Verschleiss der Bogenschienenflanken

Autor(en): **Heumann, H.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **111/112 (1938)**

Heft 6

PDF erstellt am: **24.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-49774

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://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 σ_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 ε_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)

$$\sigma_{bx} = \mu k (\varepsilon_{e'} - \varepsilon_x) E_e \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Das Kriechmass des Betons wird im Allgemeinen für die Einheitsbelastung angegeben, also $\varepsilon_{k'}$ für $\sigma_b = 1$ kg/cm². Dieses Kriechmass ist eine Funktion der Zeit $\varepsilon_{k'} = f(x)$.

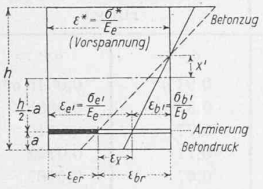


Abb. 3

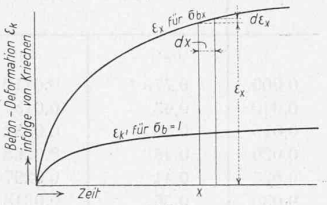


Abb. 4

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

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

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

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

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

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

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

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

da für $x = 0$: $f(x) = 0$, $\varepsilon_x = 0$ so wird $C = -\varepsilon_{e'}$

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

oder, da $f(x) = \varepsilon_{k'}$ = Kriechmass für $\sigma_b = 1$ kg/cm²

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

Die restliche Vorspannung in der Armierung wird nun:

$$\sigma_{er} = \varepsilon_{er} E_e = (\varepsilon_{e'} - \varepsilon_x) E_e$$

$$\sigma_{er} = \sigma_{e'} e^{-\mu k \varepsilon_{k'} E_e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

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

$$\sigma_{br} = \mu k \sigma_{er} = \mu k \sigma_{e'} e^{-\mu k \varepsilon_{k'} E_e} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

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 $\sigma_{e'} - \sigma_{es}$ 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.

TABELLE III

Kriechmass $\varepsilon_{k'} = 0{,}02$ ‰ $\qquad \varepsilon_{k'} E_e = 40$

μ	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

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

Beispiel 1: Der Armierung eines symmetrisch bewehrten Eisenbetonmastes, mit $\mu = 2$ ‰, werde eine Vorspannung von $\sigma^* = 5000$ kg/cm² gegeben. Nach der Auslösung der Vorspannung betragen die verbliebenen Spannungen nach Tabelle I:

$$\sigma_{e'} = 0{,}71 \cdot 5000 = 3550 \text{ kg/cm}^2$$
$$\sigma_{b'} = 0{,}0142 \cdot 5000 = 71 \text{ kg/cm}^2$$

Infolge Schwinden des Betons um $\varepsilon_s = 0{,}4$ ‰ vermindern sich diese Vorspannungen gemäss Tabelle II um 570 bezw. 11 ½ kg pro cm². Durch die plastische Verformung des Betons vermindern sich die Vorspannungen, unter Voraussetzung eines Kriechmasses von $\varepsilon_{k'} = 0{,}02$ ‰ (Tabelle III) auf folgende Restspannungen:

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

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

Die restliche Vorspannung von 29 kg/cm² ist ausschlaggebend für die spätere Rissbelastung des Querschnittes. Im Vergleich zur angewandten Armierungsvorspannung von 5000 kg/cm² ist das erreichte Resultat sehr klein.

Beispiel 2: Einfach armierter Rechteck-Querschnitt, $a = 0{,}1\,h$, Armierungsgehalt $\mu = 1$ ‰, Vorspannung $\sigma^* = 5000$ kg/cm². Nach Tabelle I hat man nach Auslösung der Vorspannung:

$$\sigma_{e'} = 3150 \text{ kg/cm}^2 \quad \sigma_{b'} = 92 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Druck)}$$

Nach Tabelle II betragen die Schwindspannungen für $\varepsilon_s = 0{,}4$ ‰

$$\sigma_{es} = 510 \text{ kg/cm}^2 \text{ (Druck)} \quad \sigma_{bs} = 14\ ½ \text{ kg cm}^2 \text{ (Zug)}$$

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 kg/cm² 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 Armierungs-Vorspannung ein einigermassen befriedigendes Ergebnis erreichen.

Verschleiss der Bogenschienenflanken

Von Prof. Dr.-Ing. H. HEUMANN, Aachen (Schluss von S. 53)

Gleitgeschwindigkeit $\mathfrak{v}$.

Nun wollen wir die Geschwindigkeit $\mathfrak{v}$, mit der der Spurkranz des vorderen anlaufenden Rades im Punkt $\mathfrak{A}$ momentan an der Innenflanke der ruhenden Aussenschiene ab*gleitet*, ihrer Grösse und Richtung nach ermitteln. Zu dem Zweck ist in Abbildung 10 der unter dem Anlaufwinkel α an der Aussenschiene anlaufende Vorder-Radsatz schematisch in verschiedenen Ansichten dargestellt mit den drei Komponenten $\mathfrak{v}_x$, $\mathfrak{v}_y$ und $\mathfrak{v}_z$ von $\mathfrak{v}$, $\mathfrak{v}_x$ in Fahrzeuglängs-, $\mathfrak{v}_y$ in Fahrzeugquerrichtung und $\mathfrak{v}_z$ senkrecht. Der Berührungspunkt $\mathfrak{A}$ liegt um das kleine Stück x vor der «Meridianebene» des Radsatzes, d. h. der durch die Radsatzeigendrehaxe gehenden und senkrecht auf der Geleiseebene stehenden Ebene und um c unter dem Aufstandspunkt A des anlaufenden Rades, der angenähert *in* der Meridianebene liegt. x ist bekanntlich $= (r + c)\, \alpha \operatorname{tg} \beta$ [5]). α ist im Bogenmass gemessen. Der Berührungswinkel β 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-Drehaxe mit der noch unbekannten Winkelgeschwin-

[5]) Siehe z. B. *Heumann:* Leitschienenführung von Geleisefahrzeugen in Geleisebögen, «Glasers Annalen», 1935, S. 92.

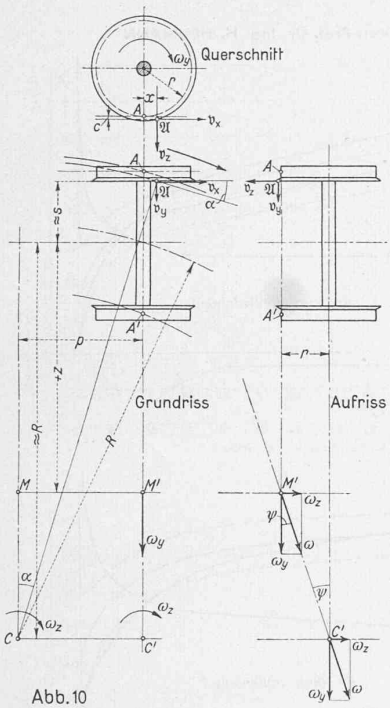


Abb. 10

digkeit ω_y. Die Momentandrehung ω_z um die C-Axe zerlegen wir nun nach Bäseler[6]) in eine Momentandrehung ω_z um eine durch den Punkt C' gehende senkrechte Axe und eine Momentan-Verschiebung $p\,\omega_z$ des ganzen Radsatzes nach innen. Die Lage von Punkt C' geht aus Abb. 10 hervor. Dann schneiden sich die Axen dieser ω_z-Drehung um die C'-Achse und der ω_y-Drehung um die Radsatz-Eigendrehaxe im Punkt C'. Diese beiden Momentandrehungen setzen wir zusammen zu einer Resultierenden mit der Winkelgeschwindigkeit ω um die in der Meridianebene liegende schwach unter ψ gegen die Waagrechte geneigte «u-Axe». Die Grösse von ψ kennen wir noch nicht; sie ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\omega_z}{\omega_y}$$

mit noch unbekanntem ω_y. Die ω-Drehung um die u-Axe können wir in jedem Punkt dieser Axe wie der in ihre beiden Bestandteile ω_z und ω_y zerlegen, aus denen sie hervorgegangen ist. Wir tun das im Punkt M', dem Schnittpunkt der u-Axe mit einer in der Meridianebene und parallel zur Radsatzeigendrehaxe liegenden Geraden durch die beiden Aufstandspunkte A und A'. Schliesslich setzen wir die ω_z-Momentandrehung um M' mit der Momentanverschiebung $p\,\omega_z$ wieder zusammen zu einer Momentan-Drehung mit ω_z um eine durch M gehende senkrechte Axe; wie M zu M' liegt, geht ebenfalls aus Abb. 10 hervor. Dann haben wir die ganze wirkliche Momentanbewegung des Radsatzes zerlegt in eine Momentandrehung mit ω_z um eine durch M gehende senkrechte Axe und eine Momentandrehung mit ω_y um eine waagrechte durch A und A' gehende Quer-Axe. M ist weiter nichts als unser Reibungsmittelpunkt. Denn A und A' machen um die waagrechte Queraxe keine Bewegung, weil sie *in* ihr liegen, sondern nur um die senkrechte M-Axe eine reine Gleitdrehbewegung. Kennen wir also den Abstand z des Reibungsmittelpunkts von der Fahrzeuglängsaxe, so ist auch ψ und ω_y bekannt. z haben wir oben in Abhängigkeit von P, Z und F bestimmt. Der Abstand der Linie $M\,M'$ von der Linie $C\,C'$ der Abb. 10 ist angenähert $= R - z$; somit ist:

$$\operatorname{tg}\psi = \frac{\omega_z}{\omega_y} = \frac{r}{R - z}.$$

Am momentanen Berührungspunkt $\mathfrak{A}$ macht nun das Rad gegenüber der ruhenden Schiene eine Gleitbewegung, die sich zusammensetzt aus einer ω_z-Drehung um die senkrechte M-Axe und einer ω_y-Drehung um die waagrechte querliegende A'—A-Axe. Demnach ist

$$\mathfrak{v}_x = -\,c\,\omega_y + (z + s)\,\omega_z = \omega_z\left(-\,c\,\frac{R}{r} + z\,\frac{c + r}{r} + s\right) \quad (11)$$

$$\mathfrak{v}_y = p\,\omega_z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

$$\mathfrak{v}_z = x\,\omega_y = (r + c)\,\alpha\,\operatorname{tg}\beta\,\frac{R - z}{r}\,\omega_z \text{ oder, mit } \alpha \backsim \frac{p}{R + s}:$$

$$\mathfrak{v}_z = \frac{r + c}{r}\,\frac{R - z}{R + s}\,p\,\operatorname{tg}\beta\,\omega_z \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (13)$$

$\mathfrak{v}_x$ ändert sich stark mit z. Als Bestandteil von $\mathfrak{v} = \sqrt{\mathfrak{v}_x^2 + \mathfrak{v}_y^2 + \mathfrak{v}_z^2}$ interessiert es nur mit seinem algebraischen Wert. Dieser ist $= 0$ nicht bei $z = 0$, sondern bei

$$z = z_0 = \frac{1}{c + r}\,(c\,R - s\,r) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

— mit R zunehmend — und nimmt sowohl bei Wachsen von z über als beim Sinken von z unter diesen Wert zu; nur ist bei $z < z_0$ $\mathfrak{v}_x$ rückwärts, bei $z > z_0$ vorwärts gerichtet. $\mathfrak{v}_y$ ist fast unabhängig von z, ändert sich mit $\pm Z$, abgesehen von der kleinen damit verbundenen Aenderung von p, nicht. $\mathfrak{v}_z$ nimmt mit wachsendem $+z$ oder $+B$ ab, mit wachsendem $-z$ oder $+Z$ zu. Die resultierende Gleitgeschwindigkeit $\mathfrak{v}$ hat somit den Ausdruck:

$$\mathfrak{v} = \omega_z \sqrt{\left\{-\,c\,\frac{R}{r} + z\,\frac{c + r}{r} + s\right\}^2 + p^2\left\{\left(\frac{R - z}{R + s}\cdot\frac{r + c}{r}\operatorname{tg}\beta\right)^2 + 1\right\}} \quad (15a)$$

Mehr als die Gleitgeschwindigkeit $\mathfrak{v}$ selbst interessiert uns $\frac{\mathfrak{v}}{v}$, ihr Verhältnis zur Fortschrittsgeschwindigkeit. Mit $v = R\,\omega_z$ erhalten wir:

$$\frac{\mathfrak{v}}{v} = \frac{1}{R}\sqrt{\left\{s - c\,\frac{R}{r} + z\,\frac{c + r}{r}\right\}^2 + p^2\left\{\left(\frac{R - z}{R + s}\cdot\frac{r + c}{r}\operatorname{tg}\beta\right)^2 + 1\right\}} \quad (15b)$$

also unabhängig von ω_z und ω_y! z und damit auch $\mathfrak{v}$ und $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ haben folgende Grenzwerte. Die Bremskraft $-Z$ oder $+B$ wird hier stets durch Reibung erzeugt. Reibung kann nur eine Bewegung hemmen, aber keine hervorrufen, kann die Winkelgeschwindigkeit ω_y wohl bis auf 0 verringern, aber nicht ein negatives ω_y erzeugen. Somit kann nach der Beziehung $\omega_y = \omega_z\,\frac{R - z}{r}$ beim Bremsen das $+z$ höchstens $= R$ werden, denn mit $+z = R$ liefert diese Beziehung $\omega_y = 0$. Mit $+z_{\max} = R$ erhalten wir $\mathfrak{v} = \mathfrak{v}_{\max\,-Z} = \omega_z\sqrt{p^2 + (R + s)^2} \backsim v$ und $\frac{\mathfrak{v}}{v} = 1$! Der festgebremste Radsatz rutscht mit v durch das Geleise. $-Z$ ist bei diesem $+z = R$ nahezu $= 4\,fQ$, dem theoretisch möglichen Höchstwert. Im Gegensatz zum Bremsen in der Geraden nimmt also — gleichbleibende Fahrgeschwindigkeit v oder $R\,\omega_z$ vorausgesetzt — beim Bremsen im Geleisebogen die Drehung ω_y der Radsätze um ihre Eigenaxe mit zunehmender Bremskraft $-Z$ *allmählich*, linear mit z, ab, geht nicht das Haften der Räder auf den Schienen *plötzlich* in ein Gleiten mit sprunghafter Erniedrigung der Reibungsziffer über, weil hier von vornherein kein Haften vorhanden ist.

Beim Ziehen mit $+Z$ wächst nach jener Beziehung zwischen ω_z und ω_y dieses gegenüber ω_z mit zunehmendem $+Z$ linear mit zunehmendem $-z$, und dies $-z$ kann beliebig gross werden. Bei seiner Zunahme von 0 bis auf ∞ nimmt $\frac{\omega_y}{\omega_z}$ zu von 0 bis auf den Grenzwert ∞. Da ω_y stets endlich bleibt, muss an dieser Grenze $\omega_z = 0$ sein. Setzt man $\omega_z = 0$ in die Gl. (11) und (12) für $\mathfrak{v}_x$ und $\mathfrak{v}_y$ ein, so erhält man den oberen Grenzwert von $\mathfrak{v}$ beim Ziehen zu

$$\mathfrak{v}_{\max\,+Z} = \omega_y\sqrt{c^2 + \left(\frac{r + c}{R + s}\right)^2 (p\operatorname{tg}\beta)^2}$$

bei der Fortschrittsgeschwindigkeit $v = R\,\omega_z = 0$, also $\frac{\mathfrak{v}_{\max}}{v} = \infty$. Der Radsatz dreht sich hierbei auf der Stelle. Dem gehört zu ein $+Z_{\max} = 4\,fQ$ genau gleich dem theoretischen Höchstwert. Die Fortschrittsgeschwindigkeit $v = R\,\omega_z$ bleibt also beim Ziehen in Geleisebögen mit veränderlichem $+Z$ nicht gleich, sondern nimmt mit zunehmendem $+Z$ oder $-z$, unter der stets erfüllten Voraussetzung, dass dabei ω_y nicht ebenso stark zunimmt, wie $R - z$, allmählich bis auf 0 ab und zwar nach der Beziehung: $v = R\,\omega_z = \omega_y\,r\,\frac{R}{R - z}$. Auch hier geht beim fahrenden Fahrzeug nicht ein Haften der Räder plötzlich in ein Gleiten über, sondern ändert sich nur die Richtung und Grösse des Gleitens.

$\frac{\mathfrak{v}}{v}$ nimmt demnach mit von 0 aus zunehmendem $-Z$ bezw. $+z$ (Bremsen) zunächst langsam auf seinen Mindestwert bei $+z \backsim \pm z_0$ ab, dem schon ein ziemlich grosses $-Z$ zugehört, und nimmt erst bei weiterwachsendem $+z$ bezw. $-Z$ zu bis auf seinen Höchstwert 1 bei $z_{\max} = R$, und zwar sehr schnell. Mit von 0 aus zunehmendem $+Z$ bezw. $-z$ (Ziehen) nimmt $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ von vornherein zu, erst langsam, dann schneller, bis auf seinen Höchstwert ∞ bei $-z_{\max} = \infty$.

Aus den verschiedenen abgeleiteten Ausdrücken für P, B und $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ ist das Verschleissmass für 1 m Schienenlänge $N\,f\,\frac{\mathfrak{v}}{v} = \frac{P}{\sin\beta}\,f\,\frac{\mathfrak{v}}{v}$ oder auch, da f und $\sin\beta$ als unveränderlich angesehen werden, $P\,\frac{\mathfrak{v}}{v}$ für verschiedenes R, B, Z, F, Hintenfrei- und -Anlauf, leicht zu bilden. Es nimmt mit von 0 aus wachsendem $\pm z$ nicht zu, sondern im allgemeinen ab!

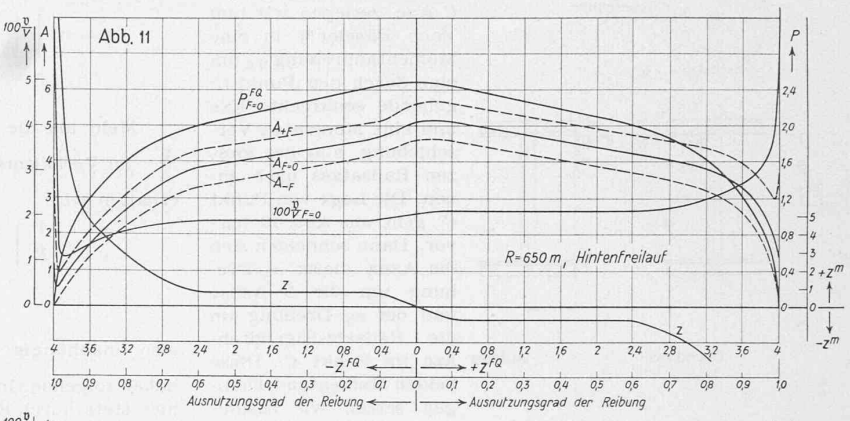
[6]) *Bäseler*, Spurkranzreibung, «Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens», 1927, S. 333.

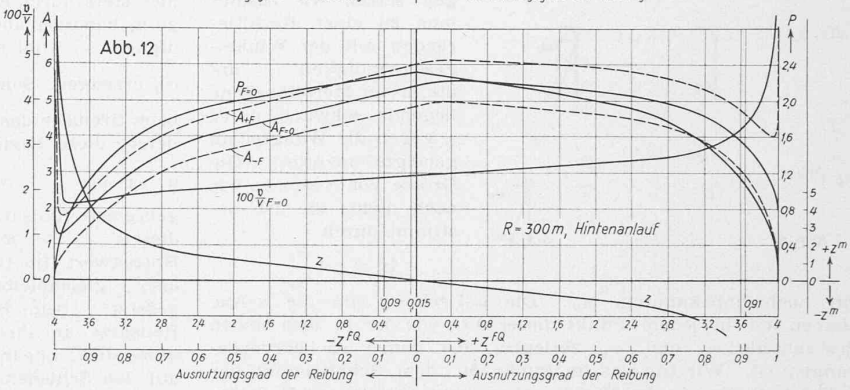
Verschleiss der Bogenschienenflanken. Von Prof. Dr. Ing. H. HEUMANN

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 $\sin\beta = 1 : P\,\frac{\mathfrak{v}}{v}$ 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 durchlaufe, das andere Mal hinten anlaufe. 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 Geleise σ zu $\frac{11}{1000}$ m. Jener Bogenhalbmesser, bei dem ein solches Fahrzeug mit diesem σ 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, $p_{1\max} = 3{,}8$ m oder $\frac{p_{1\max}}{l} = \frac{3{,}8}{3{,}5} = 1{,}085 = a$. Somit ist der gesuchte Bogenhalbmesser nach Gl. (6): $R_1 = \frac{l^2}{2\sigma}(2a - 1) = 650$ m. Mit diesem Bogenhalbmesser wollen wir für Hinten-*Frei*lauf rechnen. Der Bogen, durch den das Fahrzeug mit Hinten-*Innenan*lauf geht, habe einen Halbmesser $R_2 = 300$ m; in ihm liegt der Reibungsmittelpunkt geometrisch fest auf $p_2 = \frac{l}{2} + \sigma\frac{R_2}{l} = 2{,}69$ 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 Fahrzeuglängsaxe 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 $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ für beide Anlauffälle und Bogenhalbmesser nach Gl. (15b) berechnet.

Trägt man das Verschleissmass für f und $\sin\beta = 1$: $A = P\,\frac{\mathfrak{v}}{v}\,100$ und seine Faktoren P und $\frac{\mathfrak{v}}{v}\,100$ 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 $+z$ 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 $+$ 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





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 $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ 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 ∞ bei $+Z_{\max}$, $-z_{\max} = \infty$. Das langsame Zunehmen von $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ geschieht bei Hinteninnenanlauf stetig, bei Hintenfreilauf und Festliegen von M in einem der hinteren Aufstandspunkte unterbrochen durch Strecken gleichbleibender Grösse von $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ auf jenem Bereich von $\pm Z$, auf dem M in einem dieser Punkte festliegt. In scharf gekrümmten Bögen mit Hinteninnenanlauf ist $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ nicht viel grösser als in flacheren mit Hintenfreilauf. Das erklärt sich daraus, dass der Hinteninnenanlauf den Abstand p und damit das *Quer*gleiten verkleinert; mit zunehmendem $\mp z$ oder *Längs*gleiten 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 negativen, wegen des verschieden grossen $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ 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, $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ in jenem Fall nicht viel grösser ist als in diesem, dann, weil der Hinten-Innenanlauf P entlastet. Kleines Hinten-Innenanlauf begünstigendes Seitenspiel σ ist in dieser Hinsicht günstig. Durch den Flankenverschleiss wird σ grösser, damit also auch der Verschleissfortschritt schneller.

Zum Schluss wollen wir den Abschliff 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	$100 \frac{\upsilon}{v}$	$A = \left(P \pm \frac{F}{2}\right) 100 \frac{\upsilon}{v}$	G in t	$A\,G$
Bergfahrt	0,91	+	1,06	— 0,28	3,5	2,73	76	$207 = A_1 G_1$
	0,015	—	2,30	— 0,28	2,34	4,73	504	$2380 = A_2 G_2$
Talfahrt	0,09	—	2,27	+ 0,35	2,32	6,08	580	$3525 = A_3 (G_1 + G_2)$

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 Raddruck der Wagen, ist demnach $\frac{42\,000}{8} = 5250$ 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 Querbeschleunigung $\frac{V^2}{R}$ 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 $\frac{4\,Q}{g}$ Masse wirkt daher auf dem mit V_B befahrenen Berggeleise ein Fliehkraft*unter*schuss in kg von:

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

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 Fliehkraft*über*schuss 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 $\frac{140\,l + 95}{R}$, so erhält man $+ Z_B \backsim 13\,800$ kg. Zur Verfügung stehen an nutzbarer Reibung $f\,G_1$ 1000 kg oder mit $f = 0{,}2 \ldots$ 15 200 kg; auf der Bergfahrt haben wir also eine Reibungsausnutzung von $\frac{13\,800}{15\,200} = 0{,}91$ 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 $- Z_B \backsim 1500$ kg und die zugehörige Reibungsausnutzung $\frac{1500}{(34 + 50 + 420) \cdot 0{,}2 \cdot 1000} \backsim 0{,}015$ des Gewichts von $G_2 = 504$ 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 $- Z_T \backsim 10\,400$ kg und eine zugehörige Reibungsausnutzung von $\frac{10\,400}{(110 + 50 + 420) \cdot 0{,}2 \cdot 1000} = 0{,}09$ des Gesamtgewichts von $G_1 + G_2 = 580$ t.

Auf der Bergfahrt werden noch nach innen gerichtete Querkräfte 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

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

und

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

J_1, die vom Tender auf den vordersten Wagen ausgeübte Zugkraft, ist gleich der Radumfangszugkraft 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

$$J_1 \backsim 13\,800 - 3600 = 10\,200 \text{ kg.}$$

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

$$D_{1\max} = 382 \text{ kg} = 0{,}364\, fQ \quad \text{und}$$
$$D_{2\max} = 330 \text{ kg} = 0{,}314\, fQ\,.$$

Für den ganzen Zug nehmen wir an ein mittleres

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

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

$$- F_B = - F_{B'} + Dm = 0{,}39 + 0{,}17 = 0{,}56\, fQ\,,$$

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 $\backsim 0{,}35\, fQ$.

Greift man nun in Abb. 12 die Werte von P für $F = 0$ und von $\frac{\upsilon}{v} 100$ 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 $A = \left(P \pm \frac{F}{2}\right) 100 \frac{\upsilon}{v}$, 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 $\frac{3525}{207 + 2380} = 1{,}36$; d. h. er ist auf der Talfahrt um 36 % 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 $\frac{3000}{258 + 2610} \backsim 1{,}05$; 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-

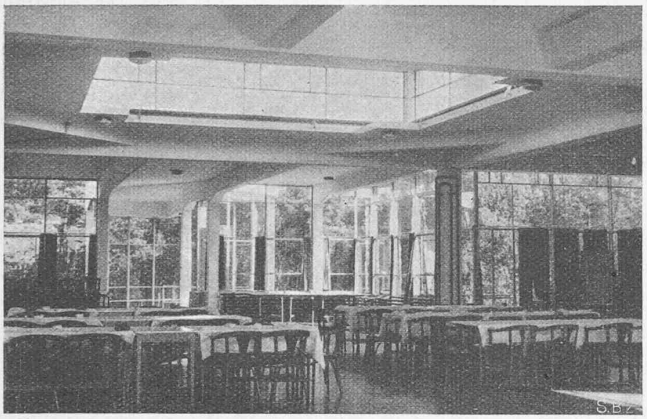


Abb. 1. Essraum im Sanatorium Zonnestraal, Hilversum. Arch. DUIKER

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-Treibachsanordnung grundsätzlich nichts; P und $\frac{\mathfrak{v}}{v}$ 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 $\pm Z$ ebenfalls zu, denn die *gesamte* dabei geleistete Reibungsarbeit nimmt damit zu, weil mit wachsendem $\pm Z$ einmal der Abstand $\mp z$ und mit ihm die Gleitwege der momentanen Aufstandspunkte zunehmen und weil mit wachsendem $\pm Z$ 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

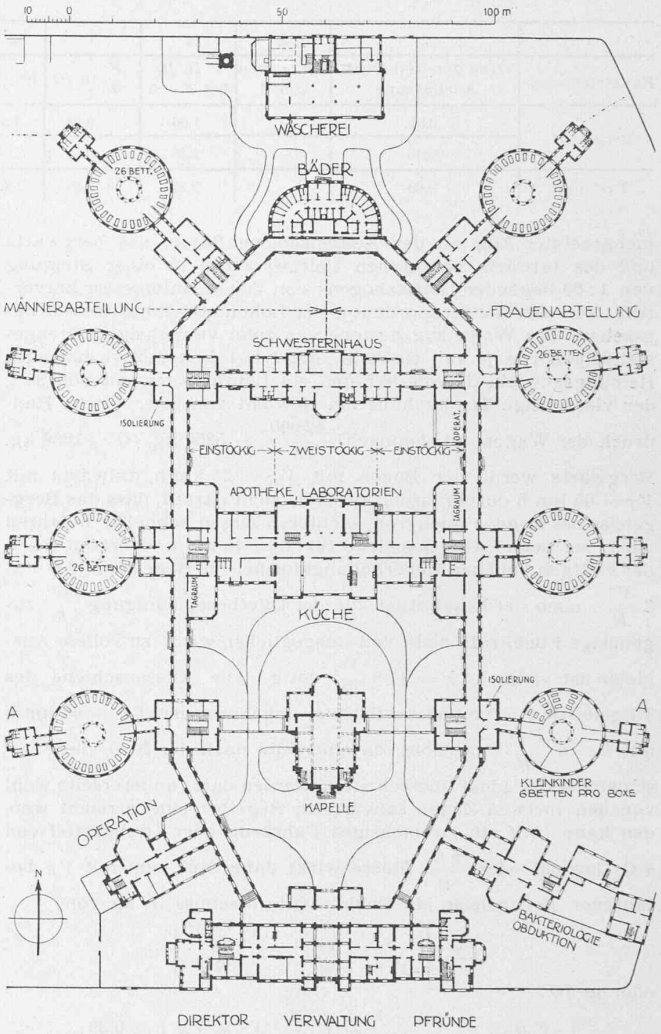


Abb. 2. Stuyvenberg-Spital Antwerpen, erbaut 1882/85. — 1 : 1600

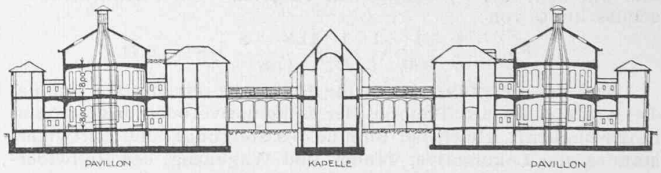


Abb. 3. Querschnitt A-A durch das Stuyvenberg-Spital. — 1 : 1600

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 Oeffnen 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