



Doctoral Thesis

## Stationäre und instationäre Strömungen in den Leitungen von Eisenbahn-Druckluftbremsen

**Author(s):**

Loosli, Hugo

**Publication Date:**

1961

**Permanent Link:**

<https://doi.org/10.3929/ethz-a-000087820> →

**Rights / License:**

[In Copyright - Non-Commercial Use Permitted](#) →

This page was generated automatically upon download from the [ETH Zurich Research Collection](#). For more information please consult the [Terms of use](#).

# **Stationäre und instationäre Strömungen in den Leitungen von Eisenbahn-Druckluftbremsen**

VON DER

EIDGENÖSSISCHEN TECHNISCHEN HOCHSCHULE IN ZÜRICH

ZUR ERLANGUNG DER

WÜRDE EINES DOKTORS DER TECHNISCHEN WISSENSCHAFTEN

GENEHMIGTE

PROMOTIONSARBEIT

VORGELEGT VON

**Hugo Loosli**

dipl. Masch.-Ing. ETH

von Sumiswald (BE)

Referent: Herr Prof. Dr. G. Eichelberg

Korreferent: Herr Prof. M. Berchtold

Zürich 1961

Dissertationsdruckerei Leemann AG

Die Wagen 1, 55 und 74 wurden zur Registrierung der Drücke in der Hauptleitung und den Bremsapparaten eingerichtet. In die Hauptleitung der Wagen 1 und 74 waren zudem Chromel-Alumel-Thermoelemente von 0,2 mm Drahtdicke für Temperaturmessungen eingebaut. Der Oszillograph zur Registrierung der Temperaturen befand sich im Wagen 74. Die Messung der Drücke erfolgte durch Indikatoren der Firma Alfred J. Amsler & Co., Schaffhausen, welche in den Wagen 1, 55 und 74 zur Aufstellung gelangten.

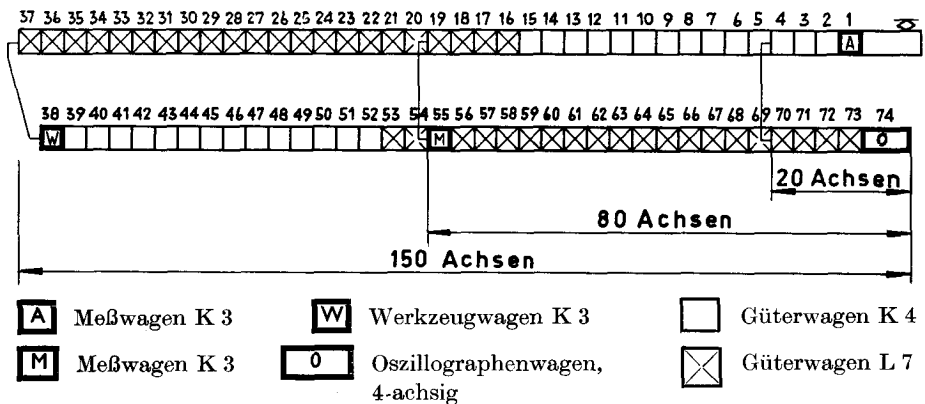


Fig. 56. Anordnung des Versuchszuges

Durch Verbindung der Hauptleitung des 4. mit dem 70., des 19. mit dem 55. sowie des 37. mit dem 38. Wagen konnten Hauptleitungslängen erzielt werden, die denjenigen eines 20-, eines 80- bzw. eines 150-Achsen-Zuges entsprechen.

## XII. Zusammenfassung und Ergebnisse

Die vorliegende Arbeit gewährt Einblick in die sich in den Bremsleitungen von Druckluftbremsen abspielenden Strömungsvorgänge. Sie läßt den Einfluß der Reibung, der Rohrkonstanten, d. h. der Länge, des Durchmessers und der Größe der Abzweigöffnungen der Hauptleitung sowie der durch die Führerbremsventile gegebenen Randbedingungen auf den stationären und instationären Strömungsablauf in der Hauptleitung erkennen.

Die vorgenommenen Untersuchungen stützen sich auf die Grundgleichungen der instationären Gasströmung im Rohr, welche für den Fall seitlicher, gleichmäßig über die Rohrlänge verteilter Abzweigungen in Behälter abgeleitet werden. Im weitem wird eine Möglichkeit aufgezeigt, die Gleichungen der

Charakteristiken von Strömungsdifferentialgleichungen, in denen die Glieder ohne partielle Ableitungen nicht verschwinden, zu berechnen. Es wird dabei die von DE HALLER [9] angegebene Methode entsprechend erweitert.

Von zentraler Bedeutung sind die sich bei der *Schnell- oder Notbremsung* abwickelnden Vorgänge. Der sich bei der Schnell- oder Notbremsung ergebende Bremsweg, der keinesfalls größer sein darf als der Abstand zwischen den Vor- und Hauptsignalen, bestimmt maßgebend die zulässige Höchstgeschwindigkeit eines Zuges. Die Einhaltung der angestrebten kurzen Bremswege bedingt eine rasche Entleerung der Hauptleitung sowie kurze Bremszylinderfüllzeiten. Daneben dürfen aber im zeitlichen Verlauf des Bremszylinderdruckes der ersten und der letzten Wagen eines Zuges keine allzu großen Unterschiede auftreten, wenn unzulässig große Stauchungen und Streckungen und die Gefahr von Zugstrennungen vermieden werden sollen. Aus diesem Grunde werden bei langen Zügen die minimalen Bremszylinderfüllzeiten verhältnismäßig lang gemacht (siehe Fig. 5). Maßnahmen, die zu einer raschen und möglichst gleichmäßigen Entleerung der Hauptleitung führen, sind dazu geeignet, daß die Bremszylinderfüllzeiten und damit auch Bremswege verkürzt werden können.

Wie aus der Arbeit hervorgeht, hat die *Reibung* bei den extrem kleinen hydraulischen Rohrdurchmessern einen wesentlichen Einfluß auf die Strömungsvorgänge im Hauptleitungsrohr und bildet Gegenstand eingehender Untersuchungen. Um optimale Strömungsverhältnisse zu erhalten, sollte der totale Widerstandsbeiwert des Hauptleitungsrohres klein sein und demjenigen des ideal glatten Rohres möglichst nahe kommen. Die zwischen den Wagen eingebauten Schlauchkupplungen wirken sich aber sehr nachteilig auf die Druckverluste aus und haben zur Folge, daß der totale Widerstandsbeiwert der Hauptleitung um ca. 50% größer ist als derjenige des betriebsrauen Rohres (Fig. 23). Ein großer Anteil der Druckverluste in der Kupplung ist auf den Einfluß des Kupplungskopfes zurückzuführen. Dieser führt zum gleichen Druckabfall wie eine an Stelle des Kupplungskopfes eingebaute Düse, deren Öffnungsquerschnitt lediglich 44% des Rohrquerschnittes beträgt.

Aus den in Fig. 23 dargestellten Meßergebnissen läßt sich ferner erkennen, daß das betriebsraue Rohr an sich gegenüber dem ideal glatten im Bereiche der in den Bremsleitungen auftretenden Reynoldsen Zahlen lediglich zu verhältnismäßig geringen zusätzlichen Druckverlusten führen kann. Der Widerstandsbeiwert des betriebsrauen Rohres weicht erst bei Reynoldsen Zahlen über  $10^5$  merklich vom Idealwert des glatten Rohres ab.

Die beim *Entleerungsvorgang*, d. h. beim Bremsen, auftretenden Druckunterschiede entlang des Rohres, welche auf Grund praktischer Forderungen sehr klein sein sollten, sind in erster Linie reibungsbedingt und hängen außer den Rand- und Anfangsbedingungen direkt vom dimensionslosen Widerstands-

beiwert  $\zeta_0 = \frac{\zeta L}{2d}$  ab. Wird dieser Wert sehr klein gewählt, d. h. die Reibung vernachlässigt oder das Verhältnis von Rohrlänge  $L$  zum Rohrdurchmesser  $d$  relativ klein gemacht, so ergeben sich mit Ausnahme des Anfahrvorgangs nur unbedeutende Druckunterschiede entlang des Rohres (siehe Fig. 35). Wie aus den Fig. 36, 39 bis 41 und 45 hervorgeht, bewirkt die Reibung vor allem ein starkes Absinken des Druckes im Bereiche des offenen Rohrendes und verzögert andererseits den Druckabfall am geschlossenen Rohrende, welcher als Kriterium der Steuerbarkeit der Bremse anzusprechen ist. Der zeitliche Druckabfall am geschlossenen Rohrende sollte vor allem bei Schnellbremsungen möglichst groß sein, um innert kürzester Zeit die volle Bremswirkung des Zuges herbeizuführen.

Ein Mittel, um die Entleerungszeiten weiter zu verkürzen, liegt darin, die vom offenen Rohrende ausgehenden Verdünnungswellen zum Steuern besonderer, der Rohrlänge entlang verteilter zusätzlicher Ventile zu benutzen, welche beim Ansprechen aus der Hauptleitung Luft ausströmen lassen und auf diese Weise die sich ausbreitenden Verdünnungswellen verstärken.

Das auf Fig. 4 dargestellte Steuerventil Oerlikon ESt 3 zeigt ein Beispiel wie dieses Mittel zur Verstärkung der beim erstmaligen Anbremsen auftretenden Verdünnungswelle benutzt wird. Beim Anheben des Regulierventils (4) läßt das mit Pos. 8 bezeichnete Beschleunigungsventil eine Luftmenge von rund 0,5 l aus der Hauptleitung ausströmen und bewirkt auf diese Weise einen auf rund 0,5 kg/cm<sup>2</sup> begrenzten Druckabfall, welcher sich rasch fortpflanzt und zu einer hohen Durchschlaggeschwindigkeit der Bremse führt.

Um bei Schnellbremsungen eine rasche Entleerung der Leitung zu erreichen, lassen sich in der Hauptleitung Schnellbremsbeschleuniger einbauen, welche nur bei sehr ausgeprägten Verdünnungswellen, wie sie in der Schnellbremsstellung des Führerbremssventils auftreten, zum Ansprechen gelangen. Der Abstand zwischen den Beschleunigern ist so zu wählen, daß die von jedem Ventil ausgehenden Verdünnungswellen den nächstgelegenen Beschleuniger sicher auszulösen vermögen. Es lassen sich aber auch Zusatzventile denken, welche auf alle Verdünnungswellen, seien diese schwach oder stark, verstärkend wirken und das Ausmaß der Verstärkung der Größe der auslösenden Welle anzupassen vermögen.

Wie *Temperaturmessungen* gezeigt haben, treten bei den Strömungsvorgängen in der Hauptleitung nur verhältnismäßig kleine Temperaturschwankungen auf, indem das strömende Gas, je nachdem ob es entspannt oder komprimiert wird, dem Hauptleitungsrohr Wärme entzieht oder ihm solche abgibt. Rasche Zustandsänderungen erfolgen jedoch isentrop, so daß sich die Geschwindigkeit der Störwellen aus der Summe der Strömungsgeschwindigkeit und der der annähernd konstanten Gastemperatur entsprechenden adiabati-

schen Schallgeschwindigkeit zusammensetzt. Die in den Kapiteln III und IV durchgeführte Erweiterung der Charakteristikenmethode auf ideale isotherme Strömung, bei welcher vorausgesetzt wird, daß auch bei sehr rasch erfolgenden Zustandsänderungen Wärme von außen zugeführt wird, gestattet, die Strömungsvorgänge auf verhältnismäßig einfache Weise graphisch zu berechnen. An Stelle der adiabatischen tritt dabei die um  $\sqrt{\kappa}$  kleinere isotherme Schallgeschwindigkeit  $a_{is} = \sqrt{gRT}$ . Zur Berechnung des Druckverlaufs im Rohr beim Entleeren und konstanter Gastemperatur wurde jedoch eine besondere Näherungsmethode entwickelt, welche im Kapitel IX, Abschnitt 4, sowie Kapitel X, Abschnitt 1, beschrieben ist.

Beim *Füllen oder Lösen der Bremse* ist es sehr erwünscht, die Hilfsluftbehälter der einzelnen Wagen in möglichst kurzer Zeit über die Hauptleitung wieder aufzufüllen, wobei die Unterschiede in den Drücken der Hilfsluftbehälter bzw. den Bremszylindern zwischen dem ersten und letzten Wagen des Zuges an sich möglichst klein sein sollten. Mit wachsender Leitungslänge wird es immer schwieriger, diesen Forderungen gerecht zu werden. In der vorliegenden Arbeit wurde das sich stellende Problem in vereinfachender Weise durch rechnerische Erfassung der Strömungsverhältnisse in einem stationär durchflossenen Rohr mit gleichmäßig verteilten Abzweigungen ins Freie untersucht. Die Ergebnisse sind in den Fig. 28 bis 33 enthalten. Es zeigt sich, daß die im Rohr sich einstellenden Druckabfälle in entscheidender Weise von der Größe der Summe der Abzweigquerschnitte sowie dem Rohrdurchmesser und in etwas geringerem Maße vom Widerstandsbeiwert des Rohres abhängig sind. Die Druckabfälle steigen ferner mit zunehmender Rohrlänge rasch an. Der heute allgemein verwendete Rohrdurchmesser von 1" kann für Rohrlängen bis etwa 400 m als tragbar bezeichnet werden. Bei längeren Leitungen ließen sich jedoch die Druckabfälle in der Hauptleitung durch Vergrößerung des Rohrdurchmessers auf 1 $\frac{1}{4}$ " oder gar 1 $\frac{1}{2}$ " namhaft vermindern, was eine wesentliche Verkürzung des Füllvorgangs zur Folge hätte. Besonders instruktiv sind in diesem Zusammenhang die auf den Fig. 32 und 33 dargestellten Berechnungsergebnisse, welche über das Verhältnis des End- und Anfangsdruckes im Rohr in Funktion der Summe der Abzweigöffnungen für verschiedene Rohrdurchmesser für eine 450 m bzw. 850 m lange Leitung Auskunft geben.

Die Größe des Querschnittes der Verbindung zwischen Hauptleitung und Hilfsluftbehälter ist zweckentsprechend zu dimensionieren, um optimale Füllverhältnisse zu erreichen. Werden die Öffnungsquerschnitte zu reichlich bemessen, so ergibt sich ein zu großer Druckabfall entlang der Leitung und eine zu lange Lösezeit des letzten Wagens. Sind die Öffnungsquerschnitte zu klein, so dauert der Füllvorgang an sich zu lange.

Eine Verbesserung des Füllvorgangs kann im weiteren erreicht werden, wenn der hohe Hauptleitungsdruck, wie er sich in der ersten Phase des Lösevorgangs als Folge des Füllstoßes im vorderen Bereich der Hauptleitung einstellt, zur vorübergehenden Unterbrechung der Verbindung zwischen Hauptleitung und Hilfsluftbehälter benutzt wird. Von dieser Möglichkeit wird bei dem auf Fig. 4 dargestellten Steuerventil Oerlikon ESt 3 Gebrauch gemacht, indem das Füllventil (11) den Hilfsluftbehälter von der Hauptleitung abschließt, sobald in jenem ein Druck von 4,7 atü erreicht wird.

Eine wichtige Kenngröße der Bremse ist der *Anfangs- oder Regelbetriebsdruck*, welcher heute international auf 5,0 atü festgelegt ist [4]. Wie aus Fig. 47 hervorgeht, liegt dieser verhältnismäßig günstig und stellt einen guten Kompromiß der Forderungen nach einer guten Steuerbarkeit der Bremse und nicht allzu hohen mechanischen Beanspruchungen der pneumatischen Bremsausrüstung der Fahrzeuge dar.

Die experimentell bestimmten, auf den Fig. 18 und 19 dargestellten *Randbedingungen der Führerbremssventile W 4 und FV 4* lassen erkennen, daß die von den Ventilen frei gegebenen Querschnitte verhältnismäßig klein sind. Sogar bei der Schnellbremsung, wo eine möglichst kurzfristige Entleerung des Rohres erfolgen muß, erreicht das Öffnungsverhältnis  $\varphi$  der Mündung höchstens den Wert von 0,4. Andererseits geht aus den in den Fig. 39—41 dargestellten experimentell bestimmten Entleerungskurven hervor, daß eine Entleerungsöffnung vom Öffnungsverhältnis von 0,3 bis 0,4 ein praktisches Optimum darstellt und der Entleerungsvorgang auch bei der Wahl entsprechend größerer Querschnitte nicht mehr wesentlich verkürzt werden könnte. Ähnliche Überlegungen können auch über die für das Füllen maßgebende Einströmöffnung angestellt werden. Eine Vergrößerung der Öffnungsverhältnisse der Ein- und Auslaßquerschnitte wäre erst dann erforderlich, wenn es gelingen würde, den nachhaltigen Einfluß der Reibung auf den Strömungsablauf zu vermindern, was in erster Linie die Wahl größerer Hauptleitungsdurchmesser zur Voraussetzung hätte.