

**Zeitschrift:** Schweizerische Bauzeitung  
**Herausgeber:** Verlags-AG der akademischen technischen Vereine  
**Band:** 111/112 (1938)  
**Heft:** 6

**Artikel:** Verschleiss der Bogenschienenflanken  
**Autor:** Heumann, H.  
**DOI:** <https://doi.org/10.5169/seals-49774>

### **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:** 09.02.2026

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

### 3. Verminderung der Vorspannungen infolge der plastischen Verformung des Betons unter Belastung (Kriechen)

Man darf annehmen, dass unter gleichen Umständen die Grösse der plastischen Verformung des Betons proportional zur Grösse der betr. Betonspannung  $\sigma_b$  ist. Daher bleibt für das vorliegende Problem die neutrale Axe des Querschnittes die selbe.

Zur Zeit  $x$  betrage die plastische Deformation des Betons in der Faser längs der Armierung  $\varepsilon_x$ . Aus der Abb. 3 folgt nun, dass sich die Spannung in der Armierung um das Mass  $\varepsilon_x E_e$  vermindert hat. Dementsprechend haben sich auch die Betonspannungen des Querschnittes vermindert, trotz der grösseren Deformationen. Für die Spannkraft in der vorgespannten Armierung zur Zeit  $x$  gilt folgende Beziehung:

$$N_x = N_e' - \varepsilon_x E_e f_e$$

und daher

$$\sigma_{ex} = \sigma_e' - \varepsilon_x E_e$$

und entsprechend Gl. (4)

$$\sigma_{bx} = \mu k (\sigma_e' - \varepsilon_x) E_e \quad \dots \quad (9)$$

Das Kriechmass des Betons wird im Allgemeinen für die Einheitsbelastung angegeben, also  $\varepsilon_k'$  für  $\sigma_b = 1 \text{ kg/cm}^2$ . Dieses Kriechmass ist eine Funktion der Zeit  $\varepsilon_k' = f(x)$ .

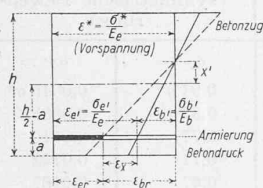


Abb. 3

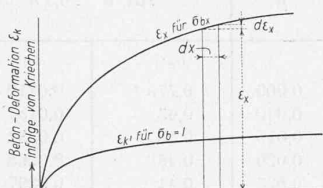


Abb. 4

Für eine veränderliche Belastung  $\sigma_{bx}$  ergibt sich aus der Abb. 4 zur Zeit  $x$  die Beziehung

$$d\varepsilon_x = \sigma_{bx} f'(x) dx \text{ also } \frac{d\varepsilon_x}{dx} = \sigma_{bx} f'(x) \quad \dots \quad (10)$$

wobei  $f'(x)$  die erste Ableitung von  $f(x)$  nach der Zeit  $x$  bedeutet. Setzt man für  $\sigma_{bx}$  den Wert aus Gl. 9 ein, so erhält man:

$$\frac{d\varepsilon_x}{dx} = \mu k (\sigma_e' - \varepsilon_x) E_e f'(x)$$

$$\frac{d\varepsilon_x}{dx} + \varepsilon_x E_e \mu k f'(x) = \sigma_e' E_e \mu k f'(x)$$

woraus  $\varepsilon_x = e^{-E_e \mu k f(x)} \int e^{E_e \mu k f(x)} \sigma_e' E_e \mu k f'(x) dx$

wobei  $e$  = Napier'sche Zahl = 2,718 ...

$$\varepsilon_x = e^{-E_e \mu k f(x)} [\sigma_e' E_e \mu k f(x) + C]$$

da für  $x = 0$ :  $f(x) = 0$ ,  $\varepsilon_x = 0$  so wird  $C = -\sigma_e' E_e \mu k f(x)$

$$\varepsilon_x = \sigma_e' E_e \mu k (1 - e^{-E_e \mu k f(x)})$$

oder, da  $f(x) = \varepsilon_k' = \text{Kriechmass für } \sigma_b = 1 \text{ kg/cm}^2$

$$\varepsilon_x = \sigma_e' E_e \mu k (1 - e^{-\mu k \varepsilon_k' E_e}) \quad \dots \quad (11)$$

Die restliche Vorspannung in der Armierung wird nun:

$$\sigma_{er} = \sigma_{ex} E_e = (\sigma_e' - \varepsilon_x) E_e$$

$$\sigma_{er} = \sigma_e' e^{-\mu k \varepsilon_k' E_e} \quad \dots \quad (12)$$

und in der Betonfaser längs der Armierung, entsprechend Gl. 4:

$$\sigma_{br} = \mu k \sigma_{er} = \mu k \sigma_e' e^{-\mu k \varepsilon_k' E_e} \quad \dots \quad (13)$$

Für den symmetrisch bewehrten Querschnitt wird wiederum  $k = 1$ , d. h.  $k$  verschwindet aus den Formeln (12) und (13). Das Kriechmass  $\varepsilon_k'$  erreicht nach den Versuchen und Angaben verschiedener Forscher (Graf, Glanville, Shank) den Wert von etwa 0,02  $\%$ . Man muss bei der Berechnung der restlichen Vorspannungen in Bewehrung und Beton nach den Formeln (12) und (13) in Betracht ziehen, dass bei dem unter Vorspannung stehenden Eisenbetonkörper das Schwinden gleichzeitig mit dem Kriechen des Betons vor sich geht. Der Wert  $\sigma_e'$  der genannten Formeln wird daher während des Verformungsprozesses auf

TABELLE III

$\mu$	Kriechmass $\varepsilon_k' = 0,02 \%$		$\varepsilon_k' E_e = 40$	
	für $a = 0,1 h$		für $a = 0,5 h$ (symmetrische Armierung)	
	$\sigma_{er} =$	$\sigma_{br} =$	$\sigma_{er} =$	$\sigma_{br} =$
0,005	0,56 $\sigma_e'$	0,0082 $\sigma_e'$	0,82 $\sigma_e'$	0,0041 $\sigma_e'$
0,010	0,31	0,0090	0,67	0,0067
0,015	0,173	0,0076	0,55	0,0082
0,020	0,097	0,0057	0,45	0,0090
0,030	0,030	0,0026	0,30	0,0090

$\sigma_e' - \sigma_{es}$  vermindert, und man muss daher zweckmässig in den Formeln (12) und (13) nicht das  $\sigma_e'$  aus Formel (3), sondern einen Mittelwert, z. B.  $\sigma_e' - \frac{\sigma_{es}}{2}$  einsetzen.

In Tabelle III sind für verschiedene Bewehrungsgehalte  $\mu$  die Reduktionswerte  $e^{-\mu k \varepsilon_k' E_e}$  bzw.  $\mu k e^{-\mu k \varepsilon_k' E_e}$  zur Berechnung der restlichen Vorspannungen  $\sigma_{er}$  und  $\sigma_{br}$  angegeben.

**Beispiel 1:** Der Armierung eines symmetrisch bewehrten Eisenbetonmastes, mit  $\mu = 2 \%$ , werde eine Vorspannung von  $\sigma^* = 5000 \text{ kg/cm}^2$  gegeben. Nach der Auslösung der Vorspannung betragen die verbliebenen Spannungen nach Tabelle I:

$$\sigma_{er} = 0,71 \cdot 5000 = 3550 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{br} = 0,0142 \cdot 5000 = 71 \text{ kg/cm}^2$$

Infolge Schwinden des Betons um  $\varepsilon_s = 0,4 \%$  vermindern sich diese Vorspannungen gemäss Tabelle II um 570 bzw. 11  $\frac{1}{2}$  kg pro  $\text{cm}^2$ . Durch die plastische Verformung des Betons vermindern sich die Vorspannungen, unter Voraussetzung eines Kriechmasses von  $\varepsilon_k' = 0,02 \%$  (Tabelle III) auf folgende Restspannungen:

$$\sigma_{er} = 0,45 \sigma_{er} = 0,45 \cdot \left( 3550 - \frac{570}{2} \right) = 1470 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{br} = 0,009 \sigma_{er} = 0,009 \cdot 3265 = 29 \text{ kg/cm}^2$$

Die restliche Vorspannung von 29  $\text{kg/cm}^2$  ist ausschlaggebend für die spätere Rissbelastung des Querschnittes. Im Vergleich zur angewandten Armierungsvorspannung von 5000  $\text{kg/cm}^2$  ist das erreichte Resultat sehr klein.

**Beispiel 2:** Einfach armerter Rechteck-Querschnitt,  $a = 0,1 h$ , Armierungsgehalt  $\mu = 1 \%$ , Vorspannung  $\sigma^* = 5000 \text{ kg/cm}^2$ . Nach Tabelle I hat man nach Auslösung der Vorspannung:

$$\sigma_{er} = 3150 \text{ kg/cm}^2 \quad \sigma_{br} = 92 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Druck)}$$

Nach Tabelle II betragen die Schwindspannungen für  $\varepsilon_s = 0,4 \%$

$$\sigma_{es} = 510 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Druck)} \quad \sigma_{bs} = 14 \frac{1}{2} \text{ kg/cm}^2 \text{ (Zug)}$$

Nach Tabelle III verbleiben nach der plastischen Verformung bei einem Kriechmass von  $\varepsilon_k' = 0,02 \%$  die folgenden Vorspannungen in der Armierung und im Beton längs der Armierung:

$$\sigma_{er} = 0,31 \cdot \left( 3150 - \frac{510}{2} \right) = 898 \text{ kg/cm}^2$$

$$\sigma_{br} = 0,009 \cdot 2895 = 26 \text{ kg/cm}^2$$

Die Betonrandspannungen berechnen sich nach Abb. 1 zu 30,3 für die untere und zu 12,5  $\text{kg/cm}^2$  für die obere Faser.

Aus den beiden Beispielen ist deutlich zu ersehen, dass der grösste Teil der ursprünglich erreichten Betonvorspannung durch das Schwinden und Kriechen des Betons wieder verloren geht, nämlich im ersten Beispiel 59  $\%$  und im zweiten Beispiel sogar 72  $\%$ . Man kann daher nur mit einer sehr hohen Armierungsvorspannung ein einigermaßen befriedigendes Ergebnis erreichen.

### Verschleiss der Bogenschienenflanken

Von Prof. Dr.-Ing. H. HEUMANN, Aachen

(Schluss von S. 53)

#### Gleitgeschwindigkeit $v$ .

Nun wollen wir die Geschwindigkeit  $v$ , mit der der Spurrand des vorderen anlaufenden Rades im Punkt  $\mathcal{M}$  momentan an der Innenflanke der ruhenden Ausschiene abgleitet, ihrer Grösse und Richtung nach ermitteln. Zu dem Zweck ist in Abbildung 10 der unter dem Anlaufwinkel  $\alpha$  an der Ausschiene anlaufende Vorder-Radsatz schematisch in verschiedenen Ansichten dargestellt mit den drei Komponenten  $v_x$ ,  $v_y$  und  $v_z$  von  $v$ ,  $v_x$  in Fahrzeuglängs-,  $v_y$  in Fahrzeugquerrichtung und  $v_z$  senkrecht. Der Berührungspunkt  $\mathcal{M}$  liegt um das kleine Stück  $x$  vor der «Meridiane» des Radsatzes, d. h. der durch die Radsatzdrehachse gehenden und senkrecht auf der Geleiseebene stehenden Ebene und um  $c$  unter dem Aufstandspunkt  $A$  des anlaufenden Rades, der angenähert in der Meridiane liegt.  $x$  ist bekanntlich  $= (r + c) \alpha \text{ tg } \beta$ .  $\alpha$  ist im Bogenmass gemessen. Der Berührungswinkel  $\beta$  sei wie gesagt 60°,  $c$  ist ebenfalls geometrisch festgelegt durch das Profil von Rad und Schiene; in unserer Rechnung sei es 9 mm; diesen Wert hat es sehr oft bei Vollbahnen.

Die wirkliche Momentanbewegung des Radsatzes können wir zusammengesetzt denken aus einer Momentandrehung des Radsatzes als Ganzen um eine durch den Krümmungsmittelpunkt  $C$  gehende senkrechte Axe mit der bekannten Winkelgeschwindigkeit  $\omega_z = \frac{v}{R}$  und aus einer Momentandrehung des Radsatzes um seine Eigen-Drehachse mit der noch unbekannten Winkelgeschwindigkeit  $\omega_x$ .

\*) Siehe z. B. Heumann: Leitschieneuführung von Geleisefahrzeugen in Geleisebögen, «Glaser's Annalen», 1935, S. 92.





## Zahlenbeispiel.

Ein Zahlenbeispiel soll uns eine klare Vorstellung über die Abhängigkeit des Verschleisses von der Zug- oder Bremskraft, dem Fliehkraftüber- und Unterschuss, der Zugkraftquerwirkung, der Bogenkrümmung und der Anlaufart verschaffen. Das auf die Längeneinheit bezogene Verschleissmass für  $f$  und

$\sin \beta = 1: P \frac{v}{v}$  drücken wir in Einheiten  $fQ$

aus und bezeichnen es, mit Hundert multipliziert, mit  $A$ , alle Kräfte drücken wir ebenfalls in Einheiten  $fQ$  aus. Wir betrachten ein zweiachsiges steifachsiges Fahrzeug mit einem Radstand  $l$  von 3,5 m, das einmal hinten frei einen Geleisebogen durchläuft, das andere Mal hinten anläuft. Die ganze in Fahrzeug- oder Gestellmitte angreifende Querkraft  $F$  sei zunächst angenommen zu 0,  $+0,5 fQ$  und  $-0,5 fQ$ , das Seitenspiel der Radsätze im Ge-

leise  $\sigma$  zu  $\frac{11}{1000}$  m. Jener Bogenhalbmesser,

bei dem ein solches Fahrzeug mit diesem  $\sigma$  noch gerade eben hinten freiläuft, hängt ab vom grössten Abstand  $p_{1\max}$  des Reibungsmittelpunkts an der Vorderachse. Dieser tritt auf bei  $-F_{\max}$ , das  $= 0,5 fQ$  sein soll und bei  $Z = 0$ . Dafür finden wir in bekannter Weise, etwa nach dem Minimumverfahren,

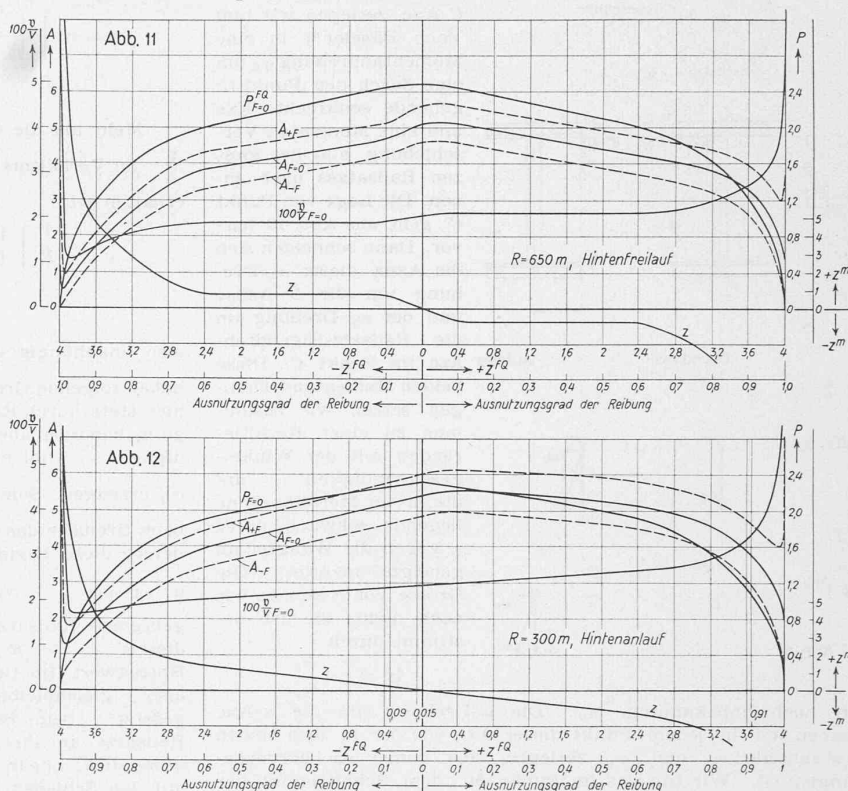
$$p_{1\max} = 3,8 \text{ m oder } \frac{p_{1\max}}{l} = \frac{3,8}{3,5} = 1,085 = a.$$

Somit ist der gesuchte Bogenhalbmesser nach Gl. (6):  $R_1 = \frac{l^2}{2\sigma} (2a - 1) = 650 \text{ m}$ . Mit die-

sem Bogenhalbmesser wollen wir für Hinten-Freilauf rechnen. Der Bogen, durch den das Fahrzeug mit Hinten-Innenanlauf geht, habe einen Halbmesser  $R_2 = 300 \text{ m}$ ; in ihm liegt der Reibungsmittelpunkt geometrisch fest auf  $p_2 = \frac{l}{2} + \sigma \frac{R_2}{l} = 2,69 \text{ m}$ . Mit diesen Werten sind nun  $\pm Z$  und  $P$  für  $F = +0,5 fQ$ ,  $F = 0$  und  $F = -0,5 fQ$  und für sehr verschiedene Abstände  $\pm z$  des Reibungsmittelpunkts von der Fahrzeuglängsachse in der oben angegebenen Weise ermittelt, und zwar bei Hinten-Freilauf im Bogen von 650 m Halbmesser für  $z = 0$  nach dem Minimumverfahren, für  $z = s$  nach Gl. (1), (2), (3), für  $z > 3s$  nach Gl. (4), (5) und für  $z = 0$  bis  $z = s$  und  $z = s$  bis  $z = 3s$  durch Interpolation, bei Hinten-Innenanlauf im Bogen von 300 m Halbmesser für alle  $z$  nach Gl. (7) und (8). Das Vorzeichen von  $Z$  und  $z$  ist wie oben ausgeführt ohne Einfluss auf  $P$ . Dann sind die zugehörigen relativen Gleitgeschwindigkeiten  $\frac{v}{v}$  für beide Anlauffälle und Bogenhalbmesser nach Gl. (15b) berechnet.

Trägt man das Verschleissmass für  $f$  und  $\sin \beta = 1: A = P \frac{v}{v} 100$  und seine Faktoren  $P$  und  $\frac{v}{v} 100$  sowie  $\mp z$  über  $\pm Z$  auf, so erhält man die Linienzüge der Abb. 11 und 12, die ein gutes Bild des Verlaufs der massgebenden Grössen geben.  $\pm Z_{\max}$  ist im vorliegenden Fall  $= 4 fQ$ ;  $\pm Z$  kann auch angesehen werden als Ausnutzungsgrad der verfügbaren Reibung zwischen den angetriebenen oder Widerstand leistenden, etwa gebremsten, Rädern und dem Geleise;  $\pm Z_{\max}$  entspricht voller Ausnutzung. Diese zeichnerische Darstellung und hier nicht wiedergegebene weitere Rechnungen lassen folgende allgemeine Schlüsse zu.  $\pm Z$  steigt mit  $\mp z$ , zuerst langsam, dann sehr stark. Das  $\pm z$  beim Bremsen mit  $-Z$  kann nur steigen bis auf  $R$ ; bei  $+z_{\max} = R$  ist  $-Z_{\max}$  nahezu gleich  $4 fQ$ . Das  $-z$  beim Ziehen mit  $+Z$  kann beliebig gross werden; bei  $-z_{\max} = \infty$  ist  $+Z_{\max}$  genau  $= 4 fQ$ . Aber schon bei  $\mp z = \frac{R}{20}$  erreicht  $\pm Z$  etwa das 0,997-fache seines Höchstbetrages. Die Richtkraft  $P$  sinkt mit von 0 aus zunehmendem  $\pm$  oder  $-Z$ , bei  $+Z$  genau so wie bei  $-Z$ , zuerst langsam und nahezu linear, dann zunehmend schneller und wird bei  $\pm Z_{\max}$  oder voller Ausnutzung der Reibung zu Null, wenn keine Seitenkraft  $F$  vorhanden ist. Ist eine positive nach aussen gerichtete Seitenkraft vorhanden, so sinkt  $P$  bei  $\pm Z_{\max}$  nur bis auf  $+\frac{F}{2}$ ; ist eine negative nach innen ziehende  $-F$  vorhanden, so sinkt  $P$  auf 0 schon bei demjenigen  $\pm Z$  ein wenig kleiner als  $\pm Z_{\max}$ , bei dem ohne Vorhandensein einer

## Verschleiss der Bogenschienenflanken. Von Prof. Dr. Ing. H. HEUMANN



Seitenkraft  $P$  auf den Wert  $\frac{F}{2}$  gesunken ist. Bei Hinteninnenanlauf ist  $P$  etwas kleiner als bei Hintenfreilauf des gleichen Fahrzeugs. Die relative Gleitgeschwindigkeit  $\frac{v}{v}$  hat die Neigung, von grossem  $-Z$  über  $Z = 0$  bis zu grossem  $+Z$  langsam zuzunehmen und erst bei Anwachsen von grossem  $-Z$  bis auf  $-Z_{\max}$  und Anwachsen von grossem  $+Z$  bis auf  $+Z_{\max}$  schnell und stark zuzunehmen bis auf 1 bei  $-Z_{\max}$ ,  $+z_{\max} = R$  und bis auf  $\infty$  bei  $+Z_{\max}$ ,  $-z_{\max} = \infty$ . Das langsame Zunehmen von  $\frac{v}{v}$  geschieht bei Hinteninnenanlauf stetig, bei Hintenfreilauf und Festliegen von  $M$  in einem der hinteren Aufstandspunkte unterbrochen durch Strecken gleichbleibender Grösse von  $\frac{v}{v}$  auf jenem Bereich von  $\pm Z$ , auf dem  $M$  in einem dieser Punkte festliegt. In scharf gekrümmten Bögen mit Hinteninnenanlauf ist  $\frac{v}{v}$  nicht viel grösser als in flacheren mit Hintenfreilauf. Das erklärt sich daraus, dass der Hinteninnenanlauf den Abstand  $p$  und damit das Quergleiten verkleinert; mit zunehmendem  $\mp z$  oder Längsgleiten nimmt dieser Einfluss des Hinteninnenanlaufs ab. Der Verschleiss ist nach den  $A$ -Linien am grössten bei sehr kleinem positivem  $Z$  oder  $Z = \pm 0$  und sinkt von da aus mit zunehmendem  $\pm Z$  erst langsam, dann zunehmend schneller und zwar bei negativem  $F$  bis auf 0 bei demjenigen stets sehr grossen  $\pm Z$ , bei dem  $P$  zu 0 wird, bei  $F = 0$  oder positivem  $F$  nur bis auf einen kleinen positiven Wert bei sehr grossem  $\pm Z$  und nimmt bei noch weiter anwachsendem  $\pm Z$ , also in der Nähe voller Ausnutzung der Reibung, plötzlich stark zu bis auf einen ansehnlichen Endwert. Bei positivem  $Z$  ist der Verschleiss etwas grösser als bei gleichgrossem negativem, wegen des verschieden grossen  $\frac{v}{v}$  trotz gleichem  $P$ . Auch der Verschleiss ist in engen Bögen mit Hinten-Innenanlauf nicht viel grösser als in flachen mit Hinten-Freilauf, einmal, weil, wie oben gesagt,  $\frac{v}{v}$  in jenem Fall nicht viel grösser ist als in diesem, dann, weil der Hinten-Innenanlauf  $P$  entlastet. Kleines Hinten-Innenanlauf begünstigendes Seitenspiel  $\sigma$  ist in dieser Hinsicht günstig. Durch den Flankenverschleiss wird  $\sigma$  grösser, damit also auch der Verschleissfortschritt schneller.

Zum Schluss wollen wir den Abschleiff vergleichen, den ein aus lauter Fahrzeugen der angegebenen Art und Grösse zusam-

1	2	3	4	5	6	7	8	9
Fahrtrichtung	Grad der Reibungs-Ausnutzung	Vorzeichen von Z	P in fQ bei F = 0	$\frac{F}{2}$ in fQ	$100 \frac{v}{v}$	$A = \left(P \pm \frac{F}{2}\right) 100 \frac{v}{v}$	G in t	A G
Bergfahrt	0,91	+	1,06	- 0,28	3,5	2,73	76	207 = A <sub>1</sub> G <sub>1</sub>
	0,015	-	2,30	- 0,28	2,34	4,73	504	2380 = A <sub>2</sub> G <sub>2</sub>
Talfahrt	0,09	-	2,27	+ 0,35	2,32	6,08	580	3525 = A <sub>3</sub> (G <sub>1</sub> + G <sub>2</sub> )

mengesetzter Zug an der Aussenschienenflanke des bergwärts und des talwärts befahrenen Geleises eines in einer Steigung von 1:50 liegenden Geleisebogens von 300 m Halbmesser hervorruft. Von der Sonderanordnung der Lokomotiv-Radsätze sei abgesehen. Der Wagenzug bestehe aus zehn vierachsigen Drehgestellwagen von je 42 t Gewicht, die 1-D-1 Lokomotive habe ein Reibungsgewicht  $G_1$  von 76 t und ein Laufachsgewicht von 34 t, der vierachsige Tender habe ein Gewicht von 50 t,  $Q$ , der Rad-

druck der Wagen, ist demnach  $\frac{42000}{8} = 5250$  kg,  $fQ = 1050$  kg.

Bergwärts werde der Bogen mit  $V_B = 25$  km/h, talwärts mit  $V_T = 65$  km/h durchfahren. Mit Rücksicht darauf, dass das Berggeleise des Bogens auch von leichteren Zügen schneller befahren wird, sei seine Aussenschiene für  $V = 45$  km/h überhöht nach der vielfach üblichen Ueberhöhungsformel für Regelspur:  $h_{mm} = 8 \frac{V^2}{R}$ , nach der bekanntlich die der Querschleunigung  $\frac{V^2}{R}$  zugehörige Fliehkraft nicht voll ausgeglichen wird; zu vollem Ausgleich ist vielmehr  $h = 11,8 \frac{V^2}{R}$  nötig. Die Aussenschiene des

Talgeleises sei für das im Beispiel angenommene  $V_T = 65$  km/h mit  $h = 8 \frac{V_T^2}{R}$  überhöht, da einerseits nach der B. O. diese Geschwindigkeit nicht überschritten werden darf, andererseits wohl von den meisten Zügen talwärts in Regelbetriebe erreicht werden kann. Auf ein zweiachsiges Fahrzeug oder Drehgestell von 4  $Q$  Gewicht oder  $\frac{4Q}{g}$  Masse wirkt daher auf dem mit  $V_B$  befahrenen Berggeleise ein Fliehkraftunterschuss in kg von:

$$\frac{4Q}{g} \left\{ \frac{8}{11,8} \left( \frac{V}{3,6} \right)^2 - \left( \frac{V_B}{3,6} \right)^2 \right\}$$

oder in fQ:

$$-F'B = \frac{4}{g} \frac{1}{3,6^2} \frac{1}{f} \frac{1}{R} \left( \frac{8}{11,8} V^2 - V_B^2 \right) = 0,39,$$

und auf dem mit  $V_T$  befahrenen Talgeleise ein Fliehkraftüberschuss in fQ von:

$$+F'T = \frac{4}{g} \frac{1}{3,6^2} \frac{1}{f} \frac{1}{R} \frac{11,8 - 8}{11,8} V_T^2 = 0,71.$$

Auf der Bergfahrt ist in die Rechnung einzusetzen einmal die Kraft  $+Z_B$  am Treibteil der Lokomotive oder ihre Radumfangs-Zugkraft, gleich der Summe des Steigungs- und Luftwiderstandes von Lokomotive, Tender und Wagenzug, des Rollwiderstandes der Treibachsen, des Roll-, Achslager- und Krümmungswiderstandes aller nicht angetriebenen Achsen. Setzt man den spezifischen Krümmungswiderstand überschlägig ein nach der Franck'schen Formel  $\frac{1401 + 95}{R}$ , so erhält man  $+Z_B \sim 13800$  kg.

Zur Verfügung stehen an nutzbarer Reibung  $fG_1$  1000 kg oder mit  $f = 0,2 \dots 15200$  kg; auf der Bergfahrt haben wir also eine Reibungsausnutzung von  $\frac{13800}{15200} = 0,91$  des Lokomotivreibungsgewichtes von  $G_1 = 76$  t.

Auf der Bergfahrt ist weiter in die Rechnung einzusetzen die Kraft  $-Z_B$  an allen nicht angetriebenen Achsen der Lokomotive, des Tenders und des Wagenzuges, gleich dem Widerstand aller dieser Achsen gegen Drehen oder der Summe der Achslager- und Krümmungswiderstände aller dieser Achsen. Somit ist  $-Z_B \sim 1500$  kg und die zugehörige Reibungsausnutzung

$$\frac{1500}{(34 + 50 + 420) \cdot 0,2 \cdot 1000} \sim 0,015 \text{ des Gewichts von } G_2 = 504 \text{ t.}$$

Auf der Talfahrt ist in die Rechnung einzusetzen die Kraft  $-Z_T$  an sämtlichen Achsen des Zuges einschliesslich Lokomotive und Tender, gleich dem gesamten zum grössten Teil durch Bremsen erzeugten Radumfangswiderstand. Dieser ist gleich der in die Fahrtrichtung fallenden Schwerkraftkomponente aller Fahrzeuge abzüglich des Roll- und Luftwiderstandes aller Fahrzeuge. So ergibt sich  $-Z_T \sim 10400$  kg und eine zugehörige Reibungsausnutzung von

$$\frac{10400}{(110 + 50 + 420) \cdot 0,2 \cdot 1000} = 0,09 \text{ des Gesamtgewichts von } G_1 + G_2 = 580 \text{ t.}$$

Auf der Bergfahrt werden noch nach innen gerichtete Querkraften  $D_1$  und  $D_2$  von den Wagenkästen auf die Drehzapfen der Drehgestelle ausgeübt, die herrühren von den nach innen gerichteten Querkomponenten der von den Fahrzeugen aufeinander ausgeübten Zugkräfte  $J_1$  und  $J_2$ . Nach Gl. (9) und (10) werden auf den vordern und hinteren Drehzapfen des vordersten Wagens ausgeübt

$$D_{1\max} = \frac{2u + d + k}{2R} \left( J_1 + \frac{u}{d} W_W \right)$$

und

$$D_{2\max} = \frac{2u + d + k}{2R} \left( J_1 - \frac{u + d}{d} W_W \right)$$

$J_1$ , die vom Tender auf den vordersten Wagen ausgeübte Zugkraft, ist gleich der Radumfangs-Zugkraft der Lokomotive  $Z_B$  abzüglich Rollwiderstand der angetriebenen Lokomotiv-Achsen, Roll-, Achslager- und Krümmungswiderstand der Lokomotivlauf- und Tenderachsen und Steigungs- und Luftwiderstand von Lokomotive und Tender. So ergibt sich

$$J_1 \sim 13800 - 3600 = 10200 \text{ kg.}$$

Der Wagenwiderstand  $W_W$  oder die Summe von Steigungs-, Achslager-, Roll-, Krümmungs- und Luftwiderstand eines im Zuge laufenden Wagens ist  $\sim 1000$  kg. Somit ist mit  $u = 3$  m,  $d = 14$  m,  $k = 2$  m

$$D_{1\max} = 382 \text{ kg} = 0,364 fQ \text{ und}$$

$$D_{2\max} = 330 \text{ kg} = 0,314 fQ.$$

Für den ganzen Zug nehmen wir an ein mittleres

$$D_m = \frac{D_{1\max} + D_{2\max}}{4} \sim 0,17 fQ.$$

Auf der Bergfahrt wird also jedes Drehgestell in seiner Mitte quer nach innen gezogen mit

$$-F_B = -F_B' + D_m = 0,39 + 0,17 = 0,56 fQ,$$

auf der Talfahrt dagegen nach aussen mit  $+F_T = 0,71 fQ$ .

$-F_B$  verringert die Richtkraft  $P$  auf der Bergfahrt um 0,28 fQ,  $+F_T$  vergrössert die Richtkraft  $P$  auf der Talfahrt um  $\sim 0,35 fQ$ .

Greift man nun in Abb. 12 die Werte von  $P$  für  $F = 0$  und von  $\frac{v}{v} 100$  auf der  $+Z$ -Seite für eine Reibungsausnutzung von 0,91 und auf der  $-Z$ -Seite für eine Reibungsausnutzung von 0,015 und 0,09 ab und bildet man die Produkte  $A = \left(P \pm \frac{F}{2}\right) 100 \frac{v}{v}$ ,

so erhält man die in Spalte 4, 6 und 7 der nachstehenden Tafel eingetragenen Zahlenwerte. Multipliziert man die drei  $A$  mit den zugehörigen Gewichten  $G$ , so geben die in Spalte 9 eingetragenen Produkte  $AG$  ein Vergleichs-Mass des Verschleisses und zwar auf Zeile 1 des Verschleisses durch die Treibachsen der Lokomotive, auf Zeile 2 durch die übrigen Achsen, beides zusammen auf der Bergfahrt, auf Zeile 3 durch sämtliche Achsen auf der Talfahrt. Das  $A_1$  der Lokomotiv-Treibachsen auf der Bergfahrt ist ungenau, weil es die Sonderanordnung dieser Achsen nicht berücksichtigt. Fast die gleiche Ungenauigkeit im gleichen Sinne steckt aber in den  $A_3$  sämtlicher auch die Lokomotivtreibachsen einschliessenden Achsen der Talfahrt. Somit dürfte bei einem Vergleich des Verschleisses durch sämtliche Achsen auf der Berg- und auf der Talfahrt das Verhältnis des errechneten Gesamtverschleisses auf der Talfahrt  $A_3 (G_1 + G_2)$  zum errechneten Gesamtverschleiss auf der Bergfahrt  $A_1 G_1 + A_2 G_2$  dennoch ein ziemlich richtiges Bild geben. Im vorliegenden Beispiel verhält sich der errechnete Verschleiss auf der Talfahrt zu dem auf der Bergfahrt wie

$$\frac{3525}{207 + 2380} = 1,36; \text{ d. h. er ist auf der Talfahrt um } 36\% \text{ grösser als auf der Bergfahrt.}$$

Entspräche die Ueberhöhung beider Aussenschienen genau den Fahrgeschwindigkeiten  $V_B$  und  $V_T$ , ohne Fliehkraftüber-

oder Unterschuss, so ergäbe sich ein Verhältnis  $\frac{3000}{258 + 2610} \sim 1,05$ ; auch dann wäre also der Verschleiss auf der Talfahrt noch um etwa 5% grösser als auf der Bergfahrt. Bei Zügen aus Wagen, die grösseren Querkomponenten der Zugkräfte ausgesetzt sind, wie z. B. zweiachsigen steifachsigen oder zweiachsigen oder dreiachsigen Wagen mit freien Lenkachsen grosser Gehänge-Steifigkeit, kann der Talfahrtverschleiss den Bergfahrtverschleiss erheblich stärker überschreiten. Bei Ausnutzung des Lokomotiv-Reibungsgewichts auf der Bergfahrt bis in die Nähe der Reibungsgrenze ist selbst abgesehen von dieser Zugkraft-Querwirkung und der Fliehkraftüber- und Unterschusswirkung im allge-



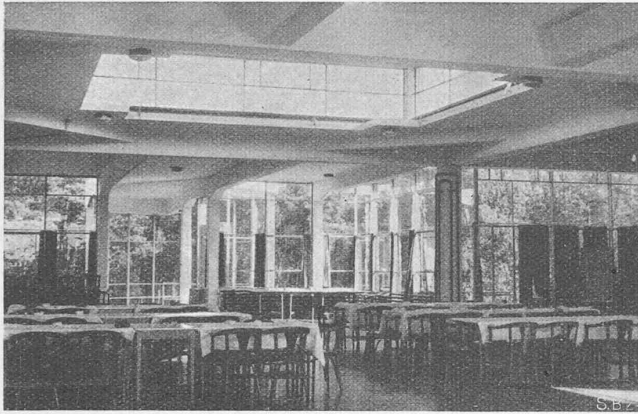


Abb. 1. Essraum im Sanatorium Zonnestraal, Hilversum. Arch. DUIKER

meinen der Talfahrtverschleiss etwas grösser als der Bergfahrtverschleiss, weil, wie die Abb. 11, 12 und die Tafel deutlich zeigen, grosse Lokomotivzugkraft  $+Z$  den Verschleiss stark herunterzieht. Daran ändert auch eine Sonder-Lokomotiv-Treibachs-anordnung grundsätzlich nichts;  $P$  und  $\frac{v}{v}$  verlaufen dann in Abhängigkeit von  $Z$ ,  $F$  und  $R$  in ähnlicher Art, nur kann  $P$  im Ganzen höher oder tiefer liegen. Wenn mithin der Unterschied von Bergfahrt- und Talfahrt-Verschleiss auch nicht allein vom Fliehkraftüber- und Unterschuss herrührt, so fällt dieser doch unter den verschiedenen Ursachen am stärksten ins Gewicht, kann durch Schienenüberhöhung der fragliche Verschleiss stark beeinflusst werden. Je kleiner der Fliehkraftüberschuss, desto kleiner ist unter sonst gleichen Umständen der Verschleiss der Bogenaussenschienen-Innenflanken und je grösser die Zug- oder Bremskraft, desto kleiner wird innerhalb sehr weiter Grenzen dieser Verschleiss. Dies letzte gilt nur für den Verschleiss *dieses* Schienenteils. Der *Gesamt*-Verschleiss der Bogenschienen nimmt mit wachsendem  $+Z$  ebenfalls zu, denn die *gesamte* dabei geleistete Reibungsarbeit nimmt damit zu, weil mit wachsendem  $+Z$  einmal der Abstand  $+z$  und mit ihm die Gleitwege der momentanen Aufstandspunkte zunehmen und weil mit wachsendem  $+Z$  ausserdem der schräg nach oben gerichtete Normaldruck  $N$  der Aussenschiene gegen den Spurkranz des vorderen anlaufenden Rades abnimmt, somit der Raddruck im Aufstandspunkt  $A$  dieses Rades zunimmt.

## Das Stuyvenberg-Spital in Antwerpen und das kreisrunde Krankenzimmer

Von Dipl. Arch. F. LODEWIG, Basel

Kreisrunde, ovale oder polygonale Raum- und Gebäudeformen sind teurer zu erstellen und schwerer in eine Gesamtanlage einzugliedern, als die rechteckigen und quadratischen Formen. Es gibt auch in jedem Bauprogramm immer nur eine verschwindend kleine Anzahl von Räumen, deren Zweckbestimmungen durch die runden Formen besser oder gefälliger erfüllt werden, als durch die rechteckigen: z. B. Sakralkirche, Speisezimmer, Gartenhalle, Dancing, kurz gesagt Räume der Gemeinschaft, oder Observatorium, Hörsaal, d. h. Orte des Studiums und der Belehrung. Daraus erklärt es sich, dass die Rundformen trotz ihrer starken Entfaltung im Barockzeitalter Seltenheiten geblieben sind, und uns zudem durch die Erinnerung an unglückliche Machwerke, wie Kugelhäuser, Bureaugebäude oder Hotels in Zylinderform (Italien) geradezu kurios und grotesk anmuten. Trotz diesen ungünstigen Umständen behalten die freistehenden Rundsäle eine Lebendigkeit, die sich auf ihre Vorzüge gegenüber den rechteckigen eingebauten Räumen begründet.

Im Nachfolgenden wird der Versuch gemacht, die Beziehungen des Krankenzimmers zu dieser etwas «kuriosen» Rundform zu untersuchen. In Betracht fällt nur der allseitig freistehende, nicht der allseitig eingebaute und mit Oberlicht versehene *Rundraum für Spitalzwecke*.

Bis heute haben in Europa und Amerika etwa 20 Spitäler Krankenzimmer in Rundform erstellen lassen.

Das Wunschbild einer modernen Krankenstation erfordert ein Gefüge von licht-, luft- und sonnendurchströmten Räumen, die sich gegenseitig weder beschatten noch die Luftdurchflutung hemmen (Abb. 1). Diese Forderungen haben das Sarrasson- und Dosquet-System entstehen lassen, aber durch die nur einseitige

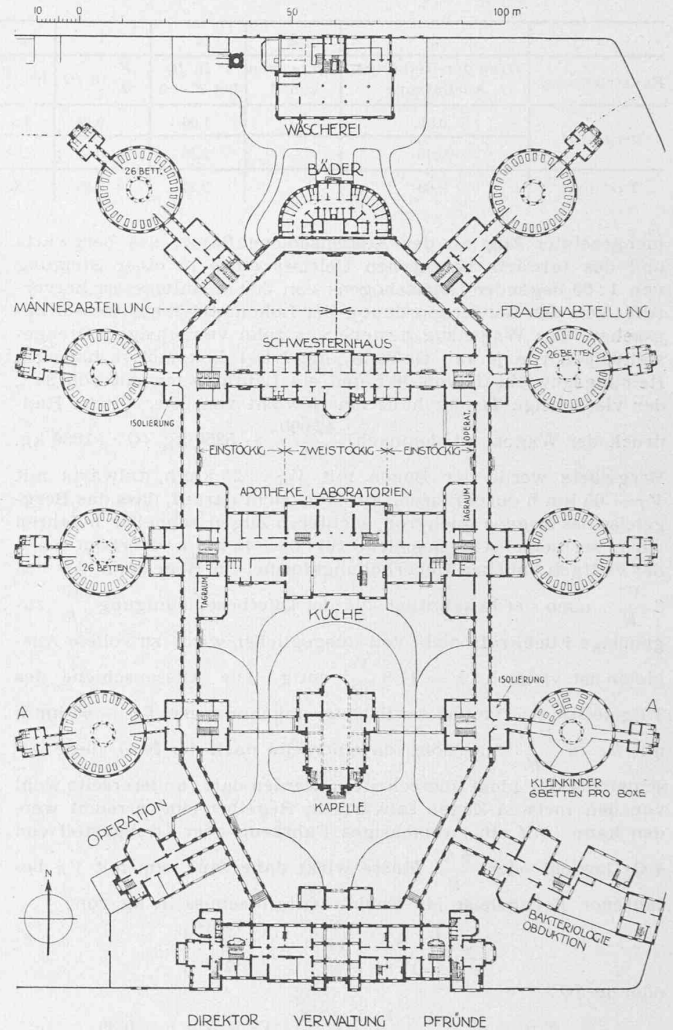


Abb. 2. Stuyvenberg-Spital Antwerpen, erbaut 1882/85. — 1:1600

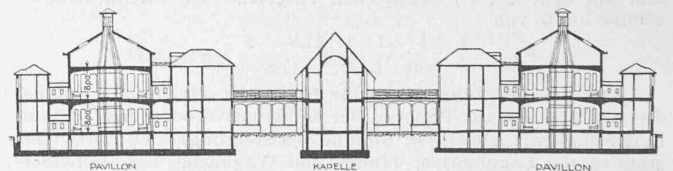


Abb. 3. Querschnitt A-A durch das Stuyvenberg-Spital. — 1:1600

Befensterung und auch unter der Annahme, dass die Orientierung aufs Sorgfältigste abgeklärt werde, bleibt der Wirkungsgrad dieser beiden Systeme hinter dem des allseitig befensterten Rundraumes zurück.

Raumtemperatur und Luftfeuchtigkeit lassen sich im ovalen oder kreisförmigen Krankensaal ohne künstliche Hilfsmittel durch Öffnen der Fenster an der Schatten- oder Sonnenseite regeln. Eine Befensterung nach Norden ist in ausgiebig verglasten Räumen unumgänglich notwendig. Diese gleichmässige und regulierbare Licht- und Luftfülle und die ausgezeichneten Ventilationsmöglichkeiten erlauben, ein Klima zu schaffen, das die Genesung des Kranken fördert. Dem Körper kommen damit Kräfte zugute, die im nur einseitig befensterten Krankensaal der Ueberwindung visueller Hindernisse, wie grelle Fenster, dunkle Zimmerecken, Warmluftstauungen usw. geopfert werden. Dem Arzt erleichtert die gleichmässige Lichtfülle die Diagnose und der Krankenschwester die Beobachtung des Zustandes der Patienten.

Diese Vorteile, die das kreisrunde Krankenzimmer zu bieten vermag, rechtfertigen seine Betrachtung im Zusammenhang mit den Nebenräumen und der Gesamtanlage. Zu diesem Zweck soll eine ältere Anlage, das Stuyvenberg-Spital in Antwerpen, untersucht werden.

Das Stuyvenberg-Spital, 1877 entworfen und 1882 bis 1885 erbaut, ist eine nur zweigeschossige Anlage auf rd. 4 ha Land, und war ursprünglich für 388 Betten bestimmt. Seine heutige