Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung

Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine

Band: 83 (1965)

Heft: 34

Artikel: Betrachtungen zur Bremscharakteristik der Laufwerkbremsen von Luftseilbahnen

Autor: Ehrensperger, Erhard

DOI: https://doi.org/10.5169/seals-68236

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation

L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use

The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 04.02.2026

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

ORGAN DES SCHWEIZERISCHEN INGENIEUR- UND ARCHITEKTEN-VEREINS S.I.A. UND DER GESELLSCHAFT EHEMALIGER STUDIERENDER DER EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE G.E.P.

Betrachtungen zur Bremscharakteristik der Laufwerkbremsen von Luftseilbahnen

Von **Erhard Ehrensperger**, dipl. Masch.-Ing. ETH, in der Firma Bell Maschinenfabrik AG., Kriens-Luzern *) 625.92:621-592

1. Einleitung

Die Luftseilbahn ist heute allgemein als beliebtes und zweckdienliches Transportmittel bekannt. Sie bewältigt die mannigfaltigsten Transportprobleme in der Industrie und auf Grossbaustellen, dient aber in zunehmendem Masse auch der Beförderung von Fahrgästen im Tourismus. Die weitverbreitete Anwendung verdankt die Luftseilbahn vor allem dem grossen Vorteil, dass sie nahezu unabhängig vom Terrainverlauf gebaut werden kann und daher billiger zu stehen kommt als auf Gleisen verkehrende Bergbahnen (Standseil- oder Zahnradbahnen), die meistens kostspielige Kunstbauten und Erdverschiebungen erforderlich machen. Im Betrieb ist die Luftseilbahn wirtschaftlicher; sie ermöglicht vor allem auch in schneereichen Wintern den Betrieb ungestört aufrechtzuerhalten.

Früh schon versuchte man bei für den Personentransport verwendeten Luftseilbahnsystemen befriedigende Sicherheitseinrichtungen zu schaffen, um das damals neuartige Transportmittel möglichst betriebssicher zu gestalten. Zum Teil mag auch die wagemutige Vorstellung der Pioniere des Seilbahnbaues: eine Bahn in den Lüften schweben zu lassen, wo man damals noch unbekannte Gefahren vermutete – eine Annahme, die sich später als unbegründet erwies –, dazu beigetragen haben, dass den Sicherheitseinrichtungen stets grosse Aufmerksamkeit geschenkt wurde. Diesen Umständen ist es unter anderem auch zu verdanken, dass heute die Luftseilbahn nach den Angaben der Verkehrsstatistiken zu den sichersten Transportmitteln gezählt werden darf.

Die bei Zweiseilbahnen (Luftseilbahnen mit einem ruhenden Trag- und einem das Fahrzeug fortbewegenden Zugseil) häufig verwendete Laufwerkbremse stellt ein wichtiges Glied der Sicherheitseinrichtungen dar. Sie muss, sollte das Zugseil reissen, das Fahrzeug in jedem Belastungsfall und an jeder Stelle auf dem die Fahrbahn bildenden Tragseil sicher festbremsen. Obwohl andere zweckentsprechende Sicherheitseinrichtungen entwickelt und ausgeführt wurden (Anlagen mit zusätzlichen Sicherheitszugseilen oder mit speziellen Bremsseilen, an die das Fahrzeug im Notfall angeklemmt und anschliessend in eine der Stationen gezogen werden kann), hat sich die Laufwerkbremse stets zu behaupten vermocht und wird heute von den meisten Aufsichtsbehörden bevorzugt.

Die ursprüngliche und einfachste Ausführung der Laufwerkbremse wird von vielen Seilbahnfirmen noch immer gebaut (Bild 2). Sie umfasst im wesentlichen zwei Bremsbacken, die durch ein Hebelsystem in geöffneter Stellung blockiert und im Notfall mit einer mechanischen Kraftreserve – meistens werden dazu gespannte Federn verwendet – beidseitig gegen das Tragseil gepresst werden, dadurch eine Bremskraft erzeugend, die das Laufwerk des Fahrzeuges nach kurzem Bremsweg zum Stehen bringt.

*) Dieser Aufsatz steht im Zusammenhang mit der Internationalen Verkehrsausstellung (IVA) in München, wo auf dem Stand der Schweizerischen Seilbahnhersteller ein Luftseilbahn-Laufwerk ausgestellt ist.

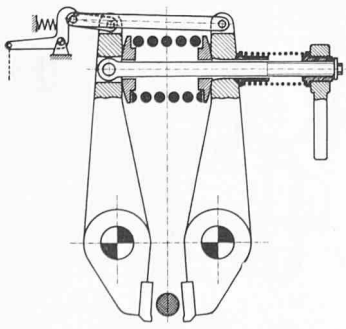


Bild 2. Laufwerkbremse alter Bauart

Bild 1. Fahrzeug der Luftseilbahn Andermatt—Gemsstock

Da die Fahrbahnen von Luftseilbahnfahrzeugen sehr unterschiedlich geneigt sind (z. B. unter- und oberhalb der Stützen) und heute, möglichst hohe Transportleistungen anstrebend, das Fassungsvermögen der Kabinen und die Fahrgeschwindigkeit immer weiter zunehmen, genügen diese Bremssysteme einfachster Bauart den Betriebsanforderungen nicht mehr. Mit konstanten, plötzlich wirkenden Bremskräften treten Schwierigkeiten auf. Die für volle Belastung und grösste Fahrbahnneigung bemessenen Bremskräfte ergeben in flachen Trassenabschnitten unzulässig hohe Verzögerungen. Die dementsprechend gross ausfallenden Trägheitskräfte können zu unerwünschten Beanspruchungen des Fahrzeuges und derart grossen Ausschlägen des Zugseiles führen, dass Seilentgleisungen auf den Stützen auftreten oder sich das Zugseil in grossen Spannweiten über die Tragseile überschlägt.

Um den neuen Anforderungen gewachsen zu sein, hat man in neuester Zeit die Laufwerkbremsen mit Bremsdifferenzierungseinrichtungen ausgerüstet. In der Folge wird ein derartiges Bremssystem neuerer Bauart beschrieben und anschliessend auf die Berechnungsgrundlagen näher eingegangen.

2. Beschreibung der neuen Laufwerkbremse

Der Aufbau der neuen Laufwerkbremse der Bell Maschinenfabrik AG, Kriens, geht aus den Bildern 3 und 4 hervor. Diese Ausführungsart ist für ein Laufwerk bestimmt, das auf zwei Tragseilen rollt und für Kabinen von 40 bis 70 Personen Fassungsvermögen oder 3,1 bis 5,4 t Nutzlast verwendet wird (Bilder 1 und 7).

Der Hauptträger stützt sich auf vier Hauptwippen, die wiederum zwei Nebenwippen mit zwei Laufrollen aufnehmen. Die ganze Fahrzeuglast wird folglich von 16 Laufrollen getragen (Bild 7). Im Hauptträger ist die Pendelachse gelagert, die über das Gehänge die Kabine mit dem Laufwerk verbindet. Die Lagerung ist so ausgeführt, dass die Kabine bei jeder Fahrbahnneigung horizontal bleibt und auch seitliche Neigungsunterschiede des Laufwerkes infolge ungleicher Durchhänge der Tragseile ausgeglichen werden. Die Pendelbewegung wird durch Schwingungsdämpfer gedämpft, wodurch das bei den Fahrgästen unbeliebte Schaukeln der Kabine bei Stützenüberfahrten vermindert wird. Zwischen den Hauptwippen sind beidseitig die Bremszangen der Laufwerkbremse angeordnet; sie pressen die im Betrieb gelüfteten Bremsbacken im Notfall gegen die beiden Tragseile. Unter dem Hauptträger liegen die Anschlüsse für das Zug- und das Gegenseil. Das Zugseil überträgt die im Seilbahnantrieb erzeugte Umfangskraft als Zugkraft auf die Fahrzeuge, während das Gegenseil dem Zugseil die notwendige Spannkraft verleiht.

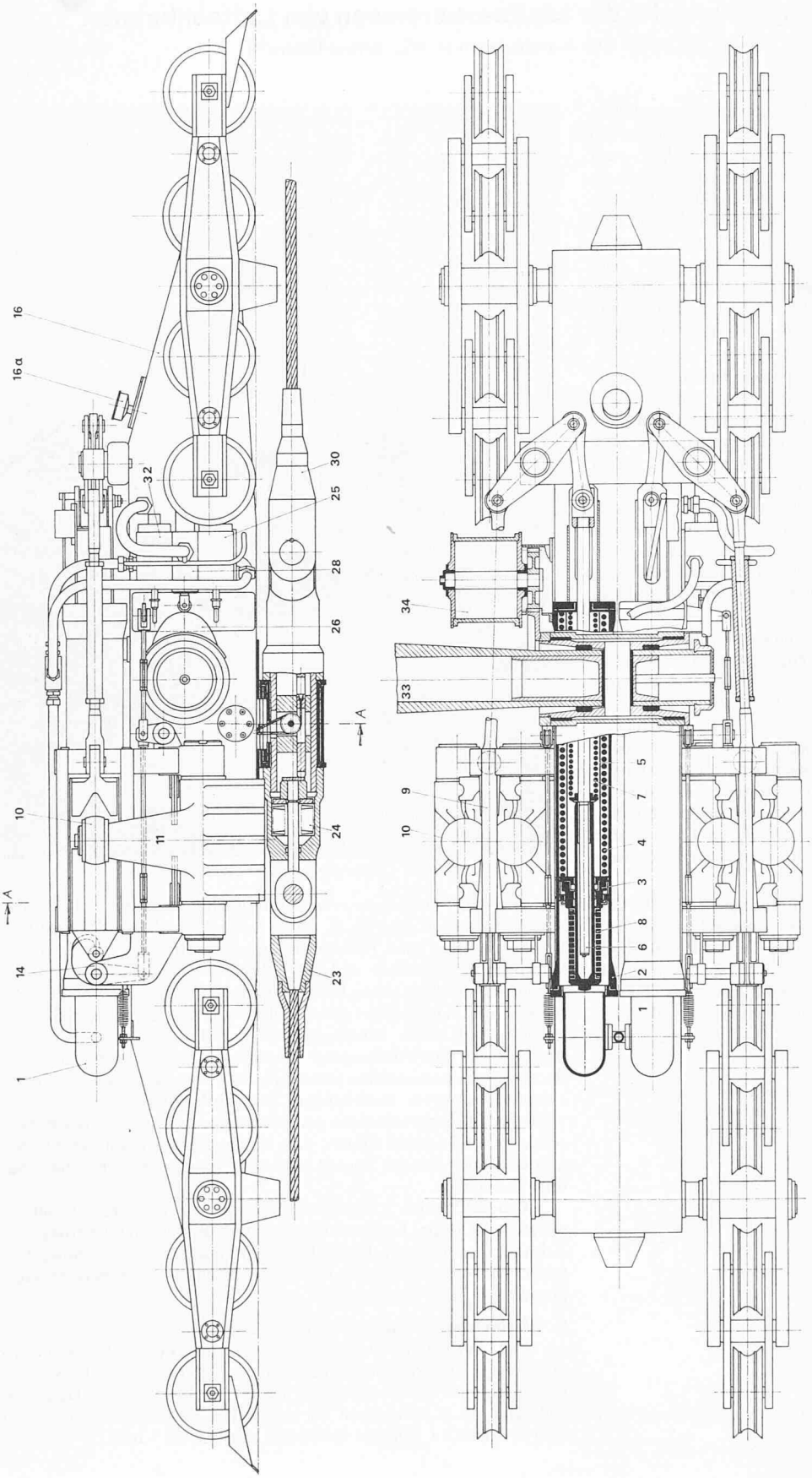


Bild 3. Laufwerkbremse, Bauart Bell, Längsschnitt und Grundriss, Masstab 1:15

Legende zu den Bildern 3, 4 und 5

1 Druckraum
2 Bremszylinder
3 Ringkolben
4 Bremsfeder
5 Anschlagrohr
6 Kolbenstange
7 Schliessfeder
8 Uebertragungsfedern
9 Bremskeil
10 Steuerrolle
13 Rückstellfeder
14 Riegel
15 Handpumpe
16 Oelreservoir
16a Belüftung zu 16
17 Pumpenreservoir
18 Filter
19 Saugventil
20 Druckventil
21 Rückschlagventil
22 Ueberdruckventil
23 Anschlussmuffe des Gegenseils
24 Auslösefeder zu 23
25 Rücklaufventil
26 Kurvenscheibe
27 Gehänge
28 Drosselventil
29 Handauslösung
30 Anschlussmuffe des Zugseiles
31 Auslösefeder zu 30
32 Rücklaufventil
33 Pendelachse
34 Dämpfer für Gehängeschwingungen

Bild 4 (links). Schnitt A—A zu Bild 3

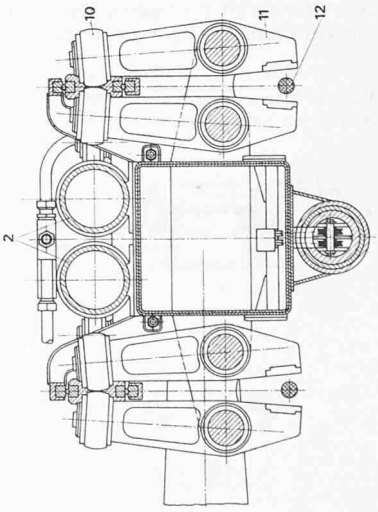
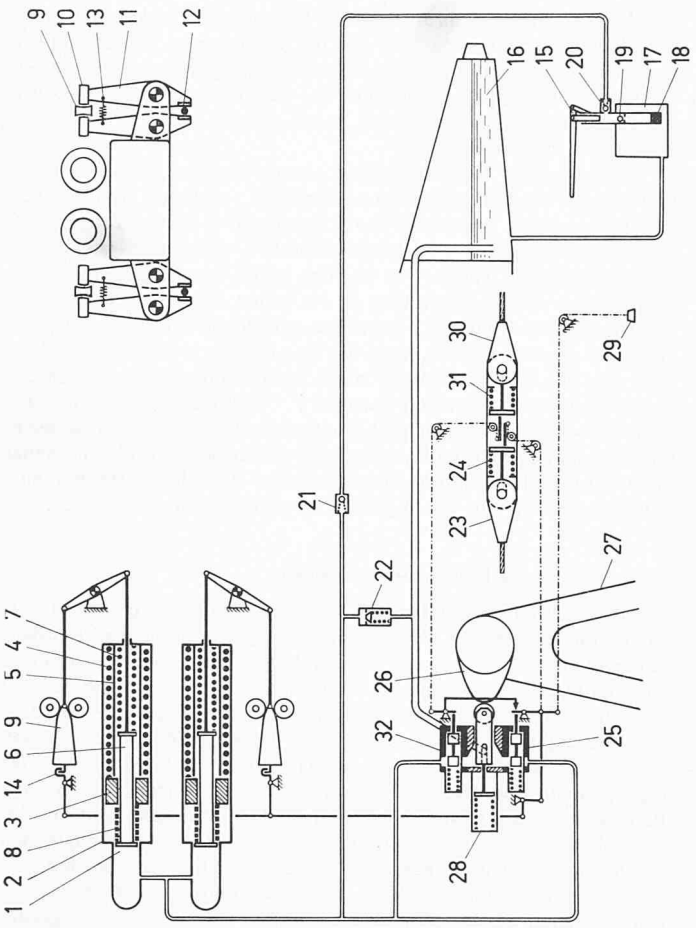


Bild 5 (auf Seite 583). Steuerschema zur Laufwerkbremse



Für Luftseilbahnen mit nur einem Tragseil ist die Ausführung des Laufwerkes entsprechend einfacher (Bild 6). Es hat nur 8 Laufrollen, dazwischen ein Bremsbackenpaar und lässt sich verwenden für Kabinen von 10 bis 30 Personen Fassungsvermögen, was einer Nutzlast von 0,8 bis 2,4 t entspricht.

Die Funktionsweise der neuartigen Laufwerkbremse sei anhand des Steuerschemas (Bild 5) beschrieben.

Die Bremse wird hydraulisch gelüftet. Das in die Druckräume 1 der Bremszylinder 2 gelangende Drucköl spannt über die Ringkolben 3 die Bremsfedern 4, bis jeder Ringkolben auf dem Anschlag 5 aufliegt. Hernach werden über die Kolbenstangen 6 auch die Schliessfedern 7 und die Übertragungsfedern 8 gespannt, wobei die Bremskeile 9 zwischen den Steuerrollen 10 der Bremszangen 11 herausgezogen und die Bremsbacken 12 durch die Rückstellfedern 13 gelüftet werden, bis die Riegel 14 die Bremskeile in ihrer Endlage sichern. Der Öldruck wird mit der im Werkzeugkasten des Gehänges eingebauten und vom Dach der Kabine aus – man braucht dazu nicht auf das Laufwerk zu klettern – zu betätigenden Handpumpe 15 erzeugt, die ein mit dem als Ölreservoir 16 ausgebildeten Hauptträger verbundenes Pumpenreservoir 17, ein Filter 18, ein Saugventil 19 und ein Druckventil 20 besitzt. Das Rückschlagventil 21 entlastet die Druckleitung des Gehänges, und das Überdruckventil 22 schützt das hydraulische System vor Überlastung.

Beim Auslösen der Bremse durch das Gegenseil – hier talseitig angenommen – infolge Seilbruch oder anders begründetem Nachlassen der Seilspannung wird die Anschlussmuffe 23 des Gegenseiles durch die normalerweise vom Seilzug gespannte Auslösefeder 24 bewegt und über Auslösekabel und Gestänge werden die Endriegel 14 ausgeklinkt und das Rücklaufventil 25 geöffnet. Unter der Kraft der Schliess- und der Übertragungsfedern bewegen sich die Kolbenstangen in Richtung der Druckräume und schliessen, da sie nur wenig Öl verdrängen müssen, die Bremszangen im Eilgang (Schnellschlussvorrichtung). Die Ringkolben, die unter der Kraft der Bremsfedern stehen, bewegen sich, da sie mehr Öl verdrängen müssen, entsprechend langsamer als die Kolbenstangen, und die in den Bremsfedern aufgespeicherte Arbeit wird über die Übertragungsfedern auf das Bremssystem abgegeben. Das zeitliche Ansteigen der Bremskraft wird durch das mit einer Kurvenscheibe 26 versehene Gehänge 27 über das Drosselventil 28 gesteuert, so dass bei grossen Steigungen der Höchstwert der Bremskraft schneller erreicht wird als bei kleinen Steigungen, wo das Laufwerk unter Umständen zum Stillstand kommt, bevor die grösste Reibung erreicht ist. Die Handauslösung 29 der Bremse wirkt auf das gleiche Gestänge und kann im Notfall von der Kabine aus betätigt werden.

Erfolgt die Auslösung vom Zugseil aus – im Steuerschema bergseitig angenommen, als Übertragungsorgan der vom Antrieb erzeugten Zugkraft und verantwortlich für das Zurückhalten der Fahrzeuge in den Steigungen –, wird die Zugseilmuffe 30 bewegt und durch die Auslösefeder 31 über Auslösekabel und Gestänge die Endriegel und beide Rücklaufventile 25 und 32 geöffnet. Der zeitliche Anstieg der Bremskraft wird dadurch beschleunigt und die Bremswirkung von Anfang an stark erhöht. Der gewünschte Anstieg der Bremskraft lässt sich am Drosselventil einstellen.

Beide Bremsen eines Laufwerkes werden durch Kontrollschalter überwacht, die über die elektrische Sicherheitsanlage den Seilbahnantrieb abschalten, sobald sich ein Zangenpaar zu schliessen beginnt.

Man wird sich fragen, worin bei diesem Bremssystem die Bremsdifferenzierung liege, da der maximale Anpressdruck der Bremsbacken im Unterschied zu der bei Standseilbahnfahrzeugen ausgeführten Konstruktion[1]) konstant ist und weder durch Nutzlast noch Fahrbahnneigung verändert oder bei zu grosser Verzögerung infolge unterschiedlicher Reibungsverhältnisse verringert werden kann. Es hat sich jedoch erwiesen, dass bei Luftseilbahnfahrzeugen die Reibung der Bremsbacken an den geschmierten Tragseilen ausgeglichener ausfällt als bei Standseilbahnfahrzeugen an den Schienen. Eine Abhängigkeit von der Last und der Fahrbahnneigung hingegen ist nach wie vor erwünscht. Im Katastrophenfall, d. h. bei Bruch eines Zug- oder Gegenseiles, macht sich jedoch zusätzlich ein Einfluss geltend, der weit grösser und daher für die zu erwartende Bremsverzögerung oft bestimmender ist als Neigung und Last. Reisst eines der beiden Seile, kommt auf das Laufwerk der Restseilzug des noch vorhandenen Seiles, der sich zur Bremskraft entweder addiert oder subtrahiert, was die Bremswirkung ganz erheblich beeinflusst. Es wäre ernsthaft zu prüfen – einige Firmen haben bereits derartige Konstruktionen verwirklicht –, ob bei Ausfall des einen Seiles das andere nicht gleichzeitig abgeworfen werden sollte, um den Restseilzug auszuschalten, der im ersten Moment dem vollen Seilzug vor der Bremsung entspricht und erst nach einem von der Gesamtdisposition der Anlage und der Stellung des Fahrzeuges abhängigen Zeitintervall teilweise abgebaut wird. Niemand kann uns aber die Gewissheit geben, dass abgeworfene und mit ungeheurer Wucht zu Tal gleitende Seile nicht Unglücksfälle von unabsehbarer Tragweite verursachen. Aus diesen Überlegungen heraus wurde auf eine Seilabwurfvorrichtung verzichtet.

Unter den damit gegebenen Umständen könnte nur eine Regulierung der Bremskraft durch die Bremsverzögerung selbst den gewünschten Erfolg bringen, eine Idee, die sich theoretisch wohl verwirklichen lässt, praktisch aber auf grosse Schwierigkeiten stösst. Es wirkt sich sehr ungünstig aus, dass der die Verzögerung beeinflussende Teil der Bremskraft – wir wollen ihn Bremsanteil nennen – in grossen Steigungen nur einem kleinen Bruchteil der von den Bremszangen erzeugten totalen Bremskraft entspricht; der weit grössere Teil jedoch dient zum Ausgleich der Hangkomponente des Fahrzeuggewichtes und allenfalls vorhandener Restseilzüge. Von einem idealen Reguliersystem muss daher verlangt werden, dass es nur innerhalb eines gewissen nach Steigung, Nutzlast und Restseilzug variabeln Bereiches der Bremskraft wirken darf, wobei die Regulierzeiten unvorstellbar kurz sind; man bedenke, dass der Bremsvorgang selbst oft nur Bruchteile von Sekunden dauert. Eine Direktsteuerung mit handelsüblichen Beschleunigungsmessern ist der zu geringen abgegebenen Kräfte wegen nicht möglich. Jedes Verstärkersystem mit Servomotoren arbeitet jedoch so träge, dass die erforderlichen Verstellzeiten nur mit ungeheurem Aufwand – Akkumuliereinrichtungen oder entsprechend überdimensionierte Pumpengruppen – erreicht werden könnten, eine Lösung, die für eine Notbremse zu kostspielig und auch zu störungsanfällig wird, abgesehen von der unerwünschten Erhöhung des Laufwerkgewichtes.

Eine einfache, zweckdienliche Lösung glaubt man in Anlehnung an die bei Standseilbahnen ausgeführte Konstruktion gefunden zu haben, indem die Änderung des Pendelwinkels zwischen Kabine und Laufwerk, der bekanntlich bei zu grosser Verzögerung entsprechend zunimmt, ausgenützt und zur Verringerung der Bremskraft verwendet werden könnte. Leider kann aber eine auf diesem naheliegenden Prinzip gründende Einrichtung nicht unterscheiden, ob die plötzliche Zu-

[1]) SBZ 1957, Nr. 44, S. 697.

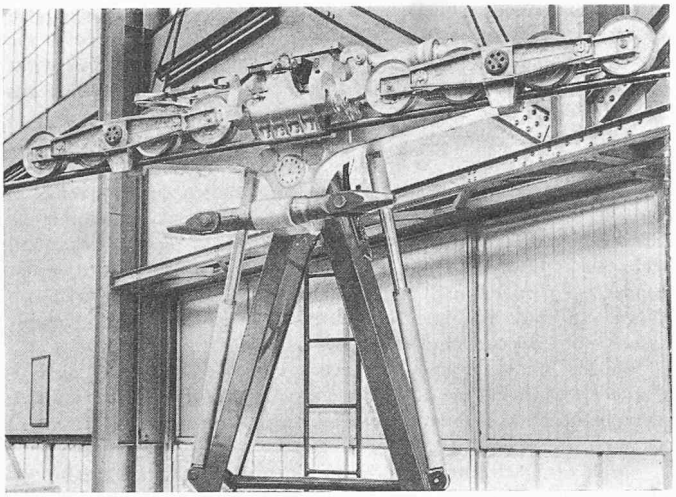


Bild 6. Laufwerk für ein Tragseil

nahme des Pendelwinkels von einem unerwünschten Anstieg der Verzögerung oder von einer Steigungsänderung herrührt, wie sie z. B. bei Stützenüberfahrten auftritt. Weil aber eine Zunahme des Pendelwinkels stets eine Reduktion der Bremskraft auslösen würde, könnte diese Steuerungsart gefährlich werden, wenn das Fahrzeug über eine Stütze von einem flachen in einen steilen Streckenabschnitt kommt.

Alle diese Gründe waren massgebend, dass beim neuen Bremssystem für Luftseilbahnen von einer direkten Beeinflussung der Bremskraft abgesehen wurde und man sich auf die in der Funktionsbeschreibung bereits erläuterte Abhängigkeit des Bremskraftanstieges von der jeweiligen Fahrbahnneigung beschränkte. Die Vorteile dieses Bremssystems können, wie sich später auch aus der rechnerischen Behandlung und den Versuchsresultaten ableiten lässt, wie folgt zusammengefasst werden:

a) Rasches, von der Fahrbahnneigung praktisch unabhängiges Schliessen der Bremsbacken, was unerwünschte Geschwindigkeitsanstiege bei Bruch des bergseitigen Seiles vermeidet.

b) Harte mechanische Schläge können nicht auftreten, da stets das Druckmedium verdrängt werden muss.

c) Vermeidung von Beschleunigungsspitzen und entsprechend hohen Beanspruchungen der Laufwerke, Gehänge und Kabinen, weil die Bremskraft stetig ansteigt. Der Unterschied gegenüber einem Bremssystem älterer Bauart, das den vollen Wert der Bremskraft unmittelbar wirken lässt, ist vergleichbar mit demjenigen zwischen einem harten und einem elastischen Stoss.

d) Anpassen des Bremskraftanstieges an die Fahrbahnneigung, womit wiederum Beschleunigungsspitzen vermieden werden. Die Bremswirkung wird zusätzlich beeinflusst, weil der eigentliche Bremsvorgang in flachen Streckenabschnitten abgeschlossen, das Laufwerk demnach abgebremst ist, bevor die Bremskraft den grössten Wert erreicht hat, womit indirekt eine Bremskraftregulierung verwirklicht ist. Wohl steigt die Anpresskraft der Bremsbacken in jedem Fall bis zum Höchstwert an, was aber auf die Verzögerung keinen Einfluss mehr hat, sobald das Laufwerk zum Stillstand gekommen ist. Selbstverständlich pendelt die Kabine und das Gehänge auch nach Abschluss des eigentlichen Bremsvorganges weiter, jedoch ohne die Bremswirkung selbst zu beeinflussen.

Trotzdem die Regulierungseinrichtung denkbar einfach arbeitet und nur auf die Fahrbahnneigung anspricht – auf eine Abhängigkeit von der Nutzlast wurde vorläufig verzichtet –, treten Fragen auf, deren Abklärung für die Betriebssicherheit des Bremssystems von ausschlaggebender Bedeutung ist. Bei Bruch des bergseitigen Seiles beschleunigt sich das Fahrzeug in der ersten Phase und die Kabine pendelt rückwärts aus. Wie wird dadurch der Bremskraftverlauf beeinflusst? Besteht Gefahr, dass die Regulierung instabil wird, d. h. dass sich das Fahrzeug immer mehr beschleunigt, wenn die Kabine – nach dem ersten Ausschlag nach vorn – rückwärts auszuschwingen beginnt, bevor die Bremsung abgeschlossen ist? Es ist unumgänglich, dass bei derartigen Bremssystemen die dynamischen Probleme näher untersucht und die Bremscharakteristiken berechnet werden, eine Aufgabe, der wir uns im folgenden Abschnitt zuwenden wollen.

3. Berechnung der Bremscharakteristiken

Das sich auf einem Tragseil bewegende Fahrzeug einer Luftseilbahn kann nach Bild 8 als mechanisches System, bestehend aus dem Massenpunkt m — das Laufwerk symbolisierend — und der um den Drehpunkt 0 von m schwenkbaren Masse M, welche die Kabine einschliesslich Nutzlast und Gehänge darstellt, angesehen werden. Der Massenpunkt m bewegt sich auf der unter dem Winkel α geneigten Fahrbahn. Auf ihn wirken als äussere Kräfte bzw. Momente: das Eigengewicht des Laufwerkes mg, die Auflagerreaktion N, die Bremskraft R, der Restseilzug Z und das Dämpfungsmoment M_D der Pendelbewegung. Auf den als physikalisches Pendel aufzufassenden zweiten Körper wirken ausser dem Eigengewicht Mg – im Körperschwerpunkt S_M mit dem Abstand l vom Drehpunkt 0 angreifend – keine weiteren äussern Kräfte. Das System hat zwei Freiheitsgrade: Translation des Massenpunktes m längs der Fahrbahn und Rotation des Körpers M um das sich mit m bewegende Drehzentrum 0. Es ist naheliegend, den auf der Fahrbahn zurückgelegten Weg s und den Pendelwinkel φ als Lagekoordinaten einzuführen.

Für die weiteren Betrachtungen sei vorausgesetzt, dass während der Bremsung die Fahrbahn starr bleibe – keine vertikale Verschiebung und keine Änderung des Neigungswinkels α – und der Restseilzug konstant sei; dieser entspreche dem vor der Bremsung vorhandenen Seilzug. Selbstverständlich treten in Wirklichkeit im Bremsfall vertikale Verschiebungen und entsprechende Winkeländerungen der Tragseile auf, und die Restseilzüge werden nach einer gewissen, von der Disposition der Anlage und der Stellung des Fahrzeuges abhängigen Zeit abgebaut; z. B. das Spanngewicht berührt den Boden des Spannschachtes und wird unwirksam. Es wäre aber schwierig, für einen bestimmten Belastungsfall alle diese Einflüsse nach der Theorie der Seilschwingungen rechnerisch genau zu erfassen. Bedenkt man, dass die Bremsungen innert kürzester Zeit abgeschlossen sind, erscheinen die getroffenen Annahmen durchaus gerechtfertigt, da in den kurzen Zeitintervallen weder die Tragseilneigung – insbesondere wenn in der

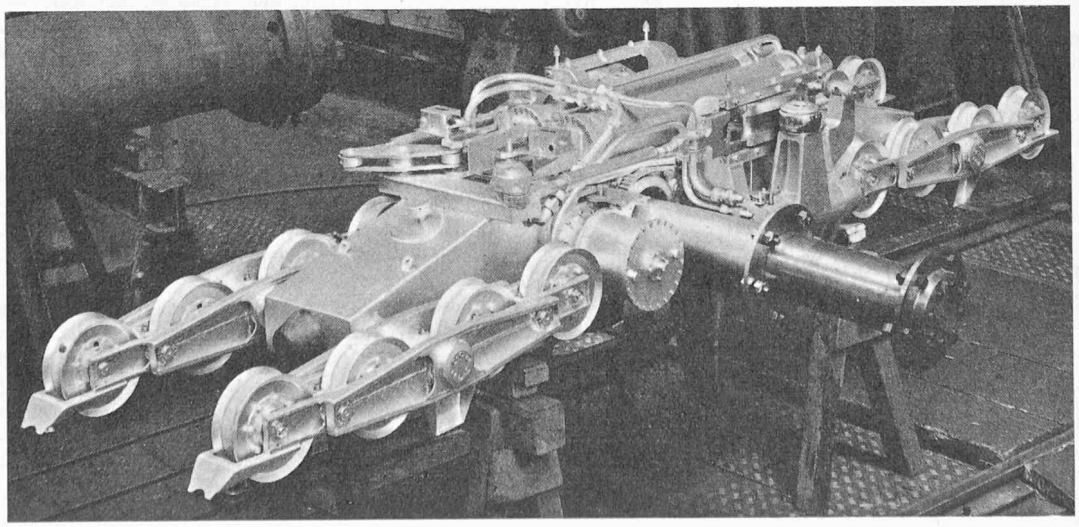


Bild 7. Laufwerk für zwei Tragseile

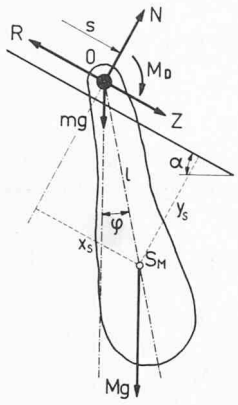


Bild 8. Mechanisches System nach Lagrange

Nähe einer Stütze gebremst wird – noch der Restseilzug bedeutende Änderungen erfahren.

Nach dem Prinzip von Lagrange sind die Bewegungsdifferentialgleichungen des Systems gegeben durch die für die Lagekoordinaten ausgedrückten Lagrangeschen Gleichungen[2]).

Da der Massenpunkt m auf der unter dem Winkel α geneigten Fahrbahn abrollt, kann zwischen der Fahrbahn und dem System nur die Normalreaktion N auftreten. Diese leistet aber weder bei einer Verschiebung in Richtung der ersten Lagekoordinate s noch bei einer Drehung entsprechend der zweiten Lagekoordinate φ Arbeit. Mit Einführung der beiden auf den Drehpunkt 0 bezogenen Schwerpunktskoordinaten der Masse M

(1) $$x_s = s + l \sin(\alpha + \varphi)$$

(2) $$y_s = l \cos(\alpha + \varphi)$$

lässt sich die totale kinetische Energie des Systems wie folgt ausdrücken:

(3) $$T = \frac{1}{2}\left\{ m\dot{s}^2 + M\dot{x}_s^2 + M\dot{y}_s^2 \right\} + \frac{1}{2}\Theta_s \dot{\varphi}^2 = \frac{1}{2}\left\{ m\dot{s}^2 + M\left[\dot{s} + l\dot{\varphi}\cos(\alpha+\varphi)\right]^2 + M\left[-l\dot{\varphi}\sin(\alpha+\varphi)\right]^2 \right\} + \frac{1}{2}\Theta_s\dot{\varphi}^2$$

Mit Θ_s ist das Massenträgheitsmoment des Körpers M bezüglich des Schwerpunktes S_M eingeführt.

Die zur Aufstellung der Lagrangeschen Gleichung für die erste Lagekoordinate s benötigten partiellen Ableitungen lauten

(4) $$\frac{\partial T}{\partial \dot{s}} = m\dot{s} + M\dot{s} + Ml\dot{\varphi}\cos(\alpha+\varphi)$$

(5) $$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}}\right) = m\ddot{s} + M\ddot{s} - Ml\dot{\varphi}^2\sin(\alpha+\varphi) + Ml\ddot{\varphi}\cos(\alpha+\varphi)$$

(6) $$\frac{\partial T}{\partial s} = 0$$

(7) $$Q_s = \frac{\delta A}{\delta s} = \frac{(Z-R)\,\delta s}{\delta s} + \frac{\delta s\, mg \sin\alpha}{\delta s} + \frac{\delta s\, Mg\sin\alpha}{\delta s} = Z - R + g(m+M)\sin\alpha$$

Dabei ist Q_s die verallgemeinerte Kraft und entspricht der auf die elementare Verschiebung δs in Richtung der Lagekoordinate s bezogenen Elementararbeit δA.

Die Lagrangesche Gleichung für die erste Lagekoordinate s

(8) $$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{s}}\right) - \frac{\partial T}{\partial s} - Q_s = 0$$

ergibt sogleich die entsprechende Bewegungsdifferentialgleichung

(9) $$m\ddot{s} + M\ddot{s} - Ml\dot{\varphi}^2\sin(\alpha+\varphi) + Ml\ddot{\varphi}\cos(\alpha+\varphi) + R - Z - g(m+M)\sin\alpha = 0$$

[2]) Siehe Ziegler, H.: Mechanik, Bd. III: Dynamik der Systeme. 1952, Verlag Birkhäuser, Basel.

Setzen wir voraus, dass das Dämpfungsmoment

(10) $$M_D = k\dot{\varphi}$$

proportional zur Winkelgeschwindigkeit $\dot{\varphi}$ sei, was für hydraulische Schwingungsdämpfer angenähert zutrifft, formulieren sich die analogen Hilfsbeziehungen für die zweite Lagekoordinate φ

(11) $$\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}} = M\dot{s}\,l\cos(\alpha+\varphi) + Ml^2\dot{\varphi}\cos^2(\alpha+\varphi) + Ml^2\dot{\varphi}\sin^2(\alpha+\varphi) + \Theta_s\dot{\varphi} = M\dot{s}\,l\cos(\alpha+\varphi) + Ml^2\dot{\varphi} + \Theta_s\dot{\varphi}$$

(12) $$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) = Ml\ddot{s}\cos(\alpha+\varphi) - Ml\dot{s}\dot{\varphi}\sin(\alpha+\varphi) + Ml^2\ddot{\varphi} + \Theta_s\ddot{\varphi}$$

(13) $$\frac{\partial T}{\partial \varphi} = -M\dot{s}l\dot{\varphi}\sin(\alpha+\varphi)$$

(14) $$Q_\varphi = \frac{\delta A}{\delta \varphi} = -\frac{\delta\varphi\, Mgl\sin\varphi}{\delta\varphi} - k\dot{\varphi}\frac{\delta\varphi}{\delta\varphi} = -Mgl\sin\varphi - k\dot{\varphi}$$

Aus der Lagrangeschen Gleichung für die zweite Lagekoordinate φ

(15) $$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{\varphi}}\right) - \frac{\partial T}{\partial \varphi} - Q_\varphi = 0$$

geht die weitere Bewegungsdifferentialgleichung hervor

(16) $$Ml\ddot{s}\cos(\alpha+\varphi) + Ml^2\ddot{\varphi} + \Theta_s\ddot{\varphi} + Mgl\sin\varphi + k\dot{\varphi} = 0$$

Die beiden Bewegungsdifferentialgleichungen (9) und (16) sind zweiter Ordnung und bilden ein simultanes System. Unter der Annahme, dass die Reibung von einem gewissen Zeitpunkt an konstant – diese Voraussetzung ist bei Bremssystemen älterer Bauart erfüllt – oder eine einfache Funktion der Zeit t ist, wäre der für simultane Differentialgleichungssysteme übliche Lösungsgang in zwei Schritten anzuwenden: Umwandlung des Differentialgleichungssystems höherer Ordnung auf ein System von Differentialgleichungen erster Ordnung und anschliessende Rückführung – differenzieren und eliminieren – auf eine Differentialgleichung höherer, im vorliegenden Fall zweiter Ordnung mit nur einer unbekannten Funktion.

Die Lösung der resultierenden Differentialgleichung führt auf Fresnelsche Integrale[3]), die leider nur für den Spezialfall grosser Funktionswerte in Form einer Reihenentwicklung gelöst werden können.

Die Reibung ist bei neueren, mit Differenzierungseinrichtungen ausgerüsteten Bremssystemen meistens eine empirisch bestimmte oder mathematisch angenäherte Funktion der Zeit und des Pendelwinkels, chund daher ist die mathematisch exakte Lösung der Differentialgleiung in den meisten Fällen nicht mehr möglich. Um dennoch zum Ziel zu kommen, werden wir uns später einer geeigneten Differenzenmethode zuwenden; doch vorerst soll, die gefundenen Beziehungen nachprüfend, gezeigt werden, dass auch der Schwerpunkts- und Drallsatz, formuliert für das System, auf die gleichen Bewegungsdifferentialgleichungen führt.

Der Schwerpunktssatz, der aussagt, dass sich der Schwerpunkt des mechanischen Systems – nicht mit dem Schwerpunkt der Kabine zu verwechseln – wie ein Massenpunkt bewege, in welchem die ganze Systemsmasse vereinigt ist und der unter dem Einfluss aller äussern Kräfte steht, lässt sich mit den in Bild 9 angegebenen Symbolen folgendermassen formulieren:

(17) $$(m+M)\ddot{s}^* = Z - R + (m+M)g\sin\alpha$$

Dabei ist zu beachten, dass S* den Systemsschwerpunkt und s^* den von ihm zurückgelegten Weg parallel zu der in Bild 9 nicht eingetragenen Fahrbahn bedeuten. Der Systemsschwerpunkt S* bewegt sich demnach in Richtung der Lagekoordinate s^* wie ein unter der Wirkung der Kraft $R - Z$ stehender Massenpunkt mit der konzentrierten Masse $m + M$ auf einer unter dem Winkel α geneigten Ebene.

Das Moment M_s^* ist ein Teil der Dyname, die entsteht, wenn die in Wirklichkeit am Laufwerk angreifenden Kräfte – Bremskraft R,

[3]) Zum Beispiel: Hütte, Bd. I. Abschn. Mathematik, Verlag Wilhelm Ernst & Sohn, Berlin, 28. Auflage 1955, S. 102.

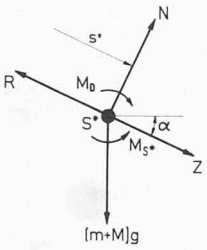


Bild 9. Mechanisches System nach Schwerpunkt- und Drallsatz

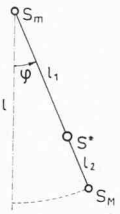


Bild 10. Systemsschwerpunkt zu Bild 9

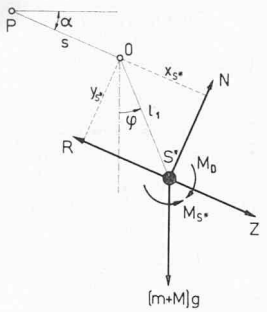


Bild 11. Lagekoordinaten zu Bild 9

Restseilzug Z und Normalreaktion N – in den Systemsschwerpunkt S* verschoben werden. Mit den in Bild 9 eingetragenen Symbolen, den Schwerpunktsabständen (Bild 10)

$$l_1 = l \frac{M}{m + M} \tag{18}$$

$$l_2 = l \frac{m}{m + M} \tag{19}$$

und der gegebenen Normalreaktion

$$N = g\,(m + M) \cos \alpha + M l \dot{\varphi}^2 \cos (\alpha + \varphi) + M l \ddot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi)\,, \tag{20}$$

die infolge der geführten Bewegung auch die entsprechenden Komponenten der Trägheitskräfte einschliessen muss, ermittelt sich das Zusatzmoment

$$\begin{aligned} M_{s*} &= (R - Z)\, l_1 \cos (\alpha + \varphi) - N l_1 \sin (\alpha + \varphi) = \\ &= \frac{M l}{m + M} (R - Z) \cos (\alpha + \varphi) - M g l \cos \alpha \sin (\alpha + \varphi) - \\ &\quad - \frac{M^2 l^2}{m + M} \left[\dot{\varphi}^2 \cos (\alpha + \varphi) \sin (\alpha + \varphi) + \ddot{\varphi} \sin^2 (\alpha + \varphi)\right] \end{aligned} \tag{21}$$

Um den Vergleich mit der nach der Methode von Lagrange erhaltenen Bewegungsdifferentialgleichung (9) ziehen zu können, muss vorerst die Lagekoordinate s^* durch die bei der Ableitung der Lagrangeschen Gleichungen eingeführte Lagekoordinate s ausgedrückt werden (Bild 11)

$$s^* = s + l_1 \sin (\alpha + \varphi) = s + \frac{M l}{m + M} \sin (\alpha + \varphi) \tag{22}$$

Daraus ermitteln sich die erste und die zweite Ableitung

$$\dot{s}^* = \dot{s} + \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi) \tag{23}$$

$$\ddot{s}^* = \ddot{s} + \frac{M l}{m + M} \ddot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi) - \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi}^2 \sin (\alpha + \varphi) \tag{24}$$

Setzt man diese Transformationsgleichungen der ersten Lagekoordinate in der Beziehung (17) ein

$$m \ddot{s} + M \ddot{s} + M l \ddot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi) - M l \dot{\varphi}^2 \sin (\alpha + \varphi) + R - Z - g\,(m + M) \sin \alpha = 0\,, \tag{25}$$

erhält man die transformierte erste Aussage des Schwerpunktsatzes, die mit der nach Lagrange erhaltenen ersten Bewegungsdifferentialgleichung (9) des Systems übereinstimmt.

Um weitere Transformationen zu vermeiden, wird der Drallsatz für einen festen Punkt P auf der Fahrbahn formuliert. Die Koordinaten des Systemsschwerpunktes S^* und deren erste Ableitungen sind durch die aus Bild 11 abgeleiteten Gleichungen bestimmt

$$x_{s*} = l_1 \sin (\alpha + \varphi) = \frac{M l}{m + M} \sin (\alpha + \varphi) \tag{26}$$

$$\dot{x}_{s*} = \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi) \tag{27}$$

$$y_{s*} = l_1 \cos (\alpha + \varphi) = \frac{M l}{m + M} \cos (\alpha + \varphi) \tag{28}$$

$$\dot{y}_{s*} = - \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi) \tag{29}$$

Mit diesen Beziehungen und dem Trägheitsmoment Θ_{s*} des gesamten Systems bezüglich des Systemsschwerpunktes S* lässt sich der Drall D_P für den frei gewählten Punkt P ausdrücken

$$\begin{aligned} D_P &= \Theta_{s*} \dot{\varphi} + (m + M) \left[-(s + x_{s*})\, \dot{y}_{s*} + y_{s*} (\dot{s} + \dot{x}_{s*})\right] = \\ &= \Theta_0 \dot{\varphi} - \frac{M^2 l^2}{m + M} \dot{\varphi} + \\ &\quad + (m + M) \left\{\left[s + \frac{M l}{m + M} \sin (\alpha + \varphi)\right] \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi) + \right. \\ &\quad \left. + \frac{M l}{m + M} \cos (\alpha + \varphi) \left[\dot{s} + \frac{M l}{m + M} \dot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi)\right]\right\} = \\ &= \Theta_0 \dot{\varphi} + s M l \dot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi) + \dot{s} M l \cos (\alpha + \varphi)\,, \end{aligned} \tag{30}$$

wobei Θ_0 das Trägheitsmoment bezüglich des Drehpunktes 0 symbolisiert. Daraus der Drehimpuls als erste Ableitung

$$\begin{aligned} \frac{d D_P}{dt} &= \Theta_0 \ddot{\varphi} + s M l \ddot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi) + \\ &\quad + s M l \dot{\varphi}^2 \cos (\alpha + \varphi) + \ddot{s} M l \cos (\alpha + \varphi) \end{aligned} \tag{31}$$

Die Summe aller Momente bezogen auf den Punkt P ist gegeben durch

$$\begin{aligned} M_P &= -(m + M)\, g\, (s \cos \alpha + l_1 \sin \varphi) - \\ &\quad - (R - Z)\, l_1 \cos (\alpha + \varphi) + N \left[s + l_1 \sin (\alpha + \varphi)\right] + M_{s*} - k \dot{\varphi} = \\ &= - M g l \sin \varphi + M l s \dot{\varphi}^2 \cos (\alpha + \varphi) + M l s \ddot{\varphi} \sin (\alpha + \varphi) - k \dot{\varphi} \end{aligned} \tag{32}$$

Nach dem Drallsatz sind die Beziehungen (31) und (32) einander gleichzusetzen

$$\frac{d D_P}{dt} = M_P\,, \tag{33}$$

woraus die Bewegungsdifferentialgleichung für die Lagekoordinate φ

$$\Theta_0 \ddot{\varphi} + M l \ddot{s} \cos (\alpha + \varphi) + M g l \sin \varphi + k \dot{\varphi} = 0 \tag{34}$$

erhalten wird, die umgeformt

$$\Theta_s \ddot{\varphi} + M l^2 \ddot{\varphi} + M l \ddot{s} \cos (\alpha + \varphi) + M g l \sin \varphi + k \dot{\varphi} = 0 \tag{35}$$

mit der nach der Methode von Lagrange erhaltenen zweiten Bewegungsdifferentialgleichung (16) identisch ist.

Für die Weiterbehandlung des Problems führen wir folgende Vereinfachung ein:

Die Kabine mit Gehänge und Nutzlast stellt ein physikalisches Pendel dar. Es hat sich erwiesen, dass in der Praxis mit den sehr leichten Gehängekonstruktionen der Anteil $\Theta_s \ddot{\varphi}$ neben dem Steinerschen Zusatzglied $M l^2 \ddot{\varphi}$ verschwindend klein ist und in den meisten Fällen vernachlässigt werden kann. Diese Näherung ist umsomehr zulässig, als sich die genaue Schwerpunktslage ohnehin nur annähernd bestimmen lässt, weil der Schwerpunkt der Nutzlast (Passagiere) nicht jedesmal gleich ist. Mechanisch gesehen wird dadurch das physikalische Pendel durch ein mathematisches ersetzt (Bild 12). Sollte einmal das Glied $\Theta_s \ddot{\varphi}$ nicht vernachlässigbar sein, wäre an Stelle der Pendellänge l die reduzierte Pendellänge l_0 einzuführen

$$l_0 = \frac{\Theta_0}{M l} = \frac{\Theta_s}{M l} + l\,, \tag{36}$$

worauf jedoch in den meisten praktischen Anwendungen verzichtet werden kann. Mit der Einführung des mathematischen an Stelle des physikalischen Pendels wird die rechnerische Behandlung vereinfacht und lässt sich mit den in Bild 12 zusätzlich eingetragenen Trägheitskräften nach dem Prinzip von d'Alembert durchführen, was zudem den Vorteil hat, dass später die Gehängereaktionen direkt ermittelt werden können.

Der Fahrwiderstand des Laufwerkes, den wir zusätzlich einführen wollen, ist mit

$$W = (m + M)\, g\, w \cos \alpha \tag{37}$$

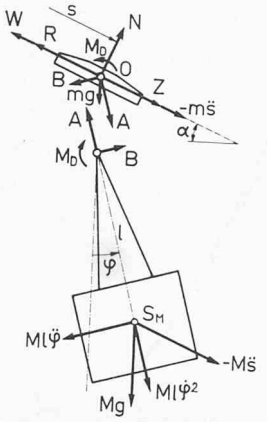
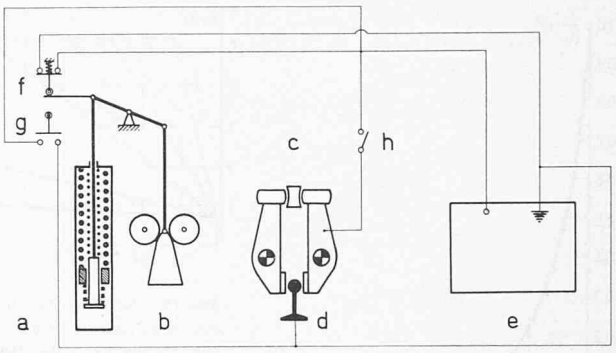


Bild 12 (links). Vereinfachtes mechanisches System nach d'Alembert

Bild 13 (rechts). Versuchsschaltung für die Schliess- und Bremszeitmessung

a Bremszylinder
b Bremskeil
c Bremszangen
d Tragseil (Kontakt für Schliesszeit)
e Dekadenzahlgerät
f Kontakt für Bremsauslösung
g Kontakt für Ende Bremszeit
h Umschalter



gegeben, wobei w den aus verschiedenen Reibungsarten resultierenden Reibungskoeffizienten der Laufrollen darstellt. Als reduzierter Hangabtrieb H_{red} sei in der Folge die Beziehung

$$H_{red} = (m + M)\, g \sin \alpha - W + Z = \tag{38}$$
$$= (m + M)\, g\, (\sin \alpha - w \cos \alpha) + Z$$

bezeichnet.

Aus den Gleichgewichtsbedingungen in Richtung der ersten Lagekoordinate s ergibt sich unmittelbar die Bewegungsdifferentialgleichung

$$-(m + M)\, \ddot{s} + M l \dot{\varphi}^2 \sin (\alpha + \varphi) - \tag{39}$$
$$- M l \ddot{\varphi} \cos (\alpha + \varphi) + H_{red} - R = 0,$$

die unter Berücksichtigung vorgängig erwähnter Umformungen mit den früher erhaltenen Beziehungen (9) und (25) übereinstimmt.

Die Momentenbedingung, auf den Drehpunkt 0 bezogen, führt zur zweiten Bewegungsdifferentialgleichung

$$M g l \sin \varphi + M l \ddot{s} \cos (\alpha + \varphi) + M l^2 \ddot{\varphi} + k \dot{\varphi} = 0, \tag{40}$$

die den früher abgeleiteten Gleichungen (16) und (35) entspricht, ausser dass das vernachlässigte Glied $\Theta_s \ddot{\varphi}$ fehlt.

Die Gehängereaktionen A und B ermitteln sich aus den Gleichgewichtsbedingungen nach Bild 12

$$A = M g \cos \varphi + M l \dot{\varphi}^2 - M \ddot{s} \sin (\alpha + \varphi) \tag{41}$$

$$B = M g \sin \varphi + M l \ddot{\varphi} + M \ddot{s} \cos (\alpha + \varphi) \tag{42}$$

Um den zeitlichen Bewegungsablauf auch für empirisch gefundene oder mathematisch kompliziertere Reibungsfunktionen bestimmen zu können, bringen wir die Differenzenmethode zur Anwendung.

Aus der in eine Differenzengleichung umgewandelten zweiten Bewegungsdifferentialgleichung (40) kann die Differenz zweiter Ordnung des Pendelwinkels explizit angegeben werden

$$\Delta^2 \varphi = -\frac{\Delta t^2}{l} \left(g \sin \varphi + b \cos \psi + K \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \right) \tag{43}$$

Dabei ist zu beachten, dass die neue Dämpfungskonstante K durch die Beziehung

$$K = \frac{k}{M l} \tag{44}$$

und der Winkel ψ aus

$$\psi = \alpha + \varphi \tag{45}$$

gegeben ist. Die Beschleunigung des Laufwerkes

$$b = \ddot{s} \tag{46}$$

ist aus der ersten, in eine Differenzengleichung umgewandelten Bewegungsdifferentialgleichung (39) zu ermitteln

$$b = \frac{H_{red} - R}{m + M} + \frac{M l \cos \psi}{m + M} \left(\frac{\Delta \varphi^2}{\Delta t^2} \operatorname{tg} \psi - \frac{\Delta^2 \varphi}{\Delta t^2} \right) \tag{47}$$

Mit den beiden Hauptgleichungen (43) und (47) kann der Bewegungsablauf für das vereinfachte System bestimmt werden. Die Geschwindigkeit v und der Weg s des Laufwerkes lassen sich aus der Hauptgleichung (47) durch Integration oder bei der Differenzenmethode durch Aufsummieren jederzeit berechnen

$$v_i = v_{i-1} + b_i \Delta t \tag{48}$$

$$s_i = s_{i-1} + v_i \Delta t \tag{49}$$

Die Winkelwerte erhält man entsprechend aus

$$\Delta \varphi_i = \Delta \varphi_{i-1} + \Delta^2 \varphi_i \tag{50}$$

$$\varphi_i = \varphi_{i-1} + \Delta \varphi_i \tag{51}$$

Ergänzend seien auch die in Differenzen angeschriebenen Gleichungen für die Bestimmung der Gehängereaktionen (41) und (42)

$$A = M \left(l \frac{\Delta \varphi^2}{\Delta t^2} + g \cos \varphi - b \sin \psi \right) \tag{52}$$

$$B = M \left(l \frac{\Delta^2 \varphi}{\Delta t^2} + g \sin \varphi + b \cos \psi \right) \tag{53}$$

und die in der Kabine im Schwerpunkt S_M auftretenden Beschleunigungen, b_{Kt} tangential und b_{Kr} radial, aufgeführt

$$b_{Kt} = b \cos \psi + l \frac{\Delta^2 \varphi}{\Delta t^2} \tag{54}$$

$$b_{Kr} = b \sin \psi - l \frac{\Delta \varphi^2}{\Delta t^2} \tag{55}$$

Der Rechnungsgang eignet sich ausgezeichnet zur Programmierung für elektronische Digital-Rechenautomaten.

4. Näherungsfunktionen für Reibung und Dämpfung

Die Reibung beim im zweiten Abschnitt beschriebenen neuen Bremssystem ist sowohl eine Funktion der Zeit t als auch des Auspendelungswinkels φ oder – nach Addition der konstant angenommenen Fahrbahnneigung α – des Winkels ψ zwischen Laufwerk und Gehänge. Die gegenseitige Abhängigkeit dieser Werte wurde durch Funktionsproben an der Bremse bei verschiedenen Fahrbahnneigungen mit der in Bild 13 wiedergegebenen Messchaltung empirisch bestimmt. Mit Hilfe eines elektronischen Dekadenzählgerätes liess sich bei verschiedenen Öffnungen des Drosselventiles – den unterschiedlichen Fahrbahnneigungen entsprechend – sowohl die Schliesszeit der Bremsbacken als auch die Zeit bis zum Erreichen der maximalen Anpresskraft sehr genau bestimmen. Es zeigte sich, dass die Schliesszeit – Zeitintervall bis die Bremsbacken am Tragseil anliegen – praktisch unabhängig ist von der Öffnung des Drosselventils oder, mit andern Worten, von der Fahrbahnneigung; ein Resultat, das erwartet werden durfte, da die im Eilgang vorschiessenden Schliesskolben sehr wenig Öl verdrängen müssen. Selbst bei vollständig geschlossenem Drosselventil schloss sich die Bremse innert kürzester Zeit, weil allein die elastische Deformation von Bremszylinder und Rohrleitungen unter dem Innendruck genügt, um das kleine zu verdrängende Volumen aufzunehmen. Die gemessenen Werte der Schliesszeiten lagen zwischen 0,01 und 0,02 s. Diese erstaunlich kurzen Zeiten sind nur zu erreichen, weil beim Schliessen der Bremse nur kleine Massen bewegt werden müssen und die Trägheitskräfte entsprechend klein ausfallen

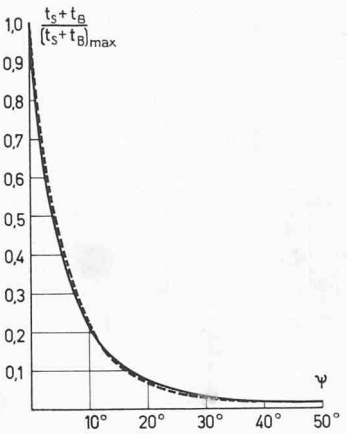


Bild 14. Bremszeit in Funktion des Gehängewinkels für volle Ventilöffnung. Gestrichelt gemessen, ausgezogen nach der Näherungsfunktion berechnet

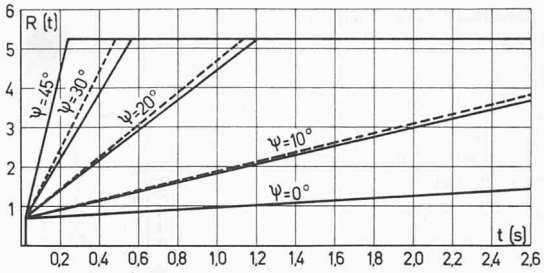


Bild 15. Reibung der Bremsbacken in Funktion der Zeit bei verschiedenen Gehängewinkeln. Gestrichelt gemessen, ausgezogen nach der Näherungsfunktion berechnet

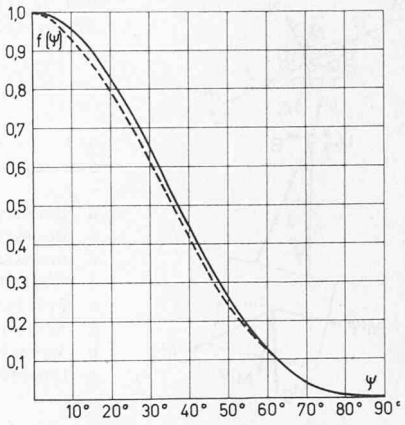


Bild 16. Abhängigkeit der Wirkung von Teleskopdämpfern vom Gehängewinkel. Gestrichelt trigonometrisch ermittelt, ausgezogen nach der Näherungsfunktion berechnet

Dadurch werden die verschiedenen Teile der Bremse vor dynamischer Überbeanspruchung wirksam geschützt. Zudem hat der Bremskeil im vordern Teil eine die Schliessbewegung der Bremsbacken abermals beschleunigende Schliesskurve und geht erst im hintern Teil in den eigentlichen, der aufzubringenden Bremskraft entsprechenden Keilanzug über.

Die Öffnung des Steuerventils kann über den ganzen Winkelbereich zusätzlich variiert werden. Die Abhängigkeit der totalen Bremszeit $t_s + t_B$ vom Gesamtwinkel ψ bei grösster Durchflussöffnung geht aus Bild 14 hervor.

Empirisch aufgenommene Kurven eignen sich im allgemeinen schlecht für die Auswertung auf Computern, da sie, in Tabellenform eingegeben, zuviel Speicherstellen belegen. Es ist daher naheliegend, die Reibung R nach einer Näherungsfunktion für jeden Punkt neu zu berechnen. Mit der Gleichung

$$\frac{t_s + t_B}{(t_s + t_B)_{max}} = \left(\frac{\varepsilon}{\varepsilon + \psi}\right)^3 \tag{56}$$

konnte eine Näherungsfunktion gefunden werden, die die Charakteristik des Drosselventiles genügend genau ausdrückt (Bild 14). Die Zeit $(t_s + t_B)_{max}$ entspricht der bei $\psi = 0$ (kleinste Ventilöffnung) gemessenen totalen Bremszeit. Neben den bekannten Grössen t_s Schliesszeit, t_B Bremszeit und ψ Gesamtwinkel erscheint in der Näherungsformel (56) ein von der Konstruktion des Drosselventiles abhängiger – das Drosselventil wird auch bei $\psi = 0$ nicht vollständig geschlossen – Korrekturwinkel ε, der sich im vorliegenden Fall zu 14,8° berechnen liess. Mit dieser Hilfsfunktion kann die Reibung R einfach und für die Praxis genügend genau mit der Gleichung

$$R = R_s + \frac{R_{max} - R_s}{t_{max}}\, t \left(\frac{|\psi| + \varepsilon}{\varepsilon}\right)^3 \tag{57}$$

ausgedrückt werden, wobei, die äusserst kurzen Schliesszeiten t_s vernachlässigend,

$$t = t_s + t_B \tag{58}$$

$$t_{max} = (t_s + t_B)_{max} \tag{59}$$

eingeführt wird. R_s entspricht dabei dem Reibwert, den die Bremsbakken erzeugen, wenn die Schliessfeder die Bremszangen geschlossen hat. Bild 15 zeigt deutlich, wie überraschend genau sich der empirisch bestimmte Reibungsverlauf durch die gefundene Näherungsfunktion (57) ersetzen lässt. Für die stufenweise Berechnung der Bremscharakteristik muss folgerichtig auch die Reibung R differenziell ermittelt werden, was eine Umformung der für $t \geqq t_s$ gültigen Näherungsgleichung (57) in

$$R_i = R_s + \Delta R_i \tag{60}$$

bedingt, wobei

$$\Delta R_i = \Delta R_{i-1} + \frac{R_{max} - R_s}{t_{max}}\, \Delta t \left(\frac{|\psi| + \varepsilon}{\varepsilon}\right)^3 \tag{61}$$

Für Laufwerke, die nur auf *einem* Tragseil rollen, werden oft hydraulische Teleskopdämpfer verwendet (Bild 6), deren auf die Pendelachse bezogenes Dämpfungsmoment, im Unterschied zu den Drehschieberdämpfern bei Laufwerken Bauart Bell (Bild 3) für zwei Tragseile, nicht nur von der ersten Derivierten des Drehwinkels sondern zusätzlich noch – die Abstände der Teleskopachsen von der Pendelachse verkleinern sich mit zunehmendem Winkel ψ – von der Geometrie des Dämpfungssystems abhängig ist. Die rechnerische Ermittlung des Dämpfungsmomentes führt auf etwas schwerfällige, die Speicher von Computern unnötig belastende Beziehungen. Es gelang jedoch, die trigonometrisch ermittelte Dämpfungswirkung D durch eine einfach zu behandelnde Näherungsgleichung

$$D = K \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \cos^3 \psi \tag{62}$$

genügend genau auszudrücken (Bild 16). Diese Beziehung ist für Teleskopdämpfer in der Hauptgleichung (43) einzuführen, und zwar an Stelle der für Drehschieberdämpfer oder ähnlich wirkende Vorrichtungen gültigen Formel

$$D = K \frac{\Delta \varphi}{\Delta t} \tag{63}$$

5. Beurteilung von Bremscharakteristiken

Mit den nach der Differenzenmethode abgeleiteten Gleichungen und den Näherungsfunktionen für Reibung und Dämpfung wurde der Rechnungsgang für elektronische Digital-Rechenautomaten programmiert. Der Rechnungsablauf in der Maschine ist im Blockschema (Bild 17) dargestellt. An eine Auswertung von Hand ist beim vorliegenden Problem kaum zu denken, was durch den Vergleich verdeutlicht sein mag, dass für die Durchrechnung eines einzelnen Bremsfalles – die Δt-Werte dürfen dabei nicht zu gross gewählt werden, da die Funktionswerte besonders im Anfangsbereich sehr stark variieren – zwischen 50 und 100 Arbeitsstunden aufgewendet werden müssen, während die Maschine diese Aufgabe in ungefähr 30 Minuten bei Ausgabe auf der Schreibmaschine und bei Lochkartenausgabe sogar in weniger als 10 Minuten zu lösen imstande ist.

Selbstverständlich können im Programm die Werte für die Reibung auch konstant eingeführt werden, womit Vergleichsrechnungen an Bremssystemen älterer Bauart möglich sind, die von Anfang an eine konstante, unveränderliche Bremskraft erzeugen.

Die Rechnung kann, um besonders interessante Stellen der Bremscharakteristiken zu untersuchen, auch verfeinert ausgeführt werden, wobei nach Wunsch nur jeder i-te Wert ausgeschrieben wird. Normalerweise stoppt der Rechnungsablauf nach dem ersten positiven Maximum des Pendelwinkels nach Erreichen der Geschwindigkeit $v = 0$ ab. Wahlweise kann aber auch bis zu einer einzugebenden Endzeit t_E weitergerechnet werden, wie in Bild 17 z. B. angenommen.

Von einem der Hauptbelastungsfälle ausgehend: Kabine voll beladen, Bruch des Zugseiles (bergseitig) bei Talfahrt mit grösster Geschwindigkeit und an der steilsten Stelle, müssen in der Bremscharakteristik folgende drei Phasen festzustellen sein (Bild 18):

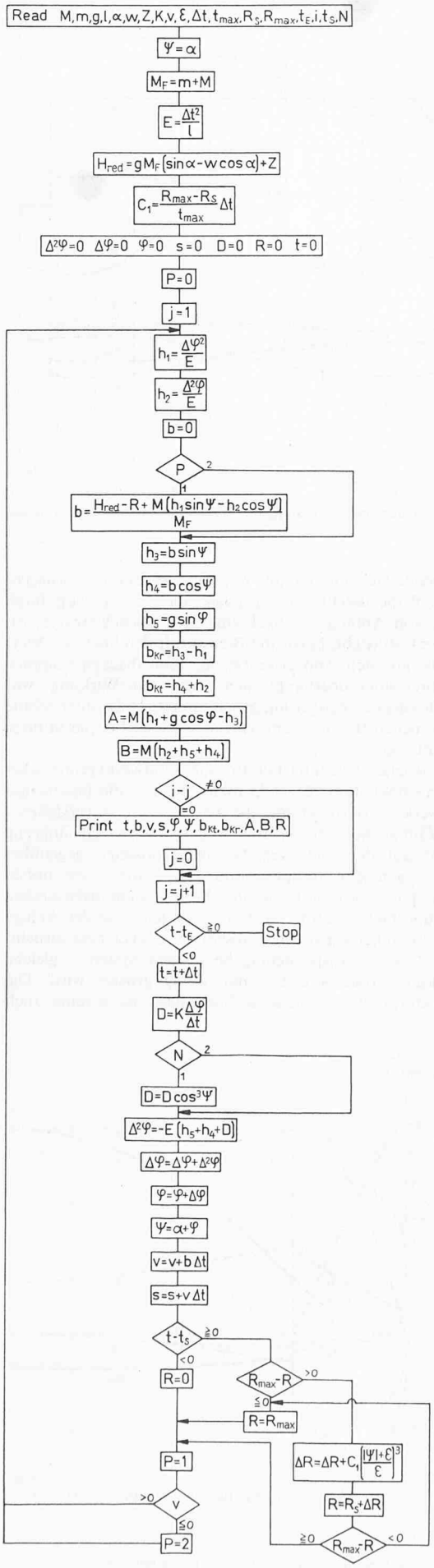


Bild 17. Durchflusschema für den Rechnungsablauf in Digital-Rechenautomaten

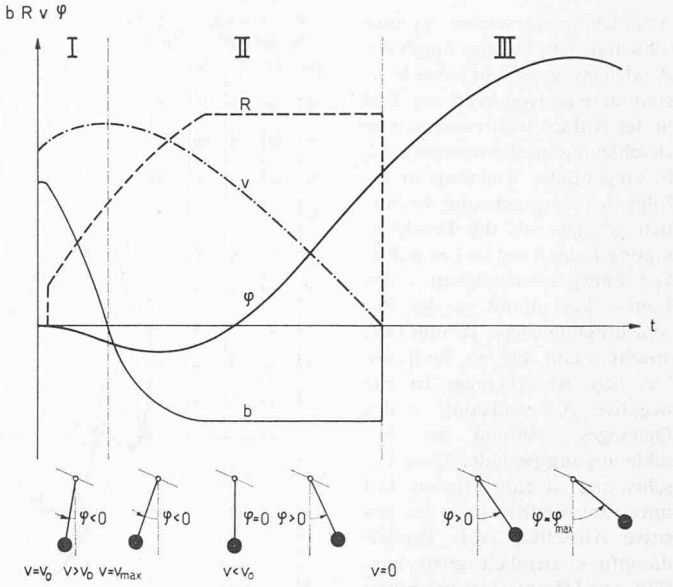


Bild 18. Bremsphasen

I) Das Fahrzeug beschleunigt sich, bis die Bremsbacken geschlossen und die Bremskraft so hoch angestiegen ist, dass sie den Hangabtrieb aufzunehmen vermag; dabei bleibt die schwere Kabine hinter dem Laufwerk zurück, was einem negativen Auspendelungswinkel φ gleichkommt. Die Geschwindigkeit des Fahrzeuges nimmt zu bis zu einem Maximalwert.

II) In der eigentlichen Bremsphase wird das Laufwerk durch die auf das Tragseil wirkende Bremse abgebremst, und die Geschwindigkeit nimmt entsprechend der vorhandenen Verzögerung ab, bis das Laufwerk stillsteht. Während dieser Phase pendelt die Kabine wieder nach vorn; der Ausschlag wird positiv.

III) Bei stillstehendem Laufwerk pendelt die Kabine weiter, wobei die Schwingung je nach Wirkung der Dämpfung mehr oder weniger rasch abklingt.

Nachfolgend sollen einige charakteristische, nach dem im Blockschema (Bild 17) dargestellten Programm berechnete Fälle eingehender betrachtet und die für das neue Bremssystem erhaltenen Resultate mit den entsprechenden der Bremssysteme älterer Bauart verglichen werden.

Als ersten Belastungsfall für das neue Bremssystem wählen wir den in der einleitenden allgemeinen Betrachtung über Bremscharakteristiken bereits erwähnten (Kabine voll beladen, Bruch des bergseitigen Zugseiles bei Talfahrt mit maximaler Fahrgeschwindigkeit und an der steilsten Stelle). Die eingegebenen Daten entsprechen einer ausgeführten Anlage, einer Pendelbahn mit zwei Tragseilen und Kabinen für 40 Personen; sie sind:

Masse des Laufwerkes	m	= 107 kp m^{-1} s^2
Masse der Kabine einschl. Gehänge und Nutzlast	M	= 413 kp m^{-1} s^2
Pendellänge	l	= 5,6 m
Bremskraft (zwei Backenpaare)	R_{max}	= 7560 kp
Schliesskraft	R_s	= 1540 kp
Dämpfungskonstante ($D = K\Delta\varphi/\Delta t$)	K	= 2,5 m s^{-1}
Schliesszeit der Bremsbacken	t_s	= 0,02 s
Maximale Ausflusszeit (zwei Ventile)	t_{max}	= 16,5 s
Fahrbahnneigung	α	= 39,43°
Fahrgeschwindigkeit	v	= 7,0 m s^{-1}
Restseilzug talseitig	Z	= 3302 kp
Zeitintervall	Δt	= 0,025 s
Reibungskoeffizient des Laufwerkes	w	= 0,025

Die mit diesen Eingabedaten berechnete Bremscharakteristik ist in Bild 19 dargestellt. Infolge des Anschwingvorganges des Gehänges mit der Kabine nimmt die Beschleunigung b des Laufwerkes im ersten Moment etwas zu, um dann mit ansteigender Bremskraft abzufallen und negativ zu werden. Nach der maximalen Verzögerung steigt die

Beschleunigung wieder an und schwingt sich, bedingt durch die Pendelbewegung, auf einen konstanten negativen Wert ein. Die in der Kabine wahrzunehmende Beschleunigungskomponente bk in tangentialer Richtung ist infolge der Auspendelung wesentlich geringer als die Beschleunigung b des Laufwerkes selbst. Die Fahrgeschwindigkeit v des Laufwerkes nimmt in der Beschleunigungsphase zu und fällt anschliessend bis zu Null ab. Deutlich zu erkennen ist die negative Auspendelung φ des Gehänges während der Beschleunigungsperiode. Diese Erscheinung ist zum grossen Teil mitverantwortlich, dass der positive Ausschlag trotz Pendeldämpfung ziemlich gross ausfällt. Die Dämpfungseinrichtung stärker einzustellen wäre durchaus möglich; jedoch darf man dabei nicht zu weit gehen, da sonst die Gefahr von Laufwerkentgleisungen besteht.

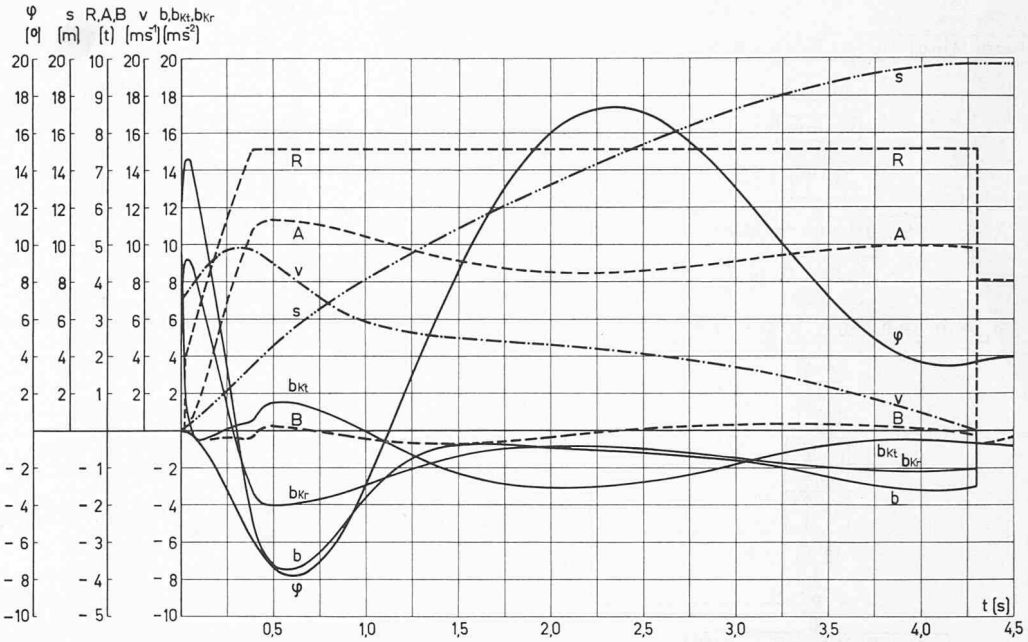


Bild 19. Bremscharakteristik; Zugseilbruch bei Talfahrt in der grössten Steigung, für vollbeladenes Fahrzeug mit neuer Laufwerkbremse

Nachdem das Laufwerk zum Stillstand gekommen ist, pendelt die Kabine weiter; der eigentliche Bremsvorgang wird dadurch nicht mehr beeinflusst. Der Gehängezug A erreicht im Bereich der Verzögerungsspitze ein deutlich ausgeprägtes Maximum. Merkwürdigerweise ist aber zu diesem Zeitpunkt die Querbelastung B des Gehänges sehr klein, womit die durch das Dämpfungsmoment und die Querbelastung hervorgerufene zusätzliche Biegebeanspruchung des Gehänges in Fahrrichtung nicht unnötig erhöht wird. Neben den Biegebeanspruchungen quer und längs zur Fahrrichtung müssen für die sorgfältig ausgeführte Gehängeberechnung auch die Torsionseinflüsse infolge exzentrischer Anordnung der Gehängeachse mitberücksichtigt werden. Die einleitend vorausgesagten drei Phasen der Bremscharakteristik sind in Bild 19 deutlich zu erkennen.

Die Stabilität des Bremssystems, die wir genauer zu untersuchen empfohlen haben, lässt sich an Hand der Bremscharakteristik einwandfrei beurteilen. Wenn die Geschwindigkeit des Fahrzeuges während der Bremsphase plötzlich zunehmen oder längere Zeit konstant bleiben würde, wäre die rechtzeitige Wirkung der Laufwerkbremse fragwürdig, was zur Katastrophe führen könnte. Lassen sich derartige instabile Bremsfälle nachweisen, müssen die Stabilitätseigenschaften des Bremssystems durch Verkürzen der Ausflusszeit oder Erhöhen der Bremskraft solange verändert werden, bis die Geschwindigkeit auch im ungünstigsten Fall (z. B. in flachen Stellen und bei grossem Restseilzug) in der Bremsphase genügend abnimmt. Diese Beurteilung der Bremscharakteristik zeigt deutlich, welche Bedeutung der richtigen Dimensionierung der Bremskräfte zukommt. Zu klein bemessene Bremskräfte – z. B. ohne genügende Berücksichtigung der zu erwartenden Restseilzüge – müssen unweigerlich zum Instabilitätsfall führen, d. h. das Fahrzeug würde mit zunehmender oder bestenfalls gleichbleibender Geschwindigkeit abgleiten. Dabei wären die Bremsbacken innert kürzester Zeit abgeschliffen und würden dadurch unwirksam.

Betrachten wir die Bremscharakteristik des gleichen Belastungsfalles für das alte Bremssystem (Bild 20), fällt uns kein nennenswerter Unterschied auf. Die entscheidenden Werte liegen sogar etwas günstiger. Diese Feststellung kommt jedoch nicht überraschend, da die grösste Bremskraft für den vorliegenden Belastungsfall bemessen und der Grund für die leicht erhöhten Werte beim neuen Bremssystem im grösseren negativen Pendelausschlag in der Beschleunigungsphase infolge des langsameren Anstieges der Bremskraft zu suchen ist. Die grossen Vorteile des neuen Bremssystems werden hauptsächlich bei den für den Gehängezug ungünstigen Bremsfällen zu erkennen sein.

Der zweite Belastungsfall sei mit dem ersten identisch, ausser dass das Gegenseil (Talseite) reissen soll (Bild 21). Der Restseilzug des Zugseiles ist hier negativ einzusetzen ($Z = -6436$ kp) und hilft das Fahrzeug zusätzlich abbremsen. Da nur ein Ventil geöffnet wird, ist die maximale Ausflusszeit grösser ($t_{max} = 32{,}5$ s). Neben hohen Beschleunigungen am Laufwerk fällt vor allem der den Normalwert um 195% übersteigende Gehängezug auf. Wie erwartet fehlt im vorliegenden Belastungsfall die Beschleunigungsphase, da das Fahrzeug durch den Restseilzug von Anfang an abgebremst wird. Beachtenswert ist, dass das Laufwerk stillsteht, bevor die Bremskraft den höchsten Wert erreicht hat. Die grössten Anpresskräfte der Bremsbacken kommen während der Bremsung überhaupt nicht mehr zur Wirkung, was indirekt einer Bremskraftregulierung gleichkommt. Diese interessante Erscheinung am neuen Bremssystem wird in späteren Beispielen noch ausgeprägter auftreten.

Wird der gleiche Belastungsfall für die Laufwerkbremse alter Bauart durchgerechnet (Bild 22), stellt man fest, dass die Beschleunigung des Laufwerkes – darunter sind die Absolutwerte zu verstehen – 76% höher ausfällt als beim neuen Bremssystem und der Gehängezug kurzzeitig sogar auf den 3,6fachen Nennwert ansteigt, gegenüber 2,9fach im vorangehenden Beispiel (Bild 23). Durch diese hohen Beschleunigungsspitzen werden beim alten Bremssystem insbesondere die Laufwerke und Gehänge aber auch alle übrigen Teile der Anlage (Seile, Stützen, Verankerungen usw.) wesentlich stärker beansprucht. Interessant ist, dass die Auspendelung beim alten System – gleiche Dämpfungswirkung vorausgesetzt – nur wenig grösser wird. Die Werte sind jedoch für beide Systeme so hoch, dass die Kabine, auch

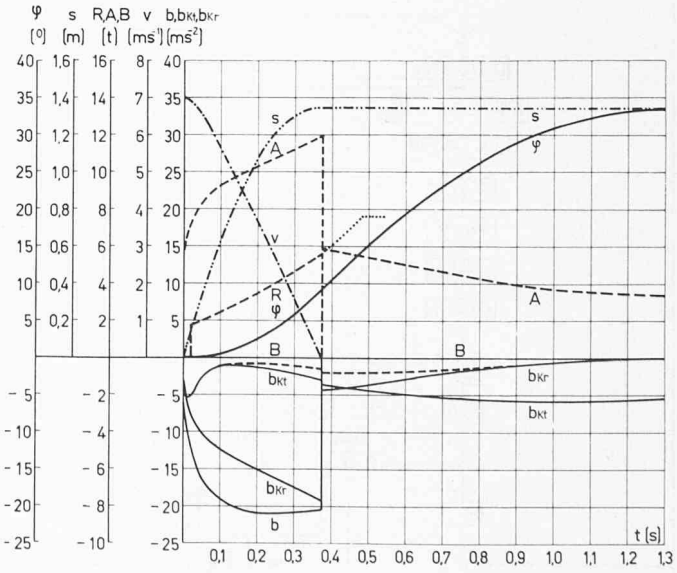


Bild 21. Bremscharakteristik; Gegenseilbruch bei Talfahrt in der grössten Steigung, für vollbeladenes Fahrzeug mit neuer Laufwerkbremse

wenn die Dämpfung erhöht wäre, was wegen Entgleisungsgefahr nur beschränkt möglich ist, mit der Dachkante gegen die Seile stossen würde. Die Sicherheit der Passagiere wird dadurch kaum gefährdet. Grössere Beschädigungen des Kabinendaches könnten auftreten, wenn die Kabine ausgerechnet gegen einen Seilschuh ausschwingen sollte. In Wirklichkeit werden die Werte etwas günstiger ausfallen, da die gespannten Tragseile auch in der Nähe der Stützen stark dämpfend wirken, infolge Zunahme des Durchhanges unter den dynamischen Einflüssen. Aber auch auf den Stützen selbst kann mit einer der elastischen Nachgiebigkeit des Bauwerkes entsprechenden Dämpfung gerechnet werden, die freilich geringer sein wird als in den Spannfeldern.

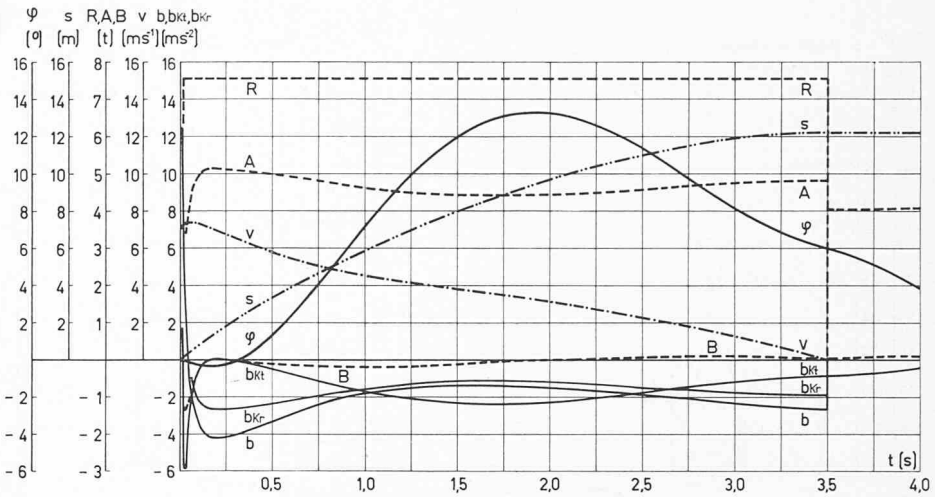


Bild 20. Bremscharakteristik; Belastungsfall wie Bild 19, aber mit alter Laufwerkbremse

Betrachten wir in einem weiteren Belastungsfall das leere Fahrzeug an der Stelle mit der kleinsten Neigung, unter der Annahme eines Gegenseilbruches bei Talfahrt mit voller Geschwindigkeit, so treten gegenüber den beim ersten Belastungsfall aufgeführten Eingabedaten folgende Änderungen auf:

Masse der Kabine und des Gehänges	M	$= 97$ kp m^{-1} s^2
Pendellänge	l	$= 5{,}4$ m
Fahrbahnneigung	α	$= 7{,}42°$
Restseilzug (bergseitig)	Z	$= -3533$ kp
Maximale Ausflusszeit (ein Ventil)	t_{max}	$= 32{,}5$ s

Der Einfluss der indirekten Bremskraftsteuerung lässt sich bei diesem Beispiel (Bild 24) noch besser verfolgen. Die Bremsung ist abgeschlossen, bevor die Bremskraft den vierten Teil des Höchstwertes erreicht hat. Die Beschleunigungen und der Gehängezug müssen daher weit günstiger ausfallen als bei Laufwerkbremsen ohne Differenzierungseinrichtung (Bild 25). Es kommt darum nicht unerwartet, dass die Beschleunigung des Laufwerkes beim alten Bremssystem mehr als doppelt so hoch ansteigt. Auch der Pendelausschlag übersteigt den früher für das neue System berechneten Wert erheblich.

Es konnten sogar einige besonders interessante Belastungsfälle ausfindig gemacht werden, die zu negativem Gehängezug führen. Einer dieser Fälle sei zum Schluss erwähnt, und zwar betrachten wir für das neue Bremssystem den Ausfall des Zugseiles bei leerer Kabine und Talfahrt mit voller Geschwindigkeit in der grössten Steigung (Bild 26). Der Gehängezug wird in der Beschleunigungsphase negativ, das Laufwerk demzufolge teilweise entlastet. Die Erscheinung wird dadurch hervorgerufen, dass sich die Beschleunigung des Laufwerkes mit dem Anschwingvorgang der Kabine überlagert und die leere Kabine über das Gehänge gegen das Laufwerk stösst. Die negativen Gehängereaktionen sind glücklicherweise nur klein und wirken zudem so kurzzeitig, dass ein Entgleisen des Laufwerkes nicht befürchtet werden muss. Bei noch steileren Fahrbahnen wäre jedoch für den entsprechenden Belastungsfall nachzuprüfen, ob die negativen Werte des Gehängezuges nicht derart ansteigen, dass das Laufwerk von den Tragseilen abspringt. Beim alten Bremssystem ermitteln sich für den vorliegenden Belastungsfall ähnliche Resultate mit ebenfalls kurzzeitig negativer Gehängezugkraft.

Bei sämtlichen für das Bremssystem neuer Bauart durchgeführten Berechnungen wurde volle Öffnung des Rücklauf-Drosselventiles angenommen, weil damit die uns besonders interessierenden Spitzenwerte der Beschleunigung und der Gehängebelastungen erfasst werden konnten. Im Betrieb wird der Durchflussquerschnitt in den meisten Fällen auf nahezu die Hälfte verringert, womit die Ergebnisse, verglichen mit dem alten System, noch günstiger ausfallen.

6. Versuchsergebnisse

Die Versuche wurden an der Anlage durchgeführt, die uns auch als Beispiel für die Berechnung der Bremscharakteristiken gedient hat. Das Längenprofil dieser Luftseilbahn ist in Bild 27 wiedergegeben; dazu seien ergänzend die hauptsächlichsten technischen Daten zusammengestellt:

Fahrbahnlänge	1840 m
Höhendifferenz	774 m

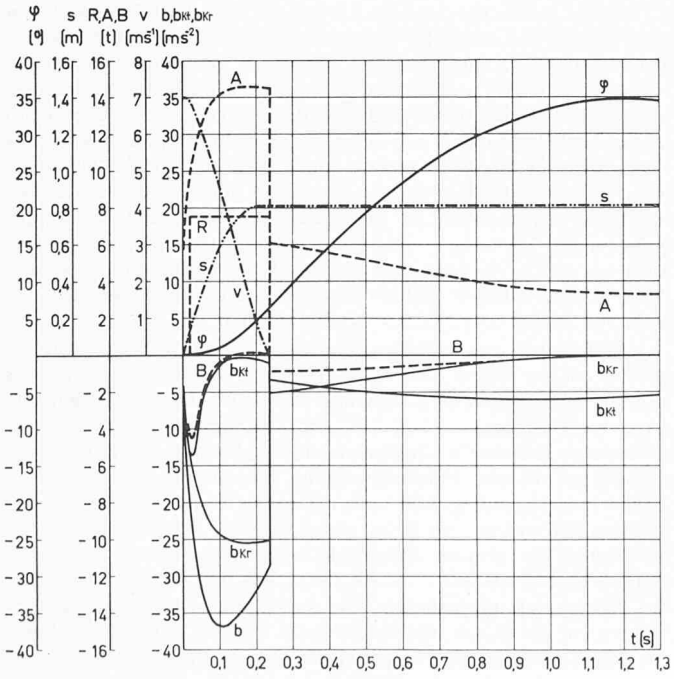


Bild 22 (links). Bremscharakteristik; Belastungsfall wie Bild 21, aber mit alter Laufwerkbremse

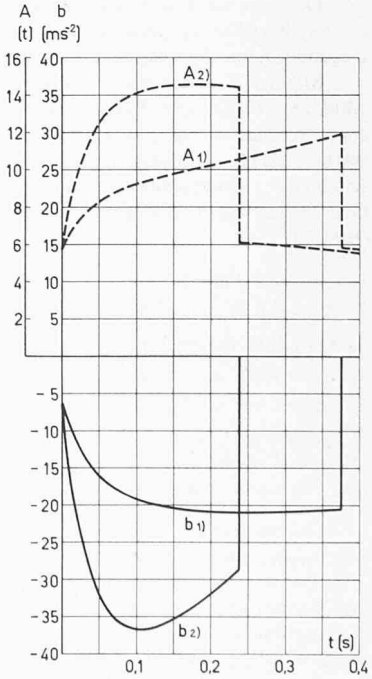


Bild 23 (rechts). Vergleich der Bremscharakteristiken der Bilder 21 und 22. 1) neue, 2) alte Laufwerkbremse

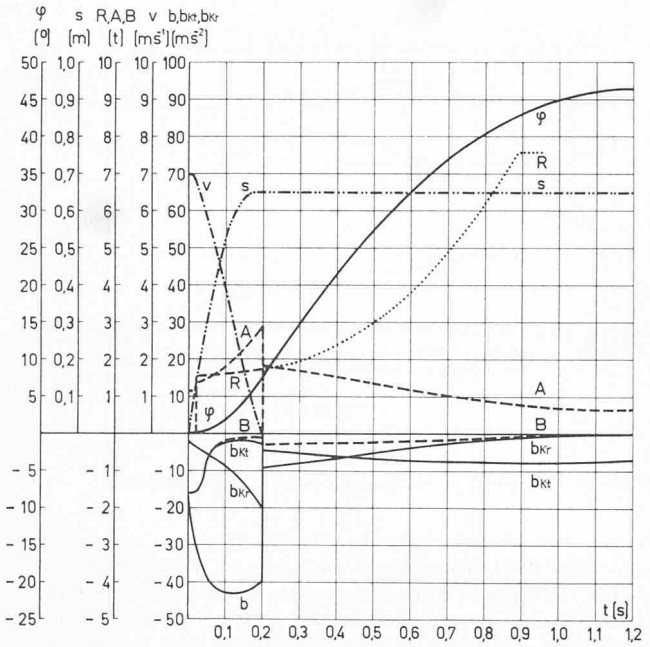


Bild 24. Bremscharakteristik; Gegenseilbruch bei Talfahrt in der kleinsten Steigung, für leeres Fahrzeug mit neuer Laufwerkbremse

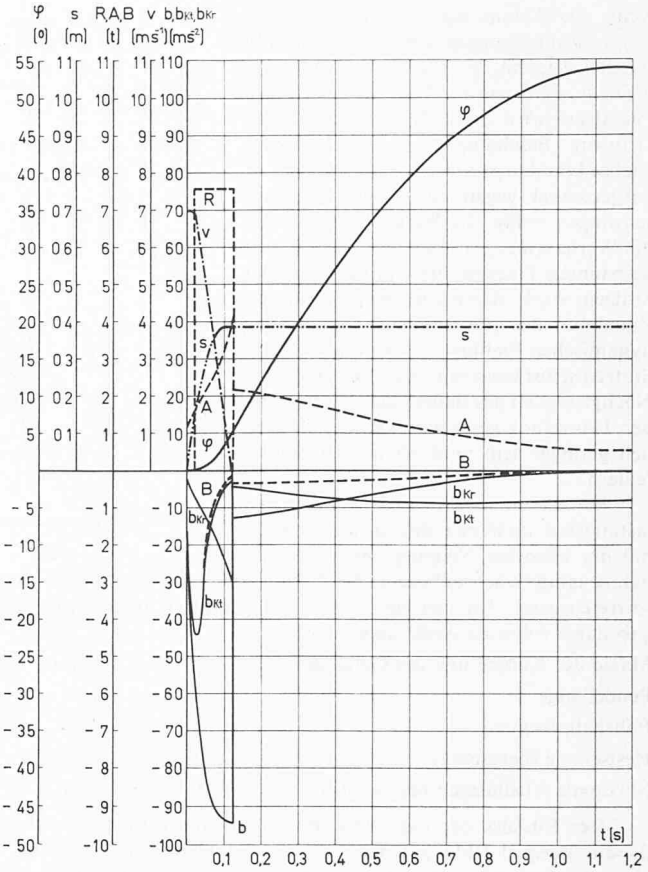


Bild 25 (rechts). Bremscharakteristik; Belastungsfall wie Bild 24, aber mit alter Laufwerkbremse

Grösste Spannweite (Talstation – Stütze 1)		1200 m
Grösste Tragseilneigung (vor Stütze 1)		88,4 %
Fassungsvermögen der Kabinen		40+1 Personen
Fahrgeschwindigkeit	Strecke	7,0 m/s
	Stützen	6,0 m/s
Elektr. Hauptantrieb (Ward Leonard)	Spitzenleistung	325 PS
	Dauerleistung	245 PS
Transportleistung pro Stunde		360 Personen
2 Tragseile pro Fahrbahn (vollverschlossen)		⌀ 36 mm
1 Zugseil bergseitig (Litzenkonstruktion)		⌀ 25 mm
1 Gegenseil talseitig (Litzenkonstruktion)		⌀ 21 mm
Krümmungsradien der Tragseilschuhe		20 m

Der Antrieb und die Festverankerung der Tragseile befinden sich in der Bergstation, und in der Talstation spannen frei hängende Gegengewichte die Tragseile und das Gegenseil.

Mit der in einem Fahrzeug untergebrachten Versuchseinrichtung (Bild 28), welche die Akkumulatoren für die elektrische Speisung, eine Wechselstrom-Umformergruppe, die Eichinstrumente, Verstärker, sowie ein elektronisches Mehrkanal-Schreibgerät und verschiedene Geberapparate umfasste, konnten gleichzeitig folgende Grössen gemessen und deren Verlauf über der Zeit festgehalten werden (Bild 29):

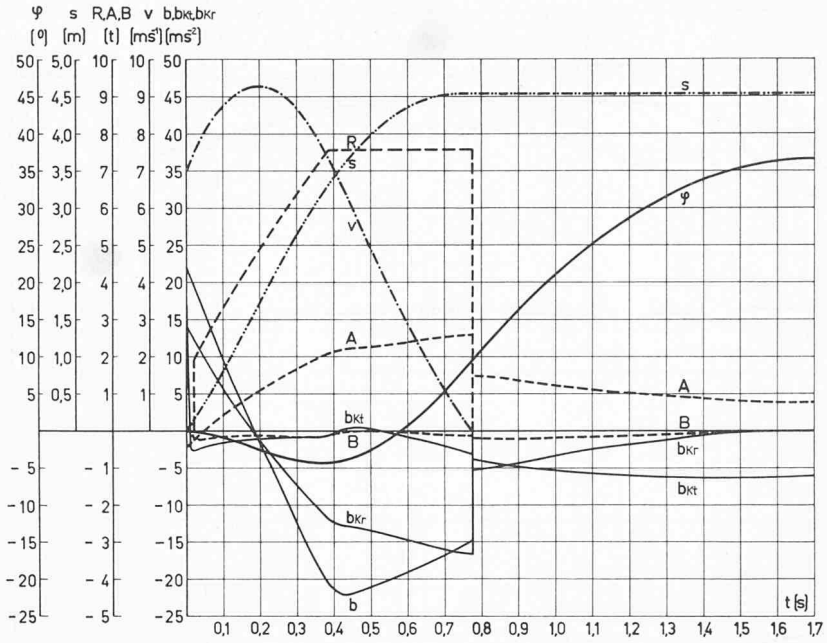
1. Geschwindigkeit
2. Winkel ψ zwischen Gehänge und horizontaler Lage des Laufwerkes
3. Radialbeschleunigung in der Kabine
4. Spannkraft im Zugseil
5. Spannkraft im Gegenseil
6. Spannungen in den Gurtstäben auf der Zugseite und in einem Diagonalstab des Gehänges in geschweisster Fachwerk-Rohrkonstruktion (Messtellen 6a, 6b und 6c, Bild 29).

Die Bremswege konnten auf den Tragseilen direkt gemessen oder durch Integration des zeitlichen Geschwindigkeitsverlaufes berechnet und die Beschleunigung des Laufwerkes indirekt als Gradient der Geschwindigkeitskurve bestimmt werden. Den Geschwindigkeitsverlauf registrierte ein elektrischer Tachometergeber, der auf dem Laufwerk montiert war und von einer Laufrolle angetrieben wurde. Ein über die Drehhülse der Pendelachse verstellbares Potentiometer wurde zur Bestimmung des Gehängewinkels eingesetzt. Die Aufnahme der radialen Beschleunigung in der Kabine oblag einem Beschleunigungsgeber. Die Spannkräfte im Zug- und Gegenseil sowie die Spannungen in den Stäben des Gehänges ermittelten Dehnungsmesstreifen.

Sämtliche Messungen wurden an einem mit 3,1 t beladenen Fahrzeug vorgenommen, was der zulässigen Nutzlast entspricht. Es muss jedoch bemerkt werden, dass infolge der toten Last (aufeinandergeschichtete Gewichtssteine aus Beton und diverse Messapparate) der Schwerpunkt etwas tiefer lag als im normalen Betrieb mit nachgiebiger Last. Sowohl die leicht veränderte Schwerpunktslage als auch das andersgeartete Verhalten der Last dürften auf die Längsschwingung der Kabine ihre Einwirkungen haben, die jedoch die Bremscharakteristik nur unwesentlich beeinflussen und für unsere Betrachtungen daher nicht ins Gewicht fallen.

Zuerst wurde der zeitliche Verlauf der einzelnen Messwerte für eine Talfahrt mit normaler Geschwindigkeit als Vergleichsbasis aufgenommen. Das Diagramm lässt sich seiner Länge wegen nicht gut reproduzieren. Wir wollen uns daher unverzüglich den in späteren Messungen festgehaltenen interessanten Phasen wie Stützenüberfahrten und Bremsungen zuwenden. Es sei noch erwähnt, dass für die Eichung der Spannkräfte im Zug- und Gegenseil auch die bekannten Randwerte aus der Berechnung zusammen mit den Messwerten des vorgängig aufgenommenen Vergleichsdiagrammes benützt werden mussten. Die Dehnung in den Anschlussmuffen allein war nicht ausreichend, weil – hauptsächlich bei den Bremsungen – die Biegeeinflüsse infolge seitlicher Seilschwingungen stark störend wirkten und nicht vollständig ausgeschaltet werden konnten.

Bild 30 gibt die Verhältnisse wieder, wie sie bei der Überfahrt talwärts an der Stütze 1 auftreten. Deutlich ist die Veränderung des sich aus der Fahrbahnneigung α und der Auspendelung φ zusammensetzenden Gehängewinkels ψ auf dem Seilschuh und die daran anschliessende gedämpfte Längspendelung der Kabine, der Einschwingvorgang auf die neue Fahrbahnneigung, zu erkennen. Die Geschwindigkeit v ist keineswegs konstant, wie es das Tachometer in der Antriebsstation anzeigt; sie steigt von 5,9 m/s – der Seilschuh dieser Stütze wird der grossen Ablenkung wegen nicht mit der Maximalgeschwindigkeit befahren – auf 6,3 m/s, um sich nachher wieder auf den Normalwert einzuspielen. Die momentane Geschwindigkeitserhöhung auf der Stütze tritt auf, weil das talwärts fahrende Fahrzeug das Zugseil aus den obern Spannfeldern herauszieht, sobald es auf dem



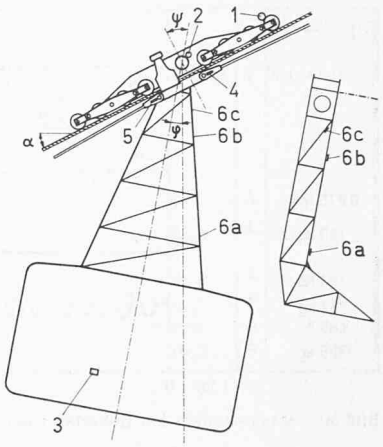


Bild 29. Verteilung der Messstellen

Bild 26. Bremscharakteristik; Zugseilbruch bei Talfahrt in der grössten Steigung, für leeres Fahrzeug mit neuer Laufwerkbremse

Seilschuh in die grosse Neigung kommt. Diese Erscheinung spiegelt sich in der Erhöhung der Spannkraft Z_Z des Zugseiles wider, die den Unterschied der entsprechenden Hangkomponenten ober- und unterhalb der Stütze übersteigt. Die Zugkraft Z_G im Gegenseil erfährt dagegen keine grossen Veränderungen, ausser dass unmittelbar vor der Stütze die Biegeschwingungen deutlich zu erkennen sind, deren Frequenz immerfort zunimmt, je mehr sich das Fahrzeug dem Seilschuh nähert.

Die Spannungen σ_a und σ_b an den entsprechenden Messstellen 6a und 6b des Gehänges erfahren bei der Stützenüberfahrt Ausschläge, die rund 30% vom Normalwert abweichen; und zwar sind sie auf der Zugseite negativ, da das Gehänge infolge der Neigungsänderung kurzzeitig entlastet wird. Auf der Druckseite würden ähnliche positive Ausschläge zu erwarten sein. Die Spannungen in den Gurtstäben (σ_a und σ_b) betragen statisch – Fahrzeug ruhend oder gleichförmig bewegt – bei Vollast ungefähr 1200 kg/cm². Die Messstelle 6c am obersten Diagonalstab zeigt sogar einen Ausschlag von 40%, was auf das Gehänge einwirkende Torsionseinflüsse zurückzuführen ist. Die Spannung ist jedoch niedriger als in den Gurtstäben.

Bei der Überfahrt der Stütze 1 bergwärts (Bild 31) fällt auf, dass die Spannungsausschläge wesentlich kleiner sind und sowohl in den Gurtstäben als auch in der Diagonale nur annähernd die Hälfte erreichen. Der Grund ist hauptsächlich im Biegeeinfluss der Pendeldämpfung auf das Gehänge zu suchen. Die Messstellen in den Gurtstäben und im Diagonalstab lagen bergseits (Bild 29), so dass beim Überfahren der Stütze talwärts infolge der Dämpfung zusätzliche Zug- und bergwärts zusätzliche Druckspannungen angezeigt wurden. Leider war es der beschränkten Anzahl der Schreibkanäle und der damit verbundenen Übersichtlichkeit der Diagramme wegen nicht möglich, auf der Talseite gleichzeitig Vergleichsmessungen aufzunehmen, die den Einfluss der Dämpfung noch genauer hätten ermitteln lassen. Weiter dürfte auch von Bedeutung sein, dass die Geschwindigkeit bergwärts, die im Diagramm infolge der gewählten Messchaltung negativ (rückwärts) aufgetragen ist, etwas kleiner ist als talwärts, was sich auf die Spannungsausschläge in der zweiten Potenz auswirkt. Die hochfrequenten Biegeschwingungen sind bei diesem Versuch in der Zugseilspannkraft Z_Z zu erkennen, und zwar vor der Stütze, aber auch kurz nach der Stütze wieder, wo sich bereits die nur 150 m entfernte Stütze 2 bemerkbar macht.

In Bild 32 ist das Anfahren talwärts unterhalb der Stütze 1 und anschliessend die Notbremsung mit dem Antrieb festgehalten. Zusätzlich ist in diesem Diagramm auch die in der Kabine gemessene vertikale Beschleunigung b_v aufgezeichnet, wobei zu beachten ist, dass der verwendete Beschleunigungsgeber für die vertikale Richtung im Ruhezustand 1 g anzeigt. Die kleinen negativen Geschwindigkeitswerte am Ende der Bremsung sind durch die Schwingungen im Zug- und Gegenseil bedingt, die das Fahrzeug in abnehmender Amplitude hinauf und hinunter bewegen, bis es schliesslich zum Stillstand kommt. Der Geschwindigkeitsverlauf über der Zeit integriert ergibt einen Bremsweg von 53,5 m. Aus dem Verlauf des Gehängewinkels ψ ist – insbesondere nach Abschluss der Bremsung – die Wirkung der Pendeldämpfung deutlich erkennbar. Die Beanspruchungen im Gehänge erfahren nur unbedeutende Ausschläge, was neben der sanften Bremsung auch der stark dämpfenden Wirkung der die Fahrbahn bildenden Tragseile zuzuschreiben ist.

Abschliessend sei noch das Diagramm wiedergegeben, das bei einer Handauslösung der Laufwerkbremse auf der Talfahrt ungefähr 50 m unterhalb der Stütze 1 aufgenommen wurde (Bild 33). Die Tragseile waren absolut trocken und zeigten an der Oberfläche starken Rostansatz. Die Verhältnisse waren für die Bremsung denkbar un-

Bild 27. Längenprofil der Luftseilbahn Andermatt—Gemsstock, erste Sektion

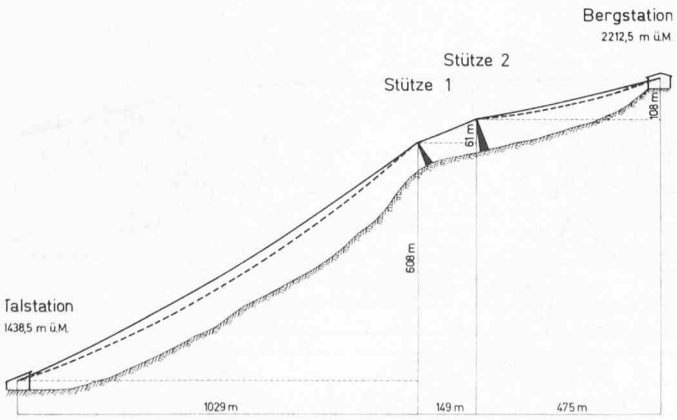
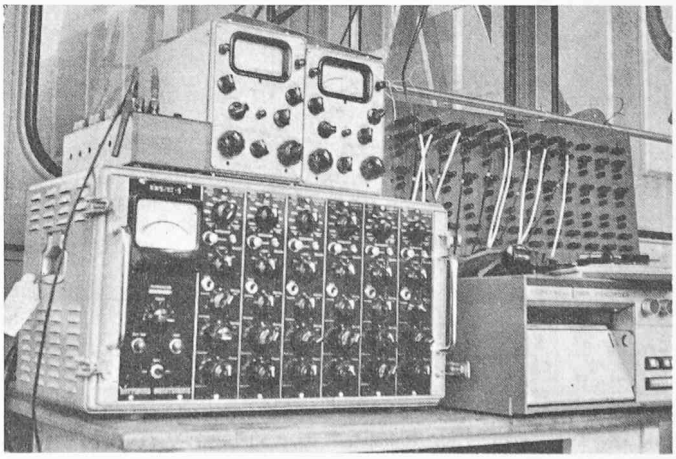


Bild 28. Versuchseinrichtung in der Kabine



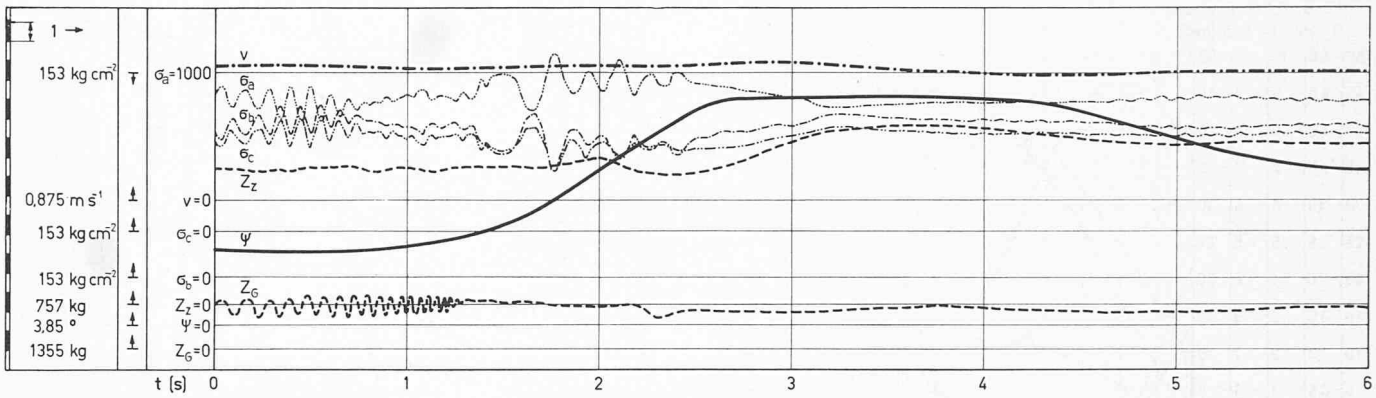


Bild 30. Messresultate bei Ueberfahrt der Stütze 1 talwärts

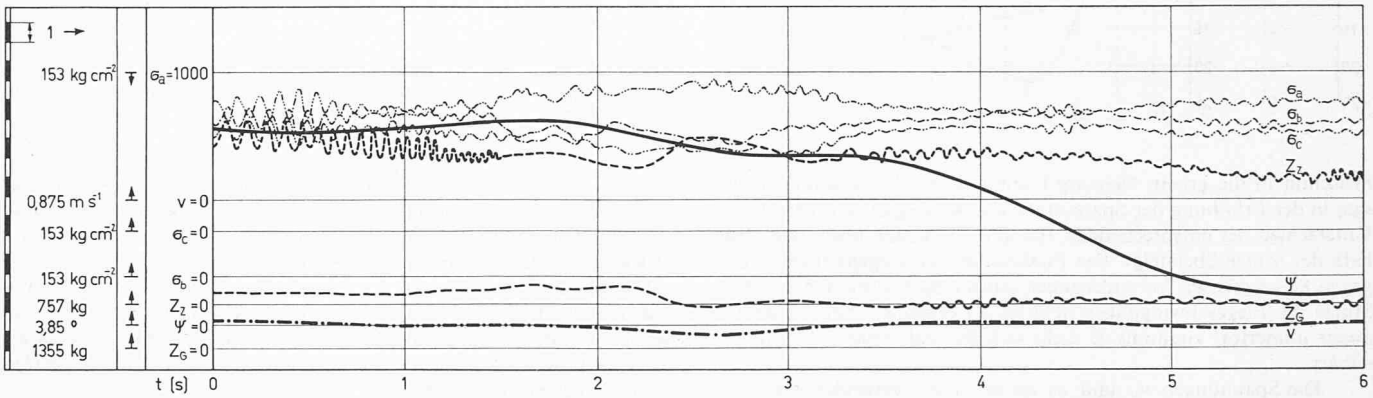


Bild 31. Messresultat bei Ueberfahrt der Stütze 1 bergwärts

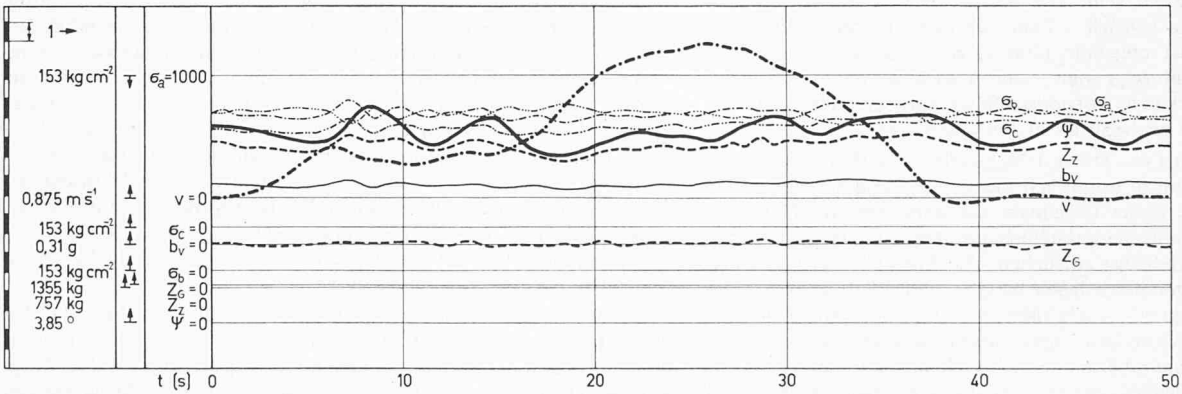


Bild 32. Messresultat bei Anfahren talwärts und Nothalt mit der Betriebsbremse des Antriebes

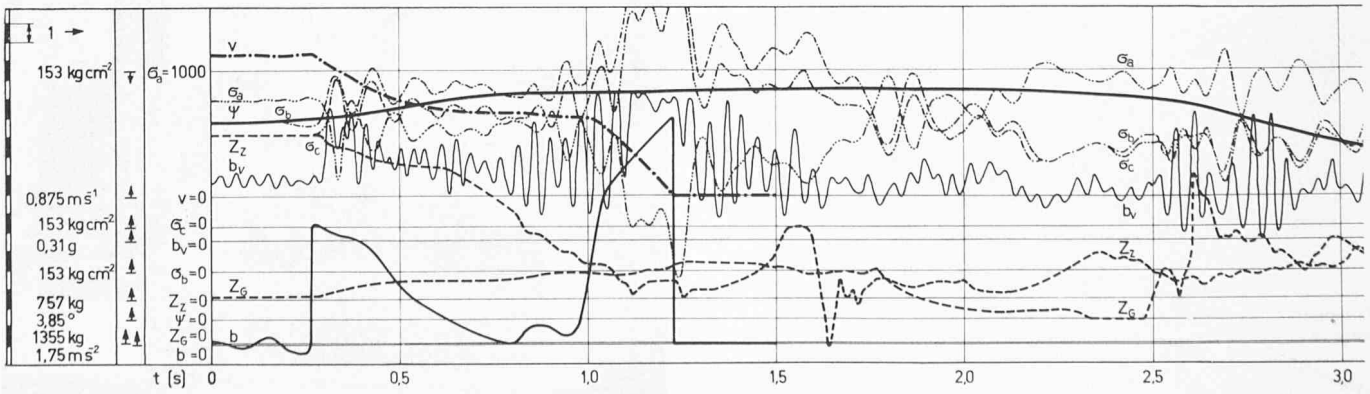


Bild 33. Messresultate für Nothalt mit der Laufwerkbremse unterhalb Stütze 1 bei Talfahrt

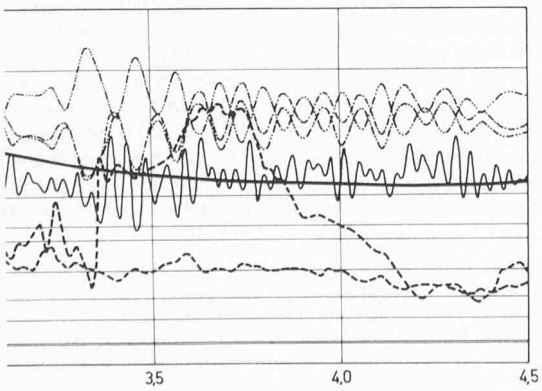
günstig; die Resultate, insbesondere die Gehängebeanspruchungen, sind jedoch für unsere Betrachtungen um so interessanter, da es sich um Extremwerte handeln dürfte. Die Bremsung erfolgte bei einer Anfangsgeschwindigkeit von 6,6 m/s, was darauf hindeutet, dass sich das Fahrzeug im Beschleunigungsbereich nach der Stützenüberfahrt befand, die Maximalgeschwindigkeit von 7 m/s aber bei der Bremsauslösung noch nicht ganz erreicht hatte.

Die Geschwindigkeitsabnahme zeigt, dass der Bremsvorgang in zwei Stufen erfolgt ist, und zwar von 6,6 auf 3,9 m/s und ungefähr 0,3 s später von 3,9 m/s bis zum Stillstand. Der Grund für diese Abstufung liegt bei den von früheren Bremsproben schon ziemlich stark abgenützten Bremsbacken, was bewirkte, dass zuerst nur die Schliessfedern allein und erst nach einer gewissen Zeit auch die Bremsfedern über die in der Zwischenzeit kurz entlasteten Übertragungsfedern zur Wirkung kamen. Es ist eindeutig festzustellen, dass die Bremsfedern nur noch während annähernd 0,2 s mitwirken konnten, das Laufwerk demzufolge anhielt, bevor die Bremskraft den Maximalwert erreicht hatte, was nach dem früher erläuterten Diagramm des Reibungsanstieges (Bild 15) und unter Berücksichtigung des im Betrieb zur Hälfte geschlossenen Regulierventiles frühestens nach 0,3 s hätte eintreffen dürfen. Der eigentliche Bremsvorgang erfolgte demnach bei reduzierter Bremskraft, wie früher an andern, rechnerisch ermittelten Bremscharakteristiken (Bild 21 oder 24) gezeigt wurde.

Dass die Bremsung in der Kabine nicht besonders schroff empfunden wurde, bestätigt der Verlauf des Gehängewinkels ψ, der sich von 40° nur auf 47° erhöht und beim Rückwärtspendeln auf 27° vermindert hat. Würde die Bremsung aber mit einem Bremssystem älterer Bauart durchgeführt, das von Anfang an die volle Bremskraft abgibt, müsste bei derart ungünstigen Bedingungen mit wesentlich grösseren Verzögerungen am Laufwerk aber auch in der Kabine gerechnet werden, und es ist nicht ausgeschlossen, dass am Fahrzeug oder an andern Anlageteilen Schäden auftreten könnten. Bei der mit dem neuen Bremssystem ausgeführten Bremsung jedoch ergaben sich Werte, die innerhalb der Grenzen liegen, welche bis heute für die Berechnung der Fahrzeuge allgemein angenommen wurden. Die Verzögerung b des Laufwerkes, die als erste Ableitung der Geschwindigkeit bestimmt wurde und im Diagramm (Bild 33) positiv aufgetragen ist, erreicht in der Endphase 21 m/s². Die in der Kabine gemessene vertikale Beschleunigung b_v ergibt 2,4 g, ein Wert, der sich auch im zeitlichen Verlauf der Beanspruchungen im Gehänge widerspiegelt.

An der Messtelle 6a im bergseitigen Gurtstab auf der Zugseite des Gehänges z. B. erreicht die Spannung im Extremfall 2685 kg/cm², wobei die Streckgrenze des verwendeten Materials (vergütete Stahlrohre) bei 4100 kg/cm² liegt. Es darf jedoch nicht ausser acht gelassen werden, dass die Bremsprobe ziemlich weit unterhalb der Stütze durchgeführt wurde; in unmittelbarer Nähe des Seilschuhes, wo sich der dämpfende Einfluss der die Fahrbahn bildenden Tragseile nicht so sehr auswirkt, müsste vermutlich noch mit etwas höheren Gehängebeanspruchungen gerechnet werden.

Aus dem Verlauf der Spannkraft Z_Z im Zugseil ist zu erkennen, dass der viel sanfter abbremsende Antrieb mehr Seil freigegeben hat, als das brüsk abbremsende Fahrzeug aufnehmen konnte. Dadurch und auch infolge der Massenwirkung des Seiles sinkt die Seilspannkraft sehr stark ab. Die kurzzeitigen negativen Ausschläge rühren von Biegeeinflüssen in der Anschlussmuffe her, bedingt durch die starken, auch seitlich auftretenden Schwingungen im Zugseil. Die Zugkraft Z_G im Gegenseil nimmt unter der Massenwirkung des Seiles zu; anschliessend macht sich, wie übrigens auch im Zugseil, eine periodisch wiederkehrende Biegeschwingung mit grossen Ausschlägen bemerkbar,



Fortsetzung zu Bild 33

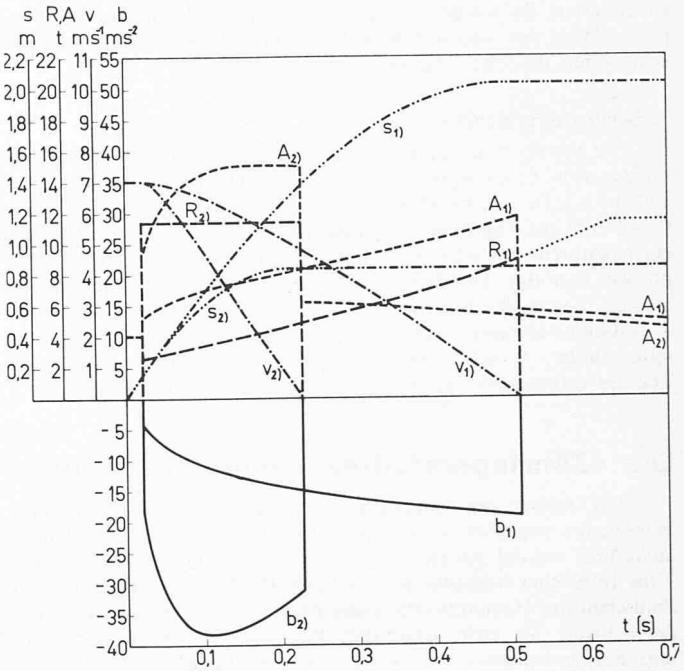


Bild 34. Vergleich der rechnerischen Resultate, neue 1) und alte 2) Laufwerkbremse für Belastungsfall wie Bild 33

die als Schlagwelle das unterhalb des Fahrzeuges liegende Seilstück durchläuft. Der Bremsweg, der sowohl durch Ausmessen der Bremsspuren an den Tragseilen als auch durch Integration der Geschwindigkeit über der Zeit ermittelt wurde, beträgt 3,7 m. Bei früher durchgeführten Versuchen auf neuen, gut geschmierten Tragseilen hat man an der gleichen Stelle und für den gleichen Belastungsfall Bremswege von 12 bis 15 m gemessen.

Aus der Bremscharakteristik für die Laufwerkbremse (Bild 33), die dem bei Abnahmeproben üblichen Versuch entspricht, kann geschlossen werden, dass diesen, bei vielen Abnahmebehörden umstrittenen Proben doch einige Bedeutung zukommt. Mit einfachen Mitteln – Auslösen der Laufwerkbremse bei voller Fahrt – können die Verhältnisse, wie sie im ungünstigsten Fall, d. h. bei Bruch des Zugseiles, zu erwarten wären, wenigstens teilweise nachgeahmt werden. Die Beschleunigungsphase und der erste Teil der Bremsphase (Übergeschwindigkeit bis Normalgeschwindigkeit) fehlen; hingegen wird der Hauptteil der Bremsphase den Verhältnissen des für die Dimensionierung zugrunde gelegten ungünstigsten Belastungsfalles einigermassen gerecht, weil die Zugseilspannung während des Bremsvorganges unter der Massenwirkung der rotierenden Teile des Antriebes und des Seiles sehr stark absinkt, so dass neben der Fahrzeugkomponente auch ein grosser Anteil der Zugkraft des Gegenseiles die Bremsung beeinflusst, wie es in Wirklichkeit auch zutrifft.

Ein Vergleich mit der rechnerischen Behandlung dieses Bremsfalles (Bild 34), wobei – wie auch in den früheren Rechnungsbeispielen – die Spannkraft im Zug- und Gegenseil konstant, der Reibungskoeffizient, dem trockenen Zustand der Tragseile Rechnung tragend, mit $\mu = 0{,}18$ statt 0,12, die maximale Ausflusszeit des Öles entsprechend der eingestellten Ventilöffnung mit $t_{max} = 42{,}5$ s und der Restseilzug $Z = -3140$ kp, d. h. gleich dem Kompensationswert des resultierenden Hangabtriebes eingesetzt wurden, lässt erkennen, dass die Verhältnisse in Wirklichkeit im allgemeinen günstiger liegen. Die Verzögerung erreicht zwar ähnliche Maximalwerte, der Bremsweg aber ist im praktischen Versuch grösser, was der in Zug- und Gegenseil auftretenden Veränderung der Seilzüge aber auch dem Umstand zuzuschreiben ist, dass in der Berechnung die durch teilweise Abnützung der Bremsbacken des Versuchsfahrzeuges bedingte zeitliche Verzögerung des letzten Geschwindigkeitsabfalles nicht auftritt, weil der Reibungsanstieg für neue Bremsbacken eingesetzt ist. Leider lässt der Vergleich keine Schlüsse auf die dämpfende Wirkung der in der Rechnung starr angenommenen, in Wirklichkeit aber nachgiebigen Fahrbahn zu. Nur eine Vergleichsmessung auf starrer Fahrbahn könnte hier Näheres aussagen. Für die Bremssysteme älterer Bauart mit sofortiger Einleitung der vollen Bremskraft wären für den gleichen Belastungsfall die ebenfalls rechnerisch ermittelten und im gleichen Diagramm (Bild 34) aufgetragenen äusserst ungünstigen Verhältnisse

zu erwarten. So würde z. B. die Laufwerkbeschleunigung den doppelten Wert des neuen Bremssystems erreichen, womit die früher geäusserten Bedenken ihre Begründung erfahren.

7. Schlussbetrachtungen

Die theoretischen und praktischen Untersuchungen zeigen, dass mit den heute für Luftseilbahnen angestrebten hohen Fahrgeschwindigkeiten bei den Laufwerkbremsen auf differenziert wirkende Bremssysteme übergegangen werden muss; denn nur so lassen sich im Falle einer Notbremsung oder bei den periodisch durchzuführenden Bremsproben unnötige Überbeanspruchungen einzelner Anlageteile vermeiden. Solche Bremssysteme setzen aber, um vor Überraschungen – Aufschaukelungen oder andere instabile Zustände – sicher zu sein, exaktere Berechnungsmethoden voraus, wozu der theoretische Teil des vorliegenden Aufsatzes einen Grundstein legen möchte.

Der vorliegende Aufsatz stellt eine Zusammenfassung meiner seit dem Jahre 1959 durchgeführten theoretischen und praktischen Untersuchungen über Laufwerkbremsen von Luftseilbahnen dar. Bei der Ausarbeitung des Computer-Programmes und der anschliessenden Durchrechnung der Beispiele standen mir Dr. sc. math. *Rubin* vom Data Processing Center der IBM Zürich und Dipl. Ing. *Hinze* vom Rechenzentrum Escher Wyss Zürich mit Rat und Tat zur Seite, während die Mitarbeiter Ing. *Schmidt*, *Stöpfer* und *Buder* bei den Messungen in Andermatt mitwirkten. An sie alle und nicht zuletzt an die Luftseilbahn Andermatt–Gemsstock AG, insbesondere an Betriebsleiter *Leu*, der die Anlage für die Messungen zur Verfügung stellte und zusammen mit dem Betriebspersonal bei den zeitraubenden Vorarbeiten Hand angelegt hat, richtet sich heute mein Dank.

Adresse des Verfassers: *E. Ehrensperger*, dipl. Maschinen-Ing., Bell Maschinenfabrik AG, 6010 Kriens (Luzern).

Die «Zähringerstädte» - eine Ausstellung in Thun

DK 061.4:711.4:93

Aus Anlass des letztjährigen Jubiläums «700 Jahre Thuner Handveste» (worüber in der SBZ 1964, Heft 41, Seite 715 Näheres ausgeführt wurde) dauert noch bis zum *18. Oktober 1965* (täglich 9 bis 18 h) eine Ausstellung im Schloss Thun über Dokumente zum Städtebau des Hochmittelalters aus 15 Städten Süddeutschlands und der Schweiz. Sie steht unter dem Patronat der Oberbürgermeister und Stadtpräsidenten von Bern, Breisach, Burgdorf, Freiburg im Breisgau, Freiburg im Uechtland, Kenzingen, Kirchheim unter Teck, Murten, Neuenburg am Rhein, Offenburg, Rheinfelden, Rottweil, Thun, Villingen und Zürich. Diese Städte waren dem Arbeitsausschuss unter der Leitung von Prof. Dr. *Paul Hofer*, ETH, mit Ausstellungsgut, durch die Anfertigung von Planunterlagen und durch ihre Unterstützung bei der Quellenbeschaffung weitgehend behilflich. Einen Begriff davon, was dieser in ihrer breitangelegten Dokumentation erstmaligen Städteschau an Forschungs- und Ausstellungsarbeit zu Grunde liegt, vermittelt allein schon der umfängliche, bebilderte und gediegen gestaltete Katalog. Dieser spiegelt in seinem Aufbau die Ausstellung, in dem er einführend die Geschichte und Genealogie der Zähringer (im 12. und frühen 13. Jahrhundert) vergegenwärtigt und die Darstellung von zwölf schwäbischen und schweizerischen Zähringerstädten im Abriss wiedergibt, ergänzt durch drei ihrem Anlagetypus folgende nichtzähringische Gründungen (Breisach, Kirchheim unter Teck, Kenzingen). Diese Einzeldarstellungen setzen sich – im Schloss zu Thun – je zusammen aus Planveduten, Stadtplänen, Ansichten, Dokumenten und Kleinobjekten des 12. bis 14. Jahrhunderts, ferner einem Flugbild samt Ansicht der Hauptstrasse sowie grossformatigen Plan- und Bilddokumenten. Um masstäbliche Vergleiche zu ermöglichen, sind die Stadtpläne auf das Verhältnis 1:2000 umgesetzt. Nicht ausgestellte Stadtpläne und Spezialaufnahmen, welche für einen ursprünglich vorgesehenen thematischen Teil bestimmt waren, stehen wissenschaftlich interessierten Besuchern geordnet im Historischen Museum Schloss Thun zur Verfügung.

«Was die Ausstellung geben möchte, das sind die Umrisse dessen, was das Herzogshaus auf dem Felde des Städtebaues geschaffen hat. Umrisse, nicht die Anschauung selbst. Diese verschafft allein die gebaute Stadt, nicht Stadtplan, Flugbild und Modell . . . Die Ausstellung hat zu einem guten Teil Experimentcharakter. Von Deutung, Rekonstruktion und These hält sie sich frei. Sie ist, um es kurz zu sagen, Modell einer besseren, ausgreifenderen und gereifteren Darstellung»... Was hier Professor Hofer, dem Idee und Entwurf der Ausstellung zu danken sind[1]), in dem ebenfalls von ihm verfassten Katalog einleitend schreibt, wagen wir allerdings zu bezweifeln. Zu bezweifeln vor allem hinsichtlich der Hoffnung auf eine spätere vollkommenere Ausstellung zu diesem Thema. Zu vieles hing an einer dem ganzen Unternehmen förderlichen Konstellation des Sternes von Thun. Dem von Professor Hofer an den Besucher bescheiden gerichteten Wunsche, das Gebotene «mit jener Mischung aus sachlicher Kritik und Nachsicht für das bloss Erstrebte, nicht aber Verwirklichte entgegenzunehmen, deren jeder erste Versuch bedarf», geben wir hier gerne ebenfalls Ausdruck.

[1]) Am Zustandekommen der Ausstellung hatten der damalige Stadtbaumeister *K. Keller* (jetzt Winterthur) und der Thuner Konservator *H. Buchs* grossen Anteil. Mitgestalter waren die Architekten *R. Hager* (Thun-Zürich) und *Knud Jacobsen* (Thun), welcher auch den Katalog graphisch entworfen hat.

Fraglos wurde von den Initianten und Bearbeitern der Ausstellung alles zur Zeit Mögliche getan, was zur Würdigung der zähringischen Städtegründer und ihres für unser Land und den süddeutschen Raum höchst belangvollen siedlungspolitischen Wirkens, aber auch für das Verständnis historischer stadtebäulicher Leistungen in heutiger Sicht beitragen kann. Es wäre deshalb sehr zu wünschen, dass die Jubiläumsausstellung über die Zähringerstädte auch *seitens derjenigen Fachleute reger als bisher besucht würde, bei denen für diesen ersten Versuch einer vergleichenden Städtebau-Ausstellung in der Schweiz ein besonderes berufliches Interesse vorausgesetzt werden darf.*

«Bemühen Sie sich aber nur dann den Schlossberg hinauf, wenn Sie der Versuch, eine Städtegruppe des Hochmittelalters in Ausstellungsform zu dokumentieren, wirklich interessiert» – so schreibt Professor Hofer in einem privaten Brief an einen jungen Architekten, indem er weiterfährt – «Es ist sonderbar: Wir nahmen an, der Versuch interessiere die Fachleute und weit weniger das breite Publikum – es kam gerade umgekehrt. In Amerika (!) fanden wir damit weit stärkeren Widerhall als in unserem eigenen Land.» Dem Weiteres unsererseits beizufügen mag sich erübrigen.

Beigefügt aber sei ein Wort Professor Dr. *Paul Hofers*, das den Besucher durch Thun[2]) und auf einem Gang in die Historie seiner Schwesterstädte begleiten möge: *G. R.*

Jede Stadt ist, wie Architektur überhaupt, ein festverspanntes Gebilde aus Körper und Raum. Lässt sich denn das Eigentliche der mittelalterlichen Gründungsstadt als architektonische Schöpfung, die Verzahnung von Baukörper und Strassennetz, durch Plan und Bild überhaupt erfassen? Die Ausstellung, mindestens in unserem Land die erste ihrer Art, versucht, auf diese sehr berechtigte Frage eine erste Antwort zu geben.

Die Stadt des Hochmittelalters ist ein ausserordentlich vielschichtiges Wesen. Aus Hunderten von Gründungen hebt die Ausstellung eine scharfumrissene Gruppe des 12. Jahrhunderts heraus. Seit Eduard Heycks noch heute grundlegender Monographie, seit über siebzig Jahren also, ist die Zähringerforschung nicht stillgestanden. Das gilt vor allem für das Arbeitsfeld der Geschichte; hier ist die Kenntnis der politischen, rechtlichen und wirtschaftlichen Prozesse und Zusammenhänge, vorab durch Theodor Mayer und H. Büttner auf der deutschen, Hektor Ammann, Paul Kläui und Hans Strahm auf schweizerischer Seite vielfältig vertieft und erweitert worden. Gleiches gilt nicht für das Arbeitsgebiet des zähringischen Städtebaus. Hier ist es zur Hauptsache bei der ersten generellen Übersicht Ernst Hamms von 1932 und einer Reihe oft sehr wertvoller Untersuchungen einzelner Städte aus der Werkstatt vorab Werner Noacks geblieben. Die Ausstellung aber unternimmt das Wagnis, ein Gesamtbild vorzulegen. Was Eduard Heyck bereits 1891 entwarf und Theodor Mayer 1935 meisterlich zusammenfasste, das Bild des zähringischen Staatsversuchs im 12. Jahrhundert, das ist für die bleibende Leistung der Dynastie in Zentraleuropa, den Aufbau eines der wenigen bis heute

[2]) Wer das sommerliche Thun besucht, dem sei das reizvoll liebenswürdige *Panorama der Stadt Thun* zu besichtigen empfohlen, das *Marquard Wocher* um 1810 gemalt hat. Nach Jahrzehnten der Vergessenheit trat es 1961 wieder ans Tageslicht, als der Ankauf durch die *Gottfried Keller-Stiftung* (vgl. SBZ 1965, H. 32, S. 558) der Stadt Thun den Anstoss zum Neubau eines Rundpavillons (Arch. Karl Keller) im Schadau-Park gegeben hat (Oeffnungzeiten 10 bis 12 h und 13.30 bis 18 h).