

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 3/4 (1884)  
**Heft:** 3

**Artikel:** Die "Adhäsion" der Locomotiven  
**Autor:** Fliegner, Albert  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-11966>

### **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:** 17.04.2026

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

INHALT: Die „Adhäsion“ der Locomotiven. Von Alb. Fliegner, Professor der theoretischen Maschinenlehre am eidg. Polytechnikum in Zürich. — Miscellanea: Eine amerikanische Ausstellung in Europa. Technische Hochschule zu London. Pariser Gasgesellschaft. Errichtung einer Hilfscasse für Techniker. Handelsgesellschaft für Tongking. Ueber

das Wachstum der Gesellschaft ehemaliger Studirender des eidg. Polytechnikums in Zürich. — Concurrenten: Umbau des Vereinslokales „Harmonie“ in Groningen. — Preisausschreiben: Société industrielle in Rouen. — Necrologie: † X. Dutel, † Louis Faton, E. Thornbury, H. Berl, J. Zimmermann, Th. Reinhardt. — Vereinsnachrichten. Stellenvermittlung.

### Die „Adhäsion“ der Locomotiven.

Von *Albert Fliegner*, Professor der theor. Maschinenlehre am eidgenöss. Polytechnikum in Zürich.

Mit dem Namen „*Adhäsion*“ bezeichnet man bei den Locomotiven bekanntlich den *Reibungswiderstand* zwischen den Umfängen der Triebräder und den Schienen, welcher ein Gleiten der durch den Dampf gedrehten Räder verhindert und so ein Abwälzen derselben auf den Schienen und eine Fortbewegung des Zuges ermöglicht. Die dabei auftretende Reibung ist *Reibung der Ruhe*.

In den bekannten, in alle Lehr- und Handbücher übergegangenen Tabellen der Reibungscoefficienten nach *Morin* findet sich nun für Schmiedeisen auf Schmiedeisen bei trockenem Zustande der Oberflächen nur der Reibungscoefficient der *Bewegung* angegeben. Er beträgt:

$$\mu = 0,44.$$

Für Reibung der *Ruhe* müsste ein noch grösserer Werth gelten. Stahl auf Stahl, welches heutzutage bei der Adhäsion der Locomotiven in Frage kommt, scheint angenähert gleiche Reibungswiderstände zu verursachen, wie Schmiedeisen auf Schmiedeisen.

Coefficienten, die durch Laboratoriumsversuche bestimmt sind, lassen sich aber nicht immer ohne Weiteres auf Vorgänge in der grossen Praxis anwenden. Im vorliegenden Fall ist nicht zu erwarten, dass die Oberflächen der Räder und Schienen sich gewöhnlich in gleich günstigem Zustande befinden, wie die Oberflächen der *Morin'schen* Versuchsstücke. In der That haben auch directe Beobachtungen an dem gewöhnlichen Betriebsmaterial der Eisenbahnen diesen Coefficienten bedeutend kleiner ergeben. Eine Zusammenstellung einschlagender Versuche findet sich z. B. von *Franke* (Civilingenieur 1882, XXVIII, S. 206 u. flgd.) veröffentlicht, wo derselbe auch eine empirische Formel über die Abhängigkeit des Coefficienten von der Geschwindigkeit aufstellt. Aus der letzteren würde für die Reibung der Ruhe nur

$$\mu = 0,29 \tag{1}$$

folgen. Da die zur Herleitung der Formel benutzten Versuche eigentliche Reibungsversuche sind, bei denen keine anderen wesentlich störenden Kräfte im Spiele waren, so wird man 0,29 als den wirklichen Reibungscoefficienten der Ruhe zwischen Eisenbahnradern und Schienen ansehen müssen, wie er einem normalen mittleren Schienenzustande entspricht.

Im Widerspruche mit diesem Werthe wird der Coefficient  $\mu$ , wenn er unmittelbaren Beobachtungen beim Locomotivbetriebe entnommen ist, bedeutend kleiner angegeben, nämlich zwischen den Grenzen von etwa  $\frac{1}{5}$  im Maximum bis zu  $\frac{1}{8}$  hinunter, gelegentlich sogar noch kleiner.

Dieser Widerspruch ist aber nur ein scheinbarer. Bei Bestimmung auf dem letzten Wege beobachtet man nämlich den Zusammenhang zwischen dem gesammten Zugwiderstande  $R$  (mit Einschluss von Locomotive und Tender) und dem Adhäsionsgewicht  $G$  der Locomotive im Ruhezustande.  $\mu$  berechnet sich dann aus der Beziehung

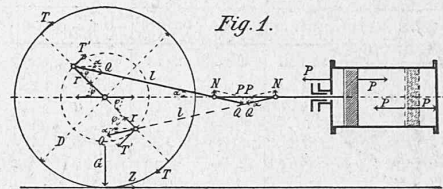
$$R = \mu G. \tag{2}$$

Bekanntlich liegt dieser Formel aber eine Anzahl angenäherter Annahmen zu Grunde, die theilweise sogar ziemlich weitgehend sind. Alle gemachten Vernachlässigungen werden dann einfach durch geeignete Wahl des Werthes von  $\mu$  ausgeglichen. In eine *genaue* Formel würde dagegen auch der *wahre* Werth des Reibungscoefficienten eingesetzt werden dürfen und müssen.

Die erwähnten Annäherungen beziehen sich auf die Veränderlichkeit des Dampfdruckes und der von ihm ausgeübten *Zugkraft*, den Einfluss der *Verticalpressungen* an den

*Führungslinealen* und die periodische Entlastung der Triebräder durch die *Gegengewichte*. Alle diese Umstände lassen sich leicht in Formeln berücksichtigen. Die Ausnutzung der Formeln wäre aber sehr schwierig. Einige der in Frage kommenden Grössen ändern nämlich während der Fahrt das Gesetz ihres Vorlaufes periodisch, aber in der Art, dass die für eine Discussion nöthigen eminenten Werthe meistens auf solche Punkte fallen, in welchen das Aenderungsgesetz wechselt. Dieser Umstand mag wol Ursache sein, dass in der Literatur das Verhalten des Adhäsionscoefficienten der Locomotiven noch nicht eingehender untersucht worden ist. Das Nachstehende soll, durch Berechnung einiger specieller Fälle, einen Beitrag zur Klarstellung der einschlagenden Verhältnisse liefern. Dabei müssen aber zunächst die einzelnen Einflüsse getrennt untersucht werden.

**Die Zugkraft.** Durch den Ueberdruck des Dampfes am Kolben, verbunden mit der Einwirkung der Trägheit der hin und her gehenden Massen, wird am Kreuzkopf in der Richtung der Kolbenstange eine Kraft  $P$  ausgeübt.



(Fig. 1). Dieselbe zerlegt sich dort sofort in zwei Componenten, nämlich

$$N = P \operatorname{tg} \alpha \tag{3}$$

senkrecht zu den Führungslinealen und nach *oben* gerichtet, deren Einfluss später genauer untersucht werden wird, und

$$Q = \frac{P}{\cos \alpha} \tag{4}$$

in der Richtung der Pleuellstange. Diese Componente pflanzt sich an die Pleuellwarze fort und zerlegt sich dort ebenfalls in zwei Componenten. Die eine derselben ist radial und wird unmittelbar von den Achslagern aufgenommen. Die andere ist tangential und hat, wenn man den Drehwinkel  $\varphi$  der Pleuell in jedem toten Punkte frisch zu zählen beginnt, die Grösse (nach Fig. 1 u. Gl. 4)

$$T' = P \frac{\sin(\varphi + \alpha)}{\cos \alpha}. \tag{5}$$

Auf der anderen Seite der Locomotive wirkt eine gleiche Kraft ( $T'$ ), nur dass ihre Phasen um den Winkel zwischen beiden Pleueln, d. h.  $90^\circ$ , gegen diejenigen der ersten verstellt sind. Diese beiden Tangentialkräfte vereinigen sich, da sie in dem gleichen Abstände  $r$  wirken, durch einfache Addition zu einer resultirenden Tangentialkraft. Dieselbe soll, aber gleich *auf den Umfang der Triebräder* (vom Durchmesser  $D$ ) *reducirt* gedacht, mit  $T$  bezeichnet werden; dann ist ihr Drehmoment

$$\mathcal{M} = T \cdot \frac{1}{2} D = (T' + T'') r. \tag{6}$$

Diesem Moment wird das Gleichgewicht gehalten durch den Reibungswiderstand  $Z$  zwischen Rädern und Schienen. Ist  $G$  wieder das *Adhäsionsgewicht* der Locomotive, so ist

$$Z \leq \mu G, \tag{7}$$

mit einem Moment

$$\mathcal{M} \leq \mu G \cdot \frac{1}{2} D. \tag{8}$$

Damit kein *Schleudern* eintritt, darf das Moment von  $T$  nie grösser werden, als dasjenige von  $Z$ ; und da  $T$  veränderlich ist, so ist die Bedingung gegen Schleudern

$$\max. T < \mu G. \tag{9}$$

Bei der Bildung der Momente sind alle Drehkräfte an die Achse zu transportiren. Dabei ergeben  $T$  und die

radiale Komponente von  $Q$  zunächst wieder  $Q$ . Dieses zerlegt sich in eine horizontale Komponente  $P$ , gleich und entgegengesetzt der Einwirkung des Dampfes auf den Cylinderdeckel, welche beiden Kräfte den Rahmen auf Festigkeit beanspruchen, während die mit ins Spiel kommende Einwirkung der hin und her gehenden Massen die störenden Bewegungen des Zuckens und Schlingerns hervorruft. Die verticale Komponente von  $Q$  dagegen wird gleich  $N$  (3); sie wirkt nach *abwärts* und vergrößert die Belastung der Haupttriebachse. Der nach der Achse transportirte Reibungswiderstand  $Z$  bleibt dagegen als *Zugkraft* verfügbar zur Ueberwindung des Zugwiderstandes  $R$ . Da  $Z$  unter Festhalten der Bedingung 9 gegen Schleudern nur bis zu einem

Der Kurbelradius ist  $r = 0,3 m$  vorausgesetzt. Der Gegen- druck am Kolben wurde mit  $p_0 = 1,25^a$  in Rechnung gebracht, so lange das Ausströmen überhaupt vor sich gehen kann. Die Expansions- und Compressionscurve sind als gleichseitige Hyperbeln angenommen, mit Vernachlässigung aller Abrundungen. Um Anfang und Ende der Expansion und Compression besser hervortreten zu lassen, wurde derselbe je auf eine der in der Tabelle enthaltenen Kurbel- stellungen verlegt. Der schädliche Raum ist mit 6 % des Cylindervolumens eingeführt. Der Admissionsdruck  $p$  wurde so gewählt, dass im Mittel von beiden Seiten des Cylinders der mittlere constante Ueberdruck des Dampfes in allen Fällen  $p_m = 3,927$  Atmosphären betrug. Die Zahl wurde

$\varphi$	I		II		III		IV		V		VI		VII		VIII	
	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$	$T/R$	$N$
0	0,785	1122	0,949	1356	0,706	1008	0,582	832	0,518	740	0,438	626	0,598	855	0,573	403
10	0,910	1296	0,927	1324	0,755	1096	0,690	1010	0,685	1021	0,635	936	0,735	1107	0,752	539
20	1,007	1429	0,925	1330	0,825	1217	0,822	1221	0,874	1330	0,863	1281	0,886	1380	1,047	696
30	1,073	1519	0,936	1360	0,906	1352	0,963	1440	1,072	1641	1,098	1626	1,046	1659	1,144	832
40	1,106	1565	0,955	1399	0,989	1483	1,099	1641	1,197	1846	1,249	1844	1,146	1847	1,269	928
50	1,106	1565	0,976	1436	1,066	1597	1,150	1728	1,289	1994	1,346	1991	1,232	1998	1,364	998
60	1,073	1519	0,990	1457	1,067	1608	1,170	1766	0,967	1484	1,007	1460	0,927	1507	1,035	754
70	1,007	1429	0,947	1401	1,063	1600	0,856	1299	0,686	1058	0,691	1003	0,682	1114	0,843	565
80	0,910	1296	0,929	1362	0,830	1229	0,654	972	0,610	787	0,476	698	0,554	875	0,586	424
90	0,785	1122	0,949	1356	0,706	1008	0,582	832	0,518	740	0,438	626	0,598	855	0,573	403
100	0,964	1296	0,980	1315	0,812	1077	0,736	973	0,756	984	0,651	861	0,860	1107	0,787	530
110	1,109	1429	1,027	1315	0,937	1187	0,920	1163	1,018	1272	0,916	1163	1,120	1380	1,018	681
120	1,210	1519	1,079	1346	1,069	1323	1,117	1383	1,288	1584	1,213	1510	1,362	1659	1,251	818
130	1,263	1565	1,127	1393	1,193	1471	1,310	1616	1,480	1821	1,452	1794	1,507	1847	1,409	921
140	1,263	1565	1,160	1433	1,294	1612	1,411	1758	1,621	2025	1,648	2051	1,594	1998	1,528	1006
150	1,210	1519	1,169	1482	1,299	1657	1,460	1864	1,249	1600	1,323	1675	1,174	1535	1,171	780
160	1,109	1429	1,099	1442	1,272	1682	1,128	1491	0,939	1254	1,040	1362	0,837	1145	0,878	615
170	0,964	1296	1,032	1415	0,996	1373	0,899	1242	0,755	1058	0,860	1181	0,651	935	0,705	491
180	0,785	1122	0,989	1414	0,836	1194	0,802	1147	0,738	1054	0,818	1168	0,658	940	0,682	480
190	0,910	1296	0,990	1411	0,908	1280	0,915	1291	0,936	1299	0,975	1387	0,897	1210	0,877	607
200	1,007	1429	1,013	1430	0,996	1382	1,036	1441	1,140	1550	1,136	1605	1,145	1494	1,079	752
210	1,073	1519	1,048	1461	1,089	1491	1,166	1603	1,341	1799	1,300	1822	1,381	1775	1,278	871
220	1,106	1565	1,083	1496	1,179	1600	1,292	1762	1,480	1959	1,423	1963	1,536	1956	1,410	956
230	1,106	1565	1,110	1536	1,257	1702	1,363	1838	1,597	2100	1,545	2101	1,649	2098	1,516	1024
240	1,073	1519	1,121	1543	1,274	1721	1,432	1928	1,237	1642	1,211	1660	1,264	1623	1,165	790
250	1,007	1429	1,082	1493	1,277	1736	1,121	1523	0,969	1296	0,981	1346	0,958	1247	0,891	626
260	0,910	1296	1,039	1451	1,019	1414	0,923	1278	0,807	1104	0,858	1189	0,757	1018	0,732	593
270	0,785	1122	0,989	1414	0,836	1194	0,802	1147	0,738	1054	0,818	1168	0,658	940	0,682	480
280	0,856	1296	0,937	1420	0,851	1299	0,869	1328	0,865	1336	0,958	1462	0,772	1210	0,842	617
290	0,905	1429	0,911	1445	0,883	1412	0,938	1500	0,996	1609	1,082	1723	0,910	1494	1,008	767
300	0,935	1519	0,904	1475	0,926	1519	1,012	1659	1,125	1855	1,185	1935	1,064	1775	1,171	885
310	0,950	1565	0,910	1502	0,976	1613	1,081	1787	1,198	1984	1,219	2013	1,176	1956	1,270	962
320	0,950	1565	0,924	1519	1,028	1687	1,102	1808	1,265	2070	1,243	2041	1,286	2098	1,352	1017
330	0,935	1519	0,942	1518	1,042	1672	1,141	1829	0,956	1525	0,895	1445	1,016	1605	1,029	764
340	0,905	1429	0,931	1452	1,068	1654	0,860	1332	0,717	1101	0,631	986	0,803	1215	0,858	576
350	0,856	1296	0,936	1398	0,854	1270	0,678	1008	0,662	833	0,474	707	0,660	958	0,612	436
360	0,785	1122	0,949	1356	0,706	1008	0,582	832	0,518	740	0,438	626	0,598	855	0,573	403

gewissen,  $T$  proportionalen, Beträge in Anspruch genommen wird, so ist es mit  $T$  veränderlich, während im Beharrungs- zustande  $R$  constant gesetzt werden kann.

Die vorstehend kurz entwickelten Formeln und Be- ziehungen sind im Wesentlichen längst bekannt. (Vrgl. z. B. Heusinger von Waldegg, Handbuch für specielle Eisenbahn-Technik, 3. Band, Abschnitt III von Grove, S. 166 u. flgd.). Eine weitere Untersuchung wird aber nur unter der vereinfachenden Annahme durchgeführt, dass  $P$  *constant* sei.

In der folgenden Tabelle sind nun mehrere Fälle genauer durchgerechnet, in denen auf die Expansion und Compression des Dampfes im Cylinder Rücksicht genommen ist. Dabei sind folgende specielle Annahmen gemacht.

Der Kolbendurchmesser ist zu reichlich  $0,422 m$  an- genommen, so dass der Querschnitt  $F = 0,14 m^2$  wird.

nicht abgerundet, weil so mehrere erforderliche numerische Rechnungen eine erhebliche Vereinfachung erfuhren. Das Gewicht der hin und her gehenden Massen, also von Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und zwei Drittheilen der Kurbel- stange, ist aus gleichen Gründen, wo es überhaupt berück- sichtigt ist, mit  $233,5 kg$  eingeführt; die betreffende Masse ist daher  $m = 23,81$ . Die Beschleunigung dieser Massen erfordert bekanntlich eine den Dampfüberdruck verkleinernde Kraft

$$P' = m r \omega^2 (\cos \varphi \mp \frac{r}{l} \cos 2\varphi), \tag{10}$$

worin  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit der Achse bedeutet. Berechnet wurde die Tangentialkraft zunächst für *eine* Maschine, und zwar für jeden 10ten Grad des Dreh- winkels der Kurbel. Es ist ferner angenommen, dass die vom Führerstande aus gesehene linke Kurbel der rechten um

90° voreilt. Angegeben ist der Drehwinkel  $\varphi$  der rechten Kurbel. Die gesammte Tangentialkraft findet sich dann einfach durch Addition der betreffenden Werthe der Tangentialkraft der einen Maschine. In die Tabelle ist aber nicht die Tangentialkraft selbst eingetragen, sondern ihr Verhältniss zu ihrem mittleren constanten Werthe  $T_m$ , welcher auch gleich dem constanten Zugwiderstande  $R$  sein muss.

Es sind nun folgende Fälle berechnet:

- I.  $P = \text{const.}$ , der gewöhnlich mittelst Formeln untersuchte Fall. Dabei ist  $r/l = 1/5$  gewählt.
- II. Die Expansion beginnt bei  $\varphi_1 = 90^\circ$ , so dass die Füllung im Mittel  $\varepsilon = 50\%$  wird, die Compression bei  $\varphi_2 = 150^\circ$ . Der Admissionsdruck wird  $p = 6,097$  Atm. Das Quadrat der Winkelgeschwindigkeit ist zu  $\omega^2 = 100$  angenommen;  $r/l = 1/5$ .
- III.  $\varphi_1 = 70^\circ$ ,  $\varepsilon = 32,99\%$ ,  $\varphi_2 = 140^\circ$ ,  $p = 7,363$  Atm.,  $\omega^2 = 200$ ,  $r/l = 1/5$ .
- IV.  $\varphi_1 = 60^\circ$ ,  $\varepsilon = 25\%$ ,  $\varphi_2 = 130^\circ$ ,  $p = 8,536$  Atm.,  $\omega^2 = 400$ ,  $r/l = 1/5$ .
- V.  $\varphi_1 = 50^\circ$ ,  $\varepsilon = 17,86\%$ ,  $\varphi_2 = 120^\circ$ ,  $p = 10,334$  Atm.,  $\omega^2 = 400$ ,  $r/l = 1/5$ .
- VI. Dieselben Werthe, nur mit  $\omega^2 = 800$ . Diese Annahme entspricht rund 270 Umdrehungen in der Minute, welche Geschwindigkeit gelegentlich noch überschritten werden muss, z. B. wenn die Normal-Personenzug-Locomotiven für die preussischen Staatsbahnen (nach dem Taschenbuch der Hütte, 12 Aufl. S. 604) bei 1,73 m Triebraddurchmesser eine Fahrgeschwindigkeit von 90 km in der Stunde erreichen sollen.
- VII. Annahmen wie bei V, aber ohne Berücksichtigung der hin und her gehenden Massen.
- VIII. Annahmen wie bei V, nur mit  $r/l = 1/10$ , einem Werthe, der bei neueren französischen Güterzugmaschinen sogar noch unterschritten ist. Dabei wird  $p = 10,303$  Atm. Die Tabelle zeigt, dass, mit Ausnahme von Fall II, die Tangentialkraft stets stärkere Veränderungen erleidet als bei I ( $P = \text{const.}$ ). Das absolute Maximum liegt immer im 2ten Quadranten der rechten Kurbel, tritt also auf, wenn beide Kurbeln nach dem Cylinder zu geneigt sind. Nur bei Fall VII ist es anders, derselbe berücksichtigt aber die Massen nicht, hat also keine unmittelbare praktische Bedeutung. Im dritten Quadranten, in welchem beide Kurbeln nach abwärts geneigt sind, liegt ein kleineres Maximum von  $T$ , das aber dem vorigen sehr nahe kommt. Dieses ist für die weiteren Untersuchungen das wichtigere. Die übrigen relativen Maxima sind kleiner und aus diesem Grunde, sowie wegen ihrer Lage, ohne Bedeutung.

Eine Vergleichung von V und VI zeigt, dass unter sonst gleichen Umständen die Tangentialkraft mit zunehmender Geschwindigkeit gleichförmiger wird; eine Folge des vermehrten Einflusses der hin und her gehenden Massen. Würde die Geschwindigkeit noch weiter gesteigert werden, so würde dieser günstige Einfluss schliesslich allerdings wieder verschwinden.

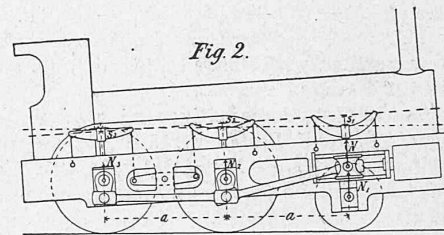
Ist die Geschwindigkeit nicht zu gross, so würden, wie VII gegenüber V zeigt, die Massen auch allenfalls vernachlässigt werden können. Bei dem behandelten Falle würde die Rechnung dadurch sogar sicherer werden.

Eine Vergrößerung der Länge der Kurbelstange, VIII gegenüber V, verringert im Allgemeinen die Schwankungen der Tangentialkraft; der Einfluss ist aber nicht bedeutend.

**Die Verticalkräfte an den Führungslinien.** Bei der Untersuchung der Einwirkung der Dampfkraft auf die Drehung der Kurbel war an zwei Stellen die verticale Kraft  $N$  (Gl. 3) aufgetreten, zuerst am Kreuzkopf nach aufwärts, dann an der Achse nach abwärts wirkend. Wären die Cylinder geneigt, so kämen hier nur die verticalen Componenten dieser beiden Kräfte in Frage. Die Kraft  $N$  an der Achse vergrößert unmittelbar den Druck der Haupttriebachse gegen die Schienen, ist also für die Adhäsion günstig. Die Kraft  $N$  an den Führungslinien dagegen hebt den Oberbau der Locomotive von den Achsen ab,

entlastet so die Federn und beeinflusst dadurch mittelbar das Adhäsionsgewicht ebenfalls. Die Einwirkung besteht natürlich schliesslich in einer Gesammtentlastung aller Federn um den Betrag der Kraft selbst. Die Vertheilung dieser Entlastung auf die einzelnen Achsen ist abhängig von der gegenseitigen Lage der Achsen und Führungslinien und von der augenblicklichen Stellung der Kreuzköpfe zwischen den letztern. Es kann sogar bei einzelnen Achsen eine Mehrbelastung auftreten, wogegen die übrigen dann um so stärker entlastet werden. Eine genaue Untersuchung dieser Frage würde aber zu unübersichtlichen Formeln führen. Daher soll die Aenderung der Achsenbelastung durch die Linealpressungen nur unter einigen erheblich vereinfachenden Annäherungen bestimmt werden.

Zunächst wird die Untersuchung auf eine *dreiachsige* Locomotive beschränkt und dabei angenommen, die Abstände zwischen je zwei benachbarten Achsen seien unter sich gleich,  $a$  in Fig. 2. Die Belastung der einzelnen Achsen ist ferner namentlich wichtig in der Nähe der Stellung beider Kurbeln unter  $45^\circ$  nach abwärts. Bei dieser Stellung sind aber die beidseitigen Kreuzköpfe angenähert gleich weit, nur nach verschiedenen Seiten, von der Mitte der Führungslinien



entfernt. Die Resultierende der beiden Linealpressungen, auf die es hier allein ankommt, liegt dann auf Seite der grösseren neben der Mitte, aber in einem Abstände, der numerisch nicht sehr gross ist.

Stehen die Kurbeln nicht unter  $45^\circ$ , so wird die näher an der Mitte angreifende Kraft im Allgemeinen die grössere sein, wenigstens bei den Winkeln, welche für die Adhäsionsverhältnisse allein wichtig sind. Dann fällt aber die Resultierende beider auch wieder nahe an die Mitte der Führungslinien. Es erscheint danach die Annahme als nicht unbeeinträchtigt, dass die Resultante der beidseitigen Linealpressungen stets gerade in der Mitte der Führungslinien angreift. Diese Mitte liegt aber meistens angenähert in der Querebene durch die Vorderachse der Locomotive, und es soll daher einfach angenommen werden, die Richtung von  $N$  gehe durch die Vorderachse. Der Rahmen der Locomotive muss weiterhin als vollkommen starr vorausgesetzt werden. Endlich sollen alle Federn unter sich genau gleich elastisch angenommen werden, so dass ihre Deformationen, d. h. die Erhebungen des Rahmens über ihnen, den Entlastungen genau proportional sind.

Bezeichnen dann  $N_1, N_2, N_3$  die auf die einzelnen Achsen kommenden Entlastungen, so müssen diese Kräfte mit der Kraft  $N$  an den Linealen im Gleichgewicht sein. Es gilt also zunächst die Beziehung

$$N_1 + N_2 + N_3 = N. \quad (11)$$

Die Momentengleichung wird am einfachsten für die Vorderachse als Drehachse, nämlich  $N_2 a + N_3 \cdot 2a = 0$ , woraus sofort folgt:

$$N_2 = -2 N_3. \quad (12)$$

Bezeichnet  $\sigma$  die Deformation der Federn für die Einheit der Entlastung, so werden die Erhebungen des Rahmens über den einzelnen Achsen

$$s_1 = \sigma N_1, \quad s_2 = \sigma N_2, \quad s_3 = \sigma N_3. \quad (13)$$

Endlich liefert die Annahme der Starrheit des Rahmens noch die Bedingung, dass die Endpunkte der drei Erhebungen in einer Geraden liegen müssen, dass also z. B.  $(s_1 - s_2)/a = (s_2 - s_3)/a$  sein soll, oder

$$s_1 + s_3 = 2 s_2. \quad (14)$$

Das sind sechs Gleichungen aus denen die drei Entlastungen und die drei Federndeformationen zu berechnen gingen. Wichtig sind nur die  $N$ . Man findet für dieselben leicht

$$N_1 = \frac{5}{6}N \quad N_2 = \frac{1}{3}N, \quad N_3 = -\frac{1}{6}N. \quad (15)$$

Die Hinterachse würde also unter den gemachten Annahmen etwas stärker belastet werden, während die beiden vorderen Achsen wirklich eine Entlastung erfahren.

Der Einfluss dieser veränderten Belastung der einzelnen Achsen auf die Adhäsionsverhältnisse einer Locomotive ist weiterhin wesentlich von der Anzahl und Lage der Trieb- und Laufachsen abhängig.

Bei Locomotiven mit lauter gekuppelten Achsen, auch mehr oder weniger als dreien, wirken die Linealpressungen mit voller Intensität  $N$  auf Entlastung der Triebachsen. Durch die Kräfte an den Kurbeln wird dagegen die Haupttriebachse um den gleichen Betrag  $N$  mehr belastet. Das gesammte Adhäsionsgewicht ändert sich also nicht. Und da die Zugkraft nur von dem ganzen Adhäsionsgewicht abhängt, nicht von seiner Vertheilung auf die einzelnen Achsen, so sind bei solchen Locomotiven die Linealpressungen ohne Einfluss auf die Zugkraft und das Schleudern.

Locomotiven mit einer vorderen Laufachse und zwei hinteren Triebachsen haben die Haupttriebachse wieder mit  $N$  stärker belastet. Die Entlastung beider Triebachsen beträgt dagegen  $N_2 + N_3$ , so dass schliesslich eine Mehrbelastung im Betrage von  $N - (N_2 + N_3) = N_1$  (nach Gl. 11), also gleich der Entlastung der vorderen Laufachse, übrig bleibt. Das Adhäsionsgewicht wird daher schliesslich um angenähert  $\frac{5}{6}$  der Linealpressungen vergrössert.

Bei den selteneren Locomotiven mit zwei vorderen Triebachsen und einer hinteren Laufachse wäre die Mehrbelastung der Triebachsen  $N - (N_1 + N_2) = N_3$ . Da aber  $N_3$  negativ ist, so würde sich eine Entlastung um den allerdings geringen Betrag von etwa  $\frac{1}{6}N$  ergeben.

Ist nur eine Triebachse vorhanden, und zwar zunächst in der Mitte, so würde dieselbe mit  $N - N_2 = \frac{2}{3}N$  mehr belastet werden. Läge dieselbe dagegen hinten, so würden die Cylinder weniger weit vorn angeordnet werden, und die Mehrbelastung der Triebachse würde auch angenähert  $\frac{2}{3}N$  betragen.

Die zur Beurtheilung des numerischen Betrages dieser Belastungsänderungen nöthigen Werthe von  $N$  sind für die oben untersuchten acht Fälle berechnet und ebenfalls in der Tabelle angegeben. Dabei sind gleich nur die Summen der auf beiden Seiten je gleichzeitig wirkenden Kräfte aufgenommen und zwar in Kilogrammen. Die Linealpressungen haben danach einen ganz ähnlichen Verlauf, wie die Tangentialkräfte. Die absoluten und relativen Maxima beider Kräfte sind allerdings gegenseitig vertauscht, eminente Werthe fallen aber doch immer zusammen. Eine Aenderung der Umdrehungsgeschwindigkeit ( $V$  gegenüber  $V_1$ ), sowie die Vernachlässigung der hin und her gehenden Massen ( $VII$  gegenüber  $V$ ) beeinflussen beide Kräfte ebenfalls ganz ähnlich. Dagegen verkleinert eine Vergrösserung der Länge der Kurbelstange ( $VIII$  gegen  $V$ ) die Linealpressungen bedeutend;  $N$  ändert sich angenähert proportional mit dem Verhältniss  $r/l$ . Bei längeren Kurbelstangen sind also die Verticalkräfte von geringerem Einfluss auf die Achsenbelastung.

Die Gegengewichte bringen als excentrisch rotirende Massen an den Achsen Centrifugalkräfte hervor, deren Richtung sich congruent mit der Drehung der Kurbel stetig ändert. Oft stehen diese Gegengewichte den Kurbeln diametral gegenüber. Besser ist es allerdings, sie anders anzuordnen, und zwar so, dass sie bei Locomotiven mit innen liegenden Cylindern näher an die Halbirungslinie des Winkels beider Kurbeln, also auch näher zusammen rücken, während sie bei Locomotiven mit aussen liegenden Cylindern weiter auseinander rücken sollten. Da im ersten Falle der Einfluss der Gegengewichte bedeutend stärker hervortritt, so soll nur dieser genauer untersucht werden. Dabei wird es zur Vereinfachung der Rechnungen gestattet sein, angenähert anzunehmen, dass beide Gegengewichte je um  $45^\circ$  aus der diametralen Lage verschoben sind, dass sie also genau in die Rückwärtsverlängerung der Halbirungslinie des Winkels zwischen beiden Kurbeln fallen. Dann eilen sie, unter den früheren Annahmen, der rechten Kurbel um  $\frac{3}{4}\pi$  nach.

Die Gegengewichte werden gewöhnlich so bemessen, dass zunächst die excentrisch rotirenden Massen der Kurbeln, Kuppelstangen und je eines Drittheiles der Kurbelstangen ganz ausbalancirt sind. Der betreffende Theil der Gegengewichte wird daher keine Centrifugalkräfte hervorrufen und kann hier ausser Betracht gelassen werden. Die hin und her gehenden Massen dagegen, d. h. diejenigen von Kolben, Kolbenstange, Kreuzkopf und zwei Drittheilen der Kurbelstange werden nur zum Theil ausgeglichen, bei den langsamen Maschinen meistens etwa zur Hälfte, bei den rascheren nur zu einem Drittheil oder Viertheil. Nimmt man, wie oben, das Gewicht dieser Theile zu  $233.5 \text{ kg}$ , ihre Masse also zu  $m = 23.81$  oder zu rund 24 Masseneinheiten an, und bezeichnet man mit  $\lambda$  den von ihnen ausgeglichenen Theil, so wird die Centrifugalkraft der beidseitigen Gegengewichte in Kilogrammen (mit wieder  $r = 0.3 \text{ m}$ )

$$2 \cdot \lambda m r \omega^2 = 14.4 \lambda \omega^2 \quad (16)$$

und die vertical nach aufwärts wirkende Componente derselben

$$V = 14.4 \lambda \omega^2 \sin(\varphi - \frac{3}{4}\pi). \quad (17)$$

Die grösste Entlastung der Achse tritt natürlich auf, wenn  $V$  gerade vertical nach aufwärts gerichtet ist, d. h. für  $\sin(\varphi - \frac{3}{4}\pi) = 1$  oder  $\varphi = \frac{5}{4}\pi$ , also für die Stellung beider Kurbeln unter  $45^\circ$  nach abwärts. Sie wird für einige Werthe von  $\omega^2$  und  $\lambda$  in Kilogrammen:

$\omega^2$	$\lambda = \frac{1}{4}$	$\frac{1}{3}$	$\frac{1}{2}$
= 100	360	480	720
= 200	720	960	1440
= 400	1440	1920	2880
= 800	2880	3840	5760

Diese Entlastung kann also bei ungünstigen Verhältnissen sehr gross werden, weit grösser als die Mehrbelastung durch  $N$ .

**Der Adhäsionscoefficient.** Die unter Umständen sehr bedeutenden Schwankungen der Achsenbelastung in Folge der Einwirkung der Kräfte  $N$  und  $V$  machen es nöthig, anstatt der früheren Bedingungen, (9) oder gar (2), gegen das Schleudern eine andere aufzustellen. Dieselbe wird dahin zu lauten haben, dass auch bei der ungünstigsten Combination der veränderlichen, auf den Radumfang reducirten Tangentialkraft  $T$  mit dem ebenfalls veränderlichen Adhäsionsgewicht  $X$ , bei dem wirklichen Werthe des Reibungscoefficienten  $\mu = 0.29$ , die Bedingung

$$T \leq \mu X \quad (18)$$

erfüllt sein muss. Die ungünstigste Combination wäre aber die, für welche der Quotient  $T/X$  ein Maximum ist. Da nun die Kräfte  $N$  bei den meisten Locomotivdispositionen eine Mehrbelastung der Triebachsen hervorbringen, die angenähert proportional mit  $T$  verläuft, während bei anderen Systemen die Entlastung nur sehr gering ist, so wird eine Reduction des Adhäsionsgewichtes namentlich durch die Gegengewichte veranlasst werden. Es wird also die gefährliche Stelle da zu suchen sein, wo die Gegengewichte angenähert vertical aufwärts stehen, also im dritten Quadranten der rechten Kurbel. Dort tritt auch das zweitgrösste Maximum der Tangentialkraft auf.

Rechnet man mit den Mittelwerthen  $T_m = R, \mu_m, G$ , so hat man gegen Schleudern die alte Bedingung der Gl. (2)

$$R = \mu_m G. \quad (19)$$

Dividirt man diese Gl. (19) durch (18), letztere mit dem Gleichheitszeichen, so berechnet sich der grösste Werth von  $\mu_m$ , den man in (19) höchstens einsetzen dürfte, wenn man gerade an die Grenze des beginnenden Schleuderns kommen wollte, zu

$$\mu_m = \mu \frac{X R}{G T}. \quad (20)$$

Wirklich müsste  $\mu_m$  etwas kleiner eingeführt werden, da doch eine gewisse Sicherheit gegen Schleudern vorhanden sein muss, und weil der schädliche Einfluss unregelmässiger Oberflächen von Schienen und Bandagen nicht anders berücksichtigt werden kann.

In der nachstehenden Zusammenstellung sind für einige Kurbelstellungen in der Nähe des gefährlichen Punktes die

Werthe von  $\mu_m$  nach Gl. (20) angegeben, und zwar für folgende Annahmen:

Dampfvertheilung u. Geschwindigkeit wie in der grossen Tabelle Fall	II	III	IV	VI
Anzahl der Triebachsen . . . . .	3	2	2	1
Lage derselben . . . . .	—	hinten	vorn	Mitte
Adhäsionsgewicht der Ruhe, $G$ . . . . .	36 <sup>t</sup>	24 <sup>t</sup>	24 <sup>t</sup>	12 <sup>t</sup>
Balancirter Theil der Massen, $\lambda$ . . . . .	1/2	1/3	1/4	1/2
Werthe von $\mu_m$ für den Drehwinkel der rechten Kurbel von ihrem hinteren todten Punkt $\varphi = 220^\circ$	0,262	0,250	0,208	0,129
230°	0,256	0,235	0,197	<b>0,120</b>
240°	<b>0,254</b>	<b>0,232</b>	<b>0,188</b>	0,150
250°	0,263	0,233	0,242	0,193
Adhäsionsgewicht im gefährlichen Punkte min. $X$ . . . . . =	35 <sup>t</sup> / <sub>3</sub>	24 <sup>t</sup> / <sub>5</sub>	22 <sup>t</sup> / <sub>3</sub>	7 <sup>t</sup> / <sub>7</sub>
Für 10% Sicherheit gegen Schleudern müsste man setzen rund $\mu_m =$	1/4,5	1/5	1/6	1/9-1/10

Die Minimalwerthe von  $\mu_m$  sind durch fette Schrift hervorgehoben.

Bei Fall II sind die Linealpressungen ohne Einfluss, weil die Locomotive mit lauter gekuppelten Achsen vorausgesetzt ist. Die Entlastung durch die Gegengewichte ist bei dem langsamen Gang an und für sich klein; sie tritt noch zurück gegenüber dem grossen Adhäsionsgewicht. Die Reduction von  $\mu_m$  ist daher namentlich durch die Grösse der Tangentialkraft veranlasst.

Fall III hat bei der angenommenen Lage der Triebachsen eine *Mehrbelastung* derselben durch  $N$ , welche durch die Gegengewichte nur zum Theil aufgehoben wird, so dass min.  $X > G$  wird. Die stärkere Expansion hat aber eine Erhöhung des Admissionsdruckes und damit des gefährlichen Werthes von  $T$  zur Folge, so dass  $\mu_m$  bis 0,232 sinkt. Eine Verlängerung der Kurbelstange würde die Kräfte  $N$  verkleinern, die Gegengewichte würden dagegen bei gleichem  $\lambda$  etwas grösser genommen werden müssen, min.  $X$  würde also abnehmen,  $\mu_m$  daher auch.

Die Lage der Triebachsen vorn, Fall VI, hat ihre *Entlastung* durch  $N$  zur Folge. Gleichzeitig ist wegen der grösseren Geschwindigkeit, trotz geringerer Ausbalancirung, die Entlastung durch die Gegengewichte bedeutend. Das Adhäsionsgewicht sinkt daher bis auf 22,3<sup>t</sup>. Der Einfluss einer Verlängerung der Kurbelstange lässt sich hier nicht mit Sicherheit voraussagen, da die Entlastung durch  $N$  zwar kleiner wird, diejenige durch die Gegengewichte dagegen grösser.

Bei Fall VI sind sehr ungünstige Verhältnisse angenommen. Die starke Ausbalancirung verbunden mit der sehr grossen Geschwindigkeit, entlasten die Triebachse in so hohem Grade, dass das Adhäsionsgewicht unter 2/3 des mittleren sinkt. Eine Verlängerung der Kurbelstange wäre hier, wie bei Fall III, ungünstig.

Locomotiven mit *aussen liegenden Cylindern* sollten die Gegengewichte auf der anderen Seite der Rückwärtsverlängerung der Kurbel haben, als solche mit aussen liegenden Cylindern. Dadurch rücken diese Gewichte weiter auseinander, auf mehr als 90°. Die resultirende Centrifugalkraft ist also bedeutend kleiner, als die Summe der beiden einzelnen, und die Entlastung der Triebachsen muss daher auch beträchtlich geringer ausfallen. Unter sonst gleichen Verhältnissen würden also Locomotiven mit aussen liegenden Cylindern weniger leicht schleudern, als solche mit innen liegenden. Ebenso sollten Locomotiven mit zwei hinteren Triebachsen sich mit Rücksicht auf das Schleudern günstiger stellen, als solche mit zwei vorderen Triebachsen, weil im ersten Falle eine Mehrbelastung durch  $N$ , im letzteren dagegen eine Entlastung eintritt. Ob derartige schon beobachtet wurde, ist mir nicht bekannt.

Die neuerdings mehr in Aufnahme kommenden *Compound-Locomotiven* arbeiten mit grösseren Füllungen, als die gewöhnlichen. Daher ändert sich bei ihnen die Tangentialkraft  $T$  weniger stark, und es ist zu erwarten, dass sie nicht so leicht schleudern. Das scheint durch eine Angabe

von *v. Borries* in der Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure 1884, XXVIII, 361 und flgd. bestätigt. Dort wird das Adhäsionsgewicht einer Serie von Compound-Locomotiven zu 39,7<sup>t</sup>, oder etwa 1,1<sup>t</sup> grösser als bei Normal-Güterzugmaschinen angegeben. Die ersteren wiegen also noch nicht 3% mehr als die letzteren. Dennoch können sie „unter sonst gleichen Umständen 6 bis 8% mehr als die letzteren befördern.“

Die berechneten oberen Grenzen für  $\mu_m$  haben natürlich nur relativen Werth, da namentlich die den Verlauf von  $T$  beeinflussenden Abrundungen des Indicatorgrammes nicht berücksichtigt wurden. Immerhin zeigen aber die obigen angenäherten Untersuchungen doch, dass der scheinbare Widerspruch zwischen dem aus dem Locomotivbetriebe hergeleiteten Adhäsionscoefficienten und dem wirklichen Reibungscoefficienten in der That nicht vorhanden ist. Ebenso erklären sie leicht die bedeutenden Unterschiede zwischen den beobachteten Werthen von  $\mu_m$ .

Auf der anderen Seite folgt aus diesen Untersuchungen aber auch, dass die gebräuchlichen kurzen Angaben von Beobachtungen über die Adhäsionsverhältnisse der Locomotiven wenig Werth haben. Zu ihrer weiteren Ausnutzung müssten alle einschlagenden Grössen mit bekannt sein, womöglich auch ein an der Maschine abgenommenes Indicatorgramm. Neu zu construirende Locomotiven kann man dagegen in dieser Richtung leicht, wenn auch nur angenähert untersuchen, und sollte es auch stets thun, um wirklich sicher zu sein, dass sie unter normalen Verhältnissen nicht schleudern können.

Zürich, Juni 1884.

### Miscellanea.

**Eine amerikanische Ausstellung in Europa.** Ein Project, das seiner Eigenthümlichkeit wegen gewiss im Stande ist Aufsehen zu erregen, wird von amerikanischen Kaufleuten und Capitalisten ernsthaft discutirt. Es wird nichts Geringeres beabsichtigt, als im Jahre 1886 in Europa, und zwar in London, eine Ausstellung amerikanischer Erzeugnisse zur Ausführung zu bringen und zwar in einem Umfang und in einer Mannigfaltigkeit, welche die amerikanischen Abtheilungen der grossen Weltausstellungen weit hinter sich lassen wird. Das amerikanische Leben soll, von den eleganten Bureauräumlichkeiten des reichen Kaufmannes in Wall-Street in New-York bis zu den einsamen Lagerfeuern in Nevada, in erschöpfender Weise dargestellt werden. Californische Weinhallen, Obstmagazine aus Florida, Indianer, welche Canoes bauen und Matten weben, Restaurants der Süd- und Nordstaaten, mit der entsprechenden weissen und farbigen Dienerschaft, sollen die Eigenthümlichkeiten des gesellschaftlichen Lebens in Amerika hervorheben. Ein Presspavillon, ein atlantisches Cabeloffice, eine electriche Hochbahn, eine Arbeitsgalerie mit zahlreichen chinesischen, indianischen und schwarzen Handarbeitern und mit all' den bedeutenden Werkzeug- und Arbeitsmaschinen, welche die Stütze des dortigen Gewerbestandes sind, werden in Aussicht genommen. Nicht vergessen sind: das amerikanische Eisenbahn- und Canalwesen, die Petroleumgewinnung, Kohlen- und Silberminen etc. Wir sehen, dass die Ausstellung sehr reichhaltig und interessant zu werden verspricht.

**Technische Hochschule zu London.** Am 25. Juni wurde durch den Prinz von Wales die erste technische Hochschule Englands eröffnet. Das Gebäude liegt in South-Kensington, London. Es enthält nicht nur zahlreiche Hörsäle, sondern auch noch eine Bibliothek, physikalische, chemische und metallurgische Laboratorien, specielle Räume für photographische und microscopische Arbeiten, sowie für telegraphische Studien. Der Director der Schule ist Herr Philipp Magnus, als Docenten sind die Herren Professoren Henrici, Armstrong, Unwin und Ayrton gewonnen worden.

**Pariser Gasgesellschaft.** Zwischen der Stadt Paris und der dortigen Gasgesellschaft besteht schon längst ein Process, der am 4. dies zur Entscheidung gelangt ist. Gestützt auf einen Artikel ihres Vertrages verlangte nämlich die Stadt Paris eine Reduction des Gaspreises. Es wurde eine Expertise vorgenommen, die sich zu Gunsten der Gasgesellschaft aussprach. Nun versuchte die Stadt Paris jenes Expertengutachten nichtig erklären zu lassen, was jedoch nicht gelang; im Gegentheil wurde das Verlangen der Stadt hinsichtlich einer Ermässigung des Gaspreises abgewiesen und sie wurde in die Kosten der Expertise verfallt.