

Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 47/48 (1906)
Heft: 23

Artikel: Beitrag zur Geschichte der Zangenbremsen
Autor: Abt, Siegfried
DOI: <https://doi.org/10.5169/seals-26200>

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: 26.07.2025

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

Beitrag zur Geschichte der Zangenbremsen.

Von Siegfried Abt.

(Schluss.)

Mit Eröffnung der *Stanserhorn-Bahn* im Jahre 1893 beginnt die neue Epoche, dadurch gekennzeichnet, dass eine den Anforderungen der Zangen entsprechende Schiene zur Verwendung kam. Ueberdies wurde es möglich, nur an einer Schiene zu bremsen, wodurch einleisige Anlagen mit Abtscher Ausweiche in der Mitte gebaut werden konnten. Das Anziehen der Zangen wird nicht mehr durch besondere, möglichst schwere Fallrollen, sondern, wie schon an den umgebauten Wagen der Leopoldsbahn, durch die Reibung der Laufräder selbst mit Zwischenschaltung von verschiedenartig gebauten Kupplungen und Kettentrieben bewirkt.¹⁾

In dem offiziellen Bericht über die am 4. und 5. November 1892 vorgenommenen Bremsproben am Stanserhorn heisst es: „Das Anhalten geschieht oft ohne Stoss, zuweilen sogar sanft, anderemale mit mehr oder minder kräftigem Ruck. Von Einfluss sind dabei die Oeffnung der Zange, die Belastung, sowie kleine Ungleichheiten der Schienen.“

Zwischen den Laufachsen sind zwei Paare einseitig angeordneter Bremszangen angeordnet, die, Sicherheitsanker bildend, die Keilkopfschiene umfassen und bei Seilbruch selbsttätig angezogen werden. Das Drehen der mit entgegengesetztem Gewinde versehenen Bremspindeln erfolgt nach Einrücken einer Kupplung mittels Kette durch die Adhäsionsräder selbst, sodass das Wagen-gewicht nutzbar gemacht wird. Die Gelenkzapfen der

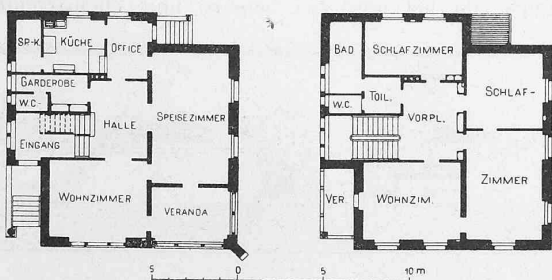


Abb. 10. Grundrisse der Villa an der Böcklinstrasse in Zürich V. Masstab 1 : 400.

Zangen sind mit starken Querstücken verbunden, sodass nur eine kleine Kraft auf das Untergestell übertragen wird. Das Einrücken der Kupplungen geschieht durch Gewichte, die in normalem Betrieb von einem mit dem gespannten Seil verbundenen Gestänge hochgehalten werden. Jede Laufachse schliesst ein Zangenpaar, ein drittes Paar wird von Hand bedient und soll nur zum Feststellen des Wagens

¹⁾ Walloth, C. A. Die Seilbahnen der Schweiz. Wiesbaden 1893.

auf bestimmten Punkten der Strecke oder in der obern Station dienen. Das Auslösen der selbsttätigen Bremse kann mittels Pedal auch vom Wagenführerstand aus erfolgen.

Die Reibungskupplungen nach Domen-Leblanc bestehen in der Hauptsache aus vier verstellbaren Kniehebelbremsklötzen. Die Kupplung hat bei Bremsproben schon ver-

sagt, da sie leicht verharzt und dann nicht mehr zuverlässig spielt. Das Lösen der Bremsen erfolgt mittels Schraubenschlüssel. Der Druck einer Zange beträgt bei $f = 0,15$ etwa 13500 kg.“

Es sei hier noch bemerkt, dass die Patentschrift von Bucher und Durrer eine an gewöhnlicher Vignoles-Schiene angreifende Zange vorsieht, die wie bei Lyon-Croix-Rousse feilklobenartig zusammengetrieben wird. Gelenk und Schraube wurden dann miteinander vertauscht, wodurch man an der Zange selbst eine Uebersetzung von etwa 1 : 3 erhielt.

An der 1895 eröffneten, von der Schweizerischen Lokomotivfabrik erbauten Dolderbahn in Zürich wurden auch Zangenbremsen angewendet und zwar in Anbetracht der geringen Steigung von max. 17,75% nur eine selbsttätige Zange unterhalb der obern Achse und eine Hand-

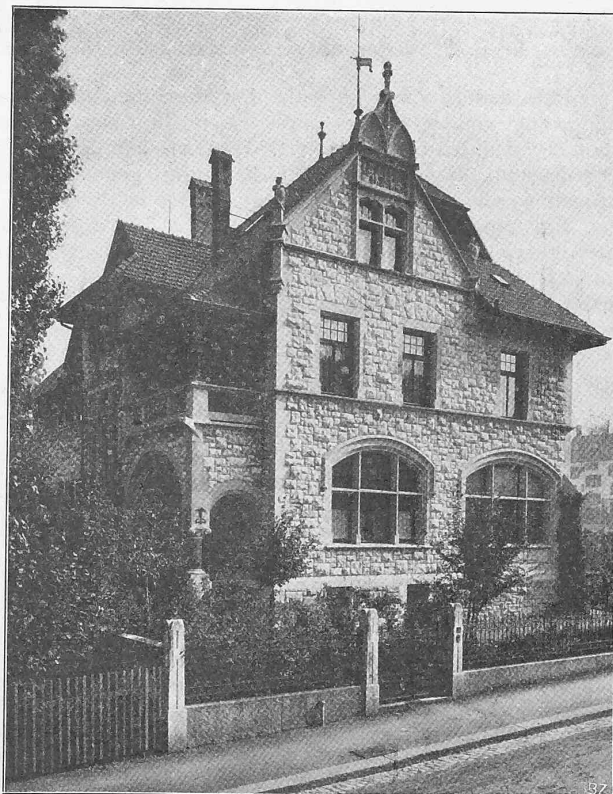


Abb. 9. Villa an der Böcklinstrasse in Zürich V. — Strassenfassade.

Zürcher Villen.

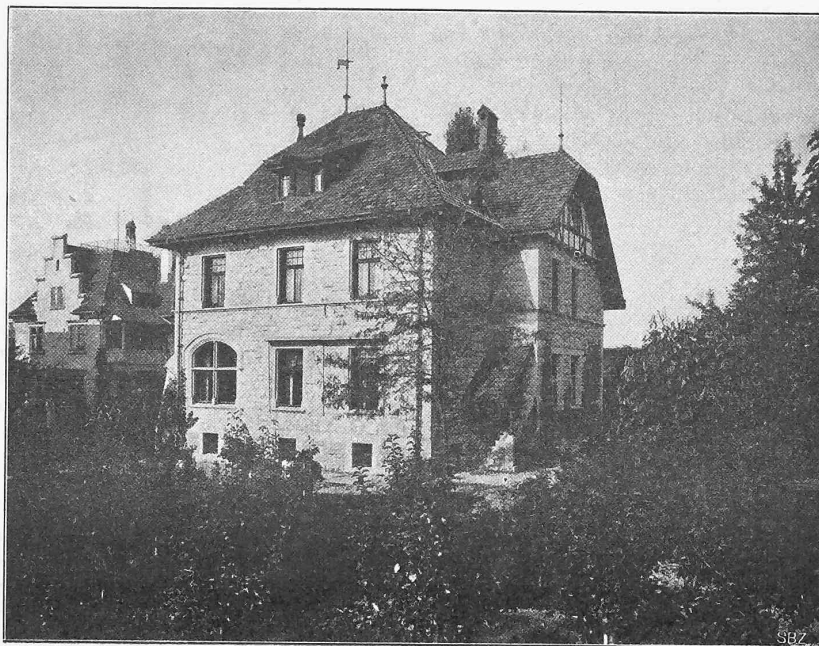
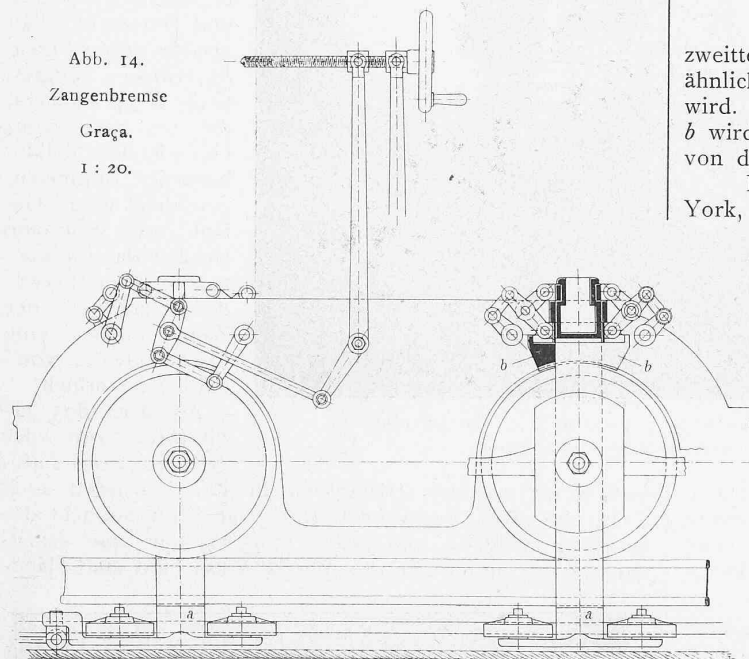


Abb. 8. Villa an der Böcklinstrasse in Zürich V. — Gartenansicht. Architekt Th. Oberländer-Rittershaus in Zürich

bremszange oberhalb der untern Achse. Eine durch ein Fallgewicht eingerückte Klauenkupplung überträgt ohne Zwischenschaltung eines elastischen Gliedes mittels Kette die Bewegung der Laufachse auf die Bremsspindel. Die Handbremse wird durch Kurbel und konische Räderpaare geschlossen bzw. geöffnet.

Die Zangen fassen an Keilkopfschienen, die trotz der geringen Steigung der Bahn schon 3,5 kg schwerer sind als die am Stanserhorn verwendeten.

Die Strassentau- (Kabel-) Bahnen von *Bica* und *Estrella*, die von der Maschinenfabrik Esslingen gebaut wurden, haben eine durch Kniehebel bewegte Bremse (Abb. 13), welche die den Seilkanal nach oben abschliessenden Schienen packt. Die Wagenräder sind auf der einen Seite spurkranzlos, auf der andern Seite mit einem mittlern Spurkranz versehen, da die Laufschiene zugleich Schlitzschienen für den Seilgreifer bilden.



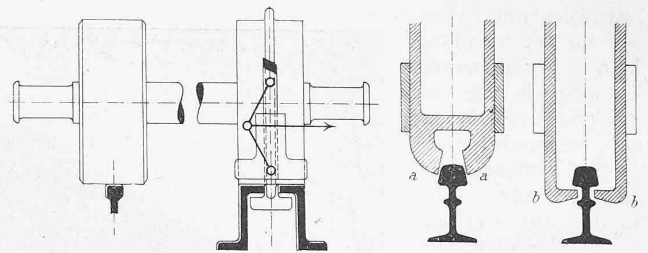
Eine andere Zangenbremse der Maschinenfabrik Esslingen, angewendet auf der Strassenseilbahn *Graça* in Lissabon, ist dadurch beachtenswert, dass zwischen den beiden Bremsbacken, die in vertikaler Richtung gegeneinander gezogen werden, das Laufrad eingeschaltet ist.

Ein Stück mit den Nasen *a a* (Abb. 14) drückt von unten gegen die Schienen, während ein zweiteiliger Bremsklotz *b b* von oben gegen das Laufrad gepresst wird. Der grösste Bremsdruck kann etwa zu 800 kg angenommen werden, wobei sich für $f = 0,18$ bei zwei Bremsmechanismen ein Druck von $\frac{800}{0,18 \cdot 2} = 2222 \text{ kg}$ auf den Klotz ergibt.

In Abbildung 14 sind auf der rechten Seite die innerhalb des Rahmens liegenden Teile, auf der linken Seite die ausserhalb liegenden dargestellt. Eine Spindel mit Linksgewinde und Bund entfernt die beiden langen Bremshebelenden von einander, wodurch sich die Zange schliesst. Unter der zwar nicht ganz richtigen Annahme, dass vom Bremsklotz keine Arbeit verrichtet werde, ergibt sich für die Stücke *a a* ein Flächen- druck von etwa 15 kg/cm^2 . Die Bremse kann auch als Notbremse mit Fallgewicht eingerichtet werden, doch haben die meisten amerikanischen Strassenseilbahnen diese Art Bremse, weil unzweckmässig, wieder aufgegeben.

Auf der im Zuge der Strassenbahn *Palermo-Rocca-Monreale* (Sizilien) eingebauten Seilbahn,

die neben vielen Besonderheiten auch dadurch gekennzeichnet ist, dass auf ihr die Strassenbahnwagen direkt über die Steilrampe gefördert werden, sind die auf einem besondern, schmalen Geleis (Spurweite 580 mm) laufenden Bremswagen (Dummy) mit je vier Zangenbremsen ausgerüstet. Die Bremsen (Abb. 15) bestehen aus je zwei innern, beim Bremsen nach abwärts gedrückten Stücken *a* und einem



zweitteiligen, den Schienenkopf umfassenden äussern, hakenähnlichen Stücke *b*, das beim Bremsen nach oben gezogen wird. Die entgegengesetzte Bewegung der Stücke *a* und *b* wird durch Kniehebel bewirkt. Die Ausführung stammt von der Maschinenfabrik Esslingen in Esslingen.

Die *Catskill-Mountain*-Seilbahn, Greene County, New-York, 1892 von Mr. Thomas E. Brown, jun. und Messrs. Otis Brothers & Cy., New-York gebaut, hat eine von drei Seiten packende Zange (Abb. 16), die in Tätigkeit gesetzt wird: bei Bruch von einem oder beiden Seilen (es ist ein zweites Seil als Sicherheitsseil vorhanden), oder durch einen einstellbaren, in einem besondern kleinen Rad montierten Regulator, der bei Geschwindigkeiten von 14 engl. Meilen in der Stunde auslöst. Die Bahn hat eine dreischienige Anlage, und innerhalb der äussern Schienen je eine hölzerne Fangschiene, die der automatischen Zange als Angriffspunkt und dem den Geschwindigkeits-Regulator enthaltenden Rade als Laufschiene

dient. Die schraubstockartige, gezähnte Zange ist frei aufgehängt und stellt sich erst, wenn sie in Tätigkeit tritt, senkrecht zur Fahrbahn, wobei sich gleichzeitig die bewegliche innere Klemmbacke durch Federkraft und Hebelübersetzung gegen die aus einem Stück bestehende obere und äussere Hälfte presst. Die Einrichtung macht keinen guten Eindruck, da bei uns viel bessere und ebenso einfache

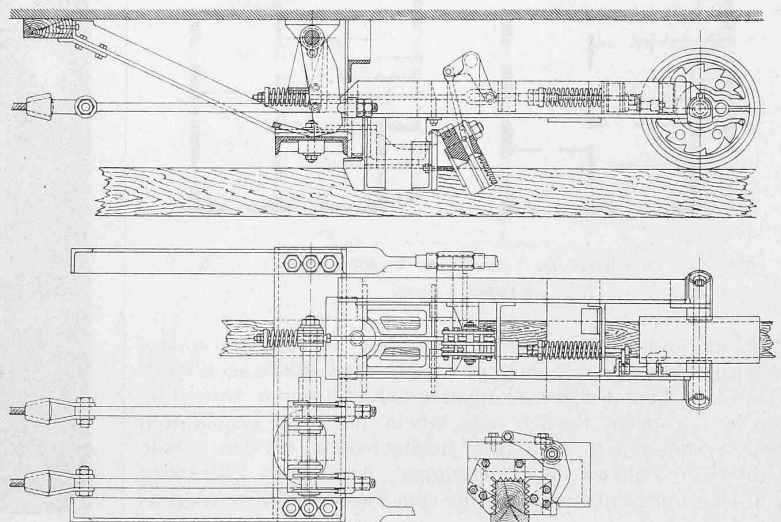


Abb. 16. Zange Catskill-Mountain (New-York).

Lösungen bekannt sind, doch wird wohl kaum der Fall eintreten, dass sie auf ihre Leistung geprüft werden wird, weil zwei zweizöllige Seile vorhanden sind, die bei genügender Kontrolle nicht zu gleicher Zeit reißen werden.

Eine *Exzenter- bzw. Kniehebel-Schienen- oder Zahnstangen-Zangenbremse* der *Schweizerischen Lokomotiv- und Maschinenfabrik* in Winterthur (Schweiz. Pat. Nr. 13679, Kl. 113), die in ersterer Form an der Jungfraubahn zur Anwendung kommen sollte, bezweckt, dass beim Auslösen die Bremskraft sofort zur Wirkung kommt, d. h. die Zange plötzlich schliesst und nicht erst von der Kurbel- oder Wagenachse aus durch Räder- oder Kettenübersetzung auf eine mit entgegengesetztem Gewinde versehene Bremspindel übertragen werden muss, wobei sich Bremsweg und Geschwindigkeitszunahme des Wagens zu Ungunsten der Bremswirkung bedeutend vergrössern. In den Abbildungen 17 und 18 sind zwei Konstruktionen dieser Bremse, erstere durch Gewichtshebel und Exzenter, letztere vermittels Kniehebel durch Federkraft angezogen, vorgeführt. Das Fallgewicht kann dadurch verkleinert werden, dass zwischen Exzenter- und Gewichtshebel noch eine Zahnradübersetzung eingeschaltet wird. Die Exzentrizität beträgt etwa 20 mm, der Winkel des Exzenters minimal 45°, maximal 60°. In Abbildung 17 ist die Hebelanordnung so gewählt, dass Uebersetzung und Bremsdruck beim Anziehen grösser werden, wobei erreicht wird, dass sich die Bremsung nicht zu plötzlich, d. h. stossweise vollzieht. Die Verbindungsstangen in den Zangenschenkeln sind regulierbar. Das Auslösen der Bremskraft kann von Hand oder automatisch durch einen Geschwindigkeitsregulator erfolgen. In der Zeichnung sind noch gewöhnliche Schienen aufgeführt, während selbstverständlich Keilkopfschienen angewendet werden müssten, um eine gute Bremswirkung zu erzielen.

Abgesehen von der mit Zahnstange versehenen Seilbahn, *Bauart Agudio*, nach der *Superga* bei Turin, hat nur die elektrische *Zahnradbahn auf die Jungfrau* Zangenbremsen vorgesehen. Die ersten zwei Lokomotiven waren mit sogenannten Sicherheitszangen ausgerüstet, die bergwärts liegend, durch eine Welle mit entgegengesetztem Gewinde verstellbar, als Notbremse dienen sollten. Da diese Zange nur an dem gezähnten Teil der Zahnstange angreift, misslingen die Versuche; und die neuen Maschinen weisen nur feste, gegen Aufsteigen sichernde Zangen auf.)

Wenn *Dolezalek* in seinem Werke „Zahnbahnen“ (1905) von der Zange für Strubschie Zahnstange schreibt: „Diese verhindert nicht nur das Aufsteigen, sondern sie soll auch zum Bremsen benutzt werden; ob und wie weit letzteres möglich und zweckmässig ist, muss die Erfahrung lehren . . .“, so ist dies darauf zurückzuführen, dass der Verfasser schlecht unterrichtet war.)

Die Zangenbremse von *E. Ruprecht* (Pat. Nr. 20596, Kl. 113) [Mai 1900] beschränkt die durchbiegende Beanspruchung von Bahnoberrahmen und Wagenuntergestell (die Räder dienen bei den alten Ausführungen als Stützpunkte) auf ein gewisses Mass und macht dann die Komponente

der von den Zangenbacken seitlich auf die Schienenkopfflächen ausgeübten Drucke für die Bremsung nutzbar. Diese Hilfsbremsbacke *e* (Abb. 19) kommt schon bei geringer Durchbiegung der Schiene (min. etwa 2 mm) zum

Aufliegen. Wird diese Backe, die sich zwischen zwei Stiften in vertikaler Richtung verschieben kann, auf einen exzentrischen Zapfen gesetzt, so kann das Spiel zwischen derselben und der Schiene genau reguliert werden. Die Backe *e* kann auch mit einer auswechselbaren Gleitfläche versehen oder mit den Zapfen $z_1 z_2$ zwischen die beweglichen Seitenbremsbacken gelegt werden (Abb. 20). Die erste Ausführung dieser Art erfolgte meines Wissens an der 1901 eröffneten *Geissbergbahn* im Zürcher Rigiviertel. Seither erhalten alle von der Giesserei Bern ausgeführten Seilbahnen (Mont Pélerin, Vesuv, Mendel usw.) diese Ruprechtsche Bremse.

Es sei hier noch bemerkt, dass die automatische Zangenbremseneuerer Bauart nie selbsttätig oder durch das Pedal des Wagenführers in Tätigkeit gesetzt werden kann, so lange der Wagen bergwärts fährt.

Die Kupplungen der Giesserei Bern sind denjenigen am Stanserhorn nicht mehr ähnlich, sondern bestehen aus abwechselnd an einem innern und einem äussern Gehäuse festgekeilten Bronze- und Fiberlamellen, die

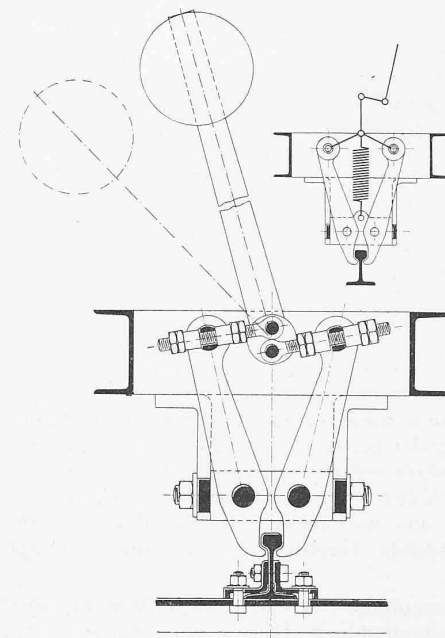


Abb. 17 u. 18. Exzenter- und Kniehebel-Zangenbremse der Schweiz. Lokomotivfabrik. Patent Nr. 13679.

durch Federkraft mehr oder weniger zusammengepresst werden können.

In Abbildung 21 (S. 276) sind die automatische und die Handbremse eines Seilbahnwagens schematisch dargestellt. Infolge des Seilzuges drückt der Seilhebel *S* gegen eine Nase *b* des auf der Welle *c* sitzenden Gewichtshebels *p*, wodurch das Gewicht *P* am Fallen verhindert wird. Verschwindet z. B. infolge eines Seilbruches der auf *b* lastende Druck, so fällt *P* und dreht dabei die Welle *c* und mit ihr die mit schraubenartiger Rinne

versehene Muffe *d*. Dadurch wird mittels des um *e* drehenden Hebels *f* die Klauenkupplung *g* eingerückt, wodurch das Kettenrad *h* mit der oberen Adhäsionsachse gekuppelt wird. Im Kettentrieb ist eine Uebersetzung vorgesehen und das getriebene Kettenrad *i*, das die mit Rechts- und Links-

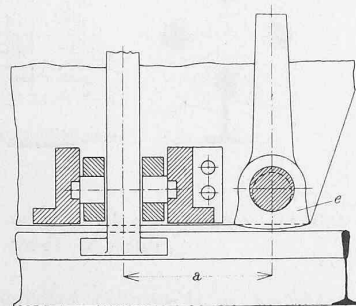
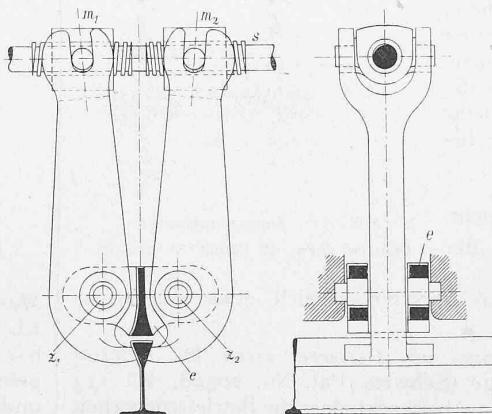


Abb. 19 u. 20. Zangenbremse System E. Ruprecht Patent Nr. 20596.



gewinde versehene, die Zangen oben auseinandertreibende Spindel *k* dreht, auf eine einstellbare Reibungskupplung *l* gesetzt, die ein zu plötzliches Anhalten des Wagens vermeiden soll. Durch das Gewicht *P* wird auch *P1* ausgelöst und damit die zweite Zange durch einen gleichwirkenden Mechanismus in Tätigkeit gebracht. Das Gestänge *m m* gestattet, die Bremse von der Führerplattform aus

1) *Strub, E.* Bergbahnen der Schweiz.: I. Drahtseilbahnen. Wiesbaden 1900. II. Reine Zahnradbahnen. Wiesbaden 1902.
2) *Dolezalek.* Zahnbahnen, Wiesbaden 1905.

Beitrag zur Geschichte der Zangenbremsen.

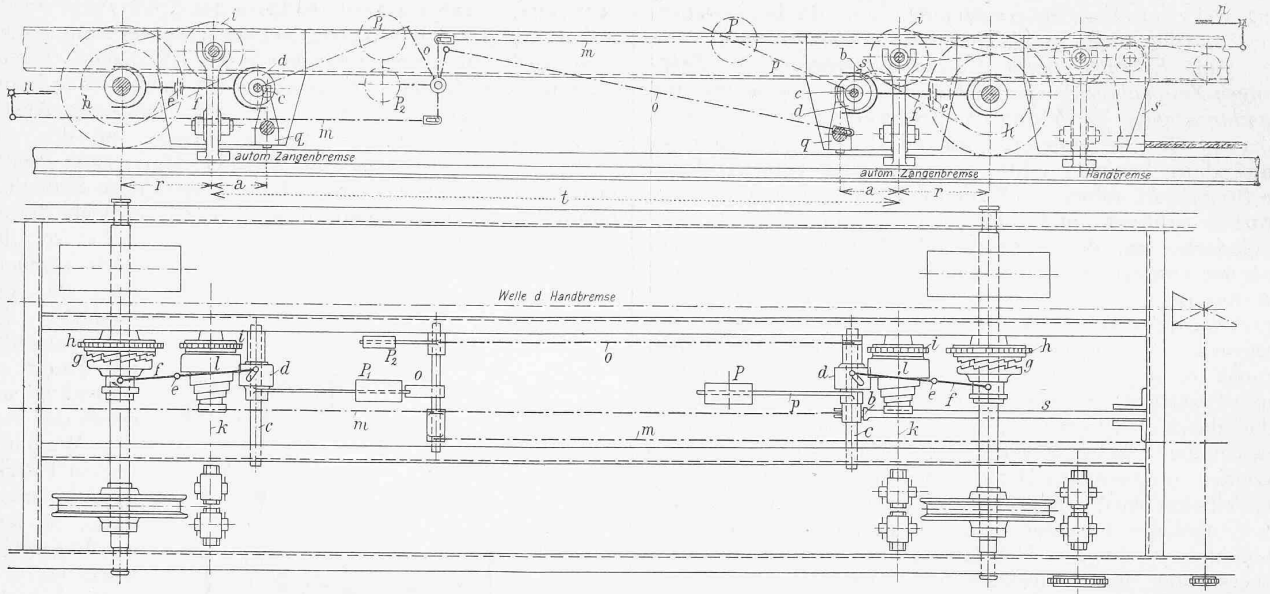


Abb. 21. Schematische Darstellung der automatischen und der Handbremse eines Seilbahnwagens.

mittels Druckschiene *n* auch bei belastetem Seilhebel *S* auszulösen. Das Lösen der automatischen Bremse erfolgt nach Belasten des Seilhebels mittels Schlüssel an den vierkantigen Bremsspindelenden. Die Gewichte *P* und *P*₁ werden vom Wageninnern aus hochgezogen, während *P*₂ das die Gewichte unterstützende Gestänge *oo* in seine richtige Lage bringt.

Die Vertikalkomponente *V* (siehe auch Abb. 22) wird durch das Stück *q* aufgenommen. Bei nur einer Zange ist das Moment gleich $V \cdot r \frac{(t+r)}{2r+i}$ und bei zwei Zangenpaaren gleich $V \cdot r$. Durch Einfügen des Stückes *q* wird das Biegemoment auf die Schiene nur noch $V \cdot r \frac{a}{r+v}$.

Da bei dreiseitigem Angreifen der Zange *S* auch kleiner wird, verkleinert sich ebenfalls *V*.

Die Komponente *V* sucht Wagen und Schiene gegeneinander zu ziehen; die Zangenbacken gleiten so lange an der Schiene nach abwärts, bis sich die Wagenräder nicht mehr drehen. Die Kraft *V* beträgt

$$V = 2 S \sin \alpha,$$

wobei α etwa 24° erreicht.

V beträgt etwa $\frac{3}{4}$ der beiden Seitenkräfte *S*.

Die Rutschkupplungen verschieben sich etwa um $\frac{1}{4}$ bis $\frac{3}{4}$ ihres Umfanges.

Die Zangenbremse der Giesserei Bern für federnd aufgehängte Fahrzeuge (Schweiz. Pat. No. 20598, Kl. 113 vom Juni 1900) [Abb. 22] bezweckt, dass die Betriebssicherheit der Bremsen in keiner Weise von den Vertikalbewegungen des federnden Fahrzeugoberteils beeinflusst werde, und dass kein toter Gang der Antriebsvorrichtung entsteht. Die auf der Wagenachse in unveränderlicher Höhenlage zur Bremsschiene drehbar gelagerte Zange wird durch ein im Wagenoberteil geführtes, einfach oder doppelt-keilförmiges Stück *K*, das sich zwischen die mit Rollen versehenen Zangenschkelenden schiebt, zum Schluss gebracht. Der

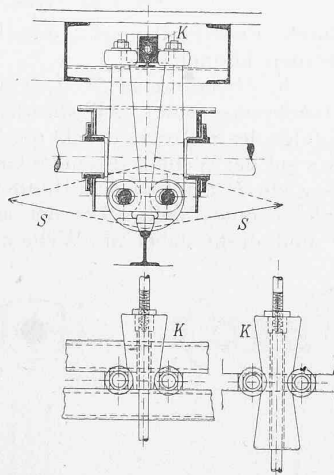


Abb. 22. Zangenbremse der Giesserei Bern, Patent Nr. 20598.

Keil bewirkt raschen Schluss der Zange, worauf mit dem eigentlichen Keil die Bremskraft ausgeübt wird. Die Anordnung des Doppelkeils bezweckt, dass ein Irrtum in der Bedienung der Bremse ausgeschlossen wird.

Angewendet ist diese Bremse bei den Güterwagen der Jungfrau Zahnradbahn. Für Seilbahnen kommt sie kaum in Betracht, da für die einfache Zangenanordnung eine zentral gelegene dritte Schiene erforderlich ist, und weil die Seilbahnwagenkasten meist nur mit Filz-, Kork- oder Gummipplatten gegen das Untergestell abgedefert werden.

Die Zangenbremse der Schweizerischen Lokomotiv- und

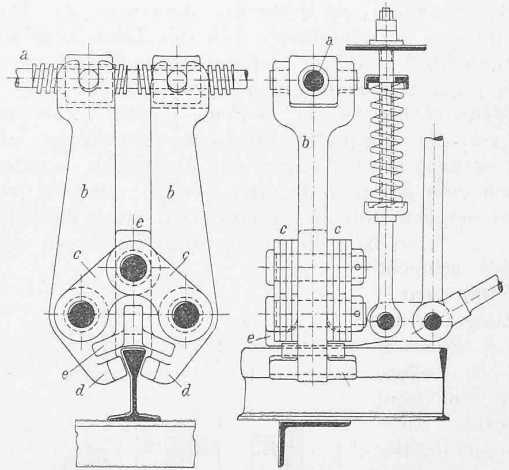


Abb. 23. Zangenbremse der Schweizer. Lokomotivfabrik. Patent Nr. 29265.

Maschinenfabrik in Winterthur (Schweiz. Pat. No. 29265, Kl. 113, 1903) soll die vertikale Kraft als Bremskraft nutzbar machen und andererseits die durch diese Kraft hervorbrachte ungünstige Beanspruchung von Wagenuntergestell und Oberbau auf Biegung ganz aufheben.

Die durch eine Welle *a* (Abb. 23) mit entgegengesetztem Gewinde in bekannter Weise bewegten Schenkel *bb* sind durch Lamellen *c* gelenkig mit der dritten Backe *e* verbunden, welche letztere die Backen *dd* umfasst. Die Zangen sind gefedert aufgehängt und in passender Weise mit dem Wagenuntergestell, sowie unter sich verbunden. Da die Federaufhängung regulierbar ist, kann von einer besonderen Einstellvorrichtung abgesehen werden.

Die nach dem Prinzip der Langenschen Schwebbahnen (Elberfeld-Barmen) gebaute Bergschwebbahn *Loschwitz* bei Dresden hat ebenfalls Zangenbremsen nach dem Patent Bucher und Durrer. Diese Bremsen verdienen nur darum hier genannt zu werden, weil der Wagenkasten an den beiden Laufstellen hängt, die Bremsen sich deshalb nicht unter, sondern über dem Wagen befinden. Es sind wie üblich zwei selbsttätige und eine Handzangenbremse vorhanden. Die Bahn steht seit 1901 im Betrieb und hat bis jetzt der hohen Anlagekosten, sowie der geringen Vorteile wegen noch keine Wiederholung erlebt.

Zum Schlusse sei noch erwähnt, dass die bis heute ausgeführten Zangenbremsen wohl wirksam und zuverlässig sind, aber immer nur ein rohes Bremsen gestatten, sodass sie in letzterer Hinsicht das sanfte Anhalten der Zahnradbremsen nie erreichen werden.

Nachtragsweise sei noch der Bahnen mit mittlerer Doppelkopfschiene zur Erhöhung der Reibung, gewöhnlich bekannt unter der Bezeichnung *Fellsche Bauart*, Erwähnung getan. Schon die erste dieser Bahnen, die über den Mont-Cenis führte und nur bis zur Vervollendung des Tunnels im Betriebe war, hatte eine auf die mittlere Schiene wirkende zangenartige Bremse. Die jüngste Bahn dieses Systems, mit glatter Mittelschiene, von Clermont-Ferrand auf den Puy de Dome führend, hat aus den Werken von Fives-Lilles stammende Lokomotiven, die mit je einer luftdruckbewegten, an der Mittelschiene angreifenden Sicherheitszangenbremse versehen sind.¹⁾

Wie diese zwar lückenhafte Darstellung zeigt, hat die Zangenbremse im Laufe der Zeit bedeutende Verbesserungen erfahren; es kann somit gehofft werden, dass sie sich auch in der Folge weiter entwickle, da ohne sehr gute Bremsen jedes Steilbahnfahrzeug absolut unzulässig ist.

Die Bestimmung der Kranzprofile und der Schaufelformen für Turbinen und Kreiselpumpen.

Von Professor Dr. F. Präsil in Zürich.

Die Ausmittlung der theoretischen Grundlagen für die Bestimmung der Schaufelformen von Turbinen ist bereits mehrfach Gegenstand eingehender Studien gewesen:

Zahikjanz hat das Problem mit Bezug auf die Schaufelprofile von Druckturbinen behandelt in seiner „Kinetischen Analyse der Aktionsturbinen mit freiem Strahl“ (Zivilingenieur Bd. XXXI, 6. Heft); der Grundgedanke für die Lösung liegt in der wohl zuerst von *Grashof* ausgesprochenen Erwägung, dass es geeignet erscheint, die Schaufelprofile für möglichst konstanten Wert des Normaldruckes des Wassers pro Flächeneinheit der Schaufel oder für möglichst konstantes Moment in bezug auf die Achse zu bestimmen, da sonst an Stellen sehr kleinen Druckes die Reibung, die von der Grösse des Druckes unabhängig ist, aber mit der Länge der durchströmten Bahn zunimmt, nutzlos Arbeit verbrauchen würde.

Dieselbe Erwägung war auch vielfach in der Praxis beim Entwurf der Schaufelprofile für Achsialturbinen leitend, ohne dass sich jedoch darauf basierende, masslich eindeutige Konstruktionsregeln entwickelt hätten.

Die Entwicklung der Francisturbine hat das Problem von Neuem aktuell werden lassen; es finden sich eine Reihe von Konstruktionsvorschlägen, denen eine Bewertung nicht nur der Geschwindigkeitsverhältnisse beim Ein- und Austritt, sondern auch derjenigen im Innern der Zellen zugrunde liegt. Die vielfach zur Anwendung gelangte Konstruktionsregel, wonach die Endpartie der Schaufelfläche durch Kreisevolventen als Erzeugende mit der Austrittskante als Leitlinie auszubilden ist, hat in einer Studie von *Scheffers* in Darmstadt in der Zeitschrift für Mathematik und Physik Jahrgang 1904, 51. Band, 1. Heft zu einer interessanten mathematischen Untersuchung geführt, betitelt: „Ueber ein Problem, das mit der Theorie der Turbinen zusammenhängt.“

¹⁾ Génie civil 1906, Bd. L, Nr. 2 S. 17.

In den beiden letzten Kapiteln meiner Studie über Flüssigkeitsbewegungen in Rotationshöhlräumen¹⁾ wurde für den Fall einfacher radialer Anordnung die Bestimmung der Schaufelformen für die Leit- und Laufradkanäle auf Grundlage der auf Zylinderkoordinaten bezogenen hydrodynamischen Grundgleichungen besprochen und schliesslich hat *Lorenz* in Danzig in einer Reihe von Publikationen auf derselben Grundlage der hydrodynamischen Grundgleichungen unter Einführung einer Zwangsbeschleunigung die Frage weiter verfolgt und unter dem Titel „neue Grundlagen der Turbinentheorie“ veröffentlicht.²⁾

Inzwischen habe ich mich mit dem Problem ebenfalls weiter beschäftigt und es sollen im folgenden die Resultate meiner bezüglichen Studien zur Veröffentlichung gelangen.

I. Wiederholung der Fundamental-Gleichungen; Bezeichnungen.

Im ersten Kapitel der Studie über Flüssigkeitsbewegungen wurden die Eulerschen Fundamental-Gleichungen auf Zylinderkoordinaten umformt:

$$-g - \frac{g}{\gamma} \frac{\partial \rho}{\partial z} = \frac{\partial w}{\partial t} + w \frac{\partial w}{\partial z} + v \frac{\partial w}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial w}{\partial \varphi} \quad A$$

$$+ r \omega^2 + 2 u \omega + \frac{u^2}{r} - \frac{g}{\gamma} \frac{\partial \rho}{\partial r} = \frac{\partial v}{\partial t} + w \frac{\partial v}{\partial z} + v \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} \quad B$$

$$-2 v \omega - \frac{uv}{r} - \frac{g}{\gamma} \frac{1}{r} \frac{\partial \rho}{\partial \varphi} = \frac{\partial u}{\partial t} + w \frac{\partial u}{\partial z} + v \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{u}{r} \frac{\partial u}{\partial \varphi} \quad C$$

$$\frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial v}{\partial r} + \frac{v}{r} + \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \varphi} = 0 \quad D$$

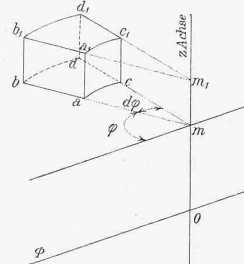


Abbildung 1.

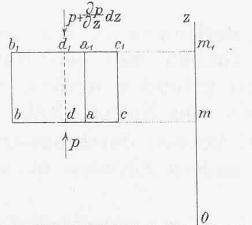


Abb. 2 und 3.

Die Gleichungen gelten für die Bewegung einer inkompressiblen, reibungsfreien Flüssigkeit im Innern eines mit der konstanten Winkelgeschwindigkeit ω rotierenden Raumes und zwar relativ zu demselben. Sie bestimmen also die Relativbewegung. Es bedeuten (siehe die nebenstehenden Abbildungen 1, 2 und 3) w die achsiale, v die radiale, u die tangentielle Geschwindigkeitskomponenten eines Punktes, z die achsiale, r die radiale, φ die Bogenkoordinate desselben Punktes, p die Pressung in den den Punkt enthaltenden Seitenflächen $dr \cdot dz$, $dr \cdot r \cdot d\varphi$ und $dz \cdot r \cdot d\varphi$, g die Beschleunigung der Schwerkraft, γ das Gewicht der Volumeneinheit der Flüssigkeit und t die Zeit.

Es wurde weiter bewiesen, dass für solche Bewegungen, bei welchen jede der Grössen

$$\lambda = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial w}{\partial r} - \frac{\partial v}{\partial z} \right);$$

$$\mu = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial u}{\partial z} - \frac{\partial w}{r \partial \varphi} \right)$$

$\nu = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial v}{r \partial \varphi} - \frac{\partial u r}{r \partial r} \right)$ den Wert Null besitzt, ein Geschwindigkeitspotential, d. h. eine Funktion F von z , r und φ besteht, mittelst der die Geschwindigkeitskomponenten w , v und u durch $w = \frac{\partial F}{\partial z}$, $v = \frac{\partial F}{\partial r}$ und $u = \frac{\partial F}{r \partial \varphi}$ bestimmt sind. λ , μ und ν sind Winkelgeschwindigkeiten, bei deren Existenz die Bewegung eine wirbelbehaftete ist.

¹⁾ Siehe Schweizerische Bauzeitung Jahrgang 1903, Bd. XLI, Nr. 19, 21, 22, 25 und 26, bzw. den bezüglichen Sonderabzug dieser Studie.

²⁾ Die Verlagsbuchhandlung R. Oldenbourg, München-Berlin, bringt soeben ein bezügliches Buch von Lorenz, „Neue Theorie der Turbinen und Kreisräder“, zur Ausgabe.