - 2/4392/3.02	0.97	0.98	1.17	1.10	1.1	2.05		96	1.06	146
D - 2/4424/3.02	1.13	0.99	1.11	1.14	1.0	2.24		92	0.97	147
D - 2/4392/3.02	1.14	0.99	1.07	1.13	1.0	2.46		93	0.95	148
A2- 1/6894/2.03	0.17	0.75	0.83	1.27	1.8	4.35		33	0.65	149
A2- 1/6894/2.03	0.17	1.0	0.91	1.85	2.8	7.82		33	0.49	150
A2- 1/6894/2.03	0.52	0.76	1.03	0.52	0.7	1.45		87	1.99	151
A2- 1/6894/2.03	0.52	1.03	0.99	0.70	1.3	2.74		86	1.41	152
A2- 1/6894/2.03	0.73	0.77	0.65	0.66	0.7	1.10		83	0.99	153
A2- 1/6894/2.03	0.73	1.02	1.08	0.97	1.2	2.14		85	1.11	154
A2- 4/7969/2.91	0.28	0.54	1.07	0.41	0.8	3.89		89	2.61	155
A2- 4/7969/2.91	0.28	0.71	1.13	0.52	1.2	5.48		89	2.18	156
A2- 4/7969/2.91	0.45	0.9	1.02	0.54	0.8	2.32	-	91	1.88	157
A2- 4/7969/2.91	0.45	1.02	1.01	0.61	1.1	2.96	-	91	1.65	158
A2- 4/7969/2.91	0.63	0.87	0.96	0.65	0.8	1.54	-	88	1.47	159
A2- 4/7969/2.91	0.63	2.95	0.86	0.71	1.0	2.12	-	90	1.21	160

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{AO}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{AO}}$	$\frac{ a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{ a_m(t) }{g}$	$\frac{ a_m(s) }{g}$	$\frac{ a_{max} }{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A2- 5/4483/2.91	0.25	0.87	1.21	0.40	0.9	4.67	-	96	3.03	161
A2- 5/4483/2.91	0.26	1.03	0.43	0.49	1.5	7.52	-	93	0.88	162
A2- 5/4483/2.91	0.80	0.89	1.01	0.74	0.8	1.18	-	90	1.36	163
A2- 5/4483/2.91	0.80	1.02	1.02	0.90	1.1	1.68	-	90	1.13	164
A2- 5/4483/2.91	1.12	0.88	1.08	0.96	0.9	1.65	-	88	1.13	165
A2- 5/4483/2.91	1.12	1.02	1.06	1.19	1.2	1.72	-	89	0.89	166
A2- 5/4483/2.91	0.13	0.36	0.82	0.13	0.25	0.95	-	79	6.32	167
A2- 5/4483/2.91	0.13	0.48	0.87	0.19	0.44	2.35	-	80	4.58	168
A2- 5/4483/2.91	0.13	0.64	0.94	0.28	0.70	4.30	-	73	3.34	169
A2- 5/4483/2.91	0.13	0.80	0.88	0.46	1.39	7.44	-	63	1.92	170
A2- 5/4483/2.91	0.26	0.36	1.12	0.15	0.20	0.36	-	89	7.47	171
A2- 5/4483/2.91	0.26	0.51	1.11	0.21	0.34	1.29	-	89	5.27	172
A2- 5/4483/2.91	0.26	0.67	0.98	0.26	0.57	2.78	-	88	3.78	173
A2- 5/4483/2.91	0.50	0.37	1.08	0.24	0.29	0.46	-	75	4.51	174
A2- 5/4483/2.91	0.50	0.52	1.45	0.30	0.37	0.45	-	88	4.84	175
A2- 5/4483/2.91	0.50	0.68	1.01	0.40	0.60	1.12	-	88	2.52	176
A2- 5/4483/2.91	0.50	0.80	1.00	0.50	0.79	1.85	-	89	2.00	177
A2- 5/4483/2.91	0.80	0.36	1.32	0.46	0.43	0.82	-	60	2.88	178
A2- 5/4483/2.91	0.80	0.51	1.10	0.47	0.45	0.82	-	76	2.33	179
A2- 5/4483/2.91	0.80	0.67	1.04	0.57	0.60	0.89	-	89	1.83	180

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A2- 5/4483/2.91	1.12	0.38	1.42	0.69	0.63	1.52	-	50	2.06	181
A2- 5/4483/2.91	1.12	0.53	1.31	0.77	0.55	1.49	-	66	1.7	182
A2- 5/4483/2.91	1.12	0.70	1.03	0.72	0.67	1.57	-	84	1.43	183
A2- 6/7420/3.51	0.29	0.86	0.86	0.34	0.78	4.78	x	87	2.53	184
A2- 6/7420/3.51	0.29	1.00	0.83	0.40	1.10	6.70	x	85	2.08	185
A2- 6/7420/3.51	0.49	0.89	0.96	0.52	1.11	3.50	x	80	1.84	186
A2- 6/7420/3.51	0.49	1.05	0.94	0.61	1.53	5.08	x	79	1.54	187
A2- 6/7420/3.51	1.09	0.88	1.01	0.97	1.03	1.75	-	82	1.04	188
A2- 6/7420/3.51	1.09	1.01	0.99	1.18	1.54	2.21	-	79	0.84	189
A2- 7/4625/3.51	0.24	0.88	1.69	0.37	0.92	5.50	x	80	2.31	190
A2- 7/4625/3.51	0.24	1.04	0.74	0.33	1.18	5.50	x	83	2.23	191
A2- 7/4625/3.51	0.78	0.88	1.40	1.00	0.74	1.91	-	83	1.40	192
A2- 7/4625/3.51	0.78	1.03	1.05	0.91	1.38	2.81	-	84	1.15	193
A2- 7/4625/3.51	1.21	0.84	1.03	1.03	1.09	1.75	-	77	1.00	194
A2- 7/4625/3.51	1.21	0.99	1.0	1.22	1.40	1.82	-	80	0.82	195
A2- 8/7805/4.08	0.27	0.99	0.83	0.35	0.85	6.14	x	89	2.38	196
A2- 8/7805/4.08	0.46	0.95	0.92	0.58	1.23	3.79	x	85	1.58	197
A2- 8/7805/4.08	1.03	1.02	0.97	0.98	1.00	1.40	-	87	0.99	198
A2- 9/4660/4.08	0.24	0.99	0.77	1.48	5.29	17.10	x	20	0.52	199
A2- 9/4660/4.08	0.77	1.00	0.91	0.49	1.06	6.60	x	84	1.86	200

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
A2- 9/4660/4.08	1.20	1.00	1.05	0.68	1.34	5.18	x	80	1.55	201
E - 3/ - /2.99	-	0.51	0.86	0.22	0.4	0.89	-	93	3.91	202
E - 3/ - /2.99	-	0.68	1.05	0.32	0.5	2.33	-	93	3.29	203
E - 3/ - /2.99	-	0.99	0.92	0.47	1.1	4.22	-	93	1.95	204
E - 3/ - /2.99	-	0.69	0.92	0.40	0.7	1.10	-	94	2.30	205
E - 3/ - /2.99	-	1.00	0.95	0.57	1.1	2.10	-	98	1.67	206
E - 3/ - /2.99	-	0.99	1.03	0.97	1.0	2.09	-	96	1.06	207
E - 8/ - /4.94	-	0.23	0.36	0.14	0.2	0.25	-	73	2.60	208
E - 8/ - /4.94	-	0.42	0.68	0.15	0.2	1.18	-	87	4.52	209
E - 8/ - /4.94	-	0.6	0.84	0.27	0.3	2.57	-	98	3.11	210
E - 8/ - /4.94	-	0.8	0.89	0.38	0.6	4.43	-	98	2.34	211
E - 8/ - /4.94	-	0.92	0.78	0.48	0.7	6.00	-	98	1.62	212
E - 8/ - /4.94	-	0.23	0.88	0.91	0.7	2.30	-	49	0.88	213
E - 8/ - /4.94	-	0.42	1.47	0.87	0.7	2.33	-	55	1.69	214
E - 8/ - /4.94	-	0.61	1.01	0.89	0.8	2.21	-	71	1.26	215
E - 8/ - /4.94	-	0.81	0.93	0.82	0.9	2.46	-	85	1.14	216
E - 8/ - /4.94	-	0.92	1.80	0.90	1.0	2.52	-	91	2.00	217
L - 1/1778/3.00	0.22	0.35	0.12	0.42	-	1.18	-	-	0.28	218
L - 1/1778/3.00	0.42	0.35	0.08	0.18	-	0.73	-	-	0.46	219
L - 1/1778/3.00	0.70	0.36	0.14	0.11	-	0.62	-	-	1.23	220

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
L - 1/1778/3.00	1.27	0.38	0.30	0.33	-	1.32	-	-	0.90	221
L - 1/1778/3.00	1.83	0.37	0.39	0.62	-	2.05	-	-	0.63	222
F - 1/1816/2.15	0.61	0.6	0.97	0.34	0.54	0.77	-	93	2.86	223
F - 1/1816/2.15	0.61	0.71	0.91	0.35	0.44	0.85	-	87	2.61	224
F - 1/1816/2.15	0.61	0.95	0.96	0.54	0.72	1.43	-	90	1.78	225
F - 1/1816/2.15	1.24	0.71	0.95	0.47	0.59	1.15	-	75	2.02	226
F - 1/1816/2.15	1.24	0.95	1.02	0.43	0.73	1.35	-	81	2.37	227
F - 1/1816/2.15	1.24	0.88	0.91	0.63	1.1	1.76	-	85	1.45	228
F - 1/1816/2.15	1.98	0.72	1.14	0.9	0.94	1.74	-	65	1.27	229
F - 1/1816/2.15	1.98	0.95	1.07	0.93	0.92	1.94	-	73	1.15	230
F - 1/1816/2.15	1.98	0.94	1.03	1.17	1.39	2.55	-	78	0.88	231
F - 2/ - /2.97	-	0.68	0.99	0.41	0.52	0.8	-	84	2.41	232
F - 2/ - /2.97	-	0.68	0.9	0.38	0.53	0.83	-	87	2.37	233
F - 2/ - /2.97	-	0.85	0.92	0.53	0.61	1.01	-	84	1.74	234
F - 2/ - /2.97	-	0.94	0.92	0.62	0.73	1.52	-	92	1.49	235
F - 2/ - /2.97	-	0.69	1.07	0.49	0.71	1.35	-	82	2.18	236
F - 2/ - /2.97	-	0.86	1.0	0.59	0.92	1.52	-	86	1.70	237
F - 2/ - /2.97	-	0.95	1.02	0.7	1.15	1.76	-	82	1.46	238
F - 2/ - /2.97	-	0.44	1.4	0.75	0.89	1.61	-	53	1.86	239
F - 2/ - /2.97	-	0.69	1.05	0.85	1.03	2.7	-	65	1.23	240

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
P - 2/ - /2.97	-	0.94	1.07	1.05	1.32	2.6	-	73	1.02	241
L - 2/2338/4.43	0.32	0.34	0.53	0.11	0.15	0.58	-	81	4.84	242
L - 2/2338/4.43	0.32	0.42	0.61	0.15	0.18	0.58	-	86	4.05	243
L - 2/2338/4.43	0.75	0.33	1.18	0.31	0.35	0.92	-	66	3.38	244
L - 2/2338/4.43	0.75	0.42	0.89	0.30	0.35	0.92	-	78	2.95	245
L - 2/2338/4.43	1.18	0.34	1.51	0.55	0.48	1.05	-	57	2.75	246
L - 2/2338/4.43	1.18	0.42	1.29	0.53	0.54	1.05	-	66	2.43	247
L - 2/2338/4.43	1.71	0.33	1.71	0.84	0.71	1.77	-	54	2.04	248
L - 2/2338/4.43	1.71	0.42	1.46	0.86	0.71	1.78	-	56	1.70	249
G - 9/ 881/1.5	0.6	0.98	0.87	0.61	1.08	2.94	-	95	1.43	250
G - 9/ 881/1.5	1.08	1.0	0.9	0.74	1.08	1.71	-	92	1.21	251
G - 9/ 881/1.5	1.4	1.03	0.94	0.93	1.18	1.45	-	92	1.01	252
G -10/1302/2.0	0.58	0.99	0.89	0.56	1.04	2.97	-	91	1.59	253
G -10/1302/2.0	1.04	1.01	0.91	0.74	1.08	1.62	-	93	1.23	254
G -10/1302/2.0	1.34	1.03	1.03	0.99	1.09	1.40	-	93	1.04	255
G -13/1750/1.5	0.54	0.99	0.84	0.48	1.14	2.87	-	90	1.75	256
G -13/1750/1.5	0.97	1.01	0.93	0.75	1.08	1.81	-	92	1.24	257
G -13/1750/1.5	1.26	1.07	1.0	0.93	1.21	1.62	-	91	1.07	258
G -14/1673/2.0	0.57	1.0	0.8	0.56	1.07	2.78	-	91	1.43	259
G -14/1673/2.0	1.02	0.97	0.97	0.76	1.09	1.81	-	95	1.28	260

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
G -14/1673/2.0	1.32	1.04	1.0	0.91	1.11	1.39	-	94	1.10	261
G -17/2613/1.5	0.48	1.01	0.9	0.58	1.04	2.59	-	91	1.56	262
G -17/2613/1.5	0.82	0.98	0.9	0.79	1.04	1.82	-	89	1.14	263
G -17/2613/1.5	1.05	1.05	0.99	1.01	1.19	1.77	-	87	0.98	264
G -18/2227/2.0	0.56	1.00	0.82	0.62	1.17	2.69	-	95	1.33	265
G -18/2227/2.0	0.97	0.99	0.92	0.77	1.08	1.98	-	90	1.19	266
G -18/2227/2.0	1.23	1.04	0.98	0.93	1.10	1.51	-	92	1.05	267
F - 1/ - /2.07	-	1.0	2.16	0.32	0.93	2.86	-	91	6.74	268
F - 1/ - /2.07	-	0.99	0.95	1.01	1.04	2.08	-	90	0.94	269
F - 2/ - /2.64	-	0.99	0.98	0.35	0.84	2.82	-	96	2.79	270
F - 2/ - /2.64	-	0.95	1.33	1.02	1.0	2.13	-	90	1.3	271
F - 4/ - /3.08	-	1.03	0.84	0.37	0.85	2.96	-	97	2.28	272
F - 4/ - /3.08	-	0.97	0.81	0.97	0.96	2.15	-	99	0.84	273
F - 5/ - /3.53	-	1.01	1.09	0.46	1.10	3.20	-	99	2.38	274
F - 5/ - /3.53	-	1.03	0.95	1.17	1.0	2.37	-	98	0.81	275
H - 1/ - /2.34	-	0.86	0.92	4.83	3.48	18.60	-	50.6	0.21	276
H - 1/ - /2.34	-	0.88	1.5	7.13	3.54	24.67	-	33.2	0.21	277
H - 2/ - /2.64	-	0.92	1.23	1.17	1.89	4.52	x	68.9	1.05	278
H - 2/ - /2.64	-	0.97	1.3	1.33	1.60	3.61	-	68.9	0.98	279
H - 3/ - /3.07	-	0.99	0.99	1.10	2.41	4.86	x	60.6	0.47	280

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/G _A /v _{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
H - 3/ - /3.07	-	0.99	1.26	1.21	1.56	4.13	x	74.5	1.04	281
C2- 1/ 837/1.66	0.73	0.96	1.12	0.70	1.08	2.67	-	90.5	1.6	282
C2- 1/ 837/1.66	1.36	0.96	1.08	1.01	1.13	1.52	-	91.5	1.07	283
C2- 2/2253/2.08	0.59	0.97	1.12	0.73	1.05	2.35	-	86.7	1.53	284
C2- 2/2253/2.08	1.22	0.98	1.08	0.80	0.95	1.86	-	95.3	1.35	285
C2- 3/2057/3.21	0.65	1.02	0.92	0.64	0.83	2.37	-	94.8	1.44	286
C2- 3/2057/3.21	1.33	1.0	1.04	0.88	0.97	1.66	-	95.5	1.18	287
E - 6/ - /4.12	-	0.96	0.92	0.54	0.85	3.80	-	90	1.71	288
E - 6/ - /4.12	-	0.96	0.95	1.15	0.97	2.86	x	92	0.83	289
E - 7/ - /4.68	-	0.94	0.64	0.36	0.64	2.86	-	91	1.77	290
E - 7/ - /4.68	-	0.94	0.97	1.08	0.95	2.60	-	97	0.90	291
E - 9/ - /5.04	-	1.0	0.93	0.47	1.02	3.39	-	87	1.97	292
E - 9/ - /5.04	-	1.0	1.08	1.24	0.99	2.84	x	96	0.87	293
E -10/ - /6.07	-	0.96	0.96	0.39	0.78	4.78	-	93	2.46	294
E -10/ - /6.07	-	1.01	0.94	0.86	1.03	1.83	-	95	1.09	295
B2- 1/2803/1.85	0.25	0.97	0.83	0.76	1.52	6.12	-	68.6	1.09	296
B2- 1/2803/1.85	0.46	0.96	0.99	0.45	1.34	3.78	-	95.7	2.19	297
B2- 1/2803/1.85	0.90	1.55	1.12	1.05	1.29	2.13	-	95.7	1.07	298
B2- 2/3759/2.87	0.19	0.63	0.59	0.62	0.82	2.00	-	36.3	0.95	299
B2- 2/3759/2.87	0.19	0.99	1.15	0.62	1.87	7.45	x	61.9	1.86	300

1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11
Bauart/ G_A/v_{A0}	$\frac{G}{G_A}$	$\frac{v}{v_{A0}}$	$\frac{a_m(t) \cdot t_B}{g \cdot t_0}$	$\frac{a_m(t)}{g}$	$\frac{a_m(s)}{g}$	$\frac{a_{max}}{g}$	2,5g-Wert	Hub (%)	$\frac{t_B}{t_0}$	lfd. Nr.
B2- 2/3759/2.87	0.34	0.64	1.03	0.23	0.45	1.19	-	95.2	4.49	301
B2- 2/3759/2.87	0.34	0.97	1.26	0.45	1.19	3.83	x	96.4	2.86	302
B2- 2/3759/2.87	0.67	0.65	1.19	0.38	0.52	0.74	-	95.2	3.13	303
B2- 2/3759/2.87	0.67	1.01	1.01	0.63	1.14	1.84	-	97.6	1.61	304
B2- 3/2045/3.54	0.34	0.8	1.01	0.68	1.06	2.40	-	64.8	1.49	305
B2- 3/2045/3.54	0.34	0.96	1.23	0.73	1.65	5.00	x	82.8	1.69	306
B2- 3/2045/3.54	0.63	0.7	0.85	0.30	0.87	2.21	-	98.4	2.84	307
B2- 3/2045/3.54	0.63	0.98	1.17	0.53	1.16	2.42	-	93.0	2.21	308
B2- 3/2045/3.54	1.24	0.82	0.97	0.44	0.72	1.26	-	98.4	2.21	309
B2- 3/2045/3.54	1.24	1.0	1.0	0.52	1.04	1.67	-	98.4	1.92	310
B2- 4/1503/4.43	0.64	0.8	0.71	0.39	0.65	1.25	-	96.3	1.81	311
B2- 4/1503/4.43	0.64	1.02	0.8	0.59	1.09	1.98	-	96.3	1.36	312
B2- 4/1503/4.43	1.15	0.82	0.89	0.54	0.72	1.46	-	92.5	1.66	313
B2- 4/1503/4.43	1.15	1.03	0.85	0.71	1.09	2.10	-	92.5	1.20	314
B2- 4/1503/4.43	1.67	0.82	0.92	0.46	0.80	1.55	-	84.4	2.00	315
B2- 4/1503/4.43	1.67	1.02	1.01	0.67	1.10	2.05	-	95.0	1.5	316
K - 1/3442/1.88	0.26	0.87	0.95	0.35	0.95	2.76	-	83.3	2.71	317
K - 1/3442/1.88	0.79	0.88	0.78	0.53	1.06	1.57	-	91.7	1.47	318
K - 1/3442/1.88	1.23	0.88	1.17	0.68	1.07	1.78	-	88.9	1.72	319
K - 1/3442/1.88	0.26	0.88	0.68	0.37	0.90	2.76	-	80.6	1.85	320
K - 1/3442/1.88	0.79	0.88	1.11	0.49	1.04	1.54	-	91.7	2.26	321
K - 1/3442/1.88	1.23	0.88	1.14	0.92	1.13	1.86	-	83.3	1.24	322
K - 2/3530/2.12	0.37	0.86	0.94	0.34	0.87	2.10	-	91.3	2.76	323
K - 2/3530/2.12	0.77	0.86	1.07	0.59	0.99	1.36	-	91.3	1.81	324
K - 2/3530/2.12	1.20	0.83	1.15	0.84	0.98	1.92	-	84.8	1.37	325
K - 2/3530/2.12	0.37	0.87	1.08	0.36	0.91	2.41	-	91.3	2.99	326
K - 2/3530/2.12	0.77	0.83	1.20	0.62	0.99	1.39	-	94.6	1.94	327
K - 2/3530/2.12	1.20	0.83	1.13	0.90	1.05	1.87	-	85.9	1.26	328
K - 3/3581/2.9	0.36	0.87	1.25	0.41	1.03	3.05	-	90.7	3.04	329
K - 3/3581/2.9	0.76	0.88	0.59	0.57	0.99	1.29	-	94.8	1.93	330
K - 3/3581/2.9	1.18	0.88	1.16	0.76	1.00	2.06	-	95.3	1.53	331
K - 4/3069/4.04	0.36	0.87	0.98	0.44	0.88	2.56	-	92.2	2.22	332
K - 4/3069/4.04	0.76	0.84	1.16	0.75	0.91	1.25	-	95.5	1.55	333
K - 4/3069/4.04	1.18	0.87	1.12	0.74	0.90	2.26	-	97.8	1.51	334

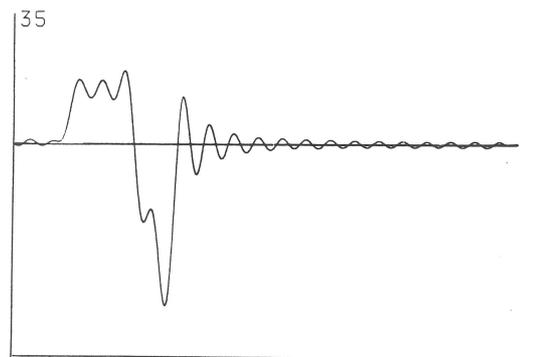
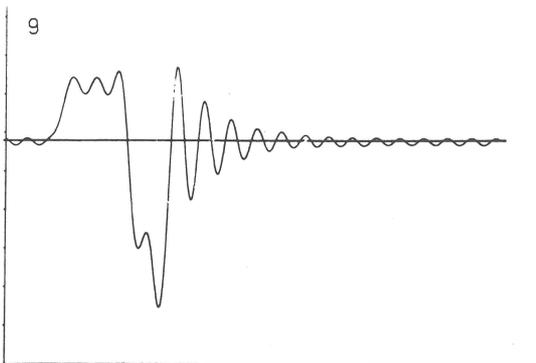


Abb. A2

Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 540 kg und $v_0 = 2,65$ m/s und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 540 kg und $v_0 = 2,60$ m/s

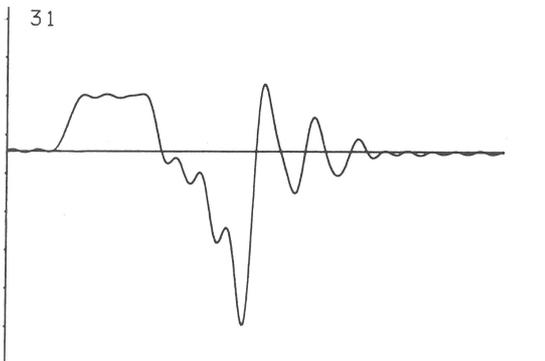
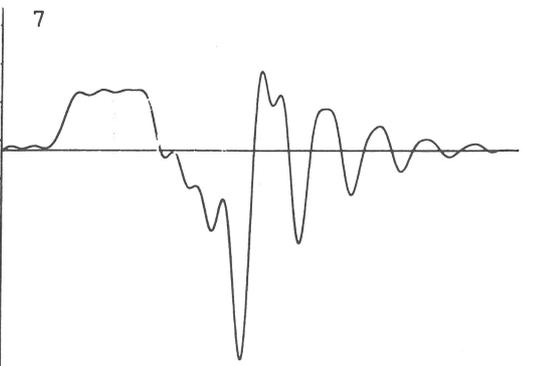


Abb. A3

Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 540 kg und $v_0 = 1,73$ m/s und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 540 kg und $v_0 = 1,73$ m/s

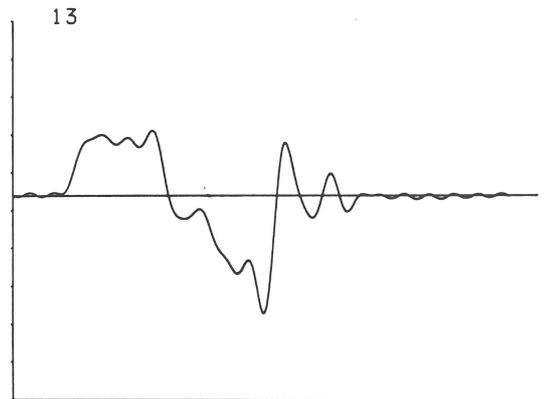
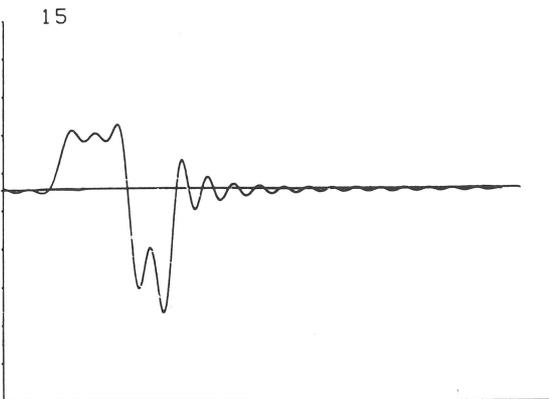
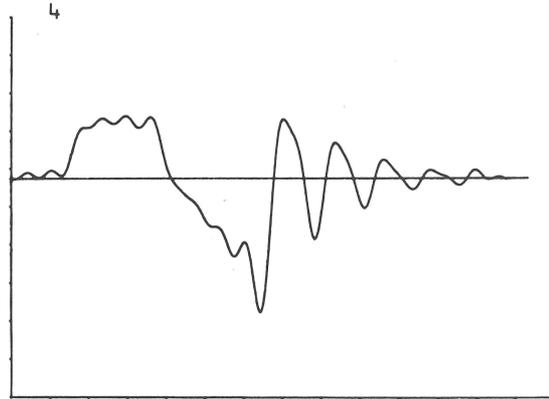
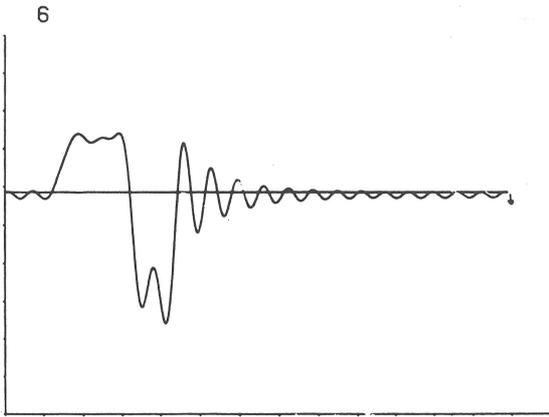


Abb. A4
Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 465 kg und $v_0 = 2,54 \text{ m/s}$ und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 460 kg und $v_0 = 2,68 \text{ m/s}$.

Abb. A6
Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 465 kg und $v_0 = 1,69 \text{ m/s}$ und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 460 kg und $v_0 = 1,77 \text{ m/s}$.

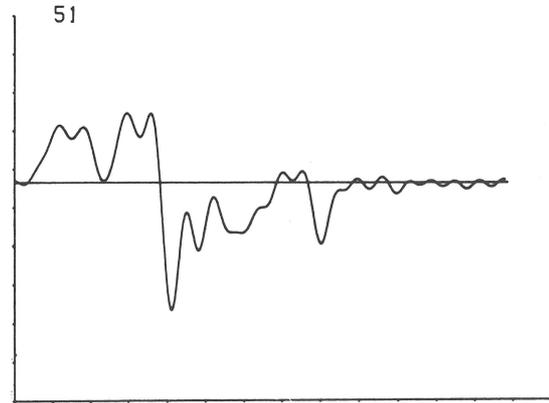
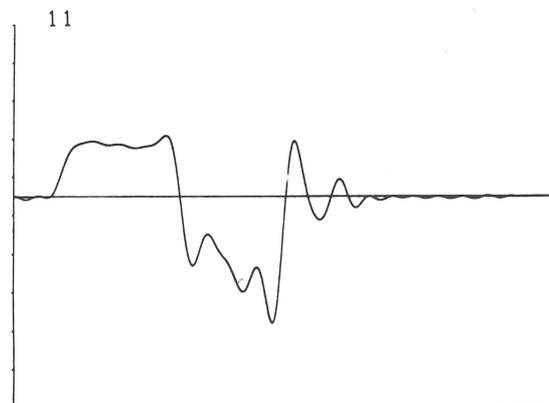
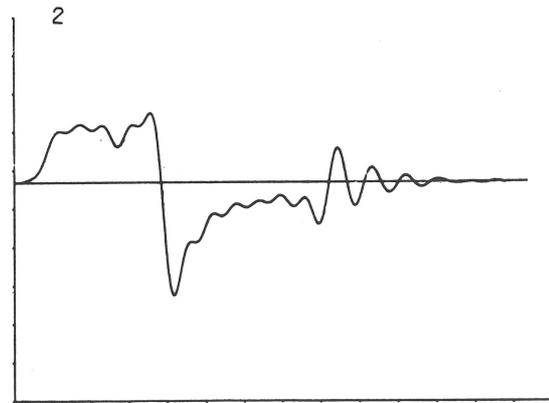
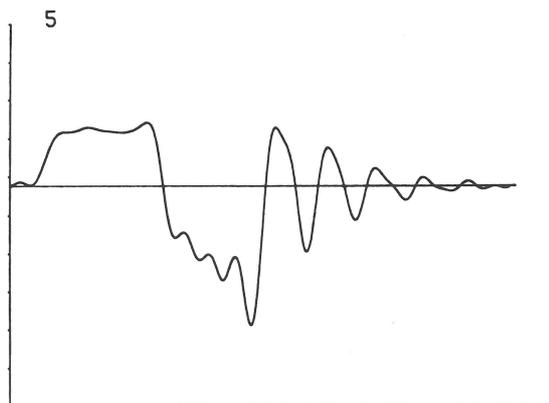


Abb. A5
Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 465 kg und $v_0 = 2,13 \text{ m/s}$ und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 460 kg und $v_0 = 2,26 \text{ m/s}$

Abb. A7
Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 212 kg und $v_0 = 2,13 \text{ m/s}$ und unten für Gesamtlast (starre Last und Mensch) von 220 kg und $v_0 = 2,05 \text{ m/s}$

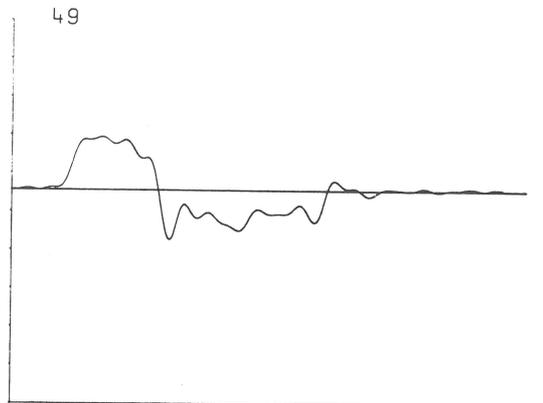
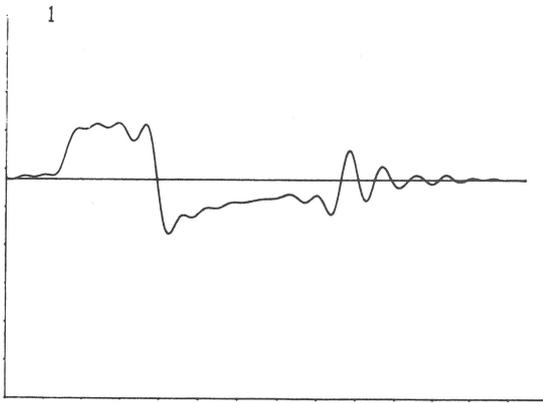


Abb. A8 Beschleunigungsverlauf durch den Modellpuffer; oben für starre Last von 212 kg und $v_0 = 1,61$ m/s und unten für Gesamlast (starre Last und Mensch) von 220 kg und $v_0 = 1,56$ m/s

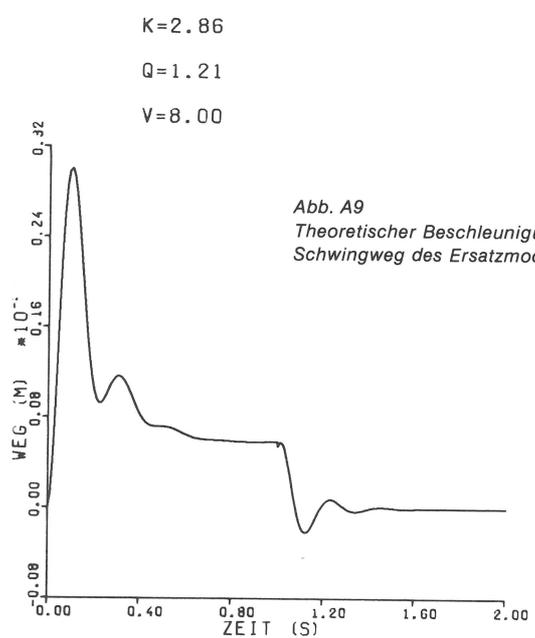
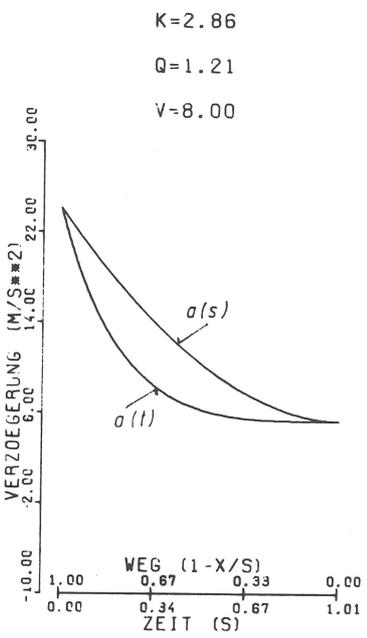


Abb. A9 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

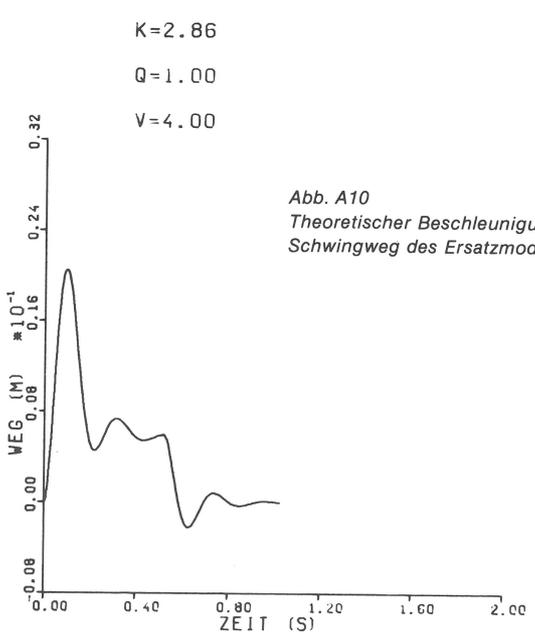
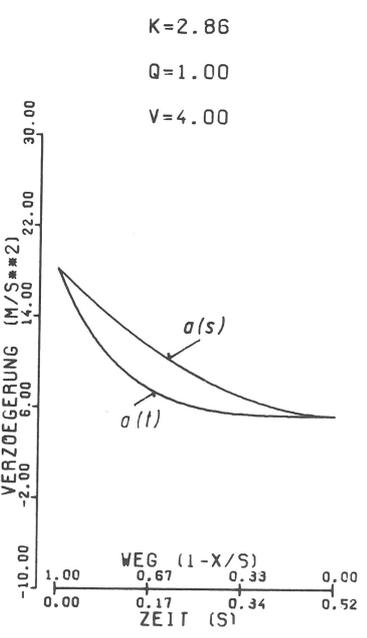


Abb. A10 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

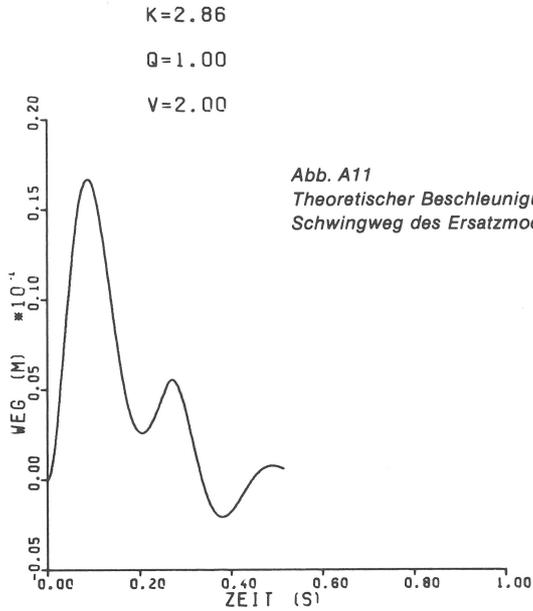
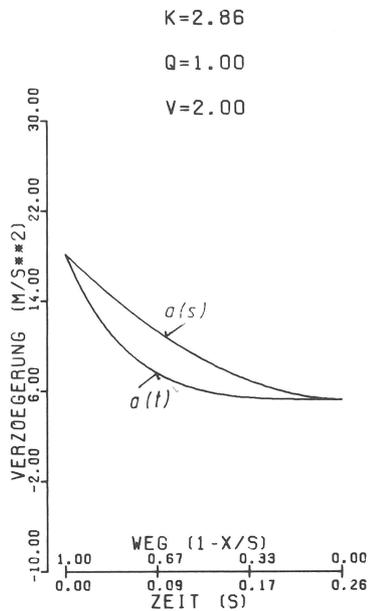


Abb. A11
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen.

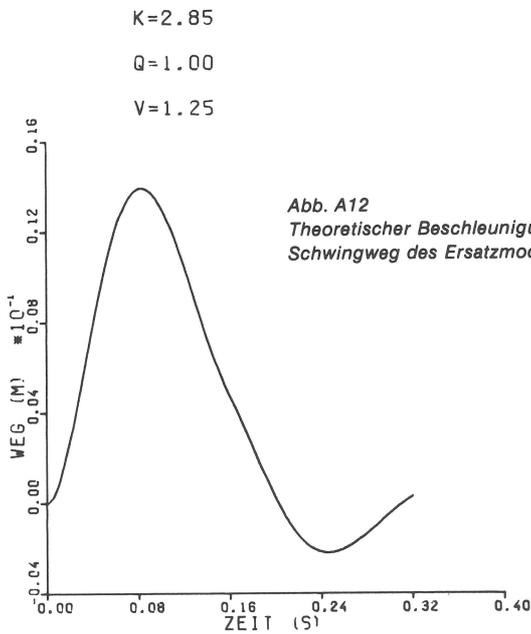
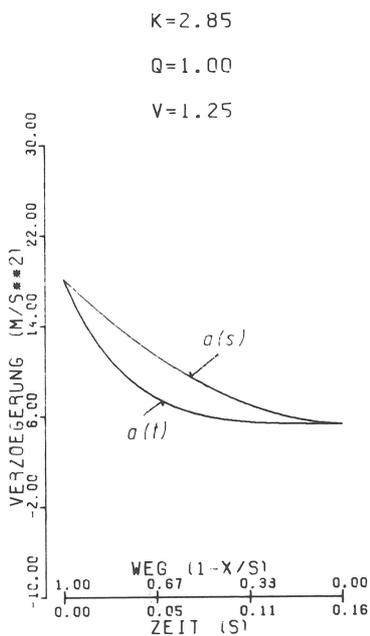


Abb. A12
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

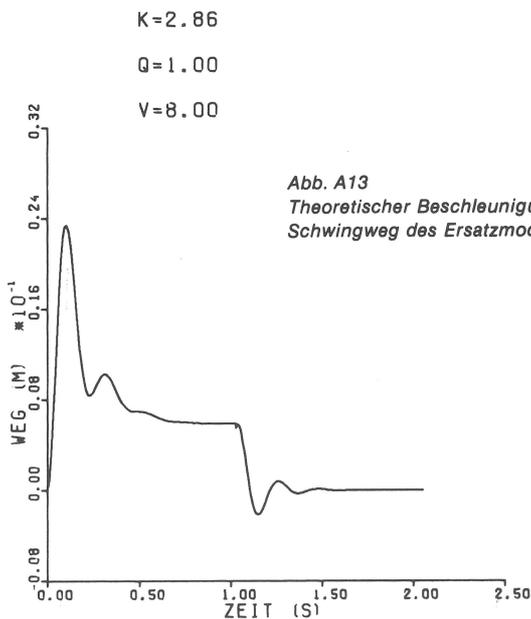
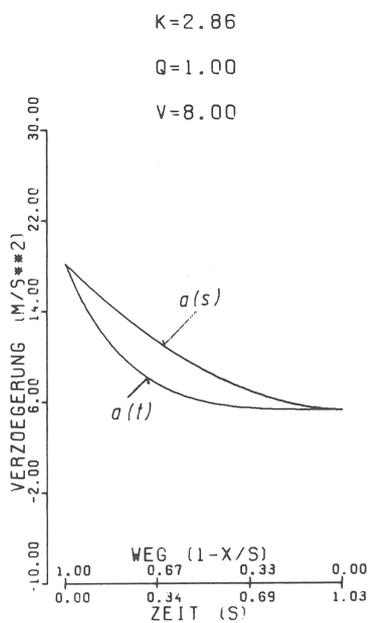


Abb. A13
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

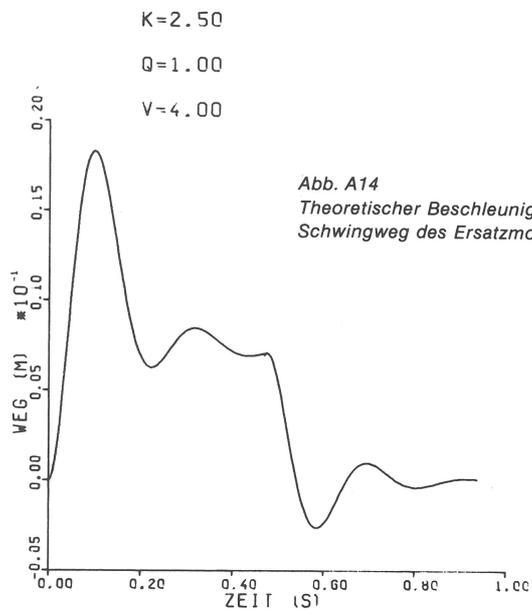
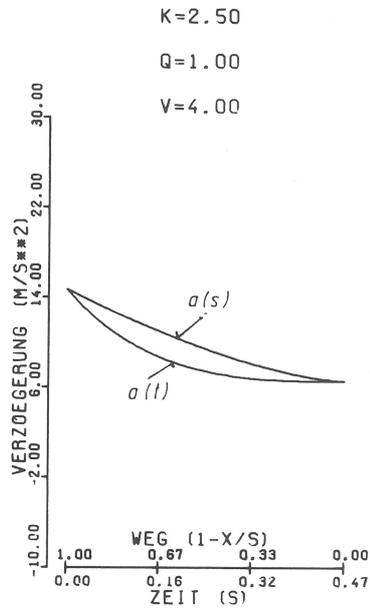


Abb. A14
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen.

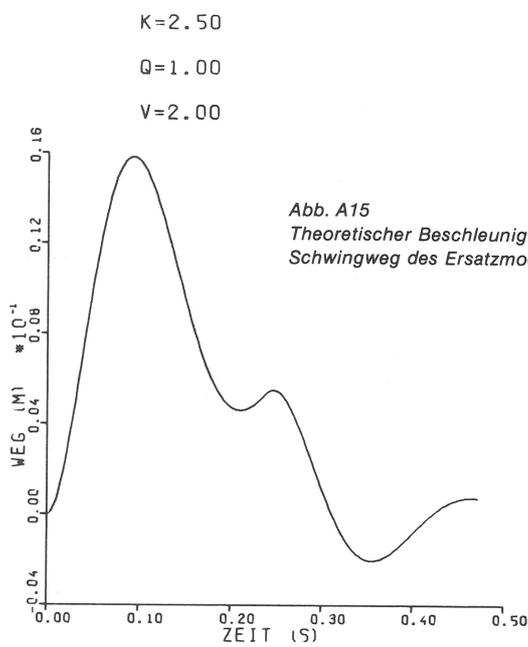
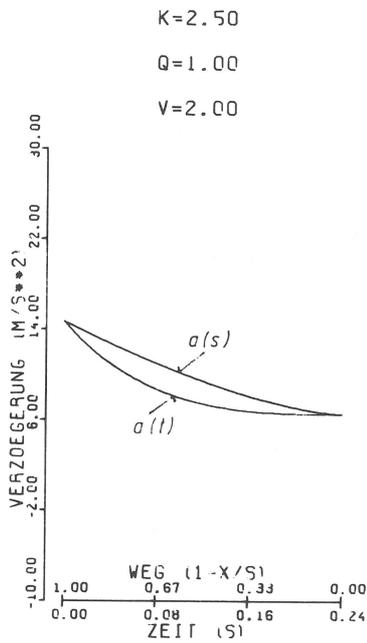


Abb. A15
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

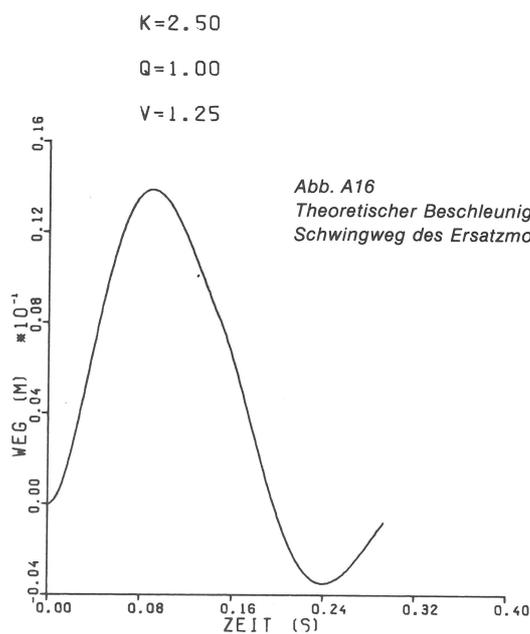
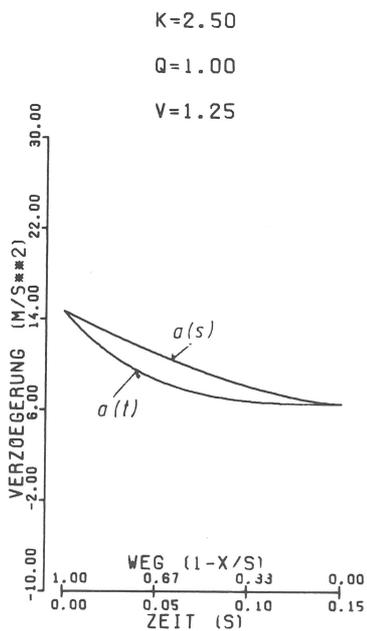


Abb. A16
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

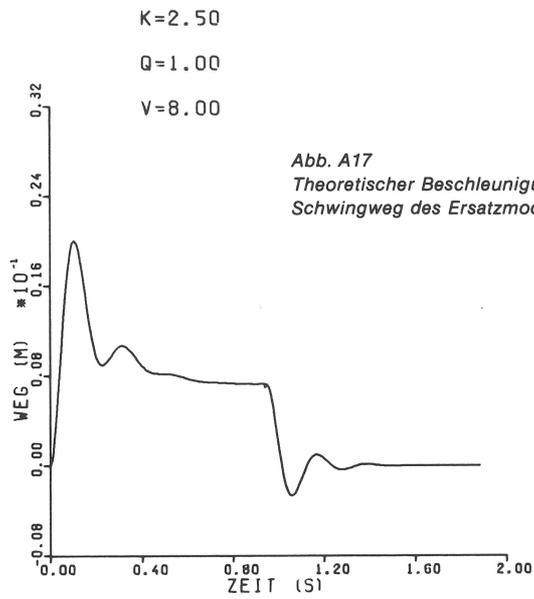
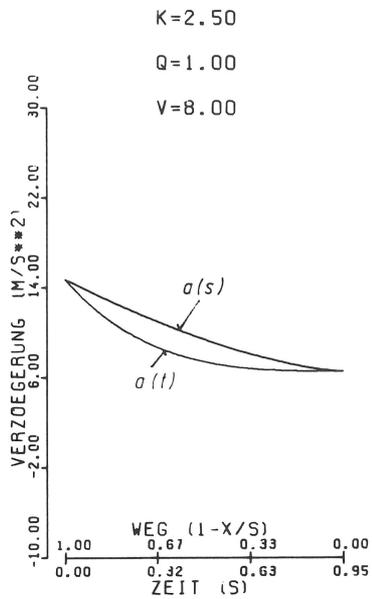


Abb. A17
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

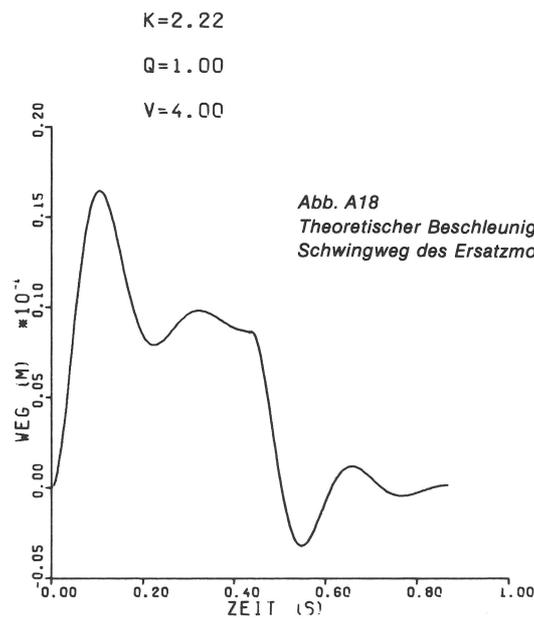
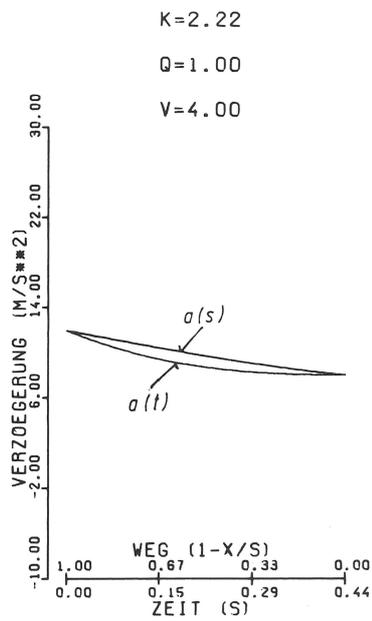


Abb. A18
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

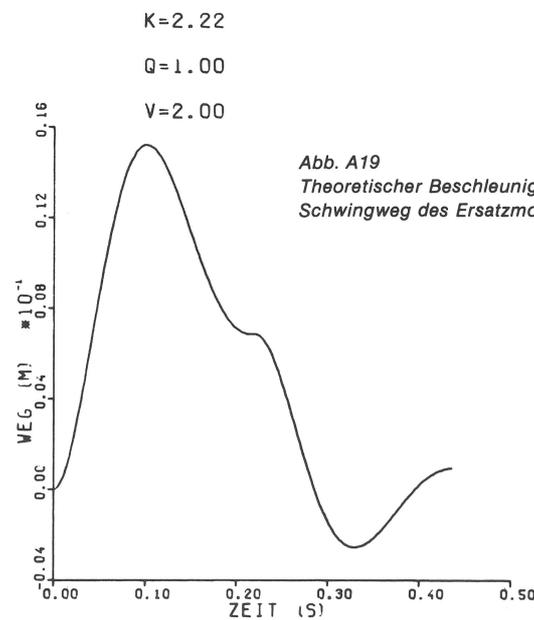
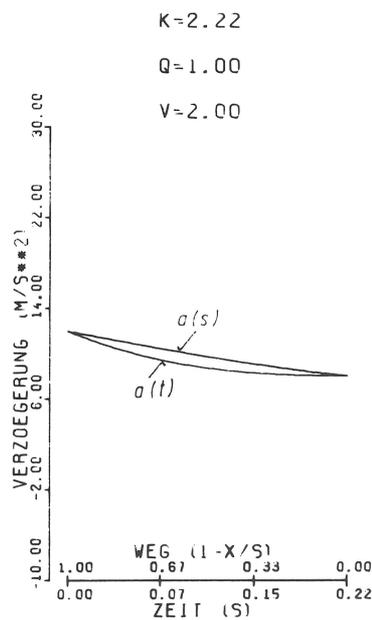


Abb. A19
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

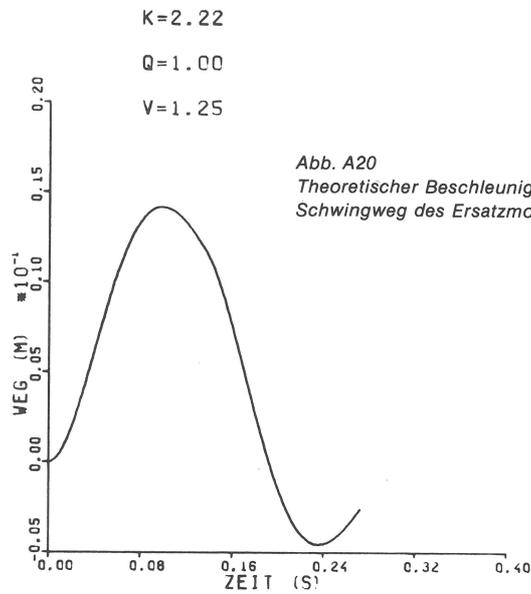
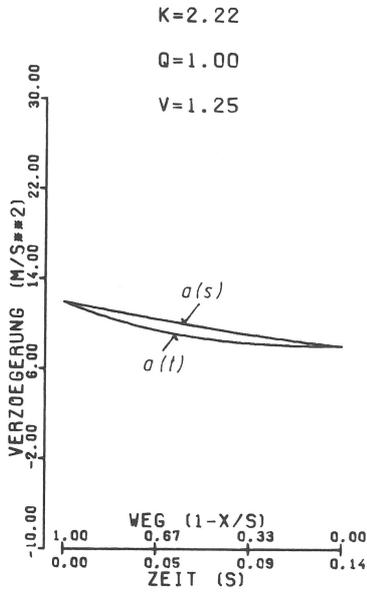


Abb. A20
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

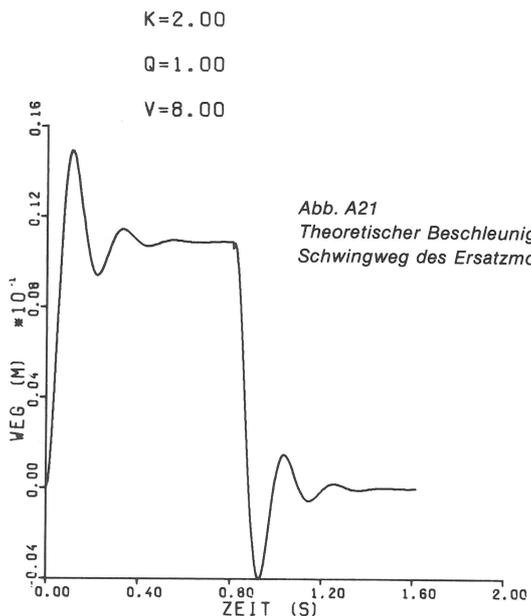
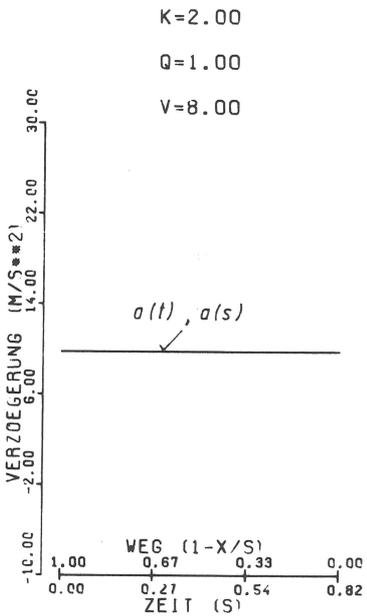


Abb. A21
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

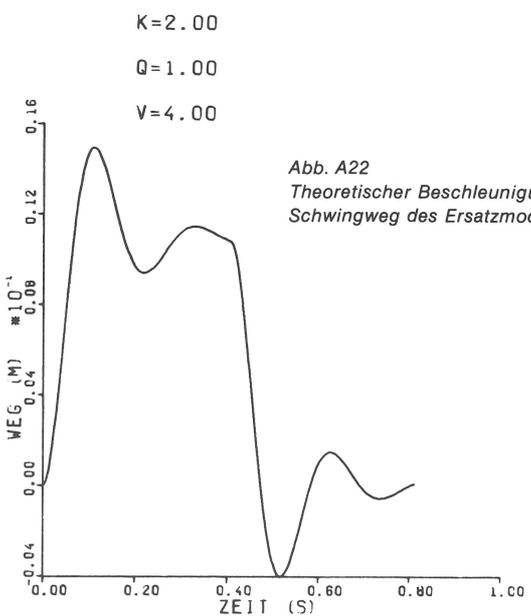
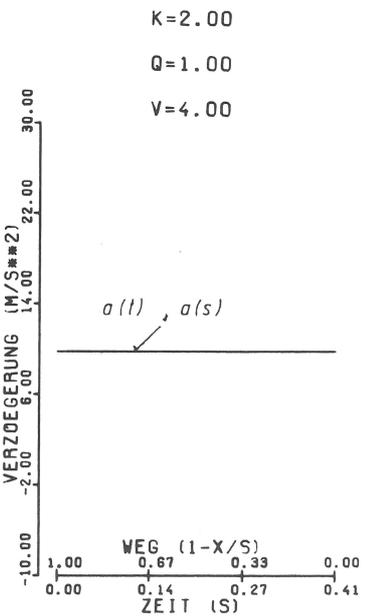


Abb. A22
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

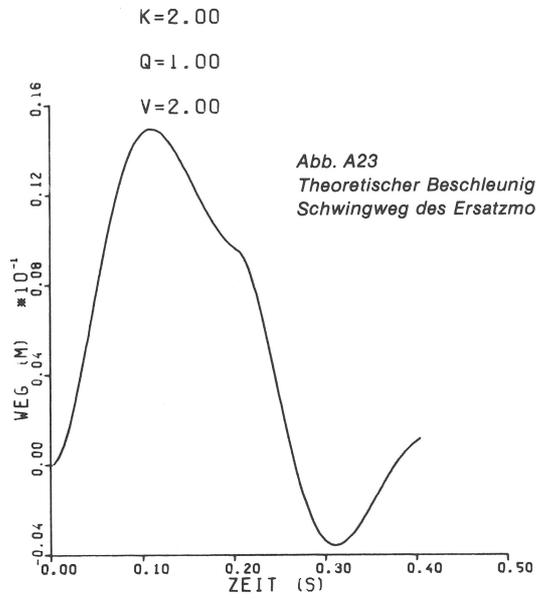
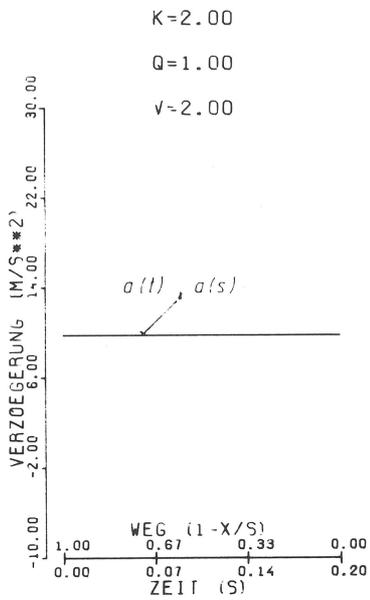


Abb. A23
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

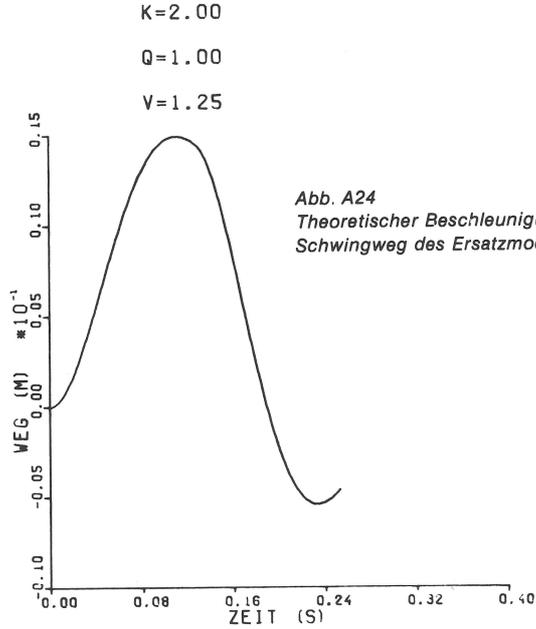
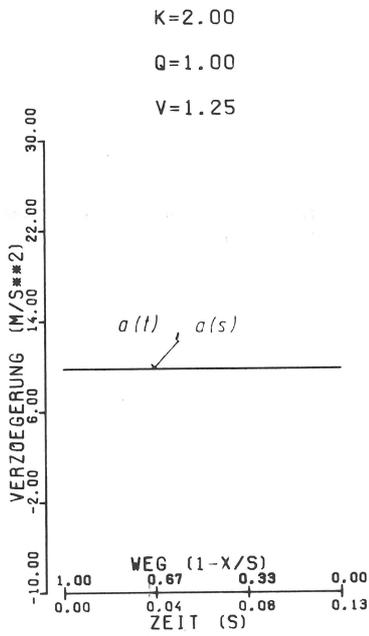


Abb. A24
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

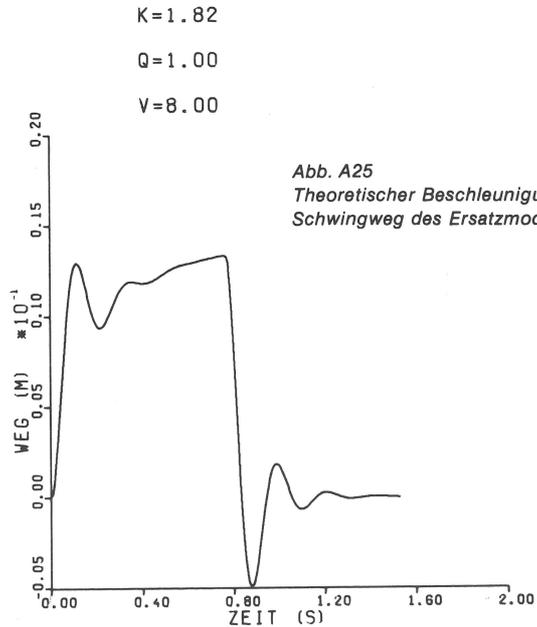
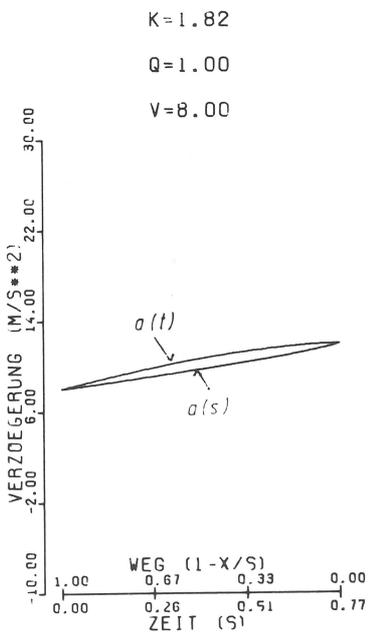


Abb. A25
 Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

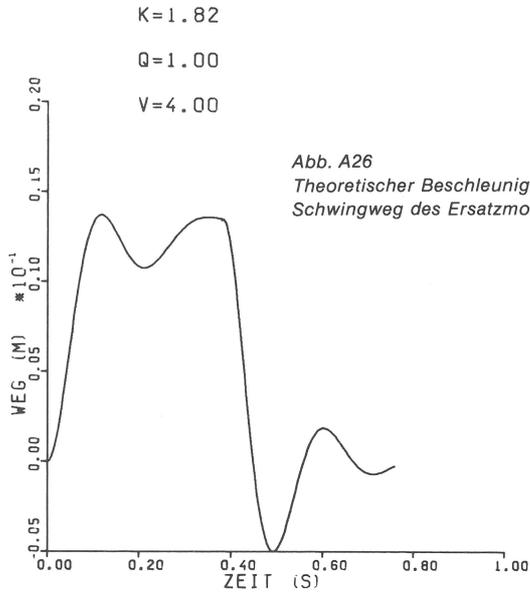
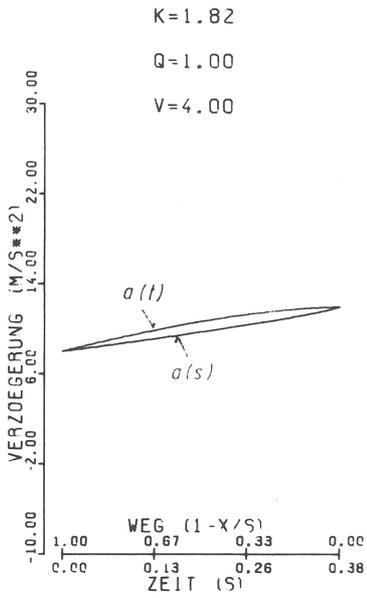


Abb. A26
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

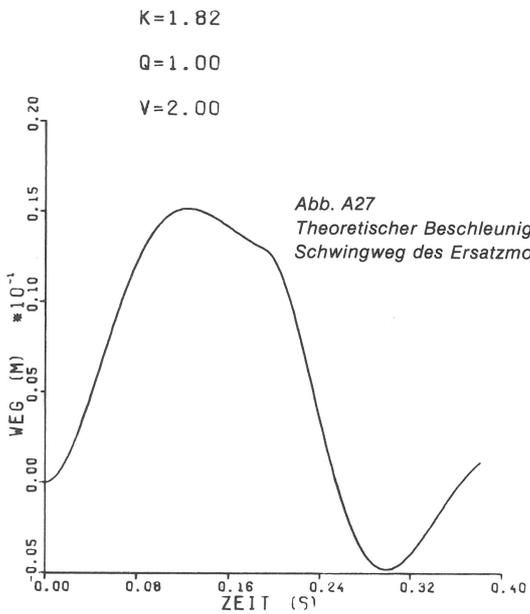
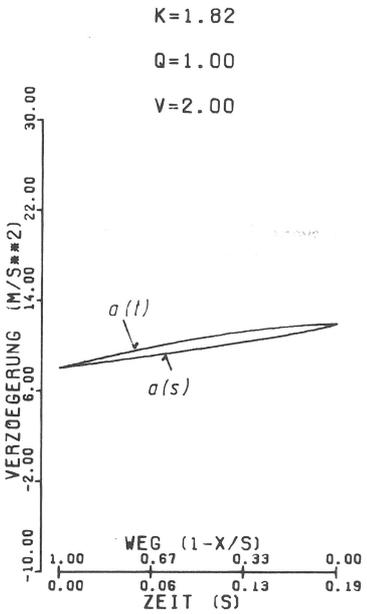


Abb. A27
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

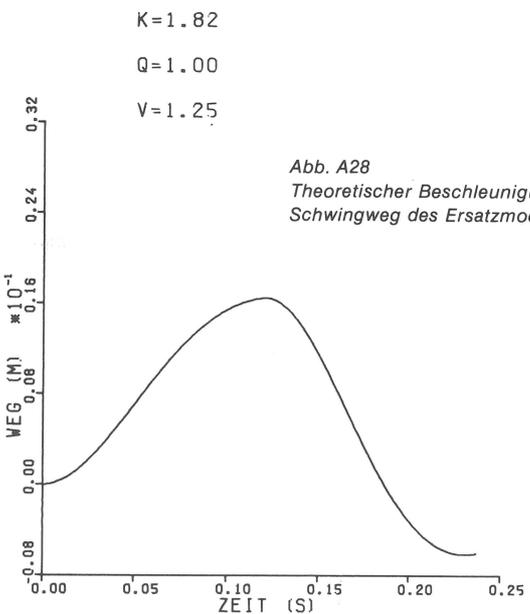
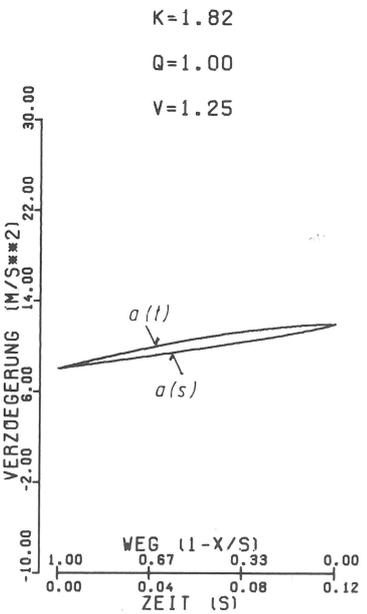
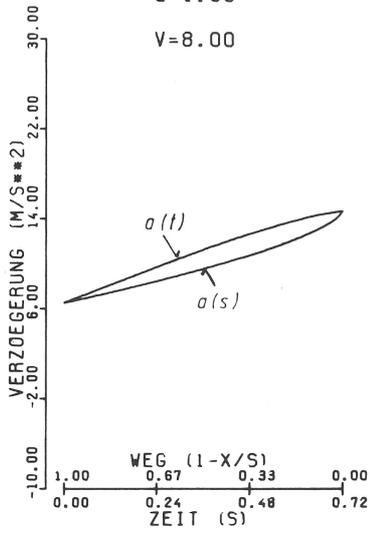


Abb. A28
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

K=1.67
Q=1.00
V=8.00



K=1.67
Q=1.00
V=8.00

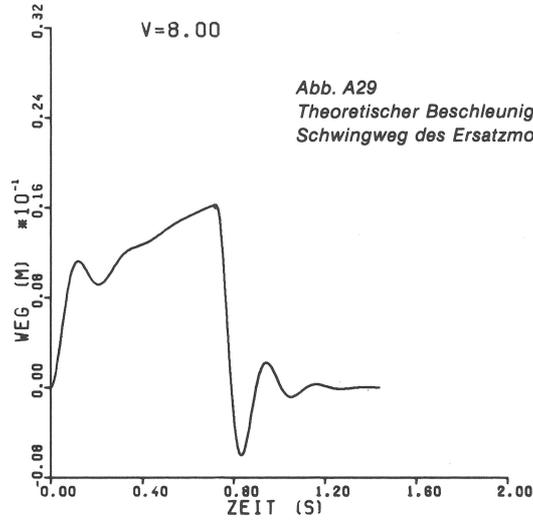
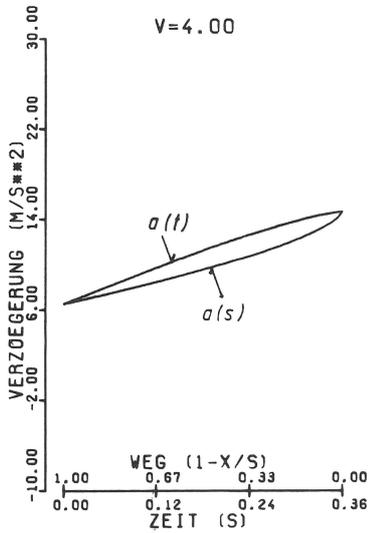


Abb. A29
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

K=1.67
Q=1.00
V=4.00



K=1.67
Q=1.00
V=4.00

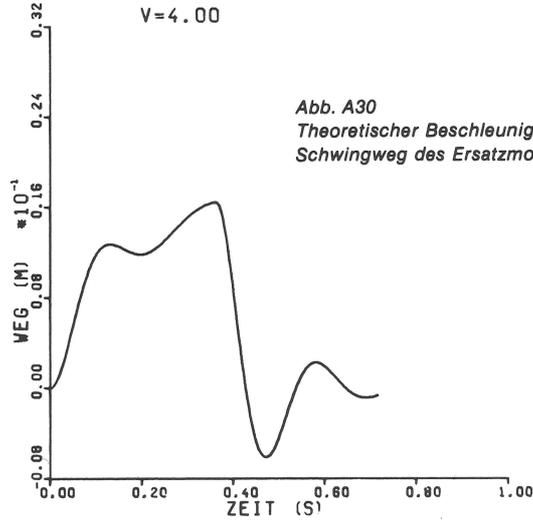
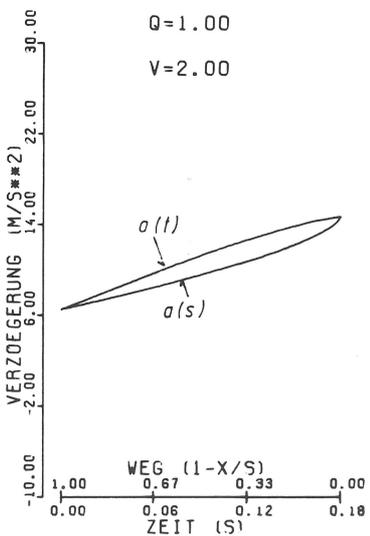


Abb. A30
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

K=1.67
Q=1.00
V=2.00



K=1.67
Q=1.00
V=2.00

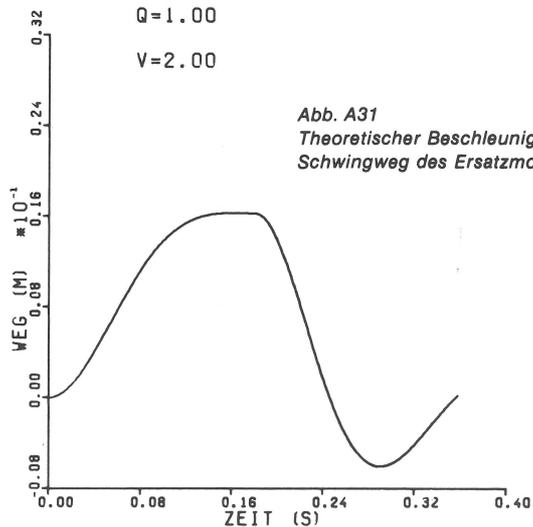


Abb. A31
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

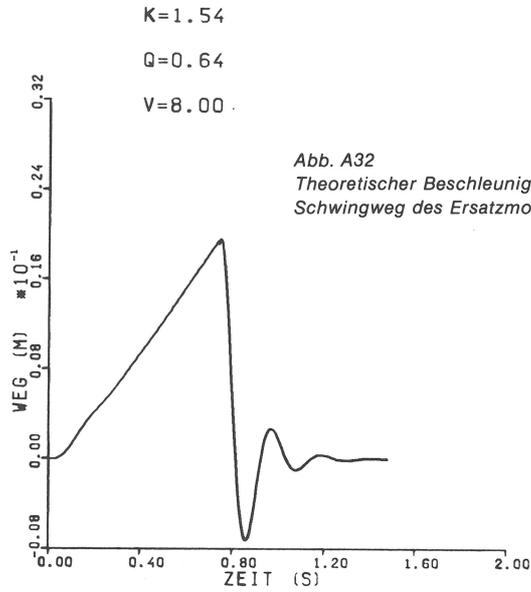
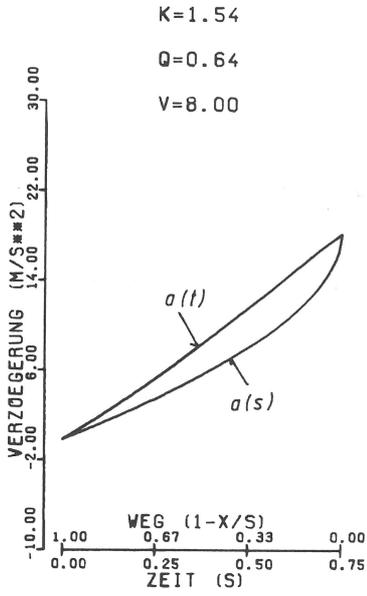


Abb. A32
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

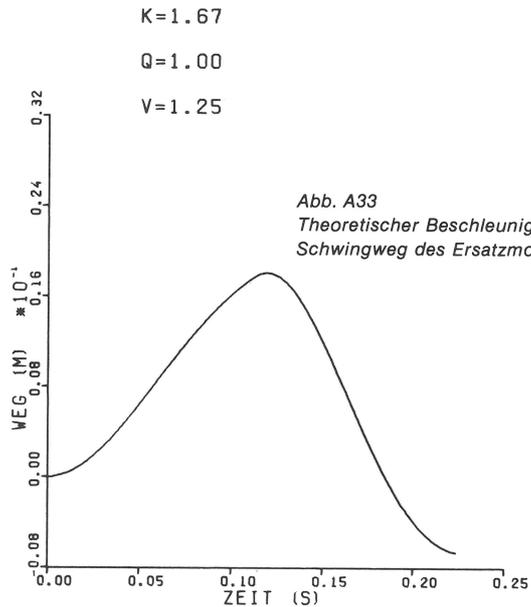
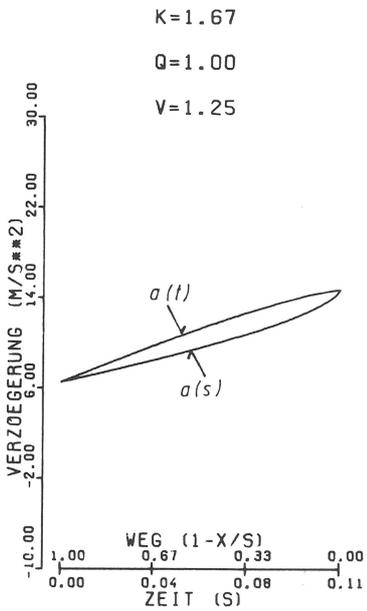


Abb. A33
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

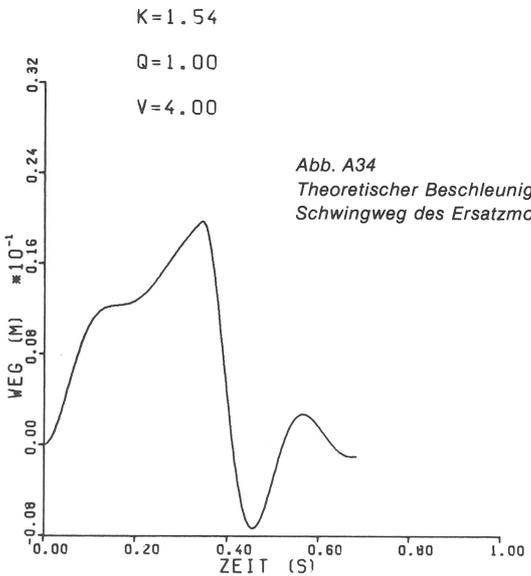
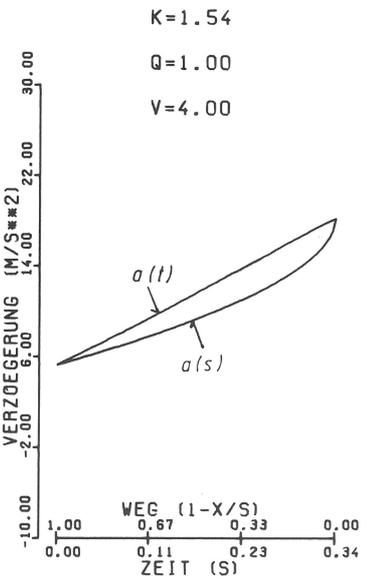


Abb. A34
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

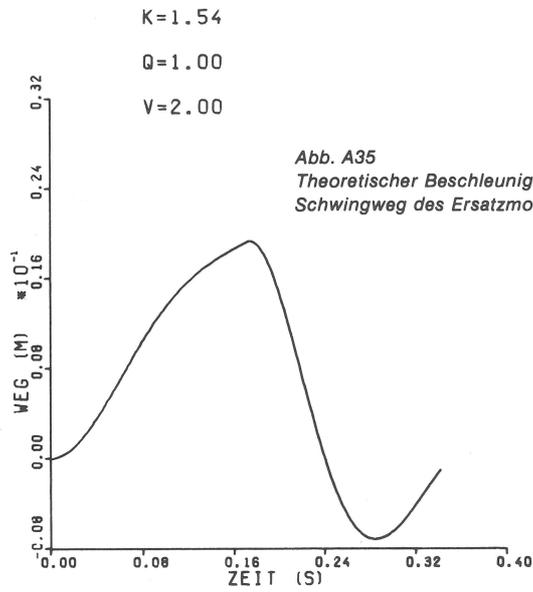
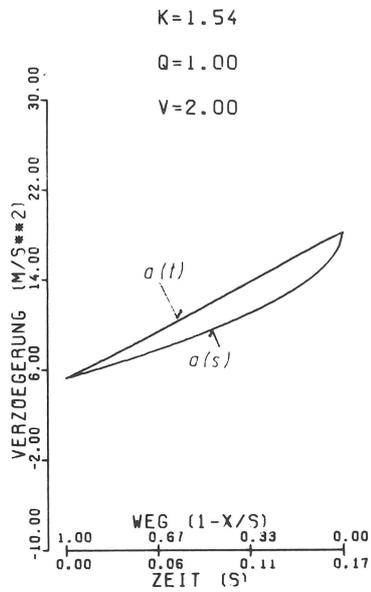


Abb. A35
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen.

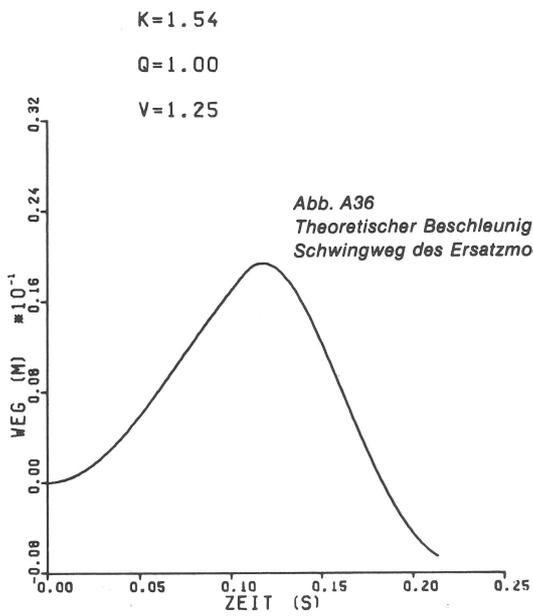
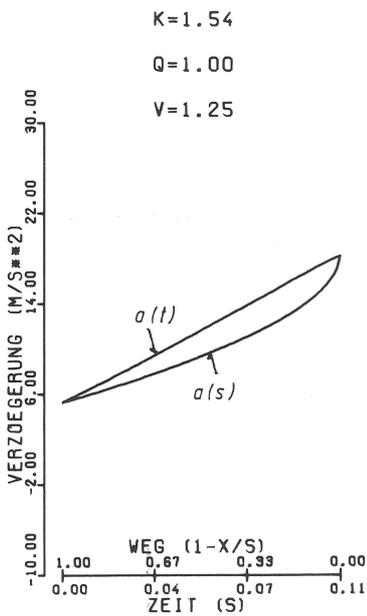


Abb. A36
Theoretischer Beschleunigungsverlauf und zugehöriger relativer Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

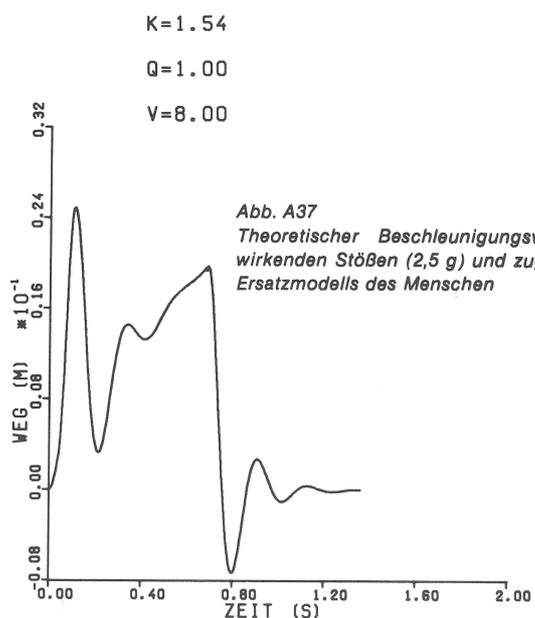
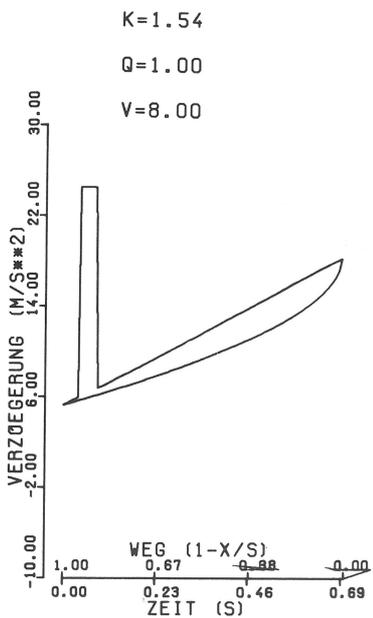


Abb. A37
Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

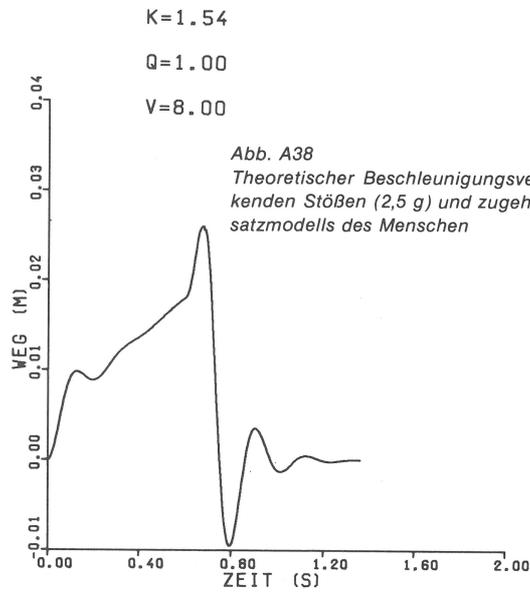
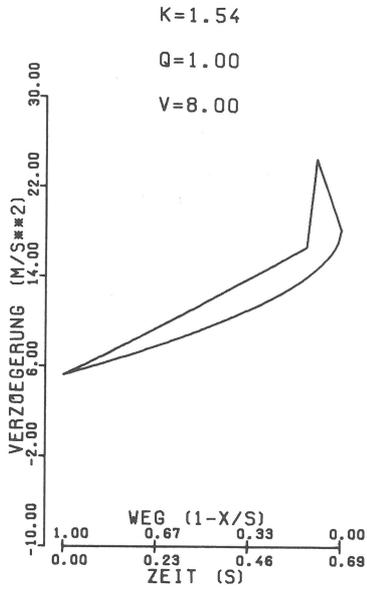


Abb. A38
Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

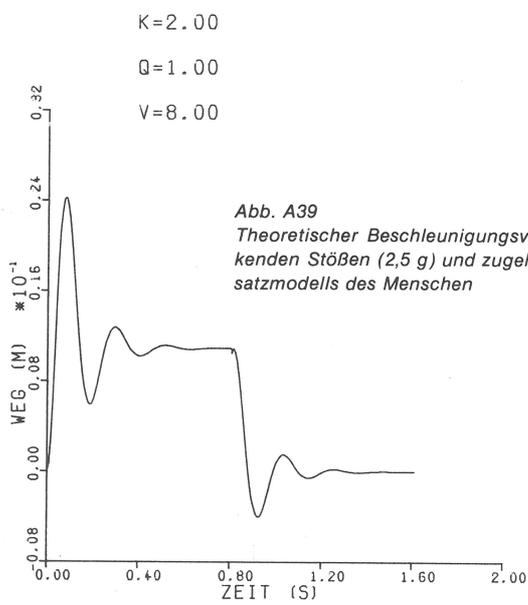
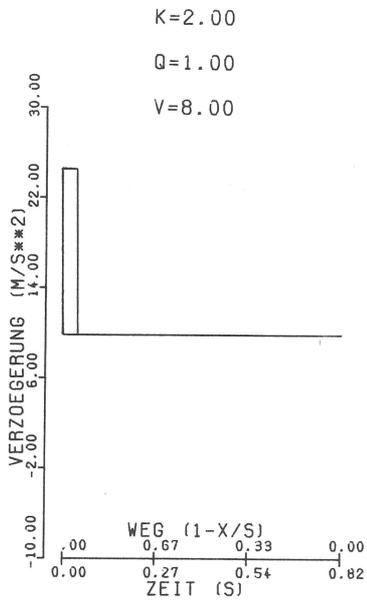


Abb. A39
Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

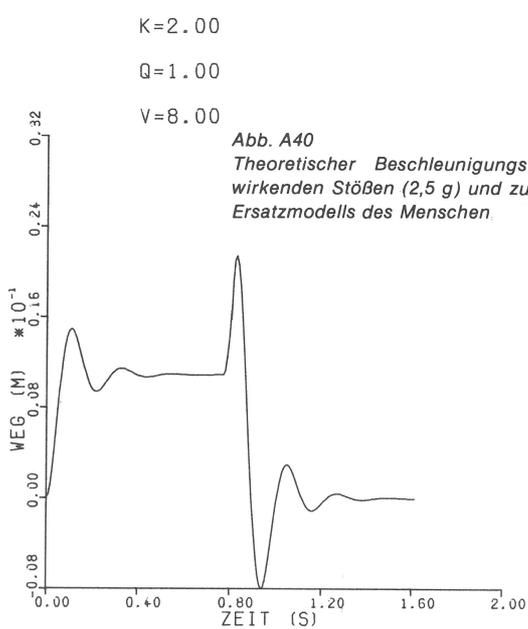
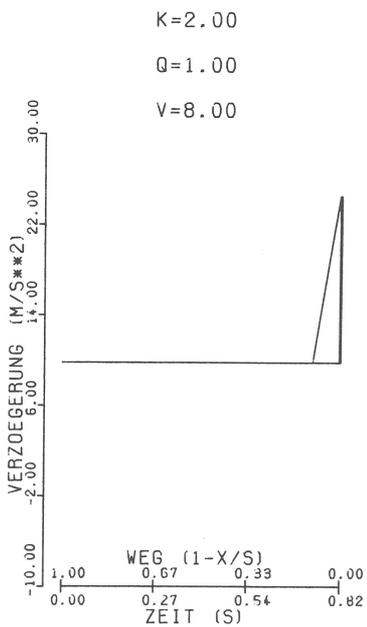
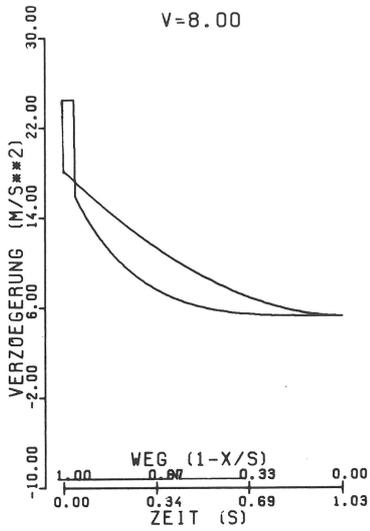


Abb. A40
Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

K=2.86

Q=1.00

V=8.00



K=2.86

Q=1.00

V=8.00

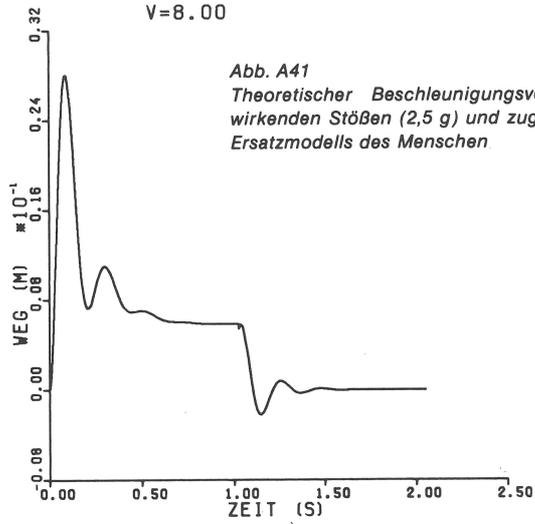


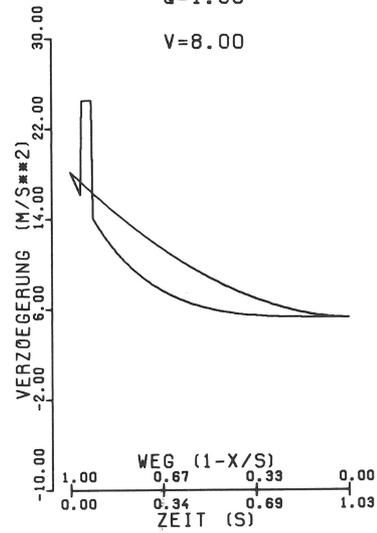
Abb. A41

Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen.

K=2.86

Q=1.00

V=8.00



K=2.86

Q=1.00

V=8.00

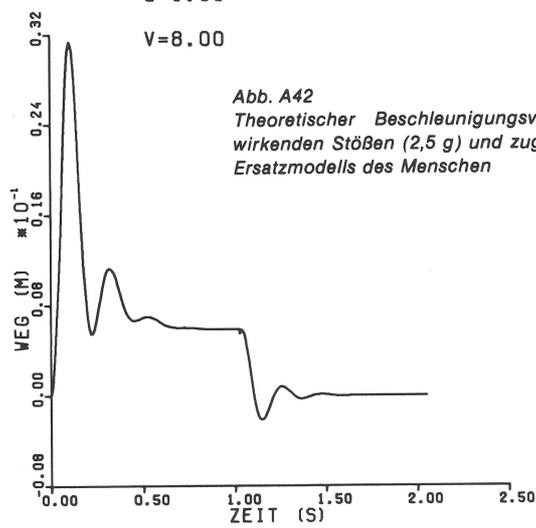


Abb. A42

Theoretischer Beschleunigungsverlauf mit überlagerten, kurzzeitig wirkenden Stößen (2,5 g) und zugehörigem relativem Schwingweg des Ersatzmodells des Menschen

Schrifttum

- [1] Technischer Geschäftsbericht der Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine über den Zeitraum 1956 bis 1961
Techn. Überwch. 3 (1982),H. 5, S. 157 - 171
- [2] Technischer Geschäftsbericht der Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine für die Jahre 1962 und 1963
Techn. Überwach. 5 (1964),H. 5, S. 145 - 163
- [3] Sicherheit und Fortschritt für die Jahre 1968 und 1969
Vereinigung der Technischen Überwachungsvereine
TÜ 11 (1970) H. 5
- [4] Bestand an Aufzugsanlagen in der Bundesrepublik Deutschland und im Land Berlin in den Jahren 1957 bis 1972
TÜ 15 (1974) H. 7
- [5] Verordnung über die Errichtung und den Betrieb von Aufzugsanlagen (Aufzugsverordnung-AufzV) in der Fassung vom 21. März 1972 - BGBl. I S. 488
Köln/Berlin: Carl Heymanns Verlag
- [6] TRA 101 Technische Regeln für Aufzüge
Merkblatt für die Prüfung von Bauteilen nach § 13 der Aufzugsverordnung
Bek. des BMA vom 26. April 1971 - Arb.Sch. Nr. 6 Juni 1971
Ausgabe Mai 1972
Köln/Berlin: Carl Heymanns Verlag 1972
- [7] TRA 200 Technische Regeln für Aufzüge Personenaufzüge, Lastenaufzüge
- [8] Hymans, F., u. A. V. Hellborn:
Der neuzeitliche Aufzug mit Treibscheibenantrieb
Berlin: Springer Verlag, 1927
- [9] Franzen, C. F., u. Th. Englert:
Der Aufzugbau
Braunschweig: Vieweg Verlag, 1972, S. 172 - 182
- [10] Dannenberg, W.:
Die Berechnung von Pufferfedern von Treibscheiben-aufzüge
BTÜ 3 (1958), H. 5, S. 114 - 116
- [11] Feyrer, K.:
Zur Berechnung von Pufferfedern für Treibscheiben-aufzügen
Fördern u. Heben (1973) H. 5, S. 233 - 238
- [12] Reuter, H.:
Ölpuffer im Aufzugbau
Tech. Überwach. 3 (1962), H. 8, S. 300 - 304
- [13] Feyrer, K.:
Beanspruchung des Fahrgastes im Aufzug unter Wirkung der Sicherheitseinrichtung
TÜ 14 (1973), H. 1, S. 1 - 7
- [14] Donandt, H.:
Die Bremskraft der Fangvorrichtungen von Schnell-aufzügen und das Springen der Gegengewichte beim Fangen
Techn. Überwach. 4 (1963), H. 10, S. 374 - 379
- [15] Schulz, B. u. H. Wagener:
Probleme bei der Prüfung von Ölpuffern für Aufzugs-anlagen
Techn. Überwach. 10 (1969), H. 4, S. 109 - 113
- [16] Reiher, H. u. F.J.Meister:
Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Stöße
Forschung, Bd. 3 (1932), H. 4,
- [17] Zeller:
Die Wirkung von mechanischen Bewegungen auf den menschlichen Organismus
Diss. 1932, Technische Hochschule Carolo-Wilhelmina zu Braunschweig
- [18] Meister, F. J.:
Die Empfindlichkeit des Menschen gegen Erschütte-rungen
Forschung, Bd. 6 (1935), H. 3,
- [19] Ruff, S.:
Über das Verhalten von Blutdruck und Pulsfrequenz unter dem Einfluß von Fliehkräften und über Versuche zur Steigerung der Beschleunigungserträglichkeit
Luftfahrtmedizin, Bd. 2 (1938), H. 3 und 4, S. 259 - 280
- [20] Ruff, S.:
Die physiologische Wirkung hoher Beschleunigungen
Luftwissen, Bd. 7 (1940), H. 2
- [21] Shaw, R.S.:
Human Tolerance to Negative Acceleration of short Duration
Journal of Aviation Medicine, Feb. 1948, S. 39/44
- [22] King, A. .L. u. Lawton, R. W.:
Elasticity of Body Tissues
Medical Physics 2 (1950), S. 303 ff
- [23] Dieckmann, D.:
Einfluß vertikaler mechanischer Schwingungen auf den Menschen
Internat. Z. angew. Physik einschl. Arbeitsphysik, Bd. 16 (1957), S. 519 - 564
- [24] Dieckmann, D.:
Mechanische Modelle für den vertikal schwingenden menschlichen Körper
Internat. Z. angew. Physik einschl. Arbeitsphysik, Bd. 17 (1958), S. 67 - 82
- [25] Roman, J. A., R. R. Coermann u. G. Ziegenrucker:
Vibration, Buffeting and Impact Research
Journal of Aviation Medicine, Feb. 1959, S. 118/125
- [26] Coermann, R. R., G. H. Ziegenrucker, A. L. Wittwer u. H. E. von Gierke:
The Passiv Dynamic Mechanical Properties of the Human Thorax-Abdomen System and the Whole Body System
Aerospace Medicine, Volume 31, Number 6, June 1960, S. 443 - 455
- [27] Coermann, R. R.:
The Mechanical Impedance of the Human Body in Sitting and Standing Position at Low Frequencies
Human Factors J., Oct. 1962, S. 227 - 253
- [28] Coermann, R. R.:
Theorie der Erträglichkeit von Stößen für den Menschen
Forschungsbericht W 68-52 des Bundesministers für wissenschaftliche Forschung, Juli 1968
- [29] Coermann, R. R. u. W. Lange:
Beitrag zur dynamischen Prüfung von Sicherheitsgurten
ATZ 70 (1968), H. 8, S. 280 - 287)
- [30] Dupuis, H.:
Zur physiologischen Beanspruchung des Menschen durch mechanische Schwingungen
Fortschr.-Ber. VDI-Z., VDI-Verlag, Reihe 11, H. 7
- [31] Mitschke, M.:
Schwingempfinden von Menschen im fahrenden Fahr-zeug
ATZ 71 (1969), H 7

- [32] Advisory Material for the Application of the IAEA Transport Regulations
Vienna: International Atomic Energy Agency (1973), Safety Series No. 37
- [33] Knapp, J.:
Untersuchungen von Führungsschienen für Aufzüge
Berlin: BAM 1982; Prüfungszeugnis 6.1/544/617/687 für die Klöckner-Werke AG
- [34] Kurz:
Die Praxis der Bauartprüfung von Sperr- und Bremsfangvorrichtungen und die hieraus gewonnenen Erfahrungen Bauartprüfungen von Aufzugsbauteilen
Seminar der Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine (VdTÜV) beim TÜV Bayern e.V. am 9.10.1975
- [35] Schulz-Forberg, B. u. H. Wagener:
Grundlagen und praktische Durchführung von Prüfungen hydraulischer Puffer
Bauartprüfungen von Aufzugsbauteilen
Seminar der Vereinigung der Technischen Überwachungs-Vereine (VdTÜV) beim TÜV Bayern e.V. am 9.10.1975
- [36] Koennecke, W.:
Neue Düsenform für kleinere und mittlere Reynoldszahlen
Forschung auf dem Gebiet des Ingenieurwesens, Mai/Juni 1938, Bd. 9, H. 3
- [37] Braun, R.:
Untersuchung über die Wirkungsweise von Puffern, insbesondere Flüssigkeitspuffern
Diss. TH Aachen 1930
- [38] Prüfungszeugnis 1.2/11450 vom 23.04.79
Berlin: Bundesanstalt für Materialprüfung
- [39] Schmidt, Dr. K. u. H. Spalm:
Die Schnellaufzüge im Fernsehturm Moskau.
Fördern und Heben 18 (1968), H. 5, S. 311 - 322
- [40] Bittel, K.:
Zur Dimensionierung von Ölfedern
ATZ 62 (1960), H. 7, S. 183 - 191
- [41] Zurmühl, R.:
Praktische Mathematik für Ingenieure und Physiker
Berlin/Heidelberg/New York: Springer-Verlag 1965, 5. Auflage
- [42] Buffer Tests
American Standard Safety Code for Elevators, Dumbwaiters and Escalators
Rule 902.5 (1960)
- [43] Amarell, J.:
Entwicklungsstand und Berechnungsgrundlagen für Flüssigkeitsfedern
Wiss. Z. TH Ilmenau 14, (1968) H. 2, S. 197 - 201
- [44] Hütte I Theoretische Grundlagen
Berlin: Verlag von Wilhelm Ernst & Sohn 1955, 28. Auflage
- [45] pr EN 81, Sicherheitsregeln für die Konstruktion und den Einbau von elektrisch betriebenen Personen- und Lastenaufzügen, sowie Güteraufzügen
DIN EN 81, Entwurf September 1976
Berlin/Köln: Beuth-Verlag GmbH 1976
- [46] Smirnow, W. J.:
Lehrgang der Höheren Mathematik, Teil III, 2, VEB Berlin: Deutscher Verlag der Wissenschaften 1959
- [47] Biermann, M.:
Dynamik hydraulischer Aufsetzpuffer
Beitrag in: • Jahresbericht 1977 der Bundesanstalt für Materialprüfung
Berlin: BAM 1977, (ISSN 0341-0528)
- [48] Blokland, A.:
Abbremsen eines Fahrkorbes durch eine Fangvorrichtung Fördern und Heben (1962), H. 9, S. 661 - 666
- [49] Zeller, W.:
Dem menschlichen Körper aufgezwungene Bewegungsvorgänge und deren Wahrnehmung
Psychotechn. Zeitschrift, Jahrg. 7 (1932/33), H. 5
- [50] Beurteilung der Einwirkung mechanischer Schwingungen auf den Menschen
VDI 2057, Oktober 1963,
Berlin/Köln: Beuth-Vertrieb GmbH 1963
- [51] Dittrich, G. u. J. Sommer:
Das instationäre Verhalten des linearen Schwingers mit einem Freiheitsgrad
VDI-Z 118 (1976), H. 8 - April (II)
- [52] Szabó, I.:
Höhere Technische Mechanik
Berlin/Göttingen/Heidelberg: Springer-Verlag 1958, 2. Auflage
- [53] Einheiten
DIN 1301 Teil 1 - 3, Ausgabe Oktober 1978
Berlin/Köln: Beuth-Verlag GmbH
- [54] Allgemeine Formelzeichen
DIN 1304, Ausgabe Februar 1978
Berlin/Köln: Beuth-Verlag GmbH

Bisher erschienene Forschungsberichte der BAM

- Nr. 1/September 1968
Forschung und Entwicklung in der Bundesanstalt für Materialprüfung (BAM)
Rechenchaftsbericht für den Bundesminister für Bildung und Wissenschaft
- Nr. 2/Juli 1970 (vergriffen)
Zum Problem des Feuchtigkeitsschutzes von Dehnungsmeßstreifen und Halbleitergebern
von Dr.-Ing. Götz Andreae
- Nr. 3/September 1970 (vergriffen)
Über das mechanische Verhalten von Aluminium-Stahl-Freileitungsseilen als Beispiel für Verbundbauteile
von Dr.-Ing. Josef Ziebs
- Nr. 4/Dezember 1970 (vergriffen)
Formbeständigkeit von Holz gegenüber Feuchtigkeit — Grundlagen und Vergütungsverfahren
von Dr. rer. nat. Arno Burmester
- Nr. 5/März 1971
Die Bedeutung der Netzstellenart und der Netzwerkenddichte für die Beschreibung der elastischen Eigenschaften und des Abbaus von elastomeren Netzwerken
von Dr. rer. nat. Norbert Steiner
- Nr. 6/April 1971
Zur Problematik der Prüfung und Beurteilung des Luftschallschutzes von Bauelementen bei unterschiedlichen Einbaubedingungen
von Prof. Dr.-Ing. Paul Schneider
- Nr. 7/Juli 1971
Chromatographie und chemische Konstitution — Untersuchungen über den Einfluß der Struktur organischer Verbindungen auf das Verhalten bei der Dünnschicht-Chromatographie
von Dr.-Ing. Hans-Joachim Petrowitz
- Nr. 8/November 1971
Zum Spannungs-Dehnungs-Verhalten von Baustählen bei Wechselbeanspruchung
von Dr.-Ing. Helmut Veith
- Nr. 9/November 1971
Untersuchung über die sichernde Wirkung poröser Massen in Acetylenflaschen
von Dr.-Ing. Karl-Heinz Möller
- Nr. 10/Januar 1972
Untersuchungen über die Korngrößenbestimmung mit Ultraschall zur Entwicklung einer für die Praxis geeigneten zerstörungsfreien Meßmethode
von Dr.-Ing. Dietmar Aurich und Prof. Dr. phil. Erich Martin
- Nr. 11/Februar 1972
Beitrag zur Kenntnis der Schnittriefenbildung und Schnittgütwerte beim Brennschneiden
von Dr.-Ing. Hans-Joachim Krause
- Nr. 12/Mai 1972
Über Veränderungen von Nylon-6-Fasern beim Texturieren
von Dir. u. Prof. Dr. rer. nat. Hubert Feuerberg
- Nr. 13/Juni 1972
Festkörpergleitreibung und Verschleiß von Eisen, Kobalt, Kupfer, Silber, Magnesium und Aluminium in einem Sauerstoff-Stickstoff-Gemisch zwischen 760 und $2 \cdot 10^{-7}$ Torr
von Dr.-Ing. Karl-Heinz Habig (Berichter), Prof. Dr.-Ing. Kurt Kirschke, Dr.-Ing. Wolfgang-Werner Maennig und Dipl.-Phys. Harald Tischer
- Nr. 14/Juli 1972
Untersuchungen zur Amplitudenabhängigkeit der Ultraschalldämpfung in Metallen bei 20 kHz
von Eberhard Fischer
- Nr. 15/August 1972
Studie und Probleme der chemischen Edelmetall-Analyse
von Dir. u. Prof. Dr.-Ing. Heinz Pohl
- Nr. 16/August 1972
Über Ausführung und Aussagefähigkeit des Normbrandversuches nach DIN 4102, Blatt 2, im Hinblick auf die Nachbildung natürlicher Schadensfeuer
von Dr.-Ing. Erwin Knublauch
- Nr. 17/August 1972
Aktivierungsanalyse mit schnellen Neutronen, Photonen und geladenen Teilchen
von Dr.-Ing. Peter Reimers
- Nr. 18/Januar 1973
Das Spröbruchverhalten des Baustahles R St 37-2 N in geschweißten Konstruktionen, dargestellt mit Hilfe der Methode des Temperaturvergleiches
von Dr.-Ing. Werner Struck
- Nr. 19/Januar 1973
Die Bestimmung von Grenzflächentemperaturen bei tribologischen Vorgängen
Literaturrecherche von Dipl.-Phys. K. Kaffanke und Dr.-Ing. H. Czichos
- Nr. 20/April 1973
Brandrisiko elektrischer Leitungen und Installationen in Wänden
von Dipl.-Ing. R. Rudolphi
- Nr. 21/Juli 1973
Die kontinuumsmechanische Erfassung des zeitlichen Ablaufs der elastisch-plastischen Dehnungen bei der Zerrüttung
Literaturrecherche von Dipl.-Phys. D. Klaffke und Dr.-Ing. W. Maennig
- Nr. 22/Juli 1973
Untersuchungen für ein Prüfverfahren zur Bemessung der Brandschutzbekleidung von Stahlstützen
von Dipl.-Ing. R. Rudolphi und Dr.-Ing. E. Knublauch
- Nr. 23/November 1973
Reichs- und preußische Landesanstalten in Berlin Ihre Entstehung und Entwicklung als außeruniversitäre Forschungsanstalten und Beratungsorgane der politischen Instanzen
von Prof. Dr. rer. nat. habil. Walter Ruske
- Nr. 24/November 1973
Das Brandverhalten von Holzstützen unter Druckbeanspruchung
von Dipl.-Ing. J. Stanke, Ing. grad. E. Klement und Dipl.-Ing. R. Rudolphi
- Nr. 25/Dezember 1973
Über das Brandgeschehen vor der Fassade eines brennenden Gebäudes unter besonderer Berücksichtigung der Feuerbeanspruchung von Außenstützen
von Dr.-Ing. E. Knublauch
- Nr. 26/August 1974
Der Elektronen-Linearbeschleuniger der BAM — Eigenschaften und erste Anwendungen —
von Dipl.-Ing. P. Jost, Dr.-Ing. P. Reimers und Dr.-Ing. P. Weise
- Nr. 27/August 1974
Untersuchungen zum Schallfeld von Winkelprüfköpfen für die Materialprüfung mit Ultraschall
von Dr.-Ing. Hermann Wüstenberg
- Nr. 28/August 1974
Zum Ablauf von Gasexplosionen in mit Rohrleitungen verbundenen Behältern
von Prof. Dr. rer. nat. Hans-Jürgen Heinrich
- Nr. 29/August 1974
Theorie der dissipativen Luftschalldämmung bei einem idealisotropen porösen Material mit starrem Skelett für senkrechten, schrägen und allseitigen Schalleinfall
von Prof. Dr.-Ing. P. Schneider
- Nr. 30/September 1974 (vergriffen)
The Application of Systems Thinking and Systems Analysis to Tribology
von Dr. Horst Czichos und Dr. Geert Salomon
- Nr. 31/August 1975
Untersuchungen zur Klärung des Verhaltens thermoplastischer Kunststoffe bei Wechseldehnungsbeanspruchung
von Dr.-Ing. Gerhard Fuhrmann
- Nr. 32/September 1975
Ein thermo-elektrisches Netzwerkverfahren zur Berechnung stationärer Temperatur- und Wärmestromverteilungen mit Anwendungsbeispielen
von Dipl.-Ing. Reinald Rudolphi und Dr.-Ing. Bernhard Böttcher
- Nr. 33/November 1975
Die Bestimmung der Temperaturleitfähigkeit von Baustoffen mit Hilfe eines nichtstationären Meßverfahrens
von Dipl.-Ing. Armin Wagner, Dipl.-Phys. Gerhard Kieper und Dipl.-Ing. Reinald Rudolphi
- Nr. 34/Januar 1976 (vergriffen)
Untersuchungen zur Vergütung von Holzwerkstoffen
von Dipl.-Forsting. Dr. rer. sylv. Hans-Joachim Deppe
- Nr. 35/Januar 1976
Der Widerstand von Platten, die als Beplankungsmaterial leichter Wände verwendet werden, gegenüber dem Aufprall harter Körper — Vorschlag für ein Prüfverfahren —
von Dipl.-Ing. Ernst Limberger
- Nr. 36/Januar 1976 (vergriffen)
Wärme- und Feuchtigkeitsleitung in Beton unter Einwirkung eines Temperaturgefälles
von Dipl.-Ing. Jürgen Hundt

Nr. 37/Februar 1976

Die stoßartige Beanspruchung leichter, nichttragender Bauteile durch einen mit der Schulter gegenprallenden Menschen — Vorschlag für ein Prüfverfahren —
von Dr.-Ing. Werner Struck

Nr. 38/Juni 1976

Verschleißuntersuchungen an gas-, bad- und ionitriertem Stahl 42 CrMo 4
von Dr.-Ing. Karl-Heinz Habig

Nr. 39/Juni 1976

Untersuchung der viskoelastischen Eigenschaften von Flüssigkeiten (mit nicht-Newton'schem Fließverhalten) insbesondere bei höherer Scherbeanspruchung
von Prof. Dr.-Ing. K. Kirschke und Dipl.-Phys. G. Kempf

Nr. 40/Juni 1976

Zum Untergrundabzug bei energiedispersiven Spektren nach verschiedenen Verfahren
von Dr. rer. nat. H. Hantsche

Nr. 41/Okttober 1976

Optische Eigenschaften cholesterinischer Flüssigkeiten
von Dr. rer. nat. Bernhard Böttcher

Nr. 42/Okttober 1976

Ermittlung der Mindestzündenergie brennbarer Gase in Mischung mit Luft
von Dr.-Ing. Siegmund Dietlen

Nr. 43/Okttober 1976

Das Sprödbruchverhalten geschweißter Bauteile aus Stahl mit zäh-sprödem Übergang im Bruchverhalten, dargestellt mit Hilfe der Methode des Temperaturvergleiches
von Dr.-Ing. Werner Struck

Nr. 44/November 1976

Berechnung von räumlichen, linear elastischen Systemen, die aus finiten Stab- und Balkenelementen zusammengesetzt sind, unter Verwendung des Programms „Stab-Werk“
von Dipl.-Ing. W. Matthees

Nr. 45/Dezember 1976

Untersuchung des Elektrodenverhaltens im Vakuum aufgedampfter Metallschichten
von Dr.-Ing. W. Paatsch

Nr. 46/Mai 1977 (vergriffen)

Versuchsergebnisse zur Festigkeit und Verformung von Beton bei mehraxialer Druckbeanspruchung
Results of Test Concerning Strength and Strain of Concrete Subjected to Multiaxial Compressive Stresses
von Dipl.-Ing. Gerald Schickert und Dipl.-Ing. Helmut Winkler

Nr. 47/Juni 1977

Bautechnische Einflüsse auf die Tragfähigkeit von Kunststoffdübeln für Fassadenbekleidungen
von Dr.-Ing. Arno Plank

Nr. 48/Okttober 1977

Setzung von Fundamenten infolge dynamischer Last, angewendet auf die Fundamente einer geplanten Schnellbahn
von Dr.-Ing. U. Holzlöhner

Nr. 49/Dezember 1977

Untersuchungen zur Anwendung von Mikrowellen in der zerstörungsfreien Prüfung
von Dr.-Ing. Günther Wittig

Nr. 50/Juni 1978 (vergriffen)

Zur Meßtechnik für die Sicherheitsbeurteilung und -überwachung von Spannbeton-Reaktordruckbehältern
von Prof. Dipl.-Phys. Norbert Czaika, Dipl.-Phys. Norbert Mayer, Dipl.-Ing. Claus Amberg, Dipl.-Ing. Götz Magiera, Dr.-Ing. Götz Andreae und Dipl.-Ing. Winfried Markowski

Nr. 51/Juni 1978

Auswirkung von chemischen und physikalisch-technologischen Einflußfaktoren auf das Beständigkeitsverhalten von Oberflächenbeschichtungen auf der Basis von Reaktionsbeschichtungsstoffen
von Dr. rer. nat. J. Sickfeld

Nr. 52/August 1978

Zum Einfluß der Gleitgeschwindigkeit auf das tribologische Verhalten von Werkstoffen hoher Härte bei reiner Festkörperreibung
von Dr.-Ing. Aleksandar Tomov

Nr. 53/Okttober 1978

Bemessung und Optimierung beheizbarer Straßen- und Brückenbeläge
von Rolf Günter Rohrmann und Reinald Rudolphi

Nr. 54/Okttober 1978

Magnetisches Verhalten dünner Eisenschichten bei mechanischer Wechselbeanspruchung
von Dr.-Ing. Harro Sander

Nr. 55/November 1978

Beobachtung und Orientierungsbestimmung der Oberflächenkristallite polykristalliner 99,999 %-Al-Proben bei Biegewechselbeanspruchung
von Dr.-Ing. Dieter Klaffke

Nr. 56/Januar 1979

Stabilität von Sandwichbauteilen
von Dipl.-Ing. W. Brüner und Prof. Dr.-Ing. C. Langlie

Nr. 57/März 1979

Untersuchungen an Prüfmitteln für die Magnetpulverprüfung
Investigations on Inspection-Media for Magnetic-Particle-Testing
von Dipl.-Ing. Meinhard Stadthaus

Nr. 58/März 1979

Ermittlung des Bauteilwiderstandes aus Versuchsergebnissen bei vereinbartem Sicherheitsniveau
von Dr.-Ing. Werner Struck

Nr. 59/Juli 1979

Ermittlung der Verformungen biegebeanspruchter Stahlbetonbalken mit der Methode der Finiten Elemente unter besonderer Berücksichtigung des Verbundes zwischen Beton und Stahl
von Dr.-Ing. Günther Plauk

Nr. 60/August 1979

Untersuchungen zur Erfassung der Kaltformbarkeit von Feinblechen beim Strecken
von Dr.-Ing. H. Spreckelmeyer, Dr.-Ing. R. Helms und Dr.-Ing. J. Ziebs

Nr. 61/Dezember 1979

Beschreibung von Problemen der höheren Farbmetrik mit Hilfe des Gegenfarbensystems
von Dr. Klaus Richter

Nr. 62/Dezember 1979

Geomagnetobiologisch bedingter Zusammenhang zwischen der Fraßaktivität von Termiten und der Zahl der Sterbefälle
von Dir. u. Prof. Dr.-Ing. Wolfgang Gerisch und Prof. Dr. habil. Dr. h. c. Günther Becker

Nr. 63/Dezember 1979

Untersuchungen an Stopfbuchsen von Ventilen und Schiebern für Gase
von Dipl.-Ing. E. Behrend und Dipl.-Ing. J. Ludwig

Nr. 64/Februar 1980

Ermittlung der Schwingungserregung beim Betrieb schienengebundener Fahrzeuge in Tunneln sowie Untersuchung des Einflusses einzelner Parameter auf die Ausbreitung von Erschütterungen im Tunnel und dessen Umgebung
von Dr.-Ing. Werner Rücker

Nr. 65/Februar 1980

Untersuchungen über den Einfluß des Spannungszustandes auf bruchmechanische Kennwerte
von Dr.-Ing. Peter Schmidt, Dr.-Ing. Dietmar Aurich, Dr.-Ing. Rolf Helms, Dr.-Ing. Helmut Veith und Dr.-Ing. Josef Ziebs

Nr. 66/Mai 1980

Auswirkung von Drucklastungsvorgängen auf die Umgebung
von Dr. rer. nat. Martin Hattwig

Nr. 67/Mai 1980

Beitrag zur dynamischen Analyse von vorgespannten und vorbelasteten Feder-Masse-Systemen mit veränderlicher Gliederung unter stoßartiger Beanspruchung
von Dr.-Ing. Wolfgang Matthees

Nr. 68/Mai 1980

Oberflächenmeßverfahren unter besonderer Berücksichtigung der Stereomeßtechnik.
Entwicklung eines volleuzentrischen Präzisions-Goniometers
von Dr. rer. nat. Dieter Petersohn

Nr. 69/Juni 1980

Untersuchungen zur Integrität des Liners von Reaktorsicherheitshüllen (Containments) in Stahlbeton- und Spannbetonbauweise
von Dr.-Ing. Frank Buchhardt und Dipl.-Ing. Peter Brandl

Nr. 70/August 1980 (vergriffen)

Schwellenwerte beim Betondruckversuch
von Dr.-Ing. Gerald Schickert

Nr. 71/August 1980

Untersuchungen über durch den Boden gekoppelte dynamische Wechselwirkungen benachbarter Kernkraftwerksbauten großer Masse unter seismischen Einwirkungen
von Dr.-Ing. Wolfgang Matthees und Dipl.-Ing. Götz Magiera

Nr. 72/September 1980

Übertragbarkeit der Ergebnisse von Brandprüfungen am Beispiel von Stahl- und Holzstützen
von Dr.-Ing. Reinald Rudolphi

- Nr. 73/November 1980
Vergleichende Untersuchungen zum Tragverhalten von Klemmkupplungen für Stahlrohrgerüste nach bestehenden deutschen Prüfvorschriften und geplanten europäischen bzw. internationalen Prüfnormen
von Dipl.-Ing. Peter Wegener
- Nr. 74/November 1980
ALGOL-Computerprogramm zur Berechnung zweidimensionaler instationärer Temperaturverteilungen mit Anwendungen aus dem Brand- und Wärmeschutz
von Dr.-Ing. Reinald Rudolphi und Dipl.-Inform. Renate Müller
- Nr. 75/November 1980
Beitrag zur Kenntnis des zeitlichen und örtlichen Druckverlaufs bei der plötzlichen Entlastung unter Druck stehender Behälter und Behälterkombinationen
von Dir. u. Prof. Dr. Hans-Jürgen Heinrich
- Nr. 76/November 1980
Deformationsverhalten von Rein- und Reinstaluminium sowie Cu 99,9 und St 37 bei Biegewechselbeanspruchung im Rasterelektronenmikroskop
von Dr.-Ing. Dieter Klaffke und Prof. Dr.-Ing. Wolfgang-Werner Maennig
- Nr. 77/April 1981
Untersuchung des Verhaltens von Lagerzementen
von Dipl.-Ing. Michael Gierloff und Dr.-Ing. Matthias Maultzsch
- Nr. 78/September 1981
Dynamische Wechselwirkung eines Schienen-Schwelensystems mit dem Untergrund
von Dr.-Ing. Werner Rücker
- Nr. 79/Dezember 1981
Ein Beitrag zur Untersuchung der wasserstoffbeeinflussten Kalttribneigung höherfester niedriglegierter Feinkornbaustähle mit dem Implantversuch
von Dr.-Ing. Volker Neumann
- Nr. 80/Dezember 1981
Ursachen des Teileinsturzes der Kongreßhalle in Berlin-Tiergarten
von Dr.-Ing. Arno Plank, Dr.-Ing. Werner Struck und Dr.-Ing. Manfred Tzschätzsch
- Nr. 81/Dezember 1981
Graphisch-rechnerisches Verfahren zum Erfassen der Zündhäufigkeit zündbarer Stoffe; Anwendung auf Datenmaterial aus dem Bereich der Statistik
von Dipl.-Ing. Jürgen Schmidt
- Nr. 82/April 1982
Zur werkstoffmechanischen Beurteilung des Kerbschlagbiegeversuches
Assessment of the mechanical behaviour of materials in the notched bar impact test
von Rolf Helms, Hans-Joachim Kühn und Siegmund Ledworuski
- Nr. 83/Juli 1982
Tribologisches Verhalten von thermoplastischen Kunststoffen — Kontaktdeformation, Reibung und Verschleiß, Oberflächenuntersuchungen —
von Prof. Dr.-Ing. Horst Czichos und Dr.-Ing. Paul Feinle
- Nr. 84/Juli 1982
Übertragbarkeit der Ergebnisse von Brandprüfungen im Kleinprüfstand (Vergleichsversuche)
von Dipl.-Inform. Renate Müller und Dr.-Ing. Reinald Rudolphi
- Nr. 85/ISBN 3-88314-231-X/Oktober 1982
Technische Materialforschung und -prüfung — Entwicklungstendenzen und Rahmenvorschläge für ein EG-Programm „Basic Technological Research“ — Materials Research and Testing — Development Trends and Outline Proposals for a Community Programme „Basic Technological Research“ —
von Prof. Dr. Horst Czichos
- Nr. 86/ISBN 3-88314-232-8/November 1982
Zur quantitativen Kennzeichnung des Verwitterungsverhaltens von Naturwerksteinen anhand ihrer Gefügemerkmale
von Dr.-Ing. Konrad Niesel und Dr. rer. nat. Peter Schimmelwitz
- Nr. 87/ISBN 3-88314-240-9/Dezember 1982
Einfluß baupraktischer Umgebungsbedingungen auf das Korrosionsverhalten von Spannstählen vor dem Injizieren
von Dr.-Ing. Bernd Isecke und Dr.-Ing. Wolfgang Stichel
- Nr. 88/ISBN 3-88314-254-9/Februar 1983
Untersuchungen zur Ausbreitung von Longitudinalwellen an Oberflächen bei der Materialprüfung mit Ultraschall
von Dr.-Ing. Anton Erhard
- Nr. 89/ISBN 3-88314-263-8/April 1983
Untersuchungen zur Zerfallsfähigkeit von Distickstoffoxid
von Dr. rer. nat. Dietrich Conrad und Dr.-Ing. Siegmund Dietlen
- Nr. 90/ISBN 3-88314-264-6/April 1983
Kinetische Grenztragfähigkeit von stoßartig belasteten Stahlbetonbauteilen
Kinetic Load Bearing Capacity of Impulsively Loaded Reinforced Concrete Members
von Dr.-Ing. Klaus Brandes, Dipl.-Ing. Ernst Limberger und Dipl.-Ing. Jürgen Herter
- Nr. 91/ISBN 3-88314-265-4/April 1983
Dreidimensionale Analyse von unbewehrtem Beton mit nichtlinear-elastischem Materialgesetz
von Dr.-Ing. Michael Weber
- Nr. 92/ISBN 3-88314-266-2/August 1983
Ausbreitung von Erschütterungen durch den Boden
von Dipl.-Ing. Lutz Auersch
- Nr. 93/ISBN 3-88314-283-2/August 1983
Unterdrückung stick-slip-induzierter Kurvengeräusche schienengebundener Fahrzeuge durch eine physikalisch-chemische Oberflächenbehandlung der Schienen
von Dr. rer. nat. Peter Studt
- Nr. 94/ISBN 3-88314-284-0/August 1983
Untersuchungen der Störschwingungen beim Kerbschlagbiegeversuch und deren Abschwächungen
von Dr.-Ing. Xian-Quan Dong
- Nr. 95/ISBN 3-88314-289-1/August 1983
Über die Fokussierung des Schallfeldes von Ultraschall-Prüfköpfen mit Fresnelschen Zonenplatten
von Dr.-Ing. Manfred Römer
- Nr. 96/ISBN 3-88314-296-4/Oktober 1983
Verbundverhalten zwischen Beton und geripptem Betonstahl sowie sein Einfluß auf inelastische Verformungen biegebeanspruchter Stahlbetonbalken
von Dr.-Ing. Heinz Eifler
- Nr. 97/ISBN 3-88314-297-2/November 1983
Typische Bruchflächenbildung thermoplastischer Kunststoffe nach wechselnder mechanischer Beanspruchung
von Dipl.-Ing. Gerhard Fuhrmann und Prof. Dr. rer. nat. Wolfram Schwarz
- Nr. 98/ISBN 3-88314-312-X/Dezember 1983
Bestimmung des elastischen Verhaltens von Maschenwaren — Stretch- und Erholungsvermögen —
von Dr. rer. nat. Edmund Schnabel
- Nr. 99/ISBN 3-88314-317-0/Dezember 1983
Kinetische Grenztragfähigkeit von stoßartig belasteten Stahlbetonbauteilen
Kinetic Load Bearing Capacity of Impulsively Loaded Reinforced Concrete Members
von Dr.-Ing. Klaus Brandes, Dipl.-Ing. Ernst Limberger und Dipl.-Ing. Jürgen Herter
- Nr. 100/ISBN 3-88314-298-0/Januar 1984
Untersuchungen zur Prüfung von Beton auf Frostwiderstand
von Günter Klamrowski und Paul Neustupny
- Nr. 101/ISBN 3-88314-327-8/Februar 1984
Röntgen- und Gammastrahlen Computer-Tomographie
von Dr.-Ing. Peter Reimers, Dr. rer. nat. Jürgen Goebels, Dr.-Ing. Heinrich Heidt, Dr.-Ing. Hans-Peter Weise und Dipl.-Phys. Kay Wilding
- Nr. 102/ISBN 3-88314-335-9/März 1984
Weiterentwicklung des hydraulischen Kompensationsverfahrens zur Druckspannungsmessung in Beton
von Dr.-Ing. Götz Magiera
- Nr. 103/ISBN 3-88314-328-6/März 1984
Radiographie mit Elektronen aus Metallverstärkerfolien
von Dr.-Ing. Dierk Schnitger
- Nr. 104/ISBN 3-88314-339-1/April 1984
Beeinflussung von Betoneigenschaften durch Zusatz von Kunststoffdispersionen
von Dr.-Ing. Michael Gierloff
- Nr. 105/ISBN 3-88314-345-6/Juni 1984
Beitrag zum Bremsverhalten energieumwandelnder Aufsetzpuffer in Aufzugsanlagen
von Dr.-Ing. Bernd Schulz-Forberg

