

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 81/82 (1923)  
**Heft:** 10

**Artikel:** Führung und Lauf des Lokomotivrades im Geleise  
**Autor:** Buchli, J.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-38966>

### **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:** 19.02.2026

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

INHALT: Führung und Lauf des Lokomotivrades im Geleise. — Le vélodrome de Genève. — Zum Wettbewerb für einen Umbau des Burgerspitals Bern. — Die schweizerischen Eisenbahnen im Jahre 1922. — Die Heizungs-Anlage im Neubau der Schweizerischen Nationalbank in Zürich. — Miscellanea: Die Berliner Nord-Süd-Bahn.

Zemente mit hohem Aluminiumgehalt. Vereinheitlichung der Hochspannungen in der Schweiz. Geleise-Stoplmaschine. Ausfuhr elektrischer Energie. Umbau des Hotel Bernerhof in Bern zu einem Verwaltungsgebäude. Hudson-Bai-Eisenbahn. — Literatur. — Vereinsnachrichten: Schweizerischer Ingenieur- und Architekten-Verein. S. T. S.

## Band 82.

Nachdruck von Text oder Abbildungen ist nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet.

## Nr. 10.

## Führung und Lauf des Lokomotivrades im Geleise.

Von Ing. J. Buchli, Baden.

Professor Jahn veröffentlichte in einem Aufsatz „Rad und Schiene“ (in der „Z. V. D. I.“, 1918, S. 120) Versuche an einer Walze, die er über eine geneigte Bahn abrollen liess. Seine Versuche geben Aufschluss über die Beziehung der Umfangkräfte zum Reibgewicht eines Rades, nicht aber über Kräfte, die in axialer Richtung wirken. Die Untersuchungen Jahn's erörtern also das für die Praxis äusserst wichtige Verhältnis zwischen Zugkraft und dem Reibgewicht eines Fahrzeuges. Die Verhältnisse der Haftfähigkeit eines Rades in axialer Richtung sind aber ebenso wichtig, weil sie massgebend sind für die Beurteilung der Spurrückdrücke und damit der Abnützung von Rad und Schiene und der Laufeigenschaft eines Fahrzeuges.

Ueber diese Haftfähigkeit sind verschiedene Theorien aufgestellt worden, die einander zum Teil widersprechen. Es sind jedoch noch keine Versuche bekannt, die die Haftfähigkeit eines angetriebenen oder gebremsten Rades in axialer Richtung für verschiedene Fahrgeschwindigkeiten aufgeklärt haben.

Im Jahre 1906 veröffentlichte der bekannte Eisenbahn-Fachmann von Helmholtz („Z. V. D. I.“, 1906, S. 1553) einen Artikel über das Krauss-Helmholtz-Gestell. In diesem gibt er die Reibungsziffer für Axialverschiebung zahlenmässig an ( $\frac{1}{6}$  Raddruck). Neuerdings hat von Helmholtz z. T. diesen Standpunkt verlassen, indem er sich heute in einem Gutachten für die Beurteilung einer neuen Drehgestell-Konstruktion für eine elektrische Lokomotive folgendermassen äussert:

„Hat eine als Hinterachse radial laufende Achse auf den Schienen den erforderlichen seitlichen Halt, um in der Kurve in befriedigender Weise als vorderer Führungspunkt für einen angelenkten folgenden Fahrzeugteil zu dienen? Diese Frage, die ich früher ohne weiteres bejaht hatte, muss aus Erfahrungen aus dem Jahre 1906, wenn auch vielleicht nicht gerade unbedingt, so doch im allgemeinen verneint werden. Wir kommen damit auf ein schwieriges Kapitel der zusammengesetzt fortrollenden und dabei gleichzeitig um ein Rotations-Zentrum unter kleinster Reibung sich drehenden Bewegung. Es muss dabei sorgfältig unterschieden werden, einerseits zwischen plötzlichen und andererseits zwischen allmählich eintretenden Richtungsänderungen. In der „Z. V. D. I.“, 1906, S. 1554 z. B. ist ein plötzlicher Vorgang angenommen. Das dort Gesagte kann demgemäss auch heute noch aufrecht erhalten werden. Gegen störende Kräfte, denen für ihre Wirkung ein gewisser Zeitraum zur Verfügung steht, sowie z. B. gegen solche die auf Schlingern hin arbeiten und sich durch Fortrollen bei einer stark in die Länge gezogenen Wellenlinie (Schlingern bei grosser Geschwindigkeit) äussern oder solche die dauernd nach einer Seite wirken (Zentrifugalkraft oder Geleiseüberhöhung), ist dagegen die radial rollende Hinterachse innerhalb gewissen Grenzen haltlos und muss ihnen nachgeben, auch wenn sie kleiner als ihre Adhäsion, überhaupt nur grösser als 0 sind, sobald nur die für das Zurwirkungkommen nötige Zeit vorhanden ist.

Der Kernpunkt der Sache liegt darin, dass der Seitenschub bzw. der seitliche Halt einer Achse nicht ohne weiteres ihre Adhäsion  $A$  sondern gleich  $\beta \times A$  ist, wobei der Koeffizient  $\beta$  von 0 bis 1 wechseln kann. Für praktische

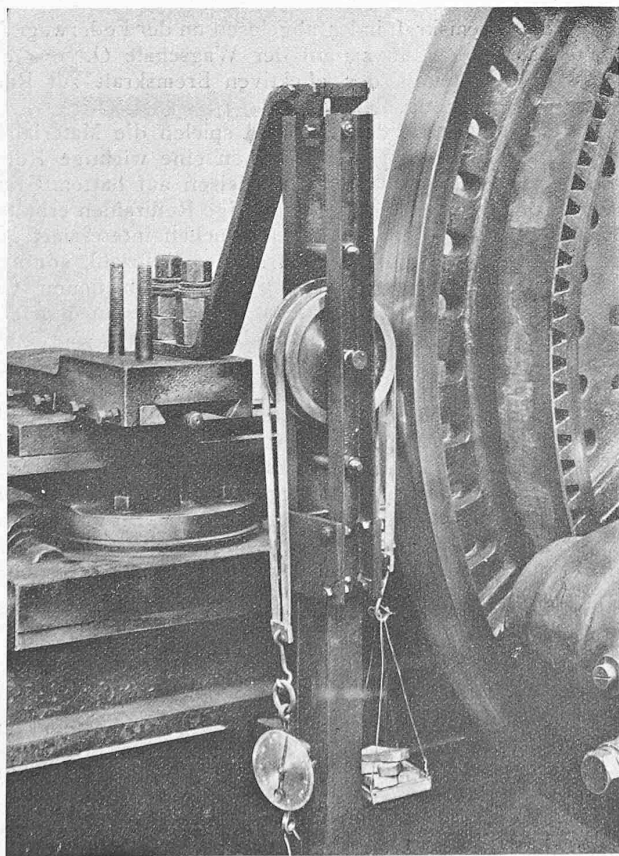


Abb. 1. Ansicht der Modell-Versuchsanordnung.

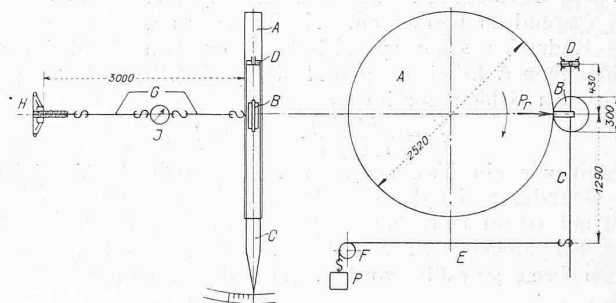


Abb. 2. Schema der Versuchsanordnung.

Verhältnisse wird bei anschneidenden Vorderachsen  $\beta$  nahezu gleich 1. Bei radial stehenden Achsen dagegen ist es zunächst gleich 0 und stellt sich ein Widerstand erst in dem Masse ein, als die Achse durch äussere Kräfte aus dieser radialen Stellung verdrängt wird.“ —

Zweck der nachfolgend beschriebenen Versuche ist es nun, die seitliche Haftfähigkeit eines Rades auf der Schiene unter den verschiedensten Betriebsbedingungen an einem Modell zu untersuchen, das die praktischen Verhältnisse weitestgehend nachahmt.

Die Versuche sind an einer Drehbank (Abb. 1) mit horizontaler Welle durchgeführt worden. Der Antrieb erfolgte durch einen Drehstrommotor mit konstanter Drehzahl, die Geschwindigkeitsveränderung durch Umstellen des Riementriebes und durch Auslaufen. Die Planscheibe  $A$  (Abb. 2) stellt die Schiene dar und  $B$  das Versuchsrad. Wird dieses Rad  $B$  nicht gebremst, so hat es die Eigenschaften eines Laufrades, hingegen im gebremsten Zustande die eines Triebrades. Die Verhältnisse des Triebrades liegen also am Modell gerade umgekehrt, wie sie in der

Praxis vorkommen. Diese Inversion hat aber grundsätzlich keine Bedeutung, da die Reibungszahl mit der Antriebsrichtung nichts zu tun hat. Ebenso ist es gleichgültig, ob wir mit der Schiene „antreiben“ und das Versuchsrad bremsen. Um ein Triebbad darzustellen, ist für den Versuch lediglich das Vorhandensein einer Umfangskraft notwendig.

Das Versuchsrad *B*, dessen Abmessungen aus Abb. 3 zu entnehmen sind, ist in einem Doppelträger *C* gelagert, der seinerseits an einem Kreuzgelenk *D* befestigt ist. Dieses Gelenk gestattet ein Auslenken des Trägers *C* sowohl in der Radebene, wie auch senkrecht dazu. Mit dem Seilzug *E* über eine Rolle *F* wird das Rad *B* mit einer Kraft  $P_r = P \frac{1720}{430} = 4P$  gegen die Planscheibe gedrückt. Mit einem zweiten Seilzug *G* kann der Träger *C* mit der Spindel *H* seitlich abgezogen werden. Die aufgewendete Kraft *P* kann an der geeichten Federwage *J* jederzeit abgelesen werden. Der Angriffspunkt des Seilzuges *G* befindet sich unmittelbar in der Verlängerung des Berührungspunktes der beiden Radlauflächen.

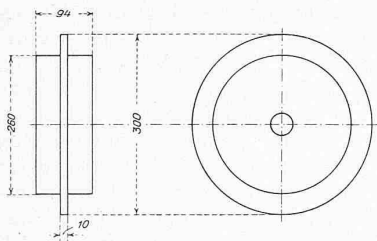


Abbildung 3.

Für die Bestimmung der Gewichte *P* am Seilzug *E* waren, um den Radbelastungen, wie sie in der Praxis vorkommen, möglichst nahezukommen, folgende Gesichtspunkte massgebend.

Die Breite eines Schienenkopfes ist 72 mm, davon sind im neuen Zustand 44 mm als tragend zu betrachten. Nehmen wir an, die Radreifen seien zylindrisch, so ergeben sich bei verschiedenen Achsbelastungen *A* die spezifischen Belastungen *a* pro cm Schienenbreite zu

$$a = \frac{A \text{ (in kg)}}{2 \times 4,4 \text{ cm}} \quad \text{kg/cm}$$

Legen wir ein Triebbad von 1600 mm  $\Phi$  als Vergleich zu Grunde, so ist die spez. Belastung für unser Versuchsrad mit einem Durchmesser von 300 mm  $\Phi$  im Verhältnis der Durchmesser zu reduzieren. Die Laufläche ist nun 1 cm breit gewählt worden. Die Radbelastung für den Versuch ergibt sich also zu  $P_r = a \frac{300}{1600}$  (in kg) und die Gewichte *P* am Seilzug sind entsprechend dem Hebelarm-Verhältnis (Abb. 2) viermal kleiner. Für verschiedene Achsbelastungen ergeben sich dabei folgende Zahlen:

<i>A</i> (Rad $\Phi = 1600$ mm)	16000	18000	20000 kg
$a = \frac{A}{2 \times 4,4}$	1820	2045	2270 kg/cm
$P_r = a \frac{300}{1600}$	341	384	425 kg
(Rad $\Phi = 300$ mm Laufläche 1 cm breit)			
$P = \frac{P_r}{4}$	85	96	106 kg

Es hat sich gezeigt, dass bei den für die verschiedenen für unsern Versuch in Betracht fallenden Belastungen *P* die gleiche Reibzahl erhalten wurde. Aus diesem Grunde wurden die späteren Messungen nur noch mit kleineren Gewichten ausgeführt, um genauere Federwagen anwenden zu können.

Die Bremseinrichtung ist in Abb. 4 dargestellt. Ueber das Versuchsrad ist rechts und links neben der Laufläche ein Lederbremsband *L* gelegt, das im Punkte *M* am Träger *C* befestigt ist. Legt man in die Wagschale *O* ein

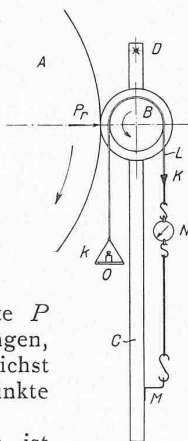


Abb. 4.

Gewicht *k*, so gibt die Federwage *N* die Umfangskraft *K* an. Die Bremskraft am Durchmesser 260 mm ergibt sich dann zu: (*K* + Gewicht der Federwage) — (*k* + Gewicht der Wagschale). Die Kraft *k* ist gegenüber dem Raddruck *P<sub>r</sub>* so klein, dass die dadurch entstehende Entlastung von *P<sub>r</sub>* vernachlässigt werden darf.

Die Messung des Schlupfes wurde mit einem Umfangsgeschwindigkeitsmesser von Hasler bestimmt und zwar so, dass die Umfangsgeschwindigkeiten *U* und *u* der Scheiben *A* und *B* bei den Bremsversuchen gemessen wurden. Die Reihenfolge der Versuche ist folgende: 1. Bestimmung der Reibzahl  $\mu_1$  zwischen *A* und *B* bei  $v = 0$ , Reibung der Ruhe = Haftreibung; 2. Bestimmung der Reibzahl  $\mu_2$  zwischen *A* und *B* bei  $v > 0$ , Rad ungebremst; 3. Bestimmung der Reibzahl  $\bar{\mu}_2$  zwischen *A* und *B* bei  $v > 0$ , Rad gebremst.

Im folgenden bezeichnen:

- n* die Drehzahl der Planscheibe *A* in Uml./min.
- v* die Umfangsgeschwindigkeit der Scheibe bzw. des Versuchsrades in m/sek.
- V* =  $v \times 3,6$  die Umfangsgeschwindigkeit in km/h.
- $\dot{p}_1$  die notwendige Seitenkraft in kg, um das Rad seitlich abziehen zu können bei  $v = 0$ .
- $\dot{p}_2$  die notwendige Seitenkraft in kg, um das Rad seitlich abziehen zu können bei  $v > 0$ , Rad ungebremst.
- $\bar{\dot{p}}_2$  die notwendige Seitenkraft in kg, um das Rad seitlich abziehen zu können bei  $v > 0$ , Rad gebremst.
- P* das Gewicht in kg am Seilzug *E*.
- P<sub>r</sub>* die Radbelastung in kg.
- $\mu_1 = \frac{\dot{p}_1}{P_r}$  die Reibzahl der Ruhe = Haftreibung.
- $\mu_2 = \frac{\dot{p}_2}{P_r}$  die Reibzahl bei  $v > 0$ .
- $\bar{\mu}_2 = \frac{\bar{\dot{p}}_2}{P_r}$  die Reibzahl bei  $v > 0$ , Rad gebremst.
- U* die Umfangsgeschwindigkeit in m/min der Planscheibe *A*.
- u* die Umfangsgeschwindigkeit in m/min des Versuchsrades *B*.
- $\frac{u}{U} \times 100$  der Schlupf in %.
- K* die Bremskraft in kg, abgelesen an der Federwage *N*.
- k* das Gewicht in kg auf der Wagschale *O*.
- x* das Verhältnis der effektiven Bremskraft zur Radbelastung.

Für die Grösse der Reibzahl spielen die Materialien der beiden sich berührenden Flächen eine wichtige Rolle. In unserm Fall hatten wir Schmiedeeisen auf hartem Grauguss, deshalb sind auch relativ niedrige Reibzahlen erhalten worden. Bei den vorliegenden Versuchen interessiert uns indessen nicht der absolute Betrag der Reibzahl, sondern nur deren relative Veränderung bei verschiedenen Geschwindigkeiten gegenüber  $v = 0$ . Bezieht man nun alle erhaltenen Werte auf die Reibzahl der Ruhe = 100 %, so können die Versuchsergebnisse dadurch verallgemeinert werden, indem die Reibzahl für eine bestimmte Fahrgeschwindigkeit in % der Reibzahl der Ruhe ausgedrückt wird. Daraus ergibt sich, dass die Bestimmung der Reibzahl der Ruhe die grösste Aufmerksamkeit geschenkt werden muss. Die Reibzahl für zwei gegebene Materialien ist nun ferner vom Zustand der Oberfläche, vom Feuchtigkeitsgrad der Luft usw. abhängig, sodass eine Reihe von Vorversuchen notwendig waren, um schliesslich übereinstimmende Ergebnisse zu bekommen.

Die Laufläche an der Planscheibe wurde zunächst überdreht und dann gut geschmirgelt. Die ersten Werte, die erhalten wurden, waren so aneinander liegend, dass sie als unbrauchbar angesehen werden mussten. Dies hatte seinen Grund darin, dass sich eine Versuchsreihe auf mehrere Tage erstreckte, während derer der Zustand der Oberfläche sich veränderte. Erst als man diese mit Benzin gründlich abgewaschen, mit Schmirgelpapier gereinigt, mit Packpapier abgerieben und die Laufläche mit sauberem Tuch überdeckt hatte und man die Versuchsreihe in kurzer Zeitfolge abnahm, wurden brauchbare Ziffern ermittelt.



Bei der Bestimmung der Reibzahl der Ruhe, die bedeutend schwieriger war als jene bei  $v > 0$ , wurden jeweils eine grössere Anzahl von Werten abgelesen und aus diesen dann die Mittelwerte gezogen. Nach jeder einzelnen Ablesung wurde dann überdies das Rad verdreht und auch seitlich verschoben, um stets einen anderen Berührungspunkt zu bekommen. Auf diese Art und Weise sind nun gute Mittelwerte erhalten worden.

### Untersuchungen über Führung und Lauf des Lokomotivrades im Geleise.

Tabelle I.

Bestimmung der Reibzahl bei  $v > 0$  und ungebremstem Rad (Laufrad).

Versuch 1					Versuch 2				
$n$ Uml/ min	$V$ km/h	$p_2$ kg	$\frac{p_2}{P_r}$	$\frac{p_2}{P_r}$ in % von $\frac{p_1}{P_r}$	$n$ Uml/ min	$V$ km/h	$p_2$ kg	$\frac{p_2}{P_r}$	$\frac{p_2}{P_r}$ in % von $\frac{p_1}{P_r}$
166	79	12	0,1	74	112	53	15	0,125	86
183	87	11,5	0,096	71	124	59	14,8	0,123	85
187	89	11,2	0,0935	69,5	164	78	12,5	0,104	72
158	75	11,6	0,0965	71,4	183	87	13,5	0,1125	77,5
178	84,5	12	0,1	74	160	76	13	0,108	74,5
168	80	11,5	0,096	71	140	66,5	12,8	0,1065	73,5
145	68	12,5	0,104	77	130	62	13,2	0,11	76
120	57	13	0,1085	80,5	115	54,5	13,7	0,114	78
106	50,5	13,5	0,1125	83,5	100	47,5	13,4	0,1115	77
92	43,8	13,2	0,11	81,5	77	36,5	15	0,125	86
82	39	13,5	0,1125	83,5	66	31,5	16	0,133	92
70	33	13	0,1085	80,5	60	28,5	15	0,125	86
59	28	13	0,1085	80,5	43	20,4	15	0,125	86
50	23,7	13	0,1085	80,5	34	16,2	15	0,125	86
39	18,5	14	0,1165	86,5	25	11,9	13,5	0,1125	77,5
34	16,2	13,5	0,1125	83,5					
30	14,3	13,5	0,1125	83,5					
0					0				
16					18				
16,5					16,5				
16,3					17				
16					18				
16,2					17,4				
0,135					0,145				
100					100				

Versuch 3					Versuch 4				
$n$ Uml/ min	$V$ km/h	$p_2$ kg	$\frac{p_2}{P_r}$	$\frac{p_2}{P_r}$ in % von $\frac{p_1}{P_r}$	$n$ Uml/ min	$V$ km/h	$p_2$ kg	$\frac{p_2}{P_r}$	$\frac{p_2}{P_r}$ in % von $\frac{p_1}{P_r}$
107	51	14	0,1165	78,5	98	46,5	15	0,125	80
122	58	14	0,1165	78,5	122	58	14	0,1165	74,6
126	60	14,5	0,121	81,5	132	62,5	13,8	0,115	73,7
128	61	14,5	0,121	81,5	138	65,5	12,5	0,104	66,6
168	80	14	0,1165	78,5	162	77	13,5	0,1125	72,2
174	82,5	13,5	0,1125	75,6	168	80	14	0,1165	74,6
185	88	12,2	0,1015	68,4	185	88	12,5	0,104	66,8
188	89,5	12,5	0,104	70	187	89	12,5	0,104	66,8
173	82	13	0,108	72,6	170	81	13	0,108	69,4
154	72	13,5	0,1125	75,6	152	72	13	0,108	69,4
140	66,5	13,5	0,1125	75,2	140	66,5	13	0,108	69,4
124	59	14	0,1165	78,5	122	58	14	0,1165	74,6
110	52	15	0,125	84	108	51	14,5	0,1205	77,3
90	42,8	15	0,125	84	90	42,7	14	0,1165	74,6
79	37,5	14	0,1165	78,5	80	38	13	0,1085	69,6
67	31,8	14	0,1165	78,5	72	34,2	13,2	0,11	70,5
60	28,5	15	0,125	84	62	29,5	13,5	0,1125	72
42	20	15	0,125	84	50	23,7	14	0,1165	74,6
35	16,5	14,5	0,121	81,5	40	19	14	0,1165	74,6
28	13,3	13,5	0,1165	78,5	31	14,7	13	0,1085	69,6
17,2					19				
17,8					18				
18					19				
17,5					18				
18,8					20				
17,8					18				
0,1485					0,156				
100					100				

Die Messresultate, die bei den Versuchen zur Bestimmung der seitlichen Reibzahl  $\mu_2$  bei  $v > 0$  und ungebremstem Rad (Laufrad) erhalten wurden, sind in Tabelle I und in Abbildung 5 wiedergegeben. Die Versuche haben gezeigt, dass bereits bei der kleinsten Fahrgeschwindigkeit die Reibzahl  $\mu_2$  messbar kleiner ist als  $\mu_1$ . Bei  $v \geq 0$  ist also eine Unstetigkeitsstelle. Mit wachsender Geschwindigkeit sind nun Werte erhalten worden, die bis  $V =$  etwa 25 km/h konstant

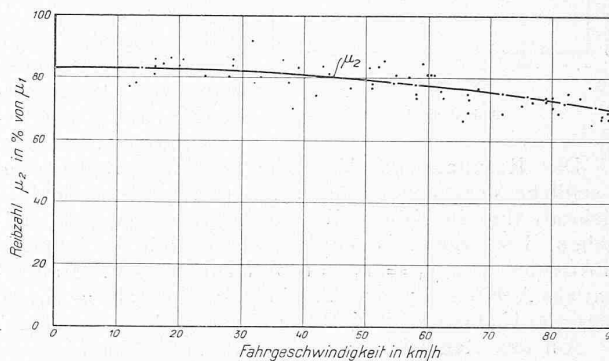


Abbildung 5.

bleiben (83%). Von hier an zeigt sich mit wachsender Geschwindigkeit eine zunächst sanfte, dann aber eine etwas stärkere Abnahme der Reibzahl  $\mu_2$ , um bei der, mit der vorhandenen Versuchseinrichtung möglichen, Höchstgeschwindigkeit von  $V = 89$  km/h auf etwa 70% herabzusinken. Der Charakter der Kurve lässt aber auch über diese Geschwindigkeit eine Extrapolation zu, sodass wir für die in der Eisenbahntechnik vorkommenden Höchstgeschwindigkeiten die Haftreibzahl  $\mu_2$  mit Sicherheit angeben können.

Wird ein gebremstes Rad seitlich abgezogen, so tritt im Berührungspunkt mit der Schiene neben der Seitenkraft  $p$  eine Umfangskraft  $Z$  auf (Abbildung 6). Bevor auf die Wirkung beider Kräfte eingetreten wird, soll vorerst nur die Umfangskraft  $Z$  allein betrachtet werden.

Bringt man am stillstehenden Versuchsrade eine Umfangskraft im Sinne von  $K$  (Abbildung 4) an, die gerade so gross ist, dass das Rad gleitet, so haben wir es mit der Haftreibzahl  $\mu$  tangential  $= \mu_{t1}$  für eine Drehung im Sinne der Umfangskraft zu tun. Die Messungen haben nun gezeigt, dass, wie zu erwarten war,  $\mu_{t1}$  gleich gross ist, wie die seitliche Haftreibzahl  $\mu_1$ . Für das ruhende Rad ist also das Verhältnis  $\frac{\mu_{t1}}{\mu_1} = 1$ . Für das rollende Rad ändern sich die absoluten Werte der Reibzahlen, aber das Verhältnis  $\frac{\mu_{t2}}{\mu_2}$  ist ebenfalls  $= 1$ . Also gilt Abbildung 5 nicht nur für die seitliche Reibzahl  $\mu_2$ , sondern auch für die tangential Reibzahl  $\mu_{t2}$  bei  $v > 0$ .

Wie verändern sich nun die Verhältnisse, wenn beide Kräfte  $p, Z$  gleichzeitig wirken? Darüber geben die Versuche mit gebremstem Rad Aufschluss. Nachdem im vorigen Abschnitt die Abnahme der Reibzahlen in Funktion der Geschwindigkeit festgestellt wurde, genügt es, die Abhängigkeit der Seitenkraft  $p$  von  $Z$  nur bei einer Geschwindigkeit festzustellen; für andere Geschwindigkeiten kann sie ohne weiteres aus der Kurve Abbildung 5 umgerechnet werden.

Mit Rücksicht auf die Erwärmung des Versuchsrades wurde die Geschwindigkeit, bei der man die Bremsversuche anstellte, klein gewählt. Die Temperatur des Rades erreichte bei hohen Geschwindigkeiten sehr rasch einen so

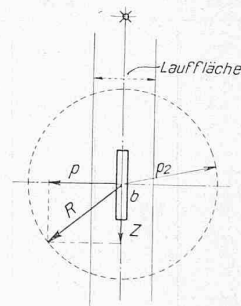


Abb. 6.

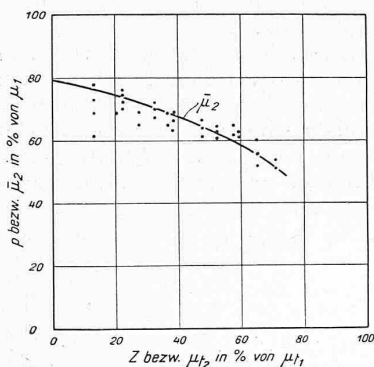


Abbildung 7.

hohen Betrag, dass alle Feuchtigkeit, die sich am Radumfang im kalten Zustand niedergeschlagen hatte, zum Verdampfen kam und auf diese Weise sich absolut trockene Flächen gegenüberstanden. Die Haftreibung  $\mu_1$  erhöhte sich dann gelegentlich auf den doppelten Betrag. Nach diesen Erfahrungen sah man von Bremsmessungen bei hohen Geschwindigkeiten ab.

Die Resultate der Versuche über die Reibzahl  $\mu_2$  für seitliche Verschiebung bei  $v > 0$  und gebremstem Rad (Triebbrad) sind in Tabelle II und in Abbildung 7 wiedergegeben. Die Ergebnisse wurden, wie für  $\mu_2$  in Abbildung 5, in Prozenten von  $\mu_1 = \mu_{t1} = 100\%$  aufgetragen. Man erkennt aus Abbildung 7 eine Abnahme der Reibzahl  $\mu_2$  mit zunehmender Umfangskraft  $Z$ . Wie erklärt sich diese Abnahme?

Auf das Rad wirken zwei Kräfte, die Umfangskraft  $Z$  und die Seitenkraft  $p$  (siehe Abbildung 6), die zueinander senkrecht stehen und im Berührungspunkte  $b$  angreifen.

Setzt man zwei einander zugeordnete<sup>1)</sup> Kräfte  $p$  und  $Z$  zu einer Resultierenden  $R$  nach Abbildung 6 zusammen, so ist  $R$  nahezu konstant und stimmt auch überein mit der Seitenkraft  $p_2$  beim ungebremsten Rad. Das Resultat der Untersuchung ergibt daher folgende wichtige Schlussfolgerung:

*Greifen an einem rollenden Rad in seinem Berührungspunkte mit der Unterlage Kräfte an, so wird der Zustand des Gleitens erreicht, wenn die Resultierende aus diesen Kräften einen Betrag erreicht hat, der gleich ist dem Produkt aus Radbelastung und Reibzahl, wobei für die Reibzahl derjenige Wert einzusetzen ist, der der Umfangsgeschwindigkeit des Rades entspricht.*

Diese Tatsache erlaubt uns auch mit der Darstellung der Verhältnisse einen Schritt weiter zu gehen. Wir können

<sup>1)</sup> Zugeordnet soll heissen die bei den Versuchen einander entsprechenden gleichzeitig abgelesenen Werte.

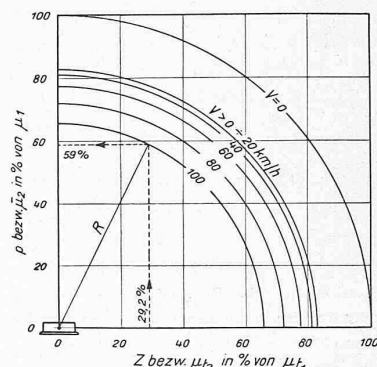


Abbildung 8.

Tabelle II. Bestimmung der Reibzahl  $\mu_2$  bei  $v > 0$  und gebremstem Rad,  $P = 30$  kg,  $P_r = 120$  kg.

$p_1$ kg	$\frac{p_1}{P_r}$	$p_2$ kg	$\frac{p_2}{P_r}$	$\mu_2$	$\frac{\mu_2}{\mu_1}$	$K$ kg	$k$ kg	$x$ %	$U$ m/min	$u$ m/min	$\frac{u}{U} \cdot 100$	$V$ km/h	$K+1,32$	$K+1,32 - k$	$Z$ kg	$\frac{Z}{P_r}$	$\frac{Z}{P_r}$ in % von $\frac{p_1}{P_r}$
23 23		20 23		17 16													
25 25		21 21		18 17													
24 23	0,1935	21 22	0,168	17 18	0,1415	3	1	2,4	117,5	117,5	100	7	4,32	3,32	2,88	0,024	12,4
23 23		18 20		18 16													
21 23	100%	21 17	86,7%	16 16	73%												
23 22		20 18		17 17													
i. M. 23,2*		i. M. 20,2		i. M. 17													
				i. M. 15*	0,125 64,7%	6	2	3,85	117,5 117	116 117	100	7	7,32	5,32	4,62	0,0385	19,9
				i. M. 15,1	0,126 65%	9	3	5,3	117,5 117	117 117	100	7	10,32	7,32	6,35	0,0529	27,4
				i. M. 15,1	0,126 65%	12,5	4	7,1	116,5	116,5	100	7	13,82	9,82	8,52	0,071	36,7
				i. M. 14,65	0,122 63%	20	6	11,1	116,5	116,5	100	7	21,32	15,32	13,3	0,111	57,4
				i. M. 13,3	0,111 57,5%	24,5	7	13,2	117 117	116 116,5	99,5	7	25,82	18,82	15,8	0,1315	68
i. M. 16,5	0,1375 100%	i. M. 12,56	0,1045 76%	i. M. 12,3	0,1025 74,6%	4	1	3,13	146,5	146,5	100	8,8	5,32	4,32	3,75	0,0312	22,7
				i. M. 11,9	0,101 73,5%	6,5	2	4,2	147 146	146,5 148	100	8,8	7,82	5,82	5,02	0,0422	30,7
				i. M. 10,9	0,091 66,2%	9	3	5,22	146,5	146,5	100	8,8	10,32	7,32	6,27	0,0523	38
				i. M. 10,5	0,0875 63,6%	11,75	4	6,55	146 145,5	146,5 146,5	99,5	8,8	13,02	9,02	7,84	0,0653	47,5
				i. M. 10,8	0,09 65,4%	13,5	5	7,13	295,5	295	99,8	17,75	14,82	9,82	8,54	0,0714	52
				i. M. 10,8	0,09 65,4%	17	6	9,35	295,5	295	99,8	17,75	18,32	12,32	10,7	0,081	59
				i. M. 9	0,075 54,5%	21,5	7	11,4	296	295	99,6	17,75	22,82	15,82	13,7	0,0975	71
				i. M. 5,67	0,0473 34,4%	28	9	15,4	296	Reib- grenze	0	17,75	29,32	20,32	18,5	0,154	112

\*) i. M. = im Mittel; in der ersten Zeile sind alle Versuchswerte wiedergegeben, in den folgenden Zeilen dagegen, um Platz zu sparen, nur noch die Mittelwerte angegeben die aus einer ganzen Anzahl von Versuchswerten ermittelt wurden.

in Abbildung 8 mit dem Radius  $= 100\% = \mu_1 = \mu_2$  einen Kreisbogen mit dem Nullpunkt als Zentrum ziehen und haben so die Resultierende für den Stillstand des Rades charakterisiert. Aus Abbildung 5 ist zu entnehmen, dass bei Beginn der geringsten Rollbewegung die Reibzahl auf etwa  $83\%$  herabsinkt. Wir ziehen also, wie vorher, einen Kreisbogen mit dem Radius  $= 83\%$  und erhalten so die Resultierende  $R$  für  $V = 0 \div 20$  km/h. Die Radien der Kreise für höhere Geschwindigkeiten nehmen entsprechend der Abnahme von  $\mu_2$  (Abbildung 5) ab.

Die Abszissen und Ordinaten bedeuten nun nicht nur Reibzahlen, sondern man kann sie auch als Kräfte auffassen, wenn man für  $\mu_1 = 100\%$  einen bestimmten Wert annimmt. Nehmen wir beispielsweise  $\mu_1 = \frac{1}{3} P_r$  an, wie es bei gutem trockenen Schienenzustand der Fall ist, so ergibt sich für ein Triebradsatz von 18 t Belastung für  $p$  und  $Z = 100\%$  ein Wert von 6000 kg. Bei einer Fahrgeschwindigkeit von 100 km/h ist z. B. für eine elektrische Lokomotive mit vier Triebachsen die max. Zugkraft 7000 kg oder 1750 kg pro Achse, d. i.  $29,2\%$  von 6000 kg. Ziehen wir in Abb. 8 eine Senkrechte durch  $29,2\%$  und schneiden den Kreisbogen für 100 km/h, so ergibt sich eine notwendige Seitenkraft von  $0,59 \times 6000 = 3540$  kg, um das Rad seitlich abziehen zu können, d. h. zum Gleiten zu bringen.

\*

Neben den Hauptversuchen sind noch folgende Beobachtungen gemacht worden:

Lässt man die Planscheibe im Sinne des Pfeiles von Abbildung 2 drehen, so haben wir eine nachgeschleppte Achse mit vorlaufender Führung vor uns. Ueberlässt man das Versuchsrad sich selbst, so verharrt es in der Nullage. Als Nullage ist diejenige zu verstehen, bei welcher der Träger C in Abbildung 2 genau vertikal hängt und die Achse des Versuchsrades B parallel zur Achse der Planscheibe A steht.

Um die geringste Auslenkung zu erzielen, waren eben die gemessenen Kräfte  $p_2$  (siehe Tabelle I) notwendig. Wurde dann das Rad mit dieser Kraft um einen gewissen Betrag ausgelenkt und liess man die Kraft plötzlich verschwinden, so kehrte das Rad augenblicklich, innert eines Bruchteils einer Radumdrehung des Versuchsrades, in seine Nullage zurück.

Diese Erscheinung steht also im Widerspruch mit der Anschauung, dass die rollende Achse zuerst eine Auslenkung erfahren müsse, bis ein Reibwiderstand auftritt. *Um ein gezogenes rollendes Rad aus seiner Nullage seitlich abzuführen, ist eine ganz bestimmte Kraft notwendig, deren Grösse gleich ist dem Produkt aus Radbelastung und der für die betrachtete Umfangsgeschwindigkeit des Rades entsprechenden Reibzahl.*

Lässt man die Planscheibe im umgekehrten Pfeilsinne von Abbildung 2 drehen, so haben wir eine geschobene Achse vor uns. Ueberliess man das Rad sich selbst, so blieb es, auch wenn es noch so genau eingestellt wurde, niemals in seiner Nullage stehen, sondern lenkte stets nach rechts oder links aus. *Daraus geht einwandfrei hervor, dass das gezogene Rad sich in einer stabilen, das geschobene in einer labilen Gleichgewichtslage befindet.*

Es ist möglich, dass die gewonnenen Versuchsergebnisse nicht kritiklos anerkannt werden. Man wird einwenden, dass ein Modellversuch nicht ohne weiteres Schlüsse für die Praxis zulasse. Abgesehen davon, dass an einer fahrenden Lokomotive eine einwandfreie Abklärung der gestellten Aufgabe kaum oder nur durch einen ausserordentlichen Aufwand von Zeit und Geld durchzuführen wäre, so sind doch die Mittel für die Versuche derart gewählt, dass ein Vergleich der Resultate mit der Praxis ohne Bedenken gemacht werden kann.

Der Einwand z. B., dass ein Radsatz zwei Räder hat, während das Modell nur eines aufweist, oder dass die Konizität der Radreifen im Modell nicht berücksichtigt wurde, kann die Brauchbarkeit der Versuchsergebnisse nicht in Zweifel ziehen, denn der Radsatz ist eine Walze, deren mittlerer Teil fehlt; ebenso ist unser Versuchsrad als Walze aufzufassen. Die Konizität der Radreifen existiert nur im neuen Zustand. Die Oberfläche der Radbandage wird nach relativ kurzer Laufdauer ihre ursprüngliche Form verlieren.

Die Konizität kann daher kein absolut massgebender Faktor für den Lauf der Räder im Geleise sein.

Ausserdem könnte eingewendet werden, dass bei unsern Untersuchungen der Einfluss unberücksichtigt blieb, der entsteht, wenn ein Radsatz mit Rädern von gleichem Durchmesser eine Kurve durchläuft und ein Reibungsmoment  $F \times s$  (Abbildung 9) erzeugt, welches das Bestreben hat, die Achse in der Horizontalebene zu drehen. Dieses Drehmoment entsteht durch das Vorlaufen des innern Rades gegenüber dem äussern. Die Bandagen müssten also ohne Berücksichtigung der elastischen Nachgiebigkeit von Achsen und Speichen des Rades und der Schiene in einem kontinuierlichen Zustand des gleichzeitigen Gleitens und Rollens sich befinden. Dieser kontinuierliche Zustand ist aber tatsächlich nicht vorhanden, sondern das Rad wird abwechselungsweise rollen und darauf kurzzeitig gleiten, denn die Achswelle übernimmt die Stelle einer Torsionsfeder, die durch das Reibungsmoment  $F \times s$  gespannt wird und sich plötzlich entspannt, sobald die Kraft  $F$  soweit angewachsen ist, dass die Reibungsgrenze erreicht ist. Dieser Zustand des Gleitens und Rollens eines Radsatzes auf den Schienen ist in der „Verkehrstechnik“ vom März 1921 ausführlich von Herrn A. Wichert behandelt und erklärt worden. Der Einfluss dieses Drehmoments kann nun tatsächlich vernach-

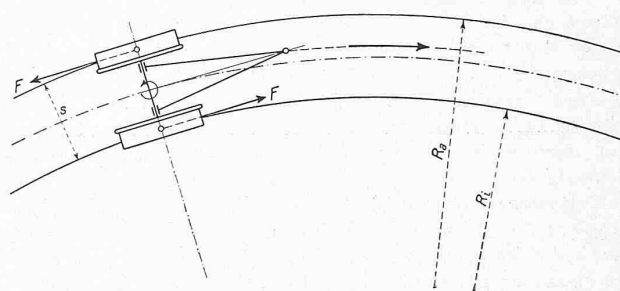


Abbildung 9.

lässigt werden, besonders für unsere Betrachtung, die in der Hauptsache den Zweck hat, die Laufverhältnisse für die praktisch interessantesten Probleme aufzuklären, als die wir diejenigen für schnellfahrende Normalspur-Lokomotiven betrachten. Für diesen Fall kommen Kurvenradien von 300 bis 1000 m in Frage. Die ungünstigsten Verhältnisse entstehen für einen Kurvenradius von 300 m unter Annahme zylindrischer Bandagen gleichen Durchmessers für eine Achse. Es lässt sich errechnen, dass der Gleitweg gegenüber dem Rollweg  $\frac{1}{2}\%$  beträgt. Demgegenüber ist das Verhältnis zwischen der Gleitzeit und der Rollzeit ein bedeutend kleineres, so klein, dass die Wirkung des Gleitens gegenüber der des Rollens verschwindet.

Die Witterungsverhältnisse, wie Trockenheit, Regen, Eis und Nebel, haben bedeutende Veränderungen der Reibzahl zur Folge. Diese Veränderlichkeit tritt am Modellversuch ausserordentlich deutlich zu Tage; konnte doch durch Erwärmung des Rades B auf etwa  $60^\circ$  die Reibzahl gegenüber dem Normalzustand (10 bis  $15^\circ$ ) nahezu verdoppelt werden. Es erklärt sich hieraus auch die Tatsache, dass z. B. durch kurzzeitiges Anziehen der Bremsklötze bei schweren Anfahrten das Greifen der Triebräder wesentlich verbessert werden kann.

Unsere Versuchsergebnisse, die sinngemäss auch für Strassenfahrzeuge (Automobile) Gültigkeit haben, sind, wie früher bemerkt, nicht als absolute, sondern als Verhältniszahlen angegeben, sodass durch richtige Wahl des jeweiligen Reibungszustandes allen in der Praxis vorkommenden Umständen Rechnung getragen werden kann.

#### Anwendung der gewonnenen Daten.

Auf Grund der gewonnenen Daten soll untersucht werden, wie sich die verschiedenen Achsanordnungen für Lokomotiven in Bezug auf den Spurkanzdruck, der Einwirkung dieses Drucks auf Rad und Geleise und auf ihre Laufeigenschaften verhalten.



Die Achsen jedes Fahrzeuges haben beim Kurvenlauf das Bestreben, sich entweder an einen Schienenstrang anzulegen oder radial zu laufen. Das Anlegen an den Schienenstrang geschieht dann, wenn die Radebene mit dem jeweiligen Krümmungsradius der Kurve, der durch die Radmitte geht, einen Winkel ungleich  $90^\circ$  bildet. Eine Achse läuft radial, wenn der Winkel  $90^\circ$  ist.

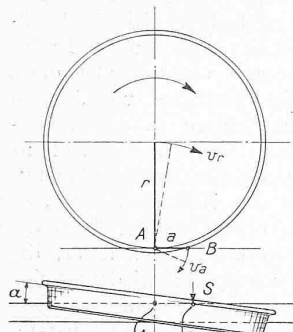


Abbildung 10.

Die bisher in der Praxis allgemein verwendete Berechnungsmethode zur Bestimmung des Spurkranzdruckes und der damit zusammenhängenden Abnutzungsarbeit ist ungenau. Eine genauere Berechnung, die sich auf die erhaltenen Versuchsergebnisse stützt, sei in folgendem angegeben.

Jeder Radsatz hat das Bestreben, in der Richtung seiner Radebene weiterzurollen. Bildet die Radebene mit dem Krümmungsradius einen Winkel ungleich  $90^\circ$ , so läuft der Spurkranz mit einem bestimmten Ansnittswinkel  $\alpha$  an der Schiene an, verhindert das Rad in der angenommenen Richtung weiter zu laufen und zwingt es, der Schiene entlang zu rollen; das Rad gleitet in der Richtung des Krümmungsradius und es entsteht ein Spurkranzdruck von der Grösse  $P_r \times \mu_g$ . Die Grösse des Spurkranzdruckes ist unabhängig von der Grösse des Ansnittswinkels  $\alpha$ , sie wird lediglich bestimmt vom Achsdruck und der der jeweiligen Rollgeschwindigkeit entsprechenden Reibzahl.

Bewegt sich ein Rad in der Pfeilrichtung der Abbildung 10, so dreht es sich um das Momentanzentrum A. Durch den Spurkranzdruck S bei B entsteht eine der Rollbewegung entgegenwirkende Bremskraft  $S = \mu_g$ , wobei  $\mu_g$  die Reibzahl der gleitenden Reibung bedeutet. Die Momentangeschwindigkeit  $V_a$  des Punktes B ist  $\frac{V_r \times a}{r}$ . Der Leistungsverlust  $W_r$ , erzeugt durch S, ergibt sich somit zu:

$$W_r = \frac{u_g \times \mu_g \times P_r \times v_a}{75} \text{ (in PS)}$$

oder wenn an Stelle von  $v_a$  der Ausdruck  $\frac{V_r \times a}{r}$ , und statt in m/sek die Geschwindigkeit in km/h ausgedrückt wird:

$$W_r = \frac{\mu_g \times \mu_g \times P_r \times V_r \times a}{270 \times r}$$

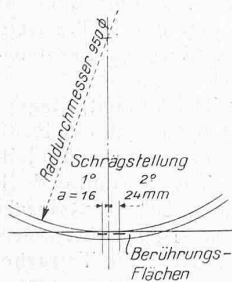


Abbildung 11.

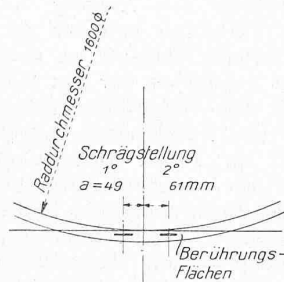


Abbildung 12.

Die Unbekannte  $a$ , der sogenannte Uebergriff, kann jederzeit bestimmt werden. Sie wurde unter Zuhilfenahme von in Naturgrösse hergestellten Holzmodellen für normale Schienen und Radreifenprofile durch Abdrücke der Berührungsflächen einwandfrei festgestellt und ist in den Abbildungen 11 und 12 für Ansnittswinkel  $\alpha$  von  $10^\circ$  und  $20^\circ$  und Raddurchmesser von 950 mm und 1600 mm angegeben.

Für diese Verhältnisse sind in Abbildung 13 die Reibungsverluste bei verschiedenen Geschwindigkeiten aufgetragen, wobei die Belastung der kleinen Achse mit 12 t, jene der grossen mit 18 t angesetzt wurde. Der Koeffizient  $\mu_g$  für gleitende Reibung ist der „Hütte“ (Bd. I, S. 243b, Fall 3) entnommen. Der Charakter dieser Kurven ist insofern

interessant, als für beide Räder zunächst ein Anstieg der Verluste bis zu einem Maximum von etwa 70 km/h zu verzeichnen ist, von da an fällt die Kurve wieder ab. Der Grund dieser Erscheinung liegt darin, dass die seitliche Reibzahl  $\mu_2$  und besonders die Reibzahl für gleitende Reibung  $\mu_g$  mit zunehmender Geschwindigkeit abnehmen.

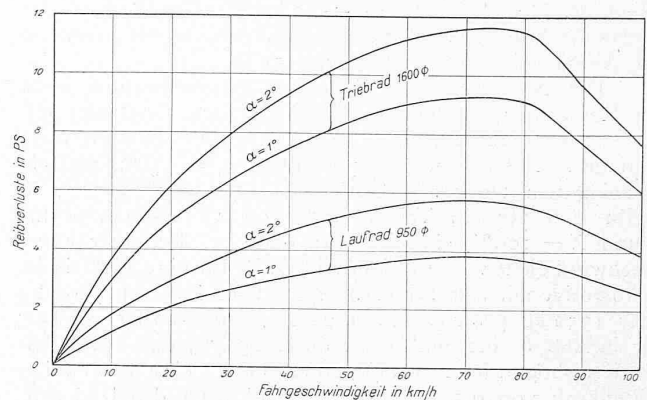


Abbildung 13.

Es zeigt sich, dass der Ansnittswinkel den Spurkranzdruck nicht beeinflusst. Im Gegensatz zum Spurkranzdruck sind die Reibverluste eines auf einer Schiene rollenden Rades von der Grösse des Ansnittswinkels  $\alpha$  abhängig. Die Reibverluste schief laufender Achsen sind also tatsächlich ganz beträchtlich und können besonders bei grossen Raddurchmessern und mit bedeutenden Achsbelastungen zu abnormaler Spurkranz-Abnutzung und zum vorzeitigen Ausbau des betreffenden Radsatzes führen. Diese Fräsarbeit an den Radreifen macht sich selbstverständlich auch an den Schienenköpfen bemerkbar und verursacht einen nicht unbedeutlichen Aufwand an Unterhaltungsarbeiten. Für Führungs- und besonders für Triebachsen mit starkem Ansnittswinkel ist die Anbringung einer zuverlässigen Spurkranzschmierung dringend zu empfehlen.

Achsen mit starkem Ansnittswinkel bringen noch andere Unannehmlichkeiten mit sich. Abgenutzte Spurkränze vergrössern bei sonst gleichem Ansnittswinkel den Uebergriff  $a$  (Abb. 14); damit vergrössert sich nicht nur die Reibarbeit, sondern gleichzeitig auch die Neigung für das Aufsteigen des Spurkranzes am Schienenkopf, besonders bei Schienenverbindungen und Weichenzungen.

Aus allen diesen Gründen geht hervor, dass die radial laufende Achse einen bedeutend grösseren Spurkranzdruck verträgt, als die schief laufende. Die Radialachse ist in Bezug auf Spurkranzdruck und Güte der Kurvenführung der schief laufenden unbedingt überlegen.

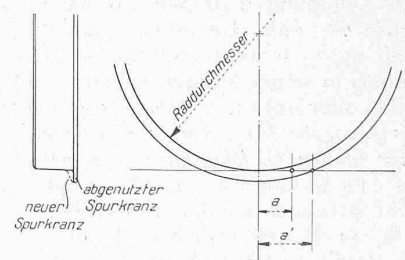


Abbildung 14.

Es soll noch kurz untersucht werden, welchen Einfluss ein im Geleise mit einem Ansnittswinkel laufender Radsatz auf dieses ausübt. Der am Schienenkopf laufende Spurkranz drückt mit einer Kraft S (Abb. 15), die einwandfrei berechnet werden kann, seitlich an diesen. Der Druck S ist die Reaktion der durch das Schieflaufen der Achse im Geleise unter den Rädern entstehenden Reibkräfte  $\frac{S}{2}$ .

Man erkennt, dass die am äusseren Schienenkopf angreifenden Kräfte S und  $\frac{S}{2}$  entgegengesetztes Vorzeichen haben müssen, somit verbleibt die Kraft  $\frac{S}{2}$  bestehen, mit der das Rad II den Schienenkopf links nach aussen drückt.

*Schief laufende Achsen erzeugen an der Lauffläche Reibkräfte, die auf eine Vergrößerung der Spurweite hinarbeiten und die Achsen des Radsatzes mit dem Moment  $S/2 \cdot r$  auf Biegung beanspruchen. Diese nicht unbedeutende Beanspruchung wird im allgemeinen bei der Berechnung der Achsen unberücksichtigt gelassen.<sup>1)</sup>*

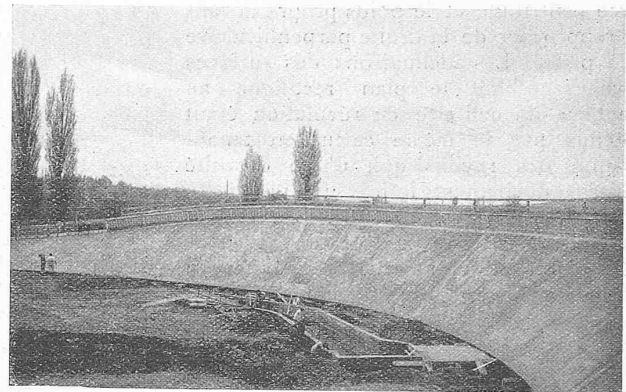
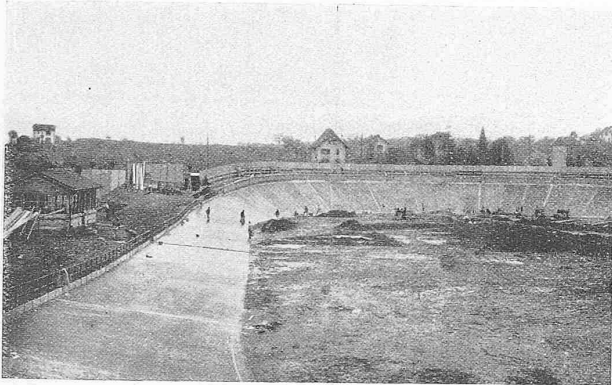


Fig. 1. Vue générale. — Le nouveau vélodrome de Genève à Plan-les-Ouates. — Fig. 2. Vue d'un virage.

### Le vélodrome de Genève.<sup>2)</sup>

Par Louis Perrin, Ingénieur à Genève.

Depuis de nombreuses années, l'agglomération genevoise ne possédait plus de vélodrome, la piste de la Jonction, datant de 1896, ne pouvant plus répondre aux nécessités actuelles; son emplacement dans la ville même, sur des terrains de grande valeur, rendait sa disparition obligatoire. En 1921, un groupe se forma en vue de construire une piste moderne, et chargea Monsieur Léon Belloni, architecte à Genève, d'établir les plans complets d'un vélodrome et de réaliser le programme de construction.

Le choix d'un terrain est de toute importance dans l'exécution d'un vélodrome. L'emplacement doit se trouver à proximité d'une grande artère parcourue par une ligne de tramway, le terrain ne doit pas être trop éloigné de l'agglomération urbaine, le prix d'achat obligeant néanmoins à s'éloigner de quelques kilomètres de la ville. Enfin, et ce détail est de toute importance, l'emplacement

<sup>1)</sup> Die Nutzenanwendung der im Vorstehenden gewonnenen Grundsätze sind in einem zweiten Aufsatz behandelt, der in einigen Wochen folgen soll.

<sup>2)</sup> Wir erinnern an die Beschreibung der Radrennbahn Oerlikon in Band 60, Seite 305 (7. Dezember 1912).

à 5 km de l'agglomération genevoise. La superficie du terrain mesure environ 20,000 m<sup>2</sup> formant un rectangle de 103 m sur 180 m avec une déclivité de 20 cm dans le sens transversal et de 2,75 m dans le sens longitudinal.

L'auteur de ces lignes fut chargé par M. Belloni de l'étude de la piste et de la surveillance des travaux concernant cet objet.

La piste (voir fig. 1 à 3) se compose de deux parties rectilignes parallèles de 50 m chacune et de deux extré-

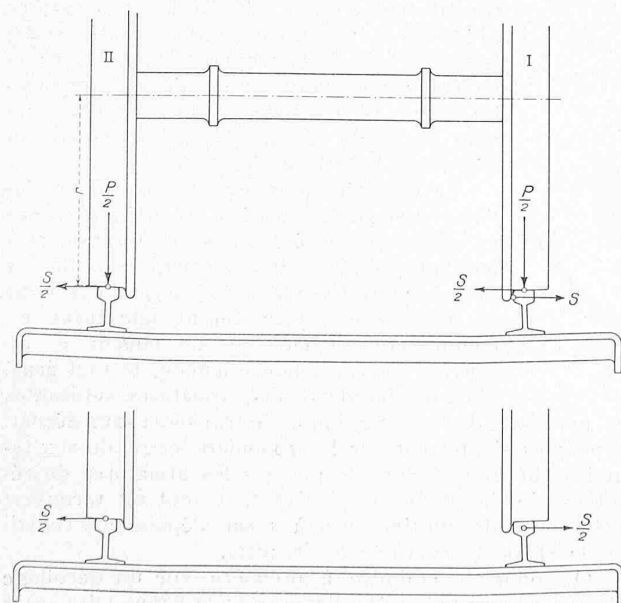


Abb. 15. (Zum Text links nebenan).

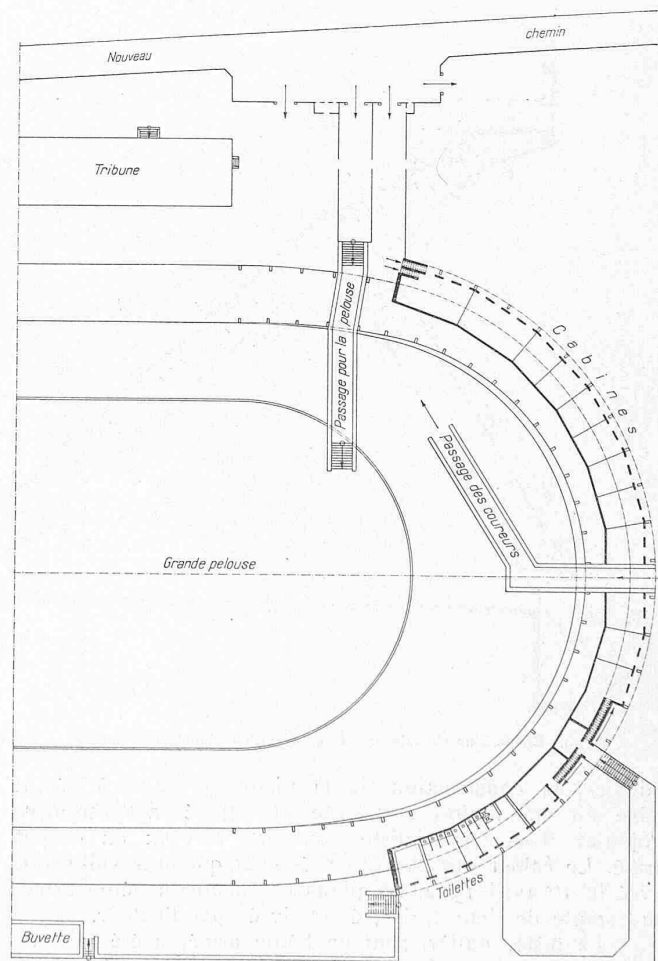


Fig. 3. Aménagement du dessous des virages. — Echelle 1:800.