BERECHNUNG DER LEBENSDAUER DER KEGELROLLENLAGER IN DEN VORRÄDERN VON KRAFTFAHRZEUGEN

Von

L. VARGA und O. SZAMOSVÖLGYI

Lehrstuhl für Maschinenelemente, Technische Universität, Budapest

(Eingegangen am 6. Februar. 1964)

Vorgelegt von Prof. Dr. I. VÖRÖS

Über die Lagerungen von Kraftfahrzeugen im allgemeinen

Die Bemessung der Lagerung von Kraftfahrzeugen bildet einen der verhältnismäßig am schwersten erfaßbaren Gebiete der Wälzlagerbemessung, müssen sie doch Anforderungen gerecht werden, die auf anderen Gebieten des Maschinenbaues nur selten vorkommen.

Die Bestimmung der erforderlichen Größe eines Lagers ist eine einfache Aufgabe, wenn das Belastungsspektrum, die Drehzahl und die gewünschte Lebensdauer bekannt sind.

Beim Entwurf von Kraftfahrzeuglagerungen sind von diesen Faktoren mit voller Sicherheit nur die gewünschte Lebensdauer, die auftretende maximale Drehzahl und die voraussichtliche maximale Belastung bekannt, hinsichtlich der im Betrieb im allgemeinen vorkommenden Drehzahlen, der Belastungsgrößen und ihrer zeitlicher Verteilung ist man jedoch auf Annahmen angewiesen. Zahl und Größe der im Betriebe auftretenden stoßartigen Belastungen sind unbekannt und ändern sich auch von Fall zu Fall.

In manchen Fällen läßt sich die Verschmutzung der Lager nur durch sorgfältigste Abdichtung verhindern, oft genügt jedoch auch diese nicht, das Lager ist somit der Verschleißwirkung der Verschmutzung ausgesetzt, die die Lebensdauerberechnung ungewiß macht.

Bei der Konstruktion von Kraftfahrzeuglagerungen steht man zeitlich veränderlichen Belastungsgrößen und veränderlichen Drehzahlen gegenüber; zwecks Annäherung der tatsächlichen Verhältnisse muß also eine sogenannte zeitlich gleichwertige Belastung berechnet werden, die man sich so vorzustellen hat, als wirkte sie während der ganzen Lebensdauer des Lagers ständig und gleichmäßig und führte zu derselben Lebensdauer wie die tatsächliche Belastung.

Im allgemeinen bedienen sich unsere Konstrukteure nicht der auf die Theorie der zeitlichen Beschädigungshäufung aufgebauten Bemessungsmethode (Palmgren-Minersche Theorie), die kubische bzw. 10/3-Mittelwerte liefert.

Entweder dimensionieren sie die Lager für die auftretenden maximalen Belastungen, als ob diese maximale Belastung stets wirkte, weshalb Lager größerer Tragfähigkeit eingebaut werden als nötig, oder die Bemessung erfolgt für die aus den normalen Belastungen resultierenden statischen Belastungen, ohne daß die zeitweilig auftretenden, die Normalbelastung übersteigenden Belastungen berücksichtigt würden, was wieder zu einer Unterbemessung der Lagerung führt.

Gesichtspunkte für die Bemessung der Vorderradlagerungen

Unter den in Kraftfahrzeuge eingebauten Wälzlagern sind es die Vorderradlager, die den verschiedenartigsten und am schwersten bestimmbaren Belastungen ausgesetzt sind.

Auf die Lagerung wirken folgende Kräfte:

— Radbelastung in Laufruhe,

— Kraftwirkung beim Bremsen,

— Axialbelastung beim Befahren von Kurven oder beim Fahren in schräger Lage;

— Kraftwirkung aus dem Moment, welches aus dem durch die Axialkraft am Reifen geweckten Moment stammt,

— eine unter der Einwirkung der Radialbelastung auftretende innere zusätzliche Axialbelastung bei Lagerungen mit Lagern mit schräger Angriffslinie,

— eine beim Bremsen während des Kurvenbefahrens auftretende sehr komplizierte, vielseitige Kraftwirkung,

— die Kraftwirkung aus dem durch den Radsturz geweckten Moment,

— dynamische Stöße infolge Straßenunebenheiten bei allen Belastungsarten,

— Kraftwirkung aus der Zugkraft bei Kraftwagen mit Frontantrieb,

— die aus der Lenkung entstehende Kraftwirkung.

Die Größe der aufgezählten Kräfte ändert sich von Augenblick zu Augenblick, und es kann nicht einmal genau bestimmt werden, wie lange die einzelnen Kräfte wirken, weshalb der Entwurf auf die Annahme empirischer Näherungswerte angewiesen ist.

Berechnung der Lebensdauer der Vorderradlagerungen wird hier am Beispiel eines im lokalen Personenverkehr eingesetzten Omnibusses demonstriert, weil es unter den der Personenbeförderung dienenden Straßenfahrzeugen der Stadtomnibus ist, dessen Laufwerk den nach Zeit und Größe veränderlichsten Krafteinwirkungen ausgesetzt ist.

In den Katalogen der verschiedenen Wälzlagerfabriken ist die Lebensdauer der Wälzlager für Kraftfahrzeuge mit etwa 100 000—250 000 km angegeben, und dementsprechend bemessen die Konstrukteure die Lager.

Die der Dimensionierung zugrunde liegende, vorgeschriebene Lebensdauer ist richtig gewählt, wenn sich in ihr ein Wirtschaftlichkeitsoptimum widerspiegelt. Bei den unterbemessenen Lagern mit geringerer Lebensdauer sind Beschädigung und Reperaturen offenbar häufiger, die spezifischen Kosten der Stillstandzeiten höher als bei vorsichtiger Überbemessung. Auch eine Überbemessung über eine gegebene Grenze hinaus ist verfehlt. Andererseits muß auch die lebensdauervermindernde Wirkung des Aus- und Einbaues bei den häufigen Revisionen sowie das Problem der Gewichtsverminderung und der Selbstkostensenkung in Betracht gezogen werden.

Die Wälzlager können die vorgesehene Lebensdauer nur dann erreichen, wenn sie infolge der natürlichen Werkstoffermüdung oder infolge unregelmäßiger Ausfurchung (Pittings) zugrunde gehen.

Der häufige vorzeitige Ausfall infolge Ermüdung läßt darauf schließen, daß bei der Bemessung die tatsächlich auftretenden Krafteinwirkungen (Radbelastungen bzw. Lagerreaktionskräfte) nicht richtig ausgesetzt bzw. die stoßverkehrszeitigen Überbelastungen nicht in Betracht gezogen worden waren.

Etwa 40 Prozent des ungarischen Autobusparkes ist im innerstädtischen Verkehr eingesetzt und ein bedeutender Teil davon steht in der Hauptstadt in Betrieb. Nach statistischen Unterlagen laufen die Autobusse während etwa der Hälfte der Betriebszeit in überbelastenem Zustand bzw. zum Teil nur während der Stoßverkehrszeiten. Die auf die Lager wirkenden Kräfte erhöhen sich also im Vergleich zur normalen Fahrgastbelastung. Eine Analyse der Autobusbetriebe läßt erkennen, daß die schwersten Betriebsverhältnisse bei den Autobussen im innerstädtischen Verkehr, in erster Linie aber bei den in der Hauptstadt eingesetzten Autobussen anzutreffen sind.

Das häufige Anhalten, Straßenkreuzungen, das Überholen, die Übergangstellen für Fußgänger, die auch perzentuell hohe Zahl von Kurven usw. ergeben sehr differenzierte Betriebsverhältnisse.

Auf Grund einer statistischen Analyse der hauptstädtischen Autobuslinien wird im weiteren angenommen, daß von der Lebensdauer der Lager eines Autobusses mit normaler Fahrgastbelastung 79% auf gerade Fahrten, 10% auf Bremsungen, je 5% auf Befahren von Kurven nach rechts oder links und je 0,5% auf Bremsungen in Rechts- oder Linkskurven entfallen.

Unter den gegenwärtigen Verhältnissen des innerstädtischen Verkehrs darf indes von dem überbelasteten Zustand der Wagen nicht abgesehen werden. Dem Gesagten entsprechend können die perzentuellen Anteile der Fahrten mit verschiedener Belastung an der Lebensdauer der Lager folgendermaßen angesetzt werden:

$N_1 = 39{,}50\%$ — Normalbelastung, Fahrten auf geraden Strecken,
$N_2 = 5{,}00\%$ — Normalbelastung, Bremsen aus geradem Fahren,
$N_3 = 2{,}50\%$ — Normalbelastung, Fahren in Kurven nach rechts,
$N_4 = 2{,}50\%$ — Normalbelastung, Fahren in Kurven nach links,
$N_5 = 0{,}25\%$ — Normalbelastung, Bremsen in Kurven nach rechts,
$N_6 = 0{,}25\%$ — Normalbelastung, Bremsen in Kurven nach links,
$N_7 = 39{,}50\%$ — Überbelastung, Fahrten auf geraden Strecken,
$N_8 = 5{,}00\%$ — Überbelastung, Bremsen aus geradem Fahren,
$N_9 = 2{,}50\%$ — Überbelastung, Fahren in Kurven nach rechts,
$N_{10} = 2{,}50\%$ — Überbelastung, Fahren in Kurven nach links,
$N_{11} = 0{,}25\%$ — Überbelastung, Bremsen in Kurven nach rechts,
$N_{12} = 0{,}25\%$ — Überbelastung, Bremsen in Kurven nach links.
$N = 100\%$

Diese perzentuelle Verteilung der auf die Lager wirkenden Belastungen kann nicht als vollständig betrachtet werden, da das Belastungsspektrum der Laufwerke von Kraftfahrzeuge sehr kompliziert ist. Die Arbeit des Konstrukteurs wird jedoch durch eine gewisse Vereinfachung des wirklichen Belastungsspektrums erleichtert. Die Wiederholungszahl der verschiedenartigen Belastungsfälle, d. h. der zeitliche Verlauf des vereinfachten Spektrums ist durch die perzentuelle Annahme gegeben:

Zur Verteilung der angenommenen Belastungsfälle muß bemerkt werden, daß das Befahren von Rechts- und Linkskurven und das Bremsen in diesen wegen der Verkehrsregelung und der Technik des Fahrens mit Kraftfurzeugen nicht mit derselben Häufigkeit vorkommen, woraus folgt, daß die zeitlich gleichwertige Belastung (ideelle konstante Last) der rechten bzw. der linken Lager voneinander wenn auch nur geringfügig, so doch merklich abweichen. Es wäre aber sehr schwierig, diesen Umstand rechnerisch genauer zu erfassen und überdies müssen die Lagerungen an beiden Seiten gleich gebaut sein.

Beim Kurvenfahren können wir einen Wendehalbmesser und eine Geschwindigkeit annehmen, ohne zwischen kleinem und großem Bogen unterscheiden zu müssen. Bekanntlich sind der Wendehalbmesser und die Geschwindigkeit beim Kurvenfahren im kleinen Bogen kleiner als im großen Bogen. Der Kraftwagenfahrer hält die Zentrifugalkraft annähernd auf konstantem Wert. Er entspricht ungefähr der Kraft, die in die Berechnung eingesetzt werden kann. Aus diesem Grunde erübrigt es sich, das Kurvenfahren auf kleine und große Bogen aufzuteilen, da dies das Endresultat wesentlich nicht beeinflussen kann. Ebenso darf die Tatsache vernachlässigt werden, daß die meisten unserer Straßen gewölbt sind und dadurch der rechtseitige Raddruck etwas größer ist als der linkseitige. Auch die Wirkung des Luftwiderstandes und die beim Anfahren entstehende Beschleunigung kann vernachlässigt werden. Die von letzterer geweckte Massenkraft erhöht die auf die hinteren Radlager wirkenden Reaktionskräfte, während sie an den Vorderrädern die Größe der Reaktionskräfte vermindert. Da aber die Anfahrbeschleunigung wesentlich kleiner ist als die Verlangsamung beim Bremsen, kann auch die Verminderung der Belastung der Vorderradlager vernachlässigt werden. Die nicht betriebsmäßig auftretenden Belastungen (z. B. Anstoßen an den Randstein des Gehsteiges, usw.) können ebenfalls außer acht gelassan werden.

Berechnung der auf das Vorderrad wirkenden Belastungen

Die Größe der auf die Vorderräder entfallenden Belastung hängt außer vom Eigengewicht und der Belastung des Wagens auch von der Lage seines Schwerpunktes ab. Der Schwerpunkt des statischen Zustandes verlagert sich

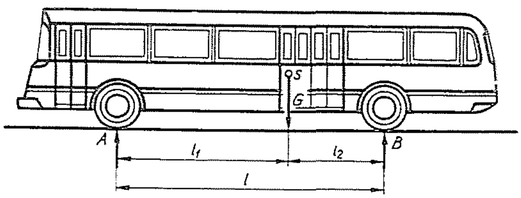

Abb. 1

je nach den verschiedenen Bewegungsverhältnissen, und diese Schwerpunktverlagerung (nach dem D'Alambertschen Prinzip gerechnet) ändert die der statischen Belastung entsprechende Vorderradbelastung.

Es sei
das Wagengewicht G,
der vordere Achsdruck A,
der hintere Achsdruck B,
der Achsstand l,
die Entfernung des Schwerpunktes von der Hinterradachse: l_2,
die Entfernung des Schwerpunktes von der Vorderradachse: l_1.

a) Bei statischer Belastung oder gleichmäßig laufendem Fahrzeug ergibt sich die Stelle der Schwerpunktlinie gemäß Abbildung 1, aus der Momentengleichgewichtsbedingung zu

$$M_A = l \cdot B - l_1 \cdot G = 0 ,$$

worin

$$l_1 = \frac{l \cdot B}{G} .$$

Andererseits folgt aus der Gleichung

$$l_1 + l_2 = l$$

daß

$$l_2 = l - l_1 .$$

Aus den bekannten Achsdrücken schreibt sich die Belastung der Vorderräder zu

$$A_1 = A_2 = \frac{A}{2}.$$

b) Für die gerade Fahrt, wenn das Fahrzeug mit einer Verlangsamung a gebremst wird, laßt sich die Belastung der Vorderräder nach dem D'Alambertschen Prinzips leicht berechnen. Diesen Fall veranschaulicht Abbildung 2.

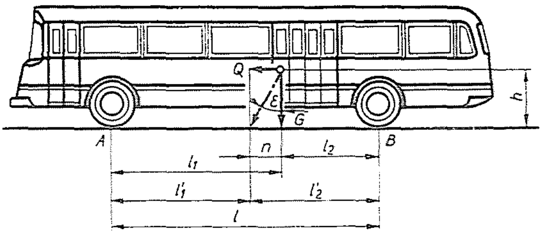

Abb. 2

Es sei die Höhe des Schwerpunktes über dem Boden h,
die Masse des Fahrzeuges m,
die Verlagerung der Schwerpunktlinie von ihrer ursprünglichen Lage n.
Die beim Bremsen auftretende Massenkraft ist

$$Q = m \cdot a.$$

Beim Bremsen nimmt die Gleichgewichtsgleichung die Form

$$Q \cdot h + G \cdot l_2 = G(n + l_2)$$

an woraus

$$n = h \cdot \frac{Q}{G}.$$

Wenn

$$\frac{Q}{G} = \operatorname{tg}\varepsilon,$$

womit

$$l'_1 = l_1 - n$$

und

$$l'_2 = l_2 + n.$$

Im Sinne der Abbildung 3 ist der beim Bremsen auftretende Achsdruck durch die Gleichgewichtsgleichung

$$M_{Bt} = l'_2 \cdot G - l \cdot A_t = 0$$

gegeben. Hieraus ist

$$A_t = \frac{l_2'}{l} G.$$

Die Vorderräder haben also beim Bremsen eine Belastung von

$$A_{t1} = A_{t2} = \frac{A_t}{2} .$$

c) Wenn das Fahrzeug mit gleichmäßiger Geschwindigkeit Kurven befährt, nimmt die Belastung des Vorderrades an der äußeren Seite der Krüm-

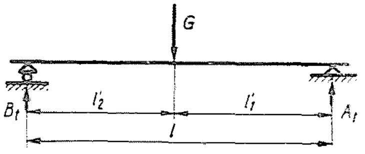

Abb. 3

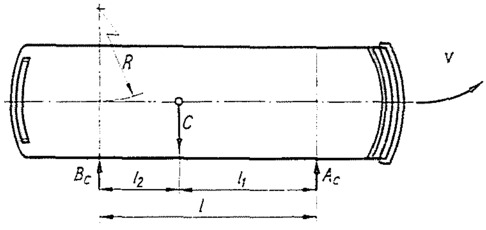

Abb. 4

mung zu. Die beim Befahren von Krümmungen auftretende Zentrifugalkraft hat dreierlei Wirkungen auf die Vorderradlager:

— sie übt auf die Lager eine direkt wirkende Axialkraft aus;

— die Reibung zwischen Gummireifen und Boden weckt durch den Rollkreisradius des belasteten Rades ein Moment in der Lagerung, welches als Radialbelastung auftritt und anhand der Stützweite der Lagerung rechnerisch erfaßt werden kann.

Der Wendelhalbmesser sei R,

die Geschwindigkeit beim Befahren der Krümmung v.

Für die beim Befahren der Krümmung auftretende Zentrifugalkraft gilt der Zusammenhang

$$C = m \frac{v^2}{R} .$$

Die Belastung der Vorderachse kann auf Grund der Abbildung 4 ermittelt werden.

Aus der für die Hinterradachse aufgeschriebenen Gleichgewichtsbedingung ergibt sich die Gleichung

$$M_{Bc} = l_2 \cdot C - l \cdot A_c = 0 ,$$

aus der nach dem Zusammenhang

$$A_c = \frac{l_2 \cdot C}{l}$$

die auf die Vorderachse wirkende Zentrifugalkraft berechnet wird.

Die von der Zentrifugalkraft ausgeübte axiale Kraft wirkt auf jedes Rad, und zwar in den Vorderradlagerungen an der Außenseite der Krümmung auf das innere größere Lager, an der Innenseite der Krümmung dagegen auf

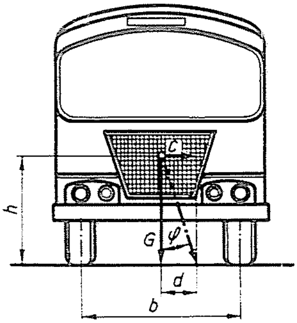

Abb. 5

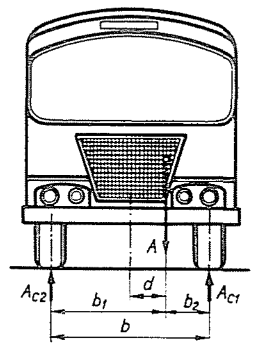

Abb. 6

das äußere, kleinere Lager. Ihre Verteilung hängt aber praktisch auch von der Größe der Lagerspalte ab. Die auf die Lager wirkende, aus der Zentrifugalkraft stammende axiale Kraft geht in unsere Berechnung — unter Beachtung der Unsicherheit — für beide Vorderräder mit 2/3 des Wertes der Kraft A_c ein, es gilt also

$$A_{c\,\mathrm{ax}\,1} = A_{c\,\mathrm{ax}\,2} = 2/3\, A_c .$$

Infolge der Zentrifugalkraft ändert sich auch die radiale Belastung der Vorderräder. Die veränderte Radbelastung wird auf Grund der Abbildung 5 aus der Verlagerung der Schwerpunktlinie berechnet (wie beim Bremsen).

Die Spurweite sei b,

die Verlagerung der Schwergewichtslinie d.

Für den Neigungswinkel der auftretenden resultierenden Kraft zur Senkrechten gilt

$$\mathrm{tg}\, \varphi = \frac{C}{G}$$

und hieraus für die Verlagerung

$$d = h \cdot \mathrm{tg}\, \varphi .$$

Die veränderten radialen Drücke des Vorderrades werden gemäß Abbildung 6 aus der Gleichgewichtsbedingung berechnet, wobei b_1 und b_2 den Abstand der Schwerpunktlinie von den Rädern bezeichnen, es wird mithin

$$b_1 = \frac{b}{2} + d\,,$$

$$b_2 = \frac{b}{2} - d\,,$$

$$M_{Ac2} = b_1 \cdot A - b \cdot A_{c1} = 0\,,$$

woraus

$$A_{c1} = \frac{b_1}{b} \cdot A$$

bzw.

$$A_{c2} = A - A_{c1}\,.$$

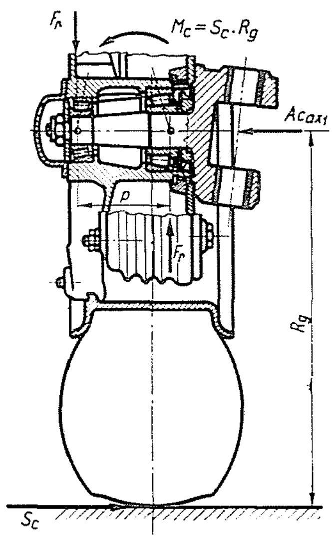

Abb. 7

Zwischen Reifen und Boden tritt bei das Anfahrung von Krümmungen eine Reibungskraft $A_{c\,ax\,1} = S_c$ (Abb. 7) auf, die mit dem Rollkreisradius des belasteten Reifens ein Moment

$$M_c = S_c \cdot R_g$$

ergibt. Das Moment M_c, geteilt durch die Stützweite (p) der Lagerung, ergibt die aus dem Moment entstehende, auf die Lagerung wirkende radiale Belastung

$$F_{rc} = \frac{M_c}{p} .$$

d) Die Vorderräder werden die ungünstigste Belastung erhalten, wenn das Fahrzeug während der Befahrung von Kurven bremst. Für diesen Fall gilt das soeben für die Berechnung der radialen und axialen Belastungen der Vorderräder Gesagte.

Berechnung der radialen und axialen Belastung der Kegelrollenlager

Nachdem um die Werte der Vorderradbelastung unter verschiedenen Fahrtverhältnissen bestimmt werden können, sollen im folgenden den ermittelten Vorderradbelastungen die Belastungen der Lager berechnet werden.

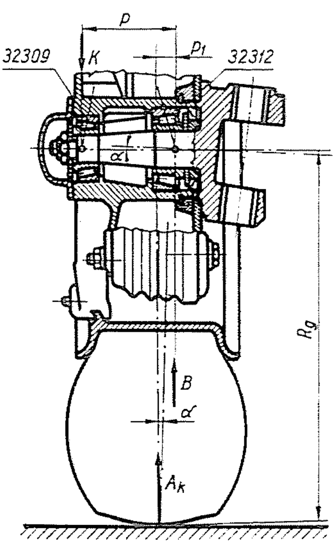

Abb. 8

Die Kegelrollenlagerung der Vorderräder veranschaulicht Abbildung 8. Bei unseren Berechnungen wird der Sturz der Radebenen (Winkel α) in Betracht gezogen, nicht aber die aus der Vorspur (aus dem zugehörigen Winkel) entstehenden modifizierenden Wirkungen, die die Krafteinwirkungen beeinflussen.

Weiterhin wird jene Kraftänderung vernachlässigt, die zustande käme, wenn die vertikal wirkende radiale Radbelastung in die Radebene, dem Winke

a entsprechend eigeschwenkt würde. (Diese Kraft würde sich mit dem $\cos a$ ändern, der Kosinus der kleinen Winkel ist aber annähernd 1. Wegen des Sturzes wirkt ein ständiges Moment $M = A_k \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\, a$ auf das Rad, woraus an den Lagern je eine entgegengerichtete Kraft $F_{r_2} = M/p$ entsteht. Zu beachten ist, daß die auf die einzelnen Lager wirkenden aus verschiedenen Betriebsverhältnissen entstehenden Radial- und Axialbelastungen richtunggerecht summiert werden. Wegen ihrer konstruktiven Ausbildung tritt bei der Verwendung von Kegelrollenlagern unter der Einwirkung ihrer Radialbelastung eine innere zusätzliche Axialkraft (A_{jK}, A_{jB}) auf, die als Aktionskraft auf das andere Lager wirkt. Diese zusätzlichen Belastungen sind in den verschiedenen Lagerkatalogen eindeutig festgelegt, doch sei hierzu bemerkt, daß hier bei beiden Lagern die größeren zusätzlichen Kraftwirkung in Betracht gezogen werden, wenn $F_a/F_r > e$.

Es seien der Abstand der Angriffslinien der Kegelrollenlager p,

der Abstand zwischen den Radebenen (der Richtung der wirksamen Radialkraft) und der Angriffslinie des größeren Kegelrollenlagers p_1.

die am Rad auftretende Radialbelastung A_k,

die am Rad auftretende Axialbelastung F_a,

die am kleineren, äußeren Kegelrollenlager entstehende Radialbelastung: F_{rK},

die am größeren, inneren Kegelrollenlager entstehende Radialbelastung F_{rB}.

a) In statischem Zustande bzw. bei gleichmäßigem Lauf auf gerader Strecke sind die Belastungen beider Vorderräder identisch, es gelten mithin folgende Beziehungen:

äußeres Lager	*Radialbelastung*	*inneres Lager*
$F_{r1} = \dfrac{P_1 \cdot A_1}{p}$		$F_{r1} = A_1 - \dfrac{p_1 \cdot A_1}{p}$
$F_{r2} = \dfrac{A_1 \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}a}{p}$		$F_{r2} = \dfrac{A_1 \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}a}{p}$

Die summierten Radialbelastungen

$F_{rK} = F_{r2} - F_{r1}$	$F_{rB} = F_{r1} + F_{r2}$

Die Axialbelastungen ergeben sich nur aus der inneren zusätzlichen Belastungen.

b) Bremst das Fahrzeug bei Fahrt auf gerader Strecke, stimmen die auf die Vorderräder wirkenden Radialbelastungen miteinander überein. Die Lagerbelastungen sind in diesem Falle:

Radialbelastung

$$F_{r1} = \frac{p_1 \cdot A_{t1}}{p} \qquad\qquad F_{r1} = A_{t1} - \frac{p_1 \cdot A_{t1}}{p}$$

$$F_{r2} = \frac{A_{t1} \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\alpha}{p} \qquad\qquad F_{r2} = \frac{A_{t1} \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\alpha}{p}$$

Summierte Radialbelastungen

$$F_{rK} = F_{r2} - F_{r1} \qquad\qquad F_{rB} = F_{r1} + F_{r2}$$

Axiale Belastungen ergeben sich nur aus den inneren zusätzlichen Belastungen.

c) Wenn das Fahrzeug Krümmungen mit gleichmäßiger Geschwindigkeit nimmt, wirken Krümmungsbogen folgende Belastungen: auf die Vorderradlager an der Außenseite des

Radialbelastungen

$$F_{r1} = \frac{p_1 \cdot A_{c1}}{p} \qquad\qquad F_{r1} = A_{c1} - \frac{p_1 \cdot A_{c1}}{p}$$

$$F_{r2} = \frac{A_{c1} \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\alpha}{p} \qquad\qquad F_{r2} = \frac{A_{c1} \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\alpha}{p}$$

$$F_{r3} = \frac{A_{c\,ax\,1} \cdot R_g}{p} \qquad\qquad F_{r3} = \frac{A_{c\,ax\,1} \cdot R_g}{p}$$

Summierte Radialbelastungen

$$F_{rK} = F_{r2} + F_{r3} - F_{r1} \qquad\qquad F_{rB} = F_{r1} + F_{r2} + F_{r3}$$

Axialbelastungen

Wenn auf die Kegelrollenlagerung in der bezeichneten Richtung außer der inneren zusätzlichen Axialbelastung auch eine äußere Axialbelastung wirkt (Abb. 9), wenn also

$$A_{c\,ax\,1} > 0$$

und

$$A_{jB} < A_{jK},$$

sowie

$$A_{c\,ax\,1} \leqq A_{jK} - A_{jB},$$

schreibt sich die Axialbelastung des inneren Kegelrollenlagers zu

$$F_{aB} = A_{jK} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rB}}{Y_B},$$

und die Axialbelastung des äußeren Kegelrollenlagers zu

$$F_{aK} = A_{jK} - A_{c\,\mathrm{ax}\,1}.$$

Die Einstellung des Spieles der Kegelrollenlager ist besonders bei den Vorderrädern der Kraftfahrzeuge sehr schwer. Es kommt häufig vor, daß die aus der Zentrifugalkraft entstehende Axialbelastung der Vorderachse vom äußeren — kleineren — Lager des an der Innenseite des Krümmungsbogens

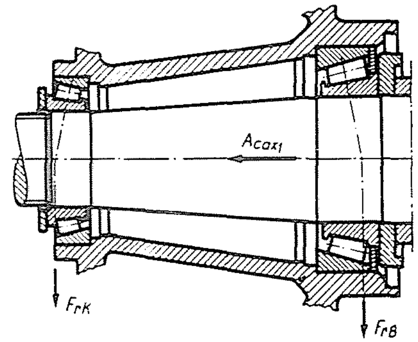

Abb. 9

laufenden Rades aufgenommen wird, wenn das Lagerspiel an dieser Seite kleiner ist. Da dieser Fall für das äußere, kleinere Lager des an der Krümmungsaußenseite laufenden Vorderrades gefährlicher ist (vermindert doch die äußere Kraft die aus der Radialbelastung des inneren, größeren Lagers entstehende zusätzliche Axialbelastung keineswegs, wird die Kraft $A_{c\,\mathrm{ax}\,1}$ vom Wert der Kraft A_{jK} nicht abgezogen, vielmehr ist bei Berechnung beider an der Krümmungsaußenseite gelegener Lager die Axialbelastung

$$F_{aK} = A_{jK} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rB}}{Y_B}$$

in Betracht zu ziehen.

d) Befährt das Fahrzeug Krümmungen, werden die Lager des an der Krümmungsinnenseite laufenden Vorderrades durch folgende Belastungen beansprucht:

äußeres Lager	*Radiale Belastungen*	*inneres Lager*
$F_{r1} = \dfrac{p_1 \cdot A_{c2}}{p}$		$F_{r1} = A_{c2} - \dfrac{p_1 \cdot A_{c2}}{p}$
$F_{r2} = \dfrac{A_{c2} \cdot R_g \,\mathrm{tg}\alpha}{p}$		$F_{r2} = \dfrac{A_{c2} \cdot R_g \cdot \mathrm{tg}\alpha}{p}$
$F_{r3} = \dfrac{A_{c\,\mathrm{ax}\,1} \cdot R_g}{p}$		$F_{r3} = \dfrac{A_{c\,\mathrm{ax}\,1} \cdot R_g}{p}$

Summierte Radialbelastungen

$$F_{rK} = F_{r1} + F_{r3} - F_{r2} \qquad\qquad F_{rB} = F_{r3} - (F_{r1} + F_{r2})$$

Axiale Belastungen

Wenn auf die Kegelrollenlagerung außer der inneren Axiallast auch eine der in Abb. 9 bezeichneten entgegengerichtete äußere Axialbelastung wirkt, wenn also

$$A_{c\,\mathrm{ax}1} > 0,$$
$$A_{jB} > A_{jK}$$

und

$$A_{c\,\mathrm{ax}\,1} \geqq A_{jB} - A_{jK},$$

ist die Axialbelastung des inneren, größeren Lagers

$$F_{a\mathrm{B}} = A_{\mathrm{jB}} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rK}}{Y_K}$$

und die Axialbelastung des äußeren, kleineren Kegelrollenlagers

$$F_{aK} = F_{aB} + A_{c\,\mathrm{ax}\,1} = \frac{0{,}5 \cdot F_{rK}}{Y_K} + A_{c\,\mathrm{ax}\,1}.$$

e) Bremst das Fahrzeug während der Befahrung von Krümmungen, sind die Belastungen der Vorderräder an der Außen- und Innenseite der Krümmung gemäß c) und d) zu berechnen, u. zw. unter Beachtung der aus dem Bremsen entstandenen Zunahme der Radbelastung.

Berechnung der Lagerlebensdauer

Die gleichwertige Belastung ist eine ständig und gleichmäßig wirkende fiktive Kraft, unter deren Wirkung die Nenn-Lebensdauer des Lagers ebensogroß ist, wie unter den im Betrieb tatsächlich auftretenden Belastungen veränderlicher Größe und Richtung, dh. es gilt für sie die Beziehung

$$P = f_j(X \cdot V \cdot F_r + Y \cdot F_a), \text{ (kp)}$$

in der

X den radialen Faktor der gleichwertigen Belastung,
Y den axialen Faktor der gleichwertigen Belastung,

V den Drehfaktor (= 1,2) bei Drehung des äußeren Ringes,
f_j den dynamischen Faktor (= 1,35) bezeichnet. (In seinem Werk »Wälzlager in Kraftfahrzeugen« gibt Krämer den dynamischen Faktor in Abhängigkeit von der Reifenart an. Für die heute üblichen Reifenarten ist nach ihm $f_j = 1{,}35 - 1{,}43$.)

Den Zusammenhang zwischen Lebensdauer, gleichwertiger Belastung und Grundtragfähigkeit (Tragzahl) beschreibt die sogenannte Lebensdauergleichung

$$L = \left(\frac{C}{P}\right)^p ,$$

in der
L die Gesamtzahl der Umdrehungen in Millionen von Ringumdrehungen,
C die Grundtragfähigkeit (Tragzahl) laut Katalog bezeichnet, während
$p = 10/3$ für Kegelrollenlager.

Größe und Richtung der Lagerbelastungen ändern sich mit den verschiedenen Fahrtarten des Fahrzeuges. Da die Lebensdauer bei Rollenlagern der Potenz 10/3 der Belastung umgekehrt proportional ist, vermindert selbst eine kurzzeitige Überbelastung die Lebensdauer beträchtlich, weshalb mit der sogenannten durchschnittlichen gleichwertigen Belastung gerechnet werden muß.

Wenn sich die radialen und axialen Konponenten der Belastung von Zeit zu Zeit ändern, innerhalb einer gewissen Periode jedoch konstant bleiben, kann die durchschnittliche gleichwertige Belastung P_a so ermittelt werden, daß die gleichwertigen Belastungen $P_1, P_2 \ldots$ aus den zeitweilig wirkenden Komponenten $F_{r1}, F_{r2} \ldots$ und $F_{a1}, F_{a2}, \ldots$ gebildet und aus ihnen die durchschnittliche gleichwertige Belastung berechnet wird:

$$P_a = \sqrt[\frac{10}{3}]{\frac{P_1^{\frac{10}{3}} \cdot N_1 + P_2^{\frac{10}{3}} \cdot N_2 + P_3^{\frac{10}{3}} \cdot N_3 + \ldots}{N}} .$$

Hier bezeichnen
P_1, P_2, P_3 die gleichwertigen Belastungen in den Perioden 1, 2, 3, ...,
N_1, N_2, N_3 die Drehzahlen in den Perioden 1, 2, 3, ...,
$N = N_1 + N_2 + N_3 + \ldots$ die Gesamtzahl der Umdrehungen.

Nach der hier beschriebenen Berechnungsmethode wurde die Lebensdauer der Vorderradlager (32309, 32312) eines im Budapester innerstädtischen Verkehr eingesetzten Autobustyps bestimmt. Unter Umgehung der Einzelheiten der langwierigen Berechnung der Radbelastungen und der Reaktionskräfte am Lager werden hier lediglich die Resultate dieser Berechnungen in Tafeln angegeben.

Tafel 1

Berechnung der gleichwertigen Belastungen und der durchschnittlich en gleichwertigen Belastung für das Kegelrollenlager Nr. 32309

	F_r(kp)	F_a(kp)	$X \cdot V \cdot F_r$	$Y \cdot F_a$	P_i (kp)	$P_i^{10/3}$	N_i	$P_i^{10/3} \cdot N_i$
1.	246,4	684	118,5	1196	1555	$43{,}562 \cdot 10^9$	0,395	$17{,}20699 \cdot 10^9$
2.	358	995	172	1670	2460	$201{,}0 \cdot 10^9$	0,05	$10{,}5 \cdot 10^9$
3.	2991	1654	1440	2890	5770	$3445{,}5 \cdot 10^9$	0,025	$86{,}1375 \cdot 10^9$
4.	2495	1367	1200	2390	4780	$1839{,}6 \cdot 10^9$	0,025	$45{,}99 \cdot 10^9$
5.	3140	2060	1508	3600	6800	$5957{,}0 \cdot 19^9$	0,0025	$14{,}8925 \cdot 10^9$
6.	2420,5	1359	1173	2375	4730	$1776{,}4 \cdot 10^9$	0,0025	$4{,}441 \cdot 10^9$
7.	335	932	161	1630	2390	$182{,}525 \cdot 10^9$	0,395	$72{,}09737 \cdot 10^9$
8.	503	1400	242	2450	3590	$708{,}47 \cdot 10^9$	0,05	$35{,}4235 \cdot 10^9$
9.	4106	2280	1970	3990	7950	$10030{,}0 \cdot 10^9$	0,025	$250{,}75 \cdot 10^9$
10.	3435,5	1475,5	1650	2580	4310	$1303{,}95 \cdot 10^9$	0,025	$32{,}59875 \cdot 10^9$
11.	4328,5	2900	2080	5600	10230	$23241{,}0 \cdot 10^9$	0,0025	$58{,}1025 \cdot 10^9$
12.	3333	1864	1600	3260	6480	$5072{,}8 \cdot 10^9$	0,0025	$12{,}682 \cdot 10^9$
						Insgesamt:	1,0000	$640{,}82211 \cdot 10^9$

Die durchschnittliche gleichwertige Belastung des Lagers Nr. 32309 mit der Endsumme aus Tafel 1 beträgt

$$P_a = \sqrt[\frac{10}{3}]{640{,}82211 \cdot 10^9} = 3484 \text{ kp}.$$

Aus der Gleichung

$$L = \left(\frac{C}{P_a}\right)^{\frac{10}{3}}$$

folgt

$$f_2 = \sqrt[\frac{10}{3}]{L} = \frac{C}{P_a} = \frac{9000}{3484} = 2{,}59.$$

Hier bezeichnet

f_2 den Faktor der Lebensdauer,

$C = 9000$ kp, die Tragzahl des Lagers laut Katalog.

Die Lebensdauer beträgt

$$L = f_2^{\frac{10}{3}} = 2{,}59^{\frac{10}{3}} = 23{,}86 \text{ Millionen Umdrehungen}.$$

Die Lebensdauer in km

$$L_{\text{km}} = \frac{D_g \cdot \pi \cdot L}{1000}, \quad (\text{km})$$

wenn

$D_g = 1{,}12$ m, der Rolldurchmesser des Rades,

$$L_{\text{km}} = \frac{1{,}12 \cdot 3{,}14 \cdot 23{,}86 \cdot 10^6}{1000} = 83\,500 \text{ km}.$$

Die Berechnung auf Grund der Tafelwerte veranschaulicht sehr gut die Wirkung der Belastungen auf die Lebensdauer unter den verschiedenen Betriebsverhältnissen. Der Wert $P_9^{\frac{10}{3}} \cdot N_9 = 250{,}75 \cdot 10^9$ in der neunten Zeile der Tabelle 1 beträgt 39% der Summe in der letzten Zeile der Tabelle, was tatsächlich beweist, daß selbst eine kurzzeitige größere Belastung ($N_9 = 0{,}025$) die Lebensdauer wesentlich vermindert.

Tafel 2

Berechnung der gleichwertigen Belastungen und der durchschnittlichen gleichwertigen Belastung für das Kegelrollenlager Nr. 32312

	F_r (kp)	F_a (kp)	$X \cdot V \cdot F_r$	$X \cdot F_a$	P_i (kp)	$P_i^{10/3}$	N_i	$P_i^{10/3} \cdot N_i$
1.	2396,4	—	2870	—	3870	$910 \cdot 10^9$	0,395	$359{,}45 \cdot 10^9$
2.	3488	—	4180	—	5640	$3193{,}5 \cdot 10^9$	0,05	$159{,}675 \cdot 10^9$
3.	5791	—	6930	—	9330	$17098 \cdot 10^9$	0,025	$427{,}45 \cdot 10^9$
4.	965	700	463	1225	2275	$154{,}86 \cdot 10^9$	0,025	$3{,}8715 \cdot 10^9$
5.	7220	—	8640	—	11650	$35844 \cdot 10^9$	0,0025	$89{,}61 \cdot 10^9$
6.	240,5	692	115,6	1210	1787	$69{,}249 \cdot 10^9$	0,0025	$0{,}17312 \cdot 10^9$
7.	3260	—	3910	—	5260	$2531 \cdot 10^9$	0,395	$999{,}745 \cdot 10^9$
8.	4893	—	5860	—	7900	$9819{,}6 \cdot 10^9$	0,05	$490{,}98 \cdot 10^9$
9.	7996	—	9555	—	12900	$50346 \cdot 10^9$	0,025	$1258{,}65 \cdot 10^9$
10.	1475,5	980	707	1715	3260	$513{,}72 \cdot 10^9$	0,025	$12{,}843 \cdot 10^9$
11.	10158,5	—	12180	—	16420	$112525 \cdot 10^9$	0,0025	$281{,}3125 \cdot 10^9$
12.	393	950	188,5	1663	2495	$210{,}65 \cdot 10^9$	0,0025	$0{,}526625 \cdot 10^9$
						Insgesamt:	1,0000	$4084{,}28674 \cdot 10^9$

Die durchschnittliche gleichwertige Belastung des Lagers Nr. 32312 errechnet sich aus der Endsumme der Tafel 2 zu

$$P_a = \sqrt[\frac{10}{3}]{4084{,}28\,674 \cdot 10^9} = 6072 \text{ kp}.$$

Der Lebensdauerfaktor mit der Tragzahl $C = 14\,600$ kp des Lagers 32312 laut Katalog beträgt

$$f_2 = \frac{C}{P_a} = \frac{14\,600}{6072} = 2{,}41\,,$$

die Lebensdauer hingegen

$$L = f_2^{\frac{10}{3}} = 2{,}41^{\frac{10}{3}} = 18\,767 \text{ Millionen Umdrehungen}\,.$$

Die Lebensdauer in km errechnet sich zu

$$L_{\text{km}} = \frac{D_g \cdot \pi \cdot L}{1000} = \frac{1{,}12 \cdot 3{,}14 \cdot 18\,767 \cdot 10^6}{1000} = 65\,800 \text{ km}\,.$$

Das Lager Nr. 32309 hat also eine Lebensdauer von 83 500 km, das Lager Nr. 32312 eine solche von 65 800 km.

Berücksichtigte die Berechnung nur die Normalbelastung und nicht auch die 50%igen Überbelastungen, würde sich

für das Lager Nr. 32309 eine Lebensdauer von 151 000 km,

für das Lager Nr. 32312 eine Lebensdauer von 126 500 km

ergeben. (Auf die Einzelheiten der Berechnungen wird hier nicht eingegangen.)

Nach den Lebensdauerberechnungen auf Grund der auf die Lager wirkenden Kräfte hat das Lager 32312 eine kürzere Lebensdauer als das Lager Nr. 32309.

Praktisch ist jedoch im allgemeinen das Gegenteil der Fall. Der Innenring des äußeren Lagers Nr. 32309 wird nämlich bei den häufigen technischen Kontrollen ausgebaut. Der neuerliche Einbau der Lagerung ändert die vorherigen Rollverhältnisse, der ursprüngliche Zustand wird nicht wieder hergestellt, und da sich die Ablaufbahn der Rollen, die Verteilung der Last ändern können, kommt es zu Störungen im zuvor eingespielten Lauf des Lagers und die Ermüdung tritt früher ein.

Kontrolle der Grenzbelastung

Unter Grenzbelastung ist jene — bei Ringlagern radial gerichtete — Belastung zu bestehen, unter der die gemeinsame bleibende Verformung der am meisten belasteten Lagerrolle und des Lagerringes an der Berührungsstelle das 10^{-4}-fache des Rollendurchmessers erreicht.

Dieser Wert wurde so festgelegt, daß der infolge der bleibenden Verformung entstandene Fehler in der Laufgenauigkeit bzw. die lokale Deformation den späteren Betrieben des Lagers nicht beeinflußt. Deshalb muß diese

Kontrollberechnung nicht nur für den Fall vorgenommen werden, daß sich das Lager in Stillstand, in langsamer Umdrehung oder in Pendelbewegung befindet, sondern auch für normale Drehbewegungen vollführende Lager, da die Lebensdauerformel für Belastungen, die die Grenzbelastung erheblich überschreiten, ihre Gültigkeit verliert.

Die zulässige bleibende Verformung hängt von den Betriebsverhältnissen bzw. von der Bestimmung des Lagers ab. Die richtige Wahl des Lagers hinsichtlich der Verformung ist anhand der Formel

$$S_0 = \frac{P_0}{C_0},$$

zu kontrollen, in der

P_0 (kp) die der Verformung zugehörige maßgebende Belastung,

C_0 die Grenzbelastung,

S_0 dagegen einen Faktor bedeutet, dessen Wert bei umlaufenden Lagern, bei stoßartigen Belastungen oder bei geforderter gesteigerter Laufgenauigkeit nach den verschiedenen Katalogen 0,4, 0,5 oder 0,67 betragt.

Die maßgebende Belastung ist eine fiktive Kraft, deren Angriffslinie durch den Kraftmittelpunkt des Lagers lauft. Unter ihrer Einwirkung entsteht der Berührungsstelle der am meisten belasteten Rolle mit dem Lagerring eine Verformung, die ebensogroß ist wie die im Betrieb durch die tatsachlich auftretende maximale Belastung verursachte.

Für die maßgebende Belastung gilt

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a,$$

bei Kegelrollenlagern

$$P_0 = 0{,}5 \cdot F_r + 0{,}55 \cdot Y \cdot F_a \ (kp).$$

Kontrolle des Kegelrollenlagers Nr. 32309:

Die größte Belastung dieses Lagers ist gemäß Zeile 11 der Tafel 1

$$F_r = 4328{,}5 \text{ kp},$$
$$F_a = 2900 \text{ kp},$$
$$P_0 = 0{,}5 \cdot 4328{,}5 + 0{,}55 \cdot 1{,}75 \cdot 2900 = 4950 \text{ kp}.$$

Wenn man mit der kataloggemaßen Grenzbelastung des Lagers Nr. 32309, d. h. mit $C_0 = 8150$ kp rechnet, wird

$$S_0 = \frac{4955}{8150} = 0{,}607\,.$$

Hinsichtlich der zulässigen bleibenden Verformung kann also dieses Lager als entsprechend betrachtet werden.

Kontrolle des Kegelrollenlagers Nr. 32312:

Wenn $P_0 < F_r$, muß mit dem Wert $P_0 = F_r$ gerechnet werden. Die größte Belastung nach Zeile 11 der Tafel 2 errechnet sich zu

$$F_r = 10\,158.5 \text{ kp},$$

$$F_a = 0,$$

folglich ist

$$P_0 = F_r = 10\,158{,}5 \text{ kp}.$$

Mit der Grenzbelastung des Lagers Nr. 32312 von $C_0 = 14\,000$ kp wird

$$S_0 = \frac{10\,158{,}5}{14\,000} = 0{,}724,$$

hinsichtlich der zulassigen bleibenden Verformung entspricht also das Lager Nr. 32312 nicht.

Die Richtigkeit der behandelten Methode zur Berechnung der Lebensdauer von Lagern sowie der allgemeinen Feststellungen bestatigen jene Angaben, die uns vom Autobusunternehmen über die tatsächliche Lebensdauer der ausgefallenen Lager zur Verfügung gestellt wurden.

Das beschriebene Berechnungsverfahren soll die Bemessung der Kegelrollenlager (mit schrager Wirkungslinie) für die Vorderrader von Kraftfahrzeugen ermöglichen. Leider ist die Berechnung ziemlich langwierig und umstandlich, weil sich die tatsachlichen Betriebsverhältnisse und die wirkenden Kräfte nur auf Grund eines annähernden Belastungsspektrums berücksichtigen lassen. Bei Neukonstruktionen lohnt es sich indessen bestimmt, die Bemessung der Lager mit der weitestgehenden Sicherheit durchzuführen.

Zusammenfassung

Der erste Teil der Arbeit behandelt die Lagerung der Laufwerke von Kraftfahrzeugen im allgemeinen, da die Lagerungen von Kraftfahrzeuge Anforderungen gerecht werden müssen, die auf anderen Gebieten des Maschinenbaus nur selten vorkommen. Sie behandelt die auf den Vorderradlagern der Kraftfahrzeuge angreifenden Belastungen und demonstriert die Berechungsmethode am konkreten Beispiel eines Autobustyps. Zur Berechnung der zeitlichen, durchschnittlichen (den 10/3 — Mittelwert liefernden) gleichwertigen Belastung wird ein vereinfachtes Belastungsspektrum auf Grund von Statistiken aufgestellt, d. i. angegeben, mit welchem perzentuellen Anteil an der Lager— Lebensdauer die verschiedenen Belastungen des Wagens beteiligt sind.

Im weiteren wird eine Methode zur Berechnung der Vorderradbelastungen sowie der auf die paarweise eingebauten Kegelrollenlager wirkenden Radial- und Axialbelastungen erörtert. Die Lebensdauer der Lager wird auf Grund von Tabellenwerten bestimmt, und ebenso werden die Lager auf ihre Eignung zur Übernahme der Grenzbelastung kontrolliert.

Literatur

1. ESCHMANN—HASBAGERN—WEIGAND: Die Wälzlagerpraxis. München 1953.
2. BIRÓ—GOTTLIEB—PRÓKAY—RÓNA—TALLIÁN—ZÁDOR: Gördülőcsapágyak a gépszerkesztésben (Wälzlager im Maschinenbau). Budapest 1958.
3. Kraftfahrzeug und Motorkunde. Band III, IV. VEB Verlag Technik, Leipzig 1954.
4. VÖRÖS I.: Gépelemek II. (Maschinenelemente). Tankönyvkiadó, 1958.
5. Gördülőcsapágy katalógus (Wälzlagerkatalog), Budapest 1962.
6. VÖRÖS I.: Gépelemek méretezése anyagkifáradásra (Bemessung von Maschinenelementen auf Werkstoffermüdung), Mérnöki Továbbképző Intézet 1962.

László VARGA
Dr. Ottó SZAMOSVÖLGYI
Budapest XI. Műegyetem rkp. 3. Ungarn