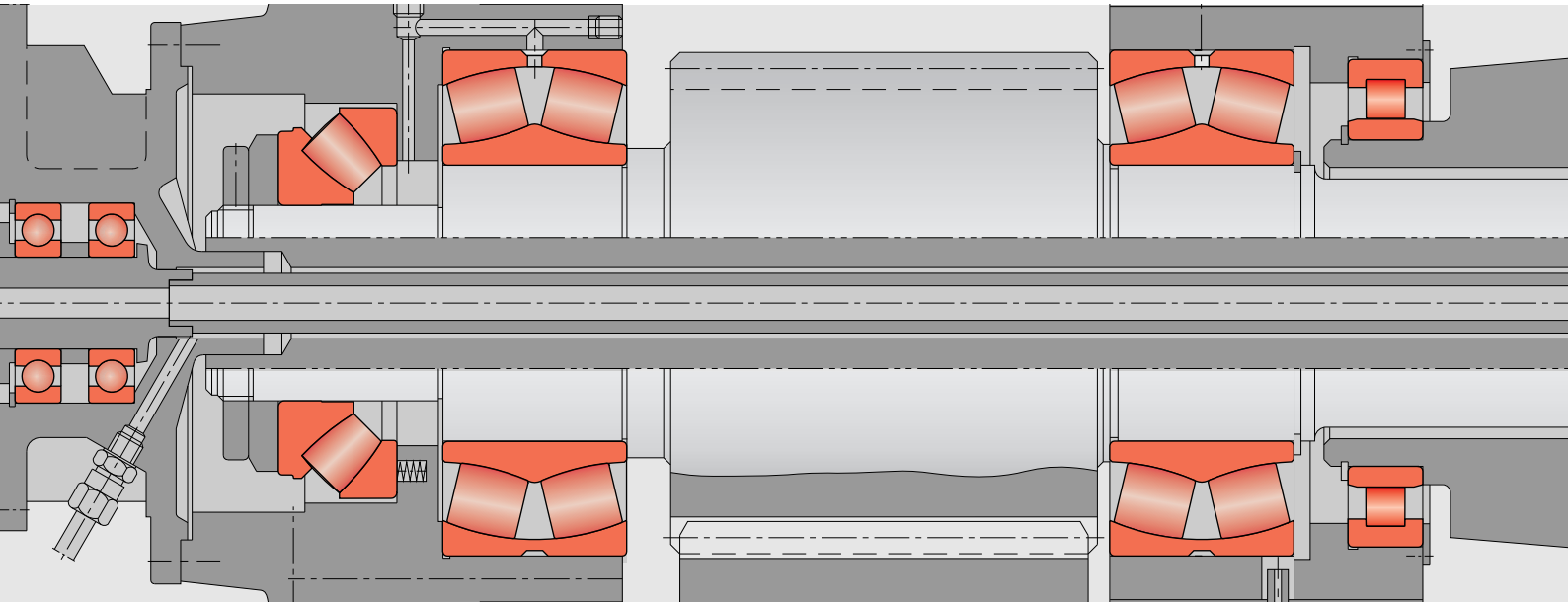




Die Gestaltung von Wälzlagerungen

Konstruktionsbeispiele aus dem
Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau

Die Gestaltung von Wälzlagerungen

Konstruktionsbeispiele aus dem
Maschinen-, Fahrzeug- und Gerätebau

Publ.-Nr. WL 00 200/6 DA

Diese Broschüre enthält Konstruktionsbeispiele für verschiedene Maschinen, Fahrzeuge und Geräte. Die Beispiele haben eines gemeinsam: Wälzlager.

Deshalb stehen auch die lagerungstechnischen Fragen im Mittelpunkt der kurzen Texte. Von der Arbeitsweise der Maschine schließt man auf die Betriebsbedingungen. Daraus ergeben sich dann die geeignete Bauart und Ausführung, die Größe und Anordnung der Wälzlager, die Passung, Schmierung und Abdichtung.

Wichtige, in der Wälzlagertechnik gebräuchliche Begriffe sind kursiv gedruckt. Sie sind am Schluß in einem Stichwortverzeichnis zusammengefaßt und erläutert, zum Teil mit Hilfe von Skizzen.

Beispiel	Titel	Seite	Beispiel	Titel	Seite
	KRAFTMASCHINEN, ELEKTRO-MOTOREN			KRAFTFAHRZEUGE	
1	Fahrmotor einer elektrischen Universallokomotive	6		Schaltgetriebe	48
2	Fahrmotor eines elektrischen Nahverkehrs-Triebzugs	8	32	Pkw-Schaltgetriebe	50
3	Drehstrom-Normmotor	10	33	Lkw-Schaltgetriebe	51
4	Elektromotor für ein Haushaltsgerät	11		Achsantriebe	52
5	Trommel einer Haushaltswaschmaschine	12	34	Pkw-Hinterachsantrieb	53
6	Vertikal-Pumpenmotor	14		Räder	54
7	Grubenlüftermotor	16	35	Angetriebenes und gelenktes Vorderrad eines Pkw mit Frontantrieb	55
	ENERGIETECHNIK		36	Angetriebenes und nicht gelenktes Hinterrad eines Pkw mit Heckantrieb	56
8	Rotor einer Windenergieanlage	18	37	Angetriebenes und nicht gelenktes Hinterrad eines Lkw mit Heckantrieb	57
	METALLBEARBEITUNGS- MASCHINEN		38	Lkw-Lenkzapfen	58
	Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen	20	39	Federbein für Pkw-Vorderachse	59
9	Bohr- und Frässpindel	21		Weitere Lagerungen	
10	Hauptspindel einer NC-Drehmaschine	22	40	Wasserpumpe für Pkw- und Lkw-Motoren	60
11	Hauptspindel einer CNC-Drehmaschine	23	41	Riemenspannrolle für Pkw-Motoren	61
12	Kurzbohrspindel	24		SCHIENENFAHRZEUGE	
13	Hochgeschwindigkeits-Motorfrässpindel	25		Radsätze	
14	Motorspindel einer Drehmaschine	26	42	Radsatzlager eines IC-Reisezugwagens	62
15	Vertikal-Schnelllauf-Frässpindel	27	43-44	UIC-Radsatzlager für Güterwagen	64
16	Bohrungsschleifspindel	28	45	Radsatzlager der Drehstrom-Lokomotive Baureihe 120	66
17	Außenrundscheifspindel	29	46	Radsatzlager des ICE-Triebkopfes	67
18	Flächenschleifspindel	30	47	Radsatzlager der Kanaltunnel- Frachtlokomotive Class 92	68
	Weitere Lagerungen		48	Radsatzlager einer U-Bahn	70
19	Rundtisch einer Senkrecht-Drehmaschine	31	49	Radsatzlager einer Stadtbahn	71
20	Reitstockspindel	32	50	Radsatzlager nach AAR-Standard und abgewandelte Formen	72
21	Drehschälmaschine für Rundstangen und Rohre	33	51	Radsatzlager von Kalksandstein- Härtewagen	73
22	Schwungrad einer Karosseriepresse	34		Antriebe	
	BEARBEITUNGSMASCHINEN FÜR NICHTMETALLISCHE WERKSTOFFE		52	Kardanhohlwellenantrieb für Drehstrom- Lokomotive Baureihe 120	74
23	Spindel einer Tischfräse	36	53	Tatzrollenlagerung für elektrische Güterzuglok	75
24	Doppelwellen-Kreissäge	37	54	Stirnradgetriebe für U-Bahn	76
25	Walzen eines Kunststoffkalanders	38	55	Kegelradgetriebe für U- und Stadtbahnen	78
	STATIONÄRE GETRIEBE				
26	Stufenlos regelbares Getriebe	40			
27	Stirnradgetriebe für ein Reversier- Walzgerüst	41			
28	Schiffsgetriebe	42			
29	Kegelrad-Stirnradgetriebe	45			
30	Zweistufiges Stirnradgetriebe	46			
31	Schneckengetriebe	47			

Inhalt

Beispiel	Titel	Seite	Beispiel	Titel	Seite
	SCHIFFBAU			BAUMASCHINEN	
	Schiffsrunder	79	90	Antriebsachse einer Baumaschine	127
56-57	Pendelrollenlager als Ruderlager	80	91	Vibrations-Straßenwalze	128
58-59	Axial-Pendelrollenlager als Rudertraglager	81		ROHSTOFFAUFBEREITUNG	
60	Spatenrunder (Schweberuder)	82		Brecher und Mühlen	
	Schiffswellen		92	Zugstangenbrecher	130
61-62	Schiffswellenauflager und Stevenrohr- lagerung	84	93	Hammermühle	131
63-64	Schiffsdrucklager	86	94	Doppelwellen-Hammerbrecher	132
	PAPIERMASCHINEN		95	Kugel-Rohrmühle	134
65	Refiner	90	96	Laufrolle eines Drehofens	136
66	Siebsaugwalze	92		Schwingmaschinen	138
67	Zentral-Preßwalze	93	97	Freischwinger mit kreisförmiger Schwingbewegung	139
68	Trockenzylinder	94	98	Freischwinger mit linearer Schwingbewegung	140
69	Leitwalze	96	99	Exzentrersieb	142
70	Kalander-Thermowalze	98	100	Vibrationsmotor	143
71	Durchbiegungs-Ausgleichswalze	100		HÜTTEN- UND WALZWERKS- EINRICHTUNGEN	
72	Breitstreckwalze	101	101-103	Großkonverter	144
	HEBEZEUGE UND FÖRDERMITTEL		104	Walzen eines Quarto-Einweg- Kaltwalzgerüsts für Aluminium	146
	Seilbahnen, Seilscheiben		105	Arbeitswalzen der Fertigstaffel einer Quarto-Warmbreitbandstraße	148
73	Lauftrad einer Material-Seilbahn	102	106	Walzen eines Duo-Block-Brammen- Gerüsts oder Block-Knüppelgerüsts	149
74	Seil-Umlenkscheiben einer Bergbahn	104	107	Kombiniertes Untersetzungs- und Kammwalzengetriebe einer Knüppelstraße	150
75	Förderseilscheibe (Bergbau)	106	108	Arbeitswalzen einer Profilstraße	152
76	Seilrolle einer Hakenflasche	108	109	Duo-Walzen eines Dressiergerüsts für Kupfer- und Messingbänder	154
	Krane, Stapler		110	Richtrollen einer Schienen- Richtmaschine	156
77	Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager	110		LANDMASCHINEN · NAHRUNGS- UND GENUSSMITTELINDUSTRIE	
78	Kransäulenlagerung mit einem Axial- und einem Radial-Pendelrollenlager	111	111	Scheibenpflug	158
79	Laufrollenlagerung	112	112	Plansichter	160
80	Kranlauftrad	114		DRUCKMASCHINEN	162
81	Lasthaken	116	113	Druckzylinder einer Zeitungsrotationsmaschine	162
82	Hubmastführung eines Gabelstaplers	117	114	Gummizylinder einer Bogen-Offset-Druckmaschine	164
	Gurtförderanlagen				
83	Antriebstrommel	118			
84	Innenlagerung der Spann- Umlenktrummel	120			
85	Starr angeordnete Tragrollen	122			
86	Tragrollengirlande	123			
	Bagger und Becherwerke				
87	Schaufelradwelle eines Schaufelradbaggers	124			
88	Unterturas eines Eimerkettenbaggers	125			
89	Antrieb eines Fertiggutelevators	126			

Beispiel	Titel	Seite
	PUMPEN	
115	Kreiselpumpe	165
116-117	Axialkolbenmaschinen	166
	VENTILATOREN, KOMPRESSOREN, GEBLÄSE, LÜFTER	
118	Saugzuggebläse	169
119	Heißgasventilator	170
120	Frischlufthebläse	171
	FEINMECHANIK, OPTIK, ANTENNEN	
121	Optisches Teleskop	172
	Radioteleskop	174
122	Elevationsachse	175
123	Azimutachse	176
124	Datenrad	177
	STICHWORTVERZEICHNIS	178

1 Fahrmotor einer elektrischen Universallokomotive

Technische Daten

Frequenzumrichter gespeister Drehstrommotor.
Nennleistung 1 400 kW, maximale Drehzahl
4 300 min⁻¹ (Höchstgeschwindigkeit bei normaler
Getriebeübersetzung 200 km/h). Antrieb einseitig mit
pfeilverzahntem Ritzel.

Lagerwahl, Dimensionierung

Zur Ermittlung der Lagerbeanspruchung benutzt man
ein Lastkollektiv, das repräsentative Lastfälle für Motor-
drehmomente, Drehzahlen und Zeitanteile enthält.

Lastfall	M _d N m	n min ⁻¹	q %
1	6720	1056	2
2	2240	1690	34
3	1920	2324	18
4	3200	2746	42
5	2240	4225	6

Aus dem Lastkollektiv werden die mittleren Drehzah-
len mit 2 387 min⁻¹ und die mittlere Fahrgeschwin-
digkeit mit 111 km/h ermittelt. Bei jedem der Lastfälle
ist für die Vor- und Rückwärtsfahrt (Zeitanteil je
50 %) die Zahnkraft am Ritzel und die Reaktionskräfte
der Lager zu berechnen.

Zusätzlich zu diesen Kräften werden die Lager durch
das Läufergewicht, den einseitigen magnetischen Zug
sowie durch Unwuchtkräfte und Fahrstöße belastet.
Da von diesen Kräften nur die Gewichtskraft des Läu-
fers G_L bekannt ist, wird diese – je nach Art der Motor-
aufhängung – mit einem Zuschlagfaktor f_z = 1,5...2,5
multipliziert. Mit dieser fiktiven Gewichtskraft ermit-
telt man die Lagerkräfte. Bei dem hier gezeigten Fahr-
motor, der voll abgedeckt im Drehgestell aufgehängt
ist, wird f_z = 1,5 gesetzt.

Die Lagerkräfte aus dem Gewicht und dem Antrieb
ergeben, geometrisch addiert, die resultierende Lager-
belastung.

Betrachtet wird bei diesem Beispiel nur das kritische
getriebezeitige Lager. Unter Berücksichtigung der
Betriebsviskosität v des Getriebeöls bei 120 °C, der
Bezugsviskosität v₁, der Bestimmungsgrößen K₁ und K₂
wird für jeden Lastfall die *erreichbare Lebensdauer*
L_{hna1...5} nach der Formel L_{hna} = a₁ · a₂₃ · L_h [h] ermit-
telt. Der *Basiswert* a_{23II} bewegt sich dabei zwischen 0,8
und 3. Der *Sauberkeitsfaktor* s wird mit 1 angenom-
men. L_{hna} ergibt sich dann aus der Formel:

$$L_{hna} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hna1}} + \frac{q_2}{L_{hna2}} + \frac{q_3}{L_{hna3}} + \dots}$$

Bei der Lagerwahl ist zu beachten, daß die nominelle
Laufleistung erreicht wird, wobei das Lager auf der
Antriebsseite wegen der hohen Drehzahl aber nicht zu
groß werden darf. Mit den gewählten Lagern wird die
Kundenforderung nach einer rechnerischen Lauflei-
stung von 2,5 Millionen Kilometern erfüllt.

Eingebaut sind die Zylinderrollenlager FAG
NU322E.TVP2.C5.F1 als *Loslager* auf der Antriebs-
seite; ein FAG 566513 mit Winklering HJ318E.F1 als
Festlager. Das Zylinderrollenlager FAG 566513 ist ein
NJ318E.TVP2.P64.F1, jedoch mit einem 6 mm brei-
teren Innenring. Das dadurch ermöglichte *Axialspiel*
von 6 mm wird benötigt, damit sich die Pfeilverzah-
nung am Ritzel frei einstellen kann.

Die Nachsetzzeichen bedeuten:

E	verstärkte Ausführung
TVP2	<i>Massivkäfig</i> aus glasfaserverstärktem Polyamid, <i>rollkörpergeführt</i>
C5	<i>Radialluft</i> größer als C4
F1	FAG Fertigungs- und Kontrollvorschrift für Zylinderrollenlager in Fahrmotoren, die u. a. die Anforderungen nach DIN 43283 „Zylinderrollenlager für elektrische Maschinen in Elektrofahrzeugen“ berücksichtigt.
P64	<i>Toleranzklasse</i> P6, <i>Radialluft</i> C4

Bearbeitungstoleranzen

Antriebsseite: Welle r5; Schildbohrung M6
Gegenseite: Welle n5; Schildbohrung M6

Auf der Welle werden wegen der hohen, zum Teil
stoßartigen Belastung stramme Sitze gewählt. Diese
Maßnahme mindert besonders auf der Antriebsseite
die Gefährdung durch Passungsrost.

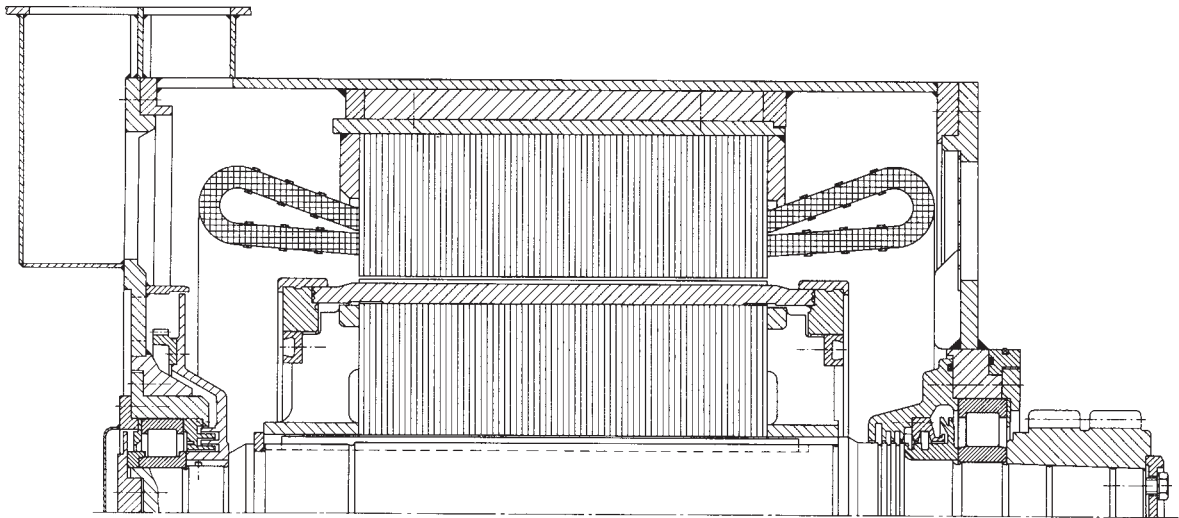
Lagerluft

Wegen der festen *Passungen* weitet sich der Lagerin-
nenring auf, und der Außenring mit dem Rollenkranz
wird eingeschnürt. Somit wird die *Radialluft* des
Lagers nach dem Einbau kleiner. Sie wird im Betrieb
noch weiter vermindert, da sich der Innenring stärker
erwärmt als der Außenring. Deshalb werden die Lager
mit vergrößerter *Radialluft* (C4...C5) eingebaut.

Schmierung, Abdichtung

Das Lager auf der Antriebsseite wird wegen der hohen Drehzahlen mit dem Getriebeöl/ISO VG 320 mit *EP-Zusätzen* geschmiert. Die Abdichtung zwischen Ritzel und Lager entfällt, weshalb der Kragarm kürzer und damit die Lagerbelastung niedriger wird. Spritzkanten und Ölfanggrillen verhindern das Austreten des Öls zur Wicklung hin.

Die Lager auf der Gegenseite werden mit einem Lithiumseifenfett der *NLGI-Konsistenzklasse 3* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol L71V*) geschmiert. Eine Nachschmierung erfolgt nach 400 000 Kilometern, längstens jedoch nach 5 Jahren. Mit mehrgängigen Labyrinthen wird das Eindringen von Verunreinigungen vermieden.



2 Fahrmotor eines elektrischen Nahverkehrs-Triebzugs

Technische Daten

Eigenbelüfteter Mischstrommotor, Dauerleistung 200 kW bei einer Drehzahl von $1\,820\text{ min}^{-1}$ (Geschwindigkeit 72 km/h), Maximaldrehzahl $3\,030\text{ min}^{-1}$ (Höchstgeschwindigkeit 120 km/h), Antrieb einseitig mit schrägverzahntem Ritzel.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Betriebsweise der Triebfahrzeuge im Nahverkehr ist durch die kurzen Haltestellenabstände gekennzeichnet. Die periodisch wiederkehrenden Betriebszustände – Anfahren, Fahren, Bremsen – lassen sich in einem Fahrdiagramm erfassen, in dem das Motordrehmoment in Abhängigkeit von der Fahrzeit dargestellt ist. Der kubische Mittelwert des Motordrehmoments und eine mittlere Drehzahl, die gleichfalls aus dem Fahrdiagramm ermittelt wird, sind die Grundlagen für die Berechnung der Wälzlager. Das mittlere Moment beträgt ca. 90 % des Moments bei Dauerleistung.

Die Belastungen der Lager werden wie bei den Fahrmotoren für Vollbahnlokomotiven errechnet (Beispiel 1). Sie setzen sich zusammen aus den Reaktionskräften, die von der Zahnkraft am Antriebsritzel herrühren, und einer fiktiven Radialkraft, die das Läufergewicht, den magnetischen Zug, Unwuchten und die Fahrstöße berücksichtigt. Diese fiktive Radialkraft, die im Schwerpunkt des Rotors angreift, erhält man, indem man das Läufergewicht mit dem Zuschlagfaktor $f_z = 2$ multipliziert. Mit dem Wert 2 wird die relativ starre Aufhängung des Motors auf der Radachse in Tatzrollenlagern berücksichtigt.

Der Antrieb erfolgt über ein fliegend angeordnetes Ritzel. Auf der Seite des Ritzels ist ein Zylinderrollenlager FAG NU320E.M1.P64.F1 als *Loslager* eingebaut. An der Lagerstelle auf der Kommutatorseite sitzt ein Rillenkugellager FAG 6318M.P64.J20A.

Als *Festlager* nimmt es die von der 7°-Schrägverzahnung des Ritzels herrührende Axialkraft – selbst bei der relativ hohen Drehzahl – sehr sicher auf.

Nachsetzzeichen

- E verstärkte Ausführung
- M, M1 *Massivkäfig* aus Messing, rollkörpergeführt
- P64 *Toleranzklasse P6; Radialluft C4*
- F1 FAG Fertigungs- und Kontrollvorschrift für Zylinderrollenlager in Fahrmotoren, die u. a. die Anforderungen nach DIN 43283 „Zylinderrollenlager für elektrische Maschinen in Elektrofahrzeugen“ berücksichtigt.
- J20A Stromisolierung an der Mantelflächen des Lageraußenrings.

Bearbeitungstoleranzen

Zur guten Unterstützung werden die Lagerringe stramm gepaßt:
Zylinderrollenlager Welle n5; Schildbohrung M6
Rillenkugellager Welle m5; Schildbohrung K6

Lagerluft

Die festen *Passungen* und die Erwärmung infolge der relativ hohen Betriebsdrehzahl erfordern für das Zylinderrollenlager und das Rillenkugellager eine vergrößerte *Radialluft C4*.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden, wie bei Fahrmotoren üblich, mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L71V* geschmiert. Die Möglichkeit zur Nachschmierung und ein *Fettregler* zum Schutz vor Überschmierung sind vorgesehen.

Betriebserfahrungen zeigen, daß *Nachschmierintervalle* von 250 000 Fahrkilometern oder längstens 5 Jahre zugelassen werden können.

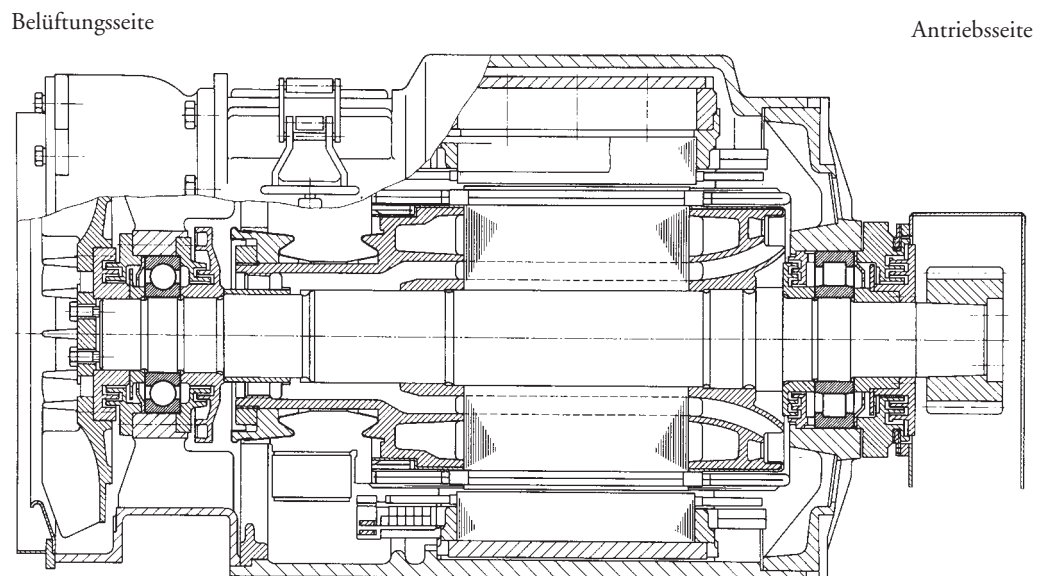
Die Lager sind auf beiden Seiten mit mehrgängigen Labyrinthen (axial gerichtete Stege) *abgedichtet*.

Stromisolierung

Bei Mischstrommotoren über 100 kW Leistung können durch magnetische Unsymmetrien elektrische Wellenspannungen entstehen. Hierdurch bildet sich zwischen Rotorwelle und Stator ein induzierter Stromkreis, der Stromdurchgangsschäden im Lager hervorrufen kann.

Um den Stromfluß zu unterbrechen, wird ein Lager (in diesem Fall das Rillenkugellager) mit einer Stromisolierung ausgeführt.

Stromisolierte Lager haben an den Mantel- und Stirnflächen des Außenrings eine Beschichtung aus Oxydkeramik.



3 Drehstrom-Normmotor

Technische Daten

Riemenantrieb: Leistung 3 kW; Läufergewicht 8 kg; Nenndrehzahl 2800 min^{-1} ; Baugröße 100 L; oberflächengekühlt nach DIN 42673, Bl. 1 – Bauform B3, Schutzart IP44, Isolationsklasse F.

Lagerwahl

Die Lagerung soll einfach, wartungsfrei und geräuscharm sein. Diese Anforderungen werden am besten von Rillenkugellagern erfüllt.

In DIN 42673 ist für Baugröße 100 L der Durchmesser des Wellenendes mit 28 mm festgelegt. Damit ist ein Bohrungsdurchmesser von 30 mm vorgegeben. Im vorliegenden Fall hat man ein Lager aus der Baureihe 62 ausgewählt, also ein FAG 6206.2ZR.C3.L207 für beide Lagerstellen. Sie führen die Läuferscheibe auf der Antriebsseite und auf der Belüftungsseite. Das Feder-element auf der Antriebsseite bewirkt die spielfreie Anstellung der Lagerung und bildet zugleich eine axiale *Gegenführung* der Läuferscheibe.

Durch spielfreies *Anstellen* der Rillenkugellager unterdrückt man den nachteiligen Einfluß der Lagerluft auf das Geräuschverhalten.

Dimensionierung der Lager

Bei der Nachrechnung der Lagerung geht man hier etwas anders als sonst üblich vor. Weil auch der Elektromotorenhersteller die Höhe der Belastung am Wellenende nicht kennt, gibt er die zulässige radiale Belastung in seinen Katalogen an.

Zur Ermittlung der radialen Belastbarkeit wird das antriebsseitige Rillenkugellager betrachtet.

Der Berechnung wird eine *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} von 20 000 h und ein Basiswert a_{23II} von 1,5 zugrundegelegt. Außerdem sind noch das Läufergewicht, der einseitige magnetische Zug und die Unwucht zu berücksichtigen. Nachdem die beiden letztgenannten

Kriterien nicht bekannt sind, wird einfach das Läufergewicht mit einem Zuschlagfaktor $f_z = 1,5$ multipliziert.

Daraus errechnet sich Mitte Wellenende eine zulässige radiale Belastung von 1 kN.

Weil bei den meisten Einsatzfällen die Betriebslast kleiner als die zulässige Last ist, ergibt sich eine *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} von mehr als 20 000 Stunden.

Die *Gebrauchsdauer* der Elektromotorenlager wird daher meist durch die *Fettgebrauchsdauer* und nicht durch Werkstoffermüdung bestimmt.

Nachsetzzeichen

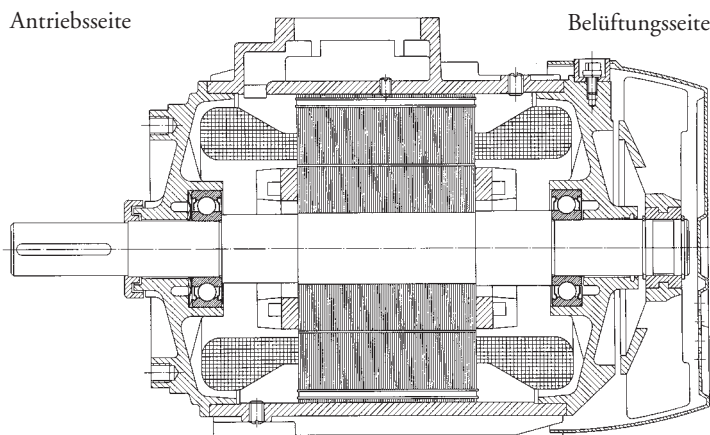
.2ZR Lager mit zwei Deckscheiben
C3 Radialluft größer als PN (normal)
L207 Fettfüllung mit Arcanol L207

Bearbeitungstoleranzen

Welle j5; Schildbohrung H6. Die Bohrungstoleranz H6 ergibt den Schiebesitz, der notwendig ist, damit sich die beiden Lager zwanglos axial einstellen können.

Schmierung, Abdichtung

Bei kleinen und mittelgroßen Elektromotoren hat sich die Lagerausführung .2ZR mit Deckscheiben auf beiden Lagerseiten durchgesetzt. Diese Lager haben eine *Fettfüllung*, die für die *Gebrauchsdauer* der Lager ausreicht. Im vorliegenden Fall sind wegen der Isolationsklasse F erhöhte Betriebstemperaturen zu berücksichtigen. Deshalb wird das FAG Hochtemperaturfett *Arcanol L207* verwendet. Die Deckscheiben verhindern den Austritt von Fett und schützen gleichzeitig das Lager vor Fremdkörpern aus dem Motorraum. Gegen den Zutritt von Staub und Nässe ist der Wellendurchgang auf der Antriebsseite als langer Spalt ausgebildet und mit einer Schutzkappe abgedeckt. Damit werden die Forderungen der Schutzart IP44 erfüllt.



3: Drehstrom-Normmotor

4 Elektromotor für ein Haushaltsgerät

Technische Daten

Leistung 30 W; Drehzahl 3500 min⁻¹.

Lagerwahl

Elektromotoren für Haushaltsgeräte sollen geräuscharm laufen. Die Laufruhe eines Motors wird sowohl von der Lagerqualität (Form- und Lauf toleranz) und der Lagerluft als auch von der Bearbeitungsqualität der Welle und des Lagerschilds beeinflusst.

Heute entspricht bereits die Qualität von Normal lagern den gestellten Anforderungen.

Den spielfreien Lauf der Lager erreicht man mit Hilfe einer Federscheibe, die die Lagerung axial leicht vorspannt.

Die Lagersitzstellen auf der Welle und die Bohrungen in den Lagerschilden müssen gut fluchten. Damit die Federscheibe die Lager axial *anstellen* kann, sind die Außenringe in den Lagerschilden verschiebbar gepaßt.

Auf der Kollektorseite ist ein Rillenkugellager FAG 626.2ZR eingebaut, auf der anderen Seite ein FAG 609.2ZR.L91.

Nachsetzzeichen

.2ZR Lager mit Deckscheiben auf beiden Seiten;
sie bilden eine Spaltdichtung
L91 Sonderfettung mit *Arcanol* L91

Dimensionierung der Lager

Der Wellendurchmesser ist meist konstruktiv gegeben und führt zu Lagern, die hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sehr sicher dimensioniert sind. Ermüdungsschäden sind selten; die Lager erreichen die geforderten Laufzeiten von 500...2000 Stunden.

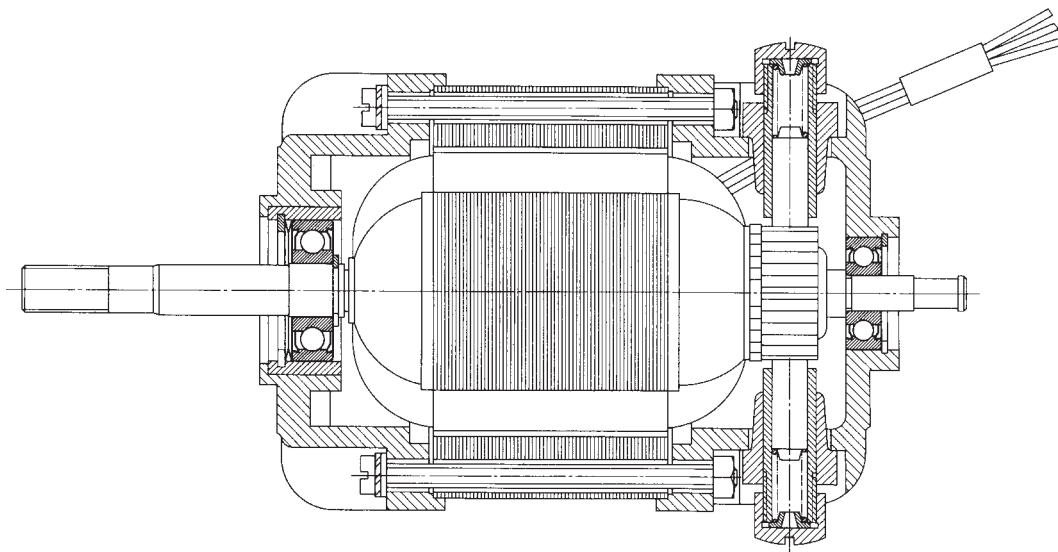
Bearbeitungstoleranzen

Welle j5; Schildbohrung H5

Die Bohrungstoleranz H5 ergibt den notwendigen Schiebesitz, damit sich die beiden Lager zwanglos axial einstellen können.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit Lithiumseifenfett der *Konsistenzkennzahl* 2 mit besonders hohem Reinheitsgrad. Es zeichnet sich durch eine hohe Reibungsarmut aus. Der Gesamtwirkungsgrad dieses Motors wird ganz wesentlich vom Reibungsmoment der Kugellager beeinflusst. Die Lager mit Deckscheiben (Ausführung .2ZR) haben eine *Fettfüllung*, die für die *Gebrauchsdauer* der Lager ausreicht. Die von den Deckscheiben gebildete Spaltdichtung ist unter normalen Umgebungsbedingungen ein ausreichender Schutz gegen Verschmutzung.



5 Trommel einer Haushaltswaschmaschine

Technische Daten

Fassungsvermögen 4,5 kg Trockenwäsche

(Gewichtskraft $G_W = 44 \text{ N}$);

Drehzahlen: beim Waschen 50 min^{-1}
 beim Vorschleudern 800 min^{-1}
 beim Schleudern 1000 min^{-1}

Lagerwahl

Die Haushaltswaschmaschine wird auf der Frontseite gefüllt. Die Trommel ist fliegend gelagert. Am Ende des Trommelzapfens sitzt die Riemenscheibe für den Antrieb.

Die Größe der Lager richtet sich einmal nach dem Zapfendurchmesser, der aus Festigkeitsgründen festliegt, zum anderen nach den Gewichts- und Unwuchtkräften. Bei der Ermittlung der Lagerbelastung, die der Lagerdimensionierung zugrunde gelegt wird, muß man von stark vereinfachten Annahmen ausgehen, da die Belastung und die Drehzahl nicht konstant sind.

Haushaltswaschmaschinen haben im allgemeinen mehrere zum Teil vollautomatische Waschprogramme. Es gibt Programme mit oder ohne Schleudern. Beim eigentlichen Waschvorgang, d. h. einem Programmablauf ohne Schleudern, werden die Trommellager nur gering belastet, und zwar nur durch die Gewichtskräfte von Trommel und Naßwäsche. Diese Beanspruchung ist für die Dimensionierung der Lager ohne Bedeutung und wird vernachlässigt. Anders ist es beim Schleudergang: Weil sich die Wäsche ungleichmäßig auf dem Trommelumfang verteilt, entsteht eine Unwucht, die eine hohe Zentrifugalkraft hervorruft. Für die Auslegung der Lager werden allein diese Zentrifugalkraft sowie die Gewichtskräfte von Trommel G_T und Trockenwäsche G_W zugrunde gelegt. Der Riemenzug wird im allgemeinen vernachlässigt.

Die Zentrifugalkraft errechnet sich aus:

$$F_Z = m \cdot r \cdot \omega^2 \text{ [N]}$$

Darin bedeuten: $m = G_U/g \text{ [N} \cdot \text{s}^2/\text{m}]$

G_U Unwucht [N]. Als Unwucht werden 10...35 % des Fassungsvermögens an Trockenwäsche angenommen.

g Erdbeschleunigung = $9,81 \text{ m/s}^2$

r Wirkungsradius der Unwucht [m]

Radius der Waschtrommel = $d_T / 2 \text{ [m]}$

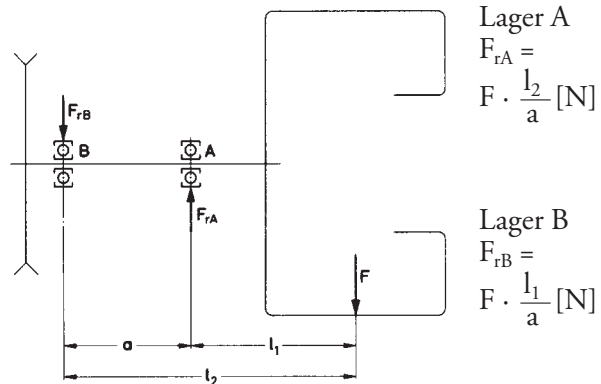
ω Winkelgeschwindigkeit = $\pi \cdot n / 30 \text{ [s}^{-1}\text{]}$

n Drehzahl der Trommel beim Schleudern [min^{-1}]

Die Gesamtkraft zur Ermittlung der Lagerbelastungen ergibt sich somit aus $F = F_Z + G_T + G_W \text{ [N]}$

Diese Kraft wirkt in der Mitte der Waschtrommel.

Als Lagerbelastungen erhält man:



Dimensionierung der Lager

Die Lager von Haushaltswaschmaschinen werden für eine *dynamische Kennzahl* $f_L = 0,85 \dots 1,0$ ausgelegt. Diese Werte entsprechen einer *nominellen Lebensdauer* von 300...500 Schleuderstunden.

Im vorliegenden Fall wurde für die trommelseitige Lagerstelle das Rillenkugellager FAG 6306.2ZR.C3 und für die Lagerstelle auf der Seite der Riemenscheibe das Rillenkugellager FAG 6305.2ZR.C3 gewählt.

Die Lager haben eine vergrößerte *Radialluft* nach C3 und sind auf beiden Seiten mit Deckscheiben (.2ZR) *abgedichtet*.

Bearbeitungstoleranzen

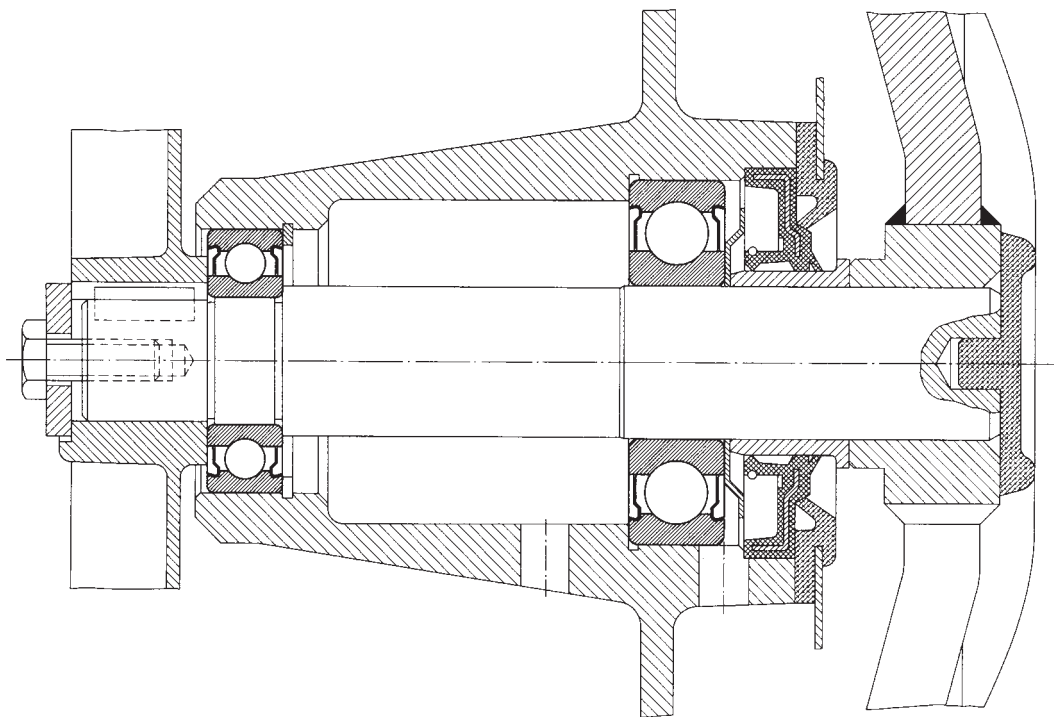
Wegen der auftretenden Unwucht G_U haben die Innenringe *Punktlast*, die Außenringe *Umfangslast*. Die Außenringe müssen daher im Gehäuse eine feste *Passung* erhalten; das erreicht man mit einer Bearbeitung der Gehäusebohrung nach M6. Die Innenringe werden weniger fest gepaßt; der Trommelzapfen hat die Toleranz h5. Damit ist gewährleistet, daß sich das *Loslager* bei Wärmedehnungen einstellt. Außerdem erleichtert die lose *Passung* die Montage.

Schmierung, Abdichtung

Die beidseitig *abgedichteten* Lager erhalten bereits bei der Herstellung eine Füllung mit Sonderfett. Die *Fettfüllung* reicht für die *Gebrauchsdauer* der Lager aus. Auf der Seite der Waschtrommel ist zusätzlich eine schleifende *Manschettenabdichtung* eingebaut.

Riemenscheibe

Trommel



6 Vertikal-Pumpenmotor

Technische Daten

Leistung 160 kW; Nenndrehzahl 3000 min⁻¹;
Gewicht von Läufer- und Pumpenlaufrad 400 kg;
Pumpenschub 9 kN nach unten; Bauform V1.

Lagerwahl

Bei der Festlegung der Lagerungskonzeption geht man zuerst von der nach unten gerichteten Hauptaxiallast aus. Sie setzt sich zusammen aus der Gewichtskraft des Läufers- und Pumpenlaufrads (4 kN), der Pumpenschubkraft (9 kN) und der Federvorspannung (1 kN). Beim Auslauf des Motors kann es zu einer Umkehr des Pumpenschubs kommen, so daß die Lager kurzzeitig auch eine nach oben gerichtete Axialkraft von 4 kN aufnehmen müssen. Die Radialkräfte sind nicht genau bekannt. Sie ergeben sich aus dem einseitigen magnetischen Zug und aus eventuellen Unwuchtkräften des Läufers- und Pumpenlaufrads. Erfahrungen aus der Praxis zeigen jedoch, daß diese Kräfte mit 50 % der Läufer- und Pumpenlaufradmasse, in diesem Fall also mit 2 kN, hinreichend berücksichtigt sind.

Im gezeigten Beispiel besteht das Traglager aus einem Schrägkugellager FAG 7316B.TVP, das die Hauptaxiallast zu übernehmen hat. Um sicherzustellen, daß keine Radialkraft auf das Lager wirkt, ist das Gehäuse in diesem Bereich nach *Spielpassung* E8 radial freigekehrt. Das Rillenkugellager FAG 6216.C3 wird im Normalbetrieb nur durch eine geringe Radiallast und die axial wirkende Federvorspannung belastet; hinzu kommt beim Auslauf noch die Schubumkehrlast.

Hierdurch erfährt der Läufer eine Vertikalverschiebung nach oben (Hochsteigeweg), die durch den abgepaßten Spalt zwischen Rillenkugellager-Stirnfläche und Abschlußdeckel begrenzt wird. Um in der Schubumkehrphase Schlupf zu vermeiden, wird das Schrägkugellager über Federn mit einer axialen Mindestbelastung beaufschlagt.

Auf der Pumpenlaufradseite erfüllt ein Zylinderrollenlager FAG NU1020M1.C3 die *Loslagerfunktion*. Da es die vom Pumpenlaufrad herrührenden Unwuchtkräfte aufnimmt, erhalten Innen- und Außenring einen Festsitz. Die Zylinderrollenlagerausführung ergibt sich aus dem aus festigkeitstechnischen Gründen vorgegebenen Wellendurchmesser von 100 mm. Wegen der vergleichsweise geringen Radiallast wurde die leichte Reihe NU10 ausgewählt.

Bearbeitungstoleranzen

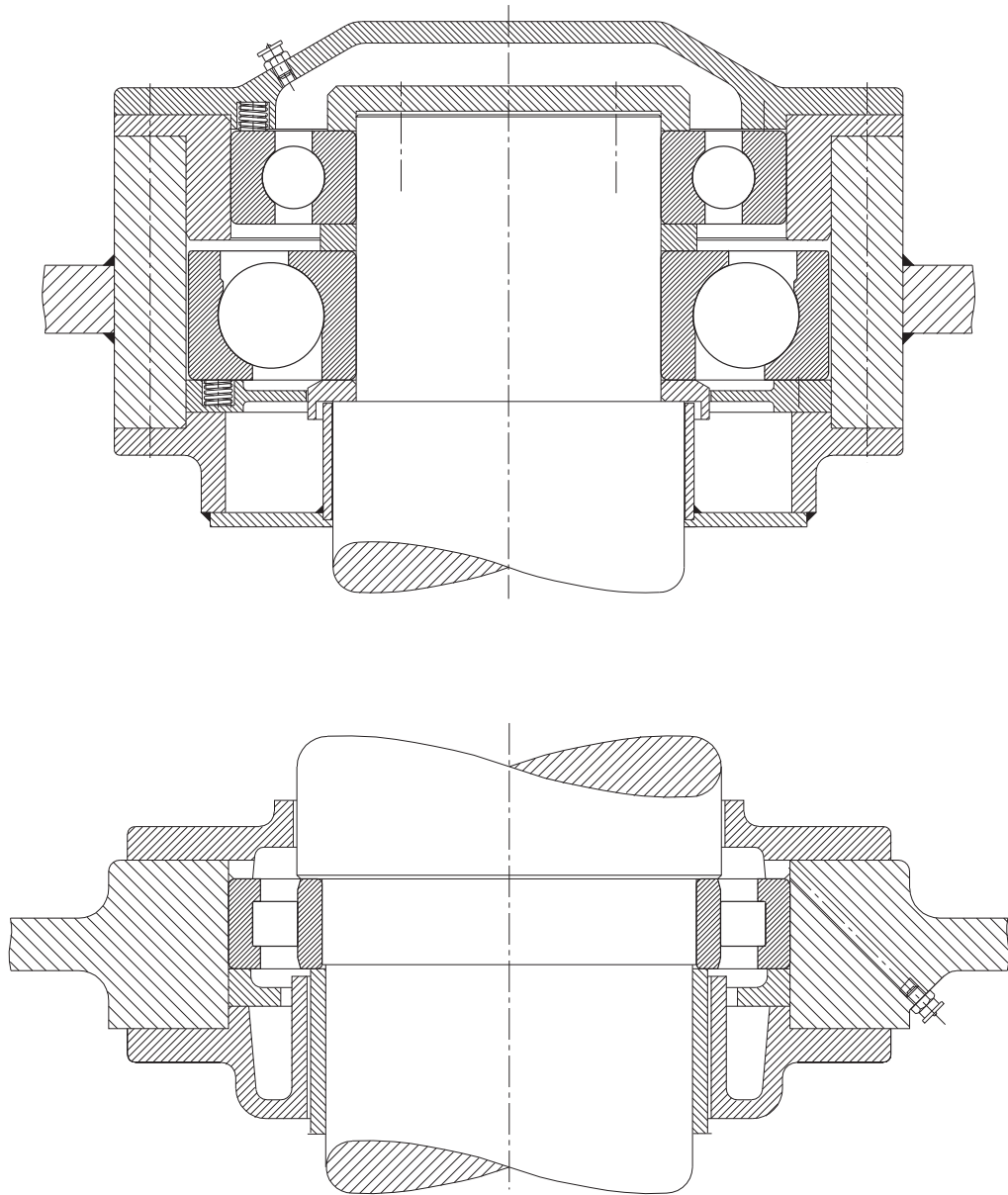
Zylinderrollenlager	Welle m5; Gehäuse M6
Rillenkugellager	Welle k5; Gehäuse H6
Schrägkugellager	Welle k5; Gehäuse E8

Schmierung

Die Lager werden mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L71V geschmiert. Nachschmiermöglichkeiten sind vorgesehen. Nachschmiermenge

- für die *Loslagerstelle* 15 g
- für die *Festlagerstelle* 40 g

Das *Nachschmierintervall* beträgt 1000 Stunden. Das Altfett wird in ringförmigen Deckelkammern aufgefangen, die unterhalb der Lagerstellen angeordnet sind.



7 Grubenlüftermotor

Technische Daten

Leistung 1800 kW; Drehzahl $n = 750 \text{ min}^{-1}$;
Axiallast $F_a = 130 \text{ kN}$; Radiallast $F_r = 3,5 \text{ kN}$;
Lager sind vertikal angeordnet.

Lagerwahl

Die Axiallast von 130 kN setzt sich zusammen aus den Gewichtskräften des Läufers und der beiden jeweils oben und unten aufgesetzten verstellbaren Lüfterräder und aus deren Axial Schub. Sie wird im oben angeordneten Traglager abgestützt.

Als Radialkräfte treten bei Senkrechtmotoren an beiden Lagerstellen nur Führungskräfte auf. Sie sind sehr gering und ergeben sich im allgemeinen aus dem einseitigen magnetischen Zug und einer eventuell auftretenden Unwucht des Läufers. Im vorliegenden Fall beträgt die Radialkraft je Lagerstelle 3,5 kN. Wenn die genauen Werte nicht bekannt sind, lassen sich diese Kräfte aus der Erfahrung heraus dadurch hinreichend berücksichtigen, daß man das halbe Läufergewicht als Radiallast im Schwerpunkt des Läufers angreifen läßt.

Als Traglager ist an der oberen Lagerstelle ein Axial-Pendelrollenlager FAG 29260E.MB eingebaut. Die radiale Führung übernimmt das darüber auf einer gemeinsamen Buchse sitzende Rillenkugellager FAG 16068M; es dient auch gleichzeitig zur axialen *Gegenführung* des Läufers. Die axiale Führung ist notwendig beim Transport und bei der Montage sowie beim Auslaufen des Motors. In diesem Betriebszustand kann die Luftgegenströmung eine Umkehr der Drehrichtung und des Axialschubs bewirken. Der axiale Führungsweg nach oben ist auf maximal 1 mm begrenzt, so daß das Axial-Pendelrollenlager in keinem Fall stark abhebt. Für den Kraftschluß im Lager sorgen Federn, die unterhalb der Gehäusescheibe angeordnet sind; ihre Federkraft ist 6 kN. Das radiale Führungslager an der unteren Lagerstelle ist ein Rillenkugellager FAG 6340M; es ist verschiebbar als *Loslager* eingebaut. Da das Lager sehr niedrig belastet ist, wird es durch Federn mit 3 kN *angestellt*.

Dimensionierung der Lager

Das Axial-Pendelrollenlager FAG 29260E.MB hat die *dynamische Tragzahl* $C = 1430 \text{ kN}$. Mit der Axiallast $F_a = 130 \text{ kN}$ und dem *Drehzahlfaktor* für Rollenlager $f_n = 0,393$ ($n = 750 \text{ min}^{-1}$) errechnet sich die *dynamische Kennzahl* $f_L = 4,3$. Die *nominelle Lebensdauer* beträgt $L_h = 65000$ Stunden.

Unter Berücksichtigung der *Betriebsviskosität* v des *Schmieröls* (Viskositätsklasse ISO VG150) bei ca. 70°C , der *Bezugsviskosität* v_1 und der *Bestimmungsgrößen* K_1 und K_2 läßt sich ein Basiswert a_{23II} von etwa 3 ermitteln. Der *Sauberkeitsfaktor* s wird mit 1 angesetzt. Die *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} des *Axiallagers* ist größer als 100 000 Stunden, das Lager also sehr sicher ausgelegt. Mit *dynamischen Kennzahlen* $f_L > 6$ sind auch die beiden *Radiallager* sehr gut dimensioniert.

Bearbeitungstoleranzen

Traglagerstelle

Axial-Pendelrollenlager	Welle k5; Gehäuse E8
Rillenkugellager	Welle k5; Gehäuse H6

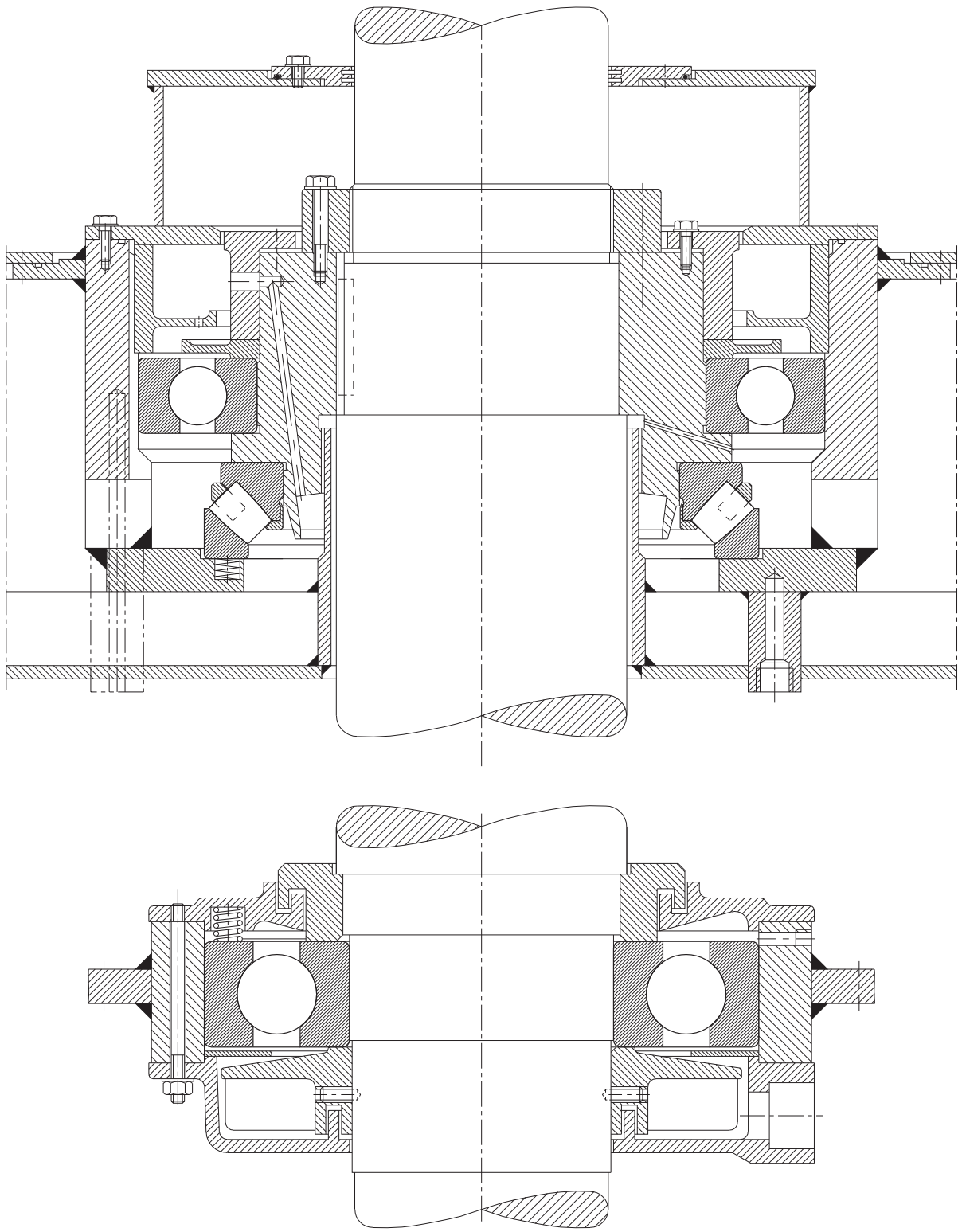
Unteres Führungslager

Rillenkugellager	Welle k5; Gehäuse H6
------------------	----------------------

Schmierung, Abdichtung

Axiallager und *Radiallager* der Traglagerstelle haben *Ölschmierung*.

Das Axial-Pendelrollenlager läuft im Ölbad und erzeugt durch seine unsymmetrische Bauweise einen selbsttätigen Ölumlauf von innen nach außen. Das darüber sitzende Führungslager wird durch einen Förderkegel und schräg verlaufende Steigbohrungen mit Öl versorgt. Ein Fang- und ein Schleuderteller stellen die Schmierstoffversorgung während des Anlaufs sicher. Das untere Führungslager hat Fettschmierung und ist mit einer Nachschmiereinrichtung und einem Fettmengenregler ausgerüstet. Die Traglagerstelle und das untere Führungslager sind durch Labyrinth abgedichtet.



8 Rotor einer Windenergieanlage

Windenergieanlagen zählen zu den alternativen und umweltschonenden Energiequellen. Mit ihnen werden heute Leistungen bis max. 3 200 kW erzeugt. Es gibt Horizontalrotor- und Vertikalrotor-Systeme. Die Windkraftanlage WKA60 ist 44 Meter hoch und hat einen Dreiblatt-Horizontalrotor mit 60 m Durchmesser.

Technische Daten

Nenn Drehzahl des Dreiblattrotors = 23 min^{-1} ;
Übersetzungsverhältnis des Getriebes $i = 1:57,4$;
Elektrische Leistung 1 200 kW bei Rotor-Nenn Drehzahl des Generators von $n = 1320 \text{ min}^{-1}$.

Lagerwahl

Gefordert wurde eine *Gebrauchsdauer* von 20 Jahren. Zur Abstützung des fliegend gelagerten Blattrotors wurden Pendelrollenlager FAG 231/670BK.MB (Abmessungen 670 x 1090 x 336 mm) als *Festlager* und FAG 230/900BK.MB (Abmessungen 900 x 1280 x 280 mm) als *Loslager* gewählt.

Dimensionierung der Lager

Als Richtwert zur Dimensionierung der Hauptlagerung von Windkraftanlagen gilt $P/C = 0,08 \dots 0,15$. Durch die variierenden Windkräfte mit Schwingungen und Vibrationen ist es schwer, die Belastung der Lager exakt zu ermitteln. Die *nominelle Lebensdauer* soll $L_h > 130\,000 \text{ h}$ sein. Es werden deshalb in der Regel mehrere Lastfälle mit veränderlichen Belastungen, Drehzahlen und Zeitanteilen herangezogen, daraus wird dann die mittlere äquivalente Belastung ermittelt. Beim *Festlager* der WKA60 treten Radialbelastungen von $F_r = 400 \dots 1\,850 \text{ kN}$ und Axialbelastungen von $F_a = 60 \dots 470 \text{ kN}$ auf. Beim *Loslager* ist mit Radialbelastungen von $F_r = 800 \dots 1\,500 \text{ kN}$ zu rechnen. Beim *Festlager* ergeben die aufzunehmenden Radial- und Axialkräfte eine mittlere *dynamisch äquivalente Belastung* von $P = 880 \text{ kN}$. Dies ergibt für das Lager FAG 231/670BK.MB mit einer *dynamischen Tragzahl* $C = 11\,000 \text{ kN}$ ein Belastungsverhältnis von $P/C = 880/11\,000 = 0,08$. Das *Loslager* FAG 230/900BK.MB nimmt eine mittlere Radialkraft von $F_r = P = 1\,200 \text{ kN}$ auf. Bei einer *dynamischen Tragzahl* von $11\,000 \text{ kN}$ ergibt sich ein Belastungsverhältnis von $1\,200/11\,000 = 0,11$. Für die normal belasteten Pendelrollenlager errechnen sich *Lebensdauerwerte* (nach DIN ISO 281), die weit über der Stundenzahl für 20-jährigen Dauerbetrieb liegen.

Lagereinbau

Um den Ein- und Ausbau der Lager zu erleichtern, sind die Lager mit Hydraulik-Spannhülsen FAG H31/670HGJS und FAG H30/900HGS auf der Welle befestigt. Vorteil der Hülsenbefestigung ist auch ein leichteres Einstellen der erforderlichen *Radialluft*.

Die Lager stützen sich in ungeteilten Stehlagergehäusen der Ausführung SUB (*Festlager*) und SUC (*Loslager*) ab. Die Gehäuse sind aus Stahlguß und wurden mit der Finite-Elemente-Methode überprüft.

Bearbeitungstoleranzen

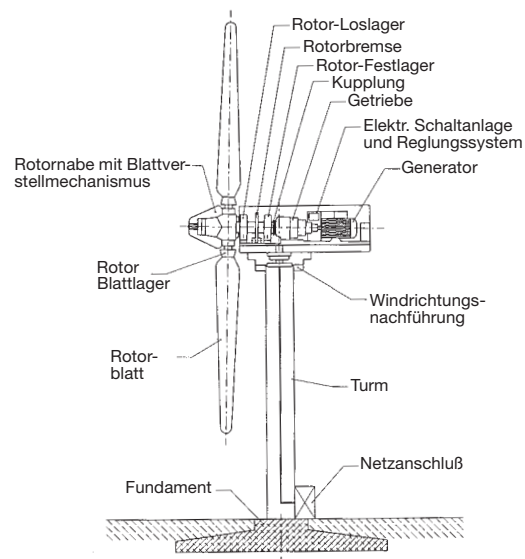
Die Sitzflächen der Abziehhülsen auf der Rotorwelle sind nach h9 und mit Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101) gefertigt.

Die Lagersitzflächen in der Gehäusebohrung sind nach H7 bearbeitet; dies läßt bei der *Loslagerung* eine Verschiebung des Außenrings zu.

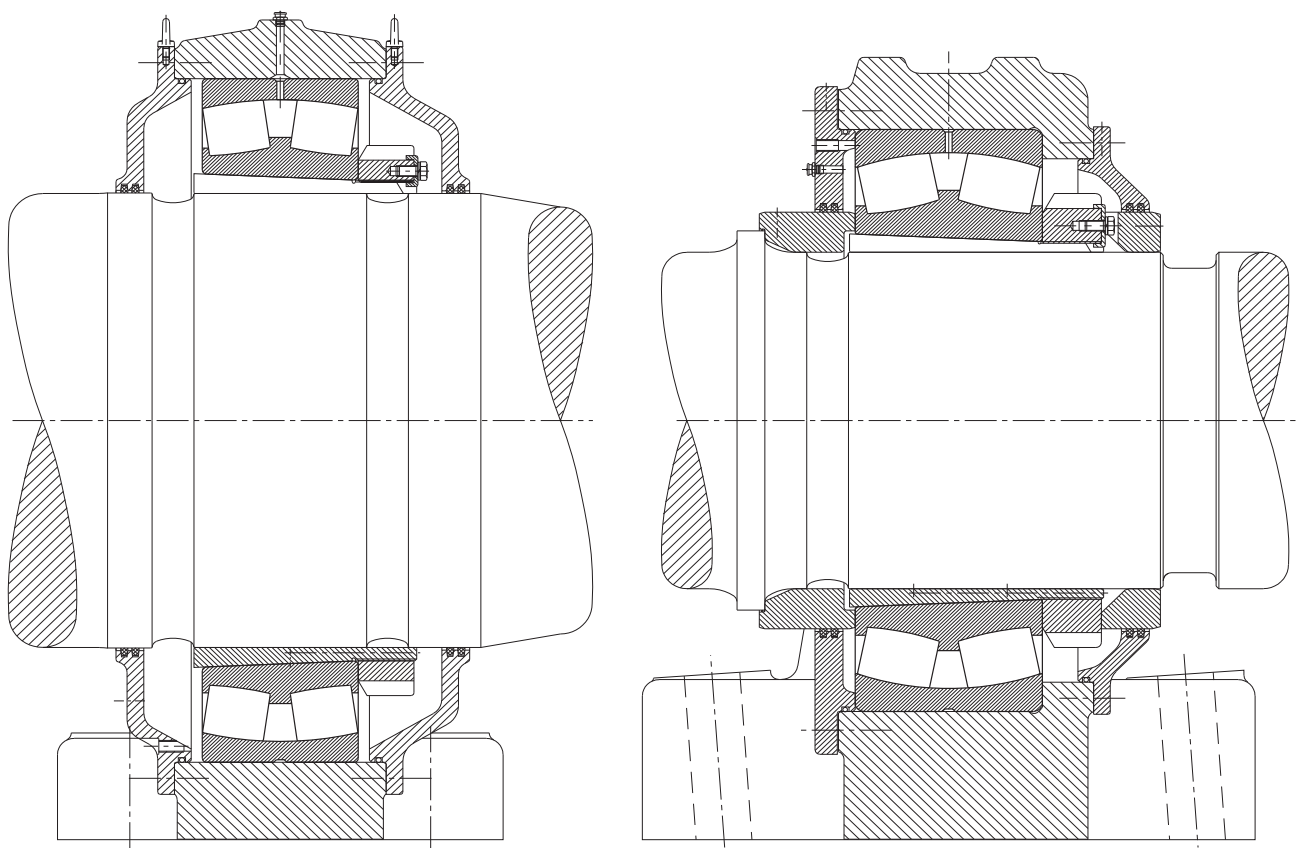
Schmierung, Abdichtung

Zur Schmierung der Lager wird ein Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* mit Hochdruckzusätzen (FAG Wälzlagerfett *Arcanol*/L186V) verwendet.

Die Gehäuse haben auf beiden Seiten doppelte *Filzabdichtung*. Ein *Fettkragen* im Bereich des Dichtspalts am Gehäuse verhindert das Eindringen von Staub, Schmutz und evtl. Spritzwasser.



Windenergieanlage, schematisch



8: Lagerung der Rotorwelle einer Windenergieanlage

9–18 Hauptspindeln von Werkzeugmaschinen

Herzstück einer Werkzeugmaschine ist die Haupt- oder Arbeitsspindel und ihre Lagerung. Die wesentlichen Qualitätsmerkmale des Spindel-Lager-Systems sind das Zerspanungsvolumen und die Bearbeitungspräzision. Für Werkzeugmaschinenlagerungen werden ausschließlich Wälzlager in erhöhter Genauigkeit verwendet; hauptsächlich die Bauarten Schrägkugellager, bzw. Spindellager (Radial-Schrägkugellager mit *Druckwinkel* 15 und 25°), zweiseitig wirkende Axial-Schrägkugellager, Radial- und Axial-Zylinderrollenlager sowie gelegentlich Kegelrollenlager.

Je nach den geforderten Leistungsdaten einer Werkzeugmaschine wird die Spindellagerung mit Kugel- oder Rollenlagern nach den Kriterien Steifigkeit, Reibungsverhalten, Genauigkeit, *Drehzahleignung*, Schmierung und *Abdichtung* konstruiert und ausgelegt.

Aus einer Vielzahl möglicher Werkzeugmaschinen-Spindellagerungen haben sich einige charakteristische Lageranordnungen herausgebildet, die sich im Werkzeugmaschinenbau bewährt haben (Abb. a, b, c).

Dimensionierung

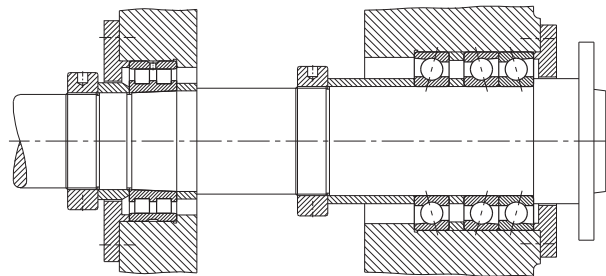
Eine Nachrechnung der Hauptspindellagerung hinsichtlich *Ermüdungslebensdauer* ist normalerweise überflüssig, da im Normalfall wegen der erforderlichen Spindel- und Lagersteifigkeit Lager mit so großem Bohrungsdurchmesser gewählt werden müssen, daß die Wälzlager bei erhöhter oder höchster Sauberkeit im Schmierpalt dauerhaft sind. Bei der Lagerdimensionierung soll z. B. die *dynamische Kennzahl* f_L bei Drehmaschinen spindeln im Bereich von 3...4,5 liegen, dies entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von $L_h = 15\ 000 \dots 50\ 000$ h.

Beispiel: Die Hauptspindellagerung einer CNC-Drehmaschine (Abb. a) ist arbeitsseitig in drei Spindellagern B7020E.T.P4S.UL in *Tandem-O-Anordnung* abgestützt (*Druckwinkel* $\alpha_0 = 25^\circ$, $C = 76,5$ kN, $C_0 = 76,5$ kN). Auf der Antriebsseite nimmt ein zweireihiges Zylinderrollenlager NN3018ASK.M.SP den Riemenzug auf. Aus den Schnittkräften resultieren für die beiden Spindellager in *Tandem-Anordnung* je 50 % der axialen Reaktionskräfte. Das arbeitsseitige vorderste Lager übernimmt 60 % der Radialkräfte. Es wird mit $F_r = 5$ kN, $F_a = 4$ kN bei $n = 3\ 000$ min⁻¹ belastet.

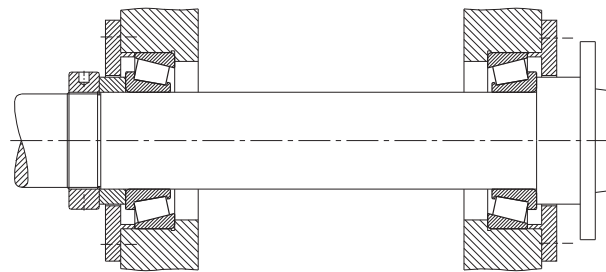
Werden die Lager mit dem Lithiumseifenfett FAG Arcanol L74V (*Grundölviskosität* 23 mm²/s bei 40 °C) geschmiert, ergibt dies bei 35 °C Betriebstemperatur eine *Betriebsviskosität* $\nu = 26$ mm²/s. Aus dem mittleren Lagerdurchmesser $d_m = 125$ mm und der Drehzahl $n = 3\ 000$ min⁻¹ ergibt sich eine *Bezugsviskosität* von $\nu_1 = 7$ mm²/s.

Dies führt zu einem *Viskositätsverhältnis* $\kappa = \nu/\nu_1 \approx 4$; d. h. es liegt ein voll trennender Schmierfilm in den Rollkontaktflächen vor. Mit $\kappa = 4$ erhält man aus dem a_{23} -Diagramm den *Basiswert* $a_{23II} = 3,8$. Da die Lager in der Regel relativ niedrig belastet sind ($f_s > 8$), erhält man bei erhöhter ($V = 0,5$) und höchster ($V = 0,3$) Sauberkeit einen sehr großen *Sauberkeitsfaktor* ($s = \infty$). Dadurch wird der Faktor a_{23} ($a_{23} = a_{23II} \cdot s$) und somit auch die *erreichbare Lebensdauer* ($L_{hna} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h$) unendlich; es liegt *Dauerfestigkeit* vor.

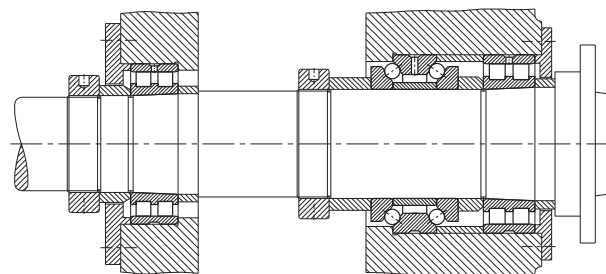
Solange also $f_s \geq 8$ ist, entscheidet bei einer guten Schmierung der Hauptspindellagerung ($\kappa \geq 4$) allein die Sauberkeit im Schmierkontakt, ob die Lagerung *dauerfest* ist oder nicht.



a: Spindellagerung mit kombiniert belasteten Universal-Spindellagern (Spindellagersatz) auf der Arbeitsseite und einem ein- oder zweireihigen Zylinderrollenlager auf der Antriebsseite, das nur Radialkräfte aufnimmt.



b: Spindellagerung mit zwei Kegelrollenlagern in *O-Anordnung*. Die Lager nehmen Radial- und Axialkräfte auf.



c: Spindellagerung mit zwei zweireihigen Zylinderrollenlagern und einem zweiseitig wirkenden Axial-Schrägkugellager. Hier erfolgt eine getrennte Aufnahme der Radial- und Axialkräfte.

9 Bohr- und Frässpindel

Technische Daten

Antriebsleistung 20 kW; Drehzahlen 11...2 240 min⁻¹.

Lagerwahl

Die Radialkräfte und die Axialkräfte werden getrennt aufgenommen. Als *Radiallager* sind zweireihige Zylinderrollenlager eingebaut; auf der Arbeitsseite ein FAG NN3024ASK.M.SP, auf der Gegenseite ein FAG NN3020ASK.M.SP. Das zweiseitig wirkende Axial-Schräggugellager FAG 234424M.SP führt die Spindel in axialer Richtung. Dieses Lager hat eine definierte Vorspannung; ein *Anstellen* ist also nicht erforderlich.

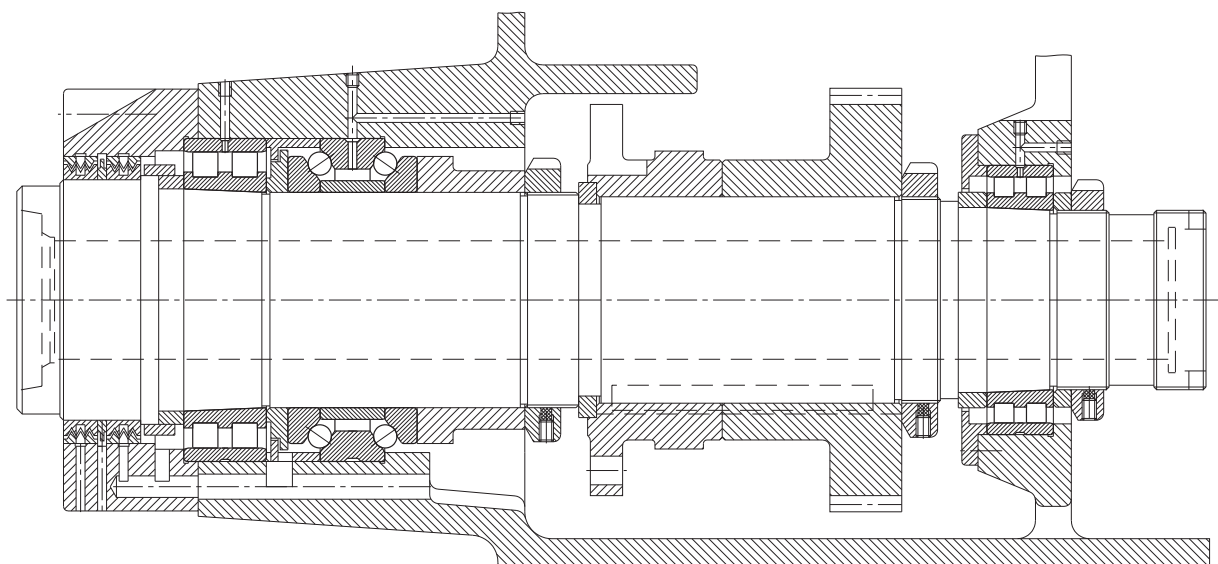
Die Bearbeitung der Gehäusebohrung wird dadurch erleichtert, daß die Außendurchmesser des *Radiallagers* und des *Axiallagers* das gleiche Nennmaß haben. Die Toleranz des Axiallagers liegt aber so, daß es im Gehäuse *Passungsspiel* hat.

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerung hat *Ölumlaufschmierung*. Die *Labyrinthdichtung* auf der Arbeitsseite besteht aus einbaufertigen, nicht berührenden Dichtelementen. Der innere Labyrinthring hält das *Schmieröl* zurück, der äußere Labyrinthring dichtet gegen die Schneidemulsion ab.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Zylinderrollenlager	Welle, kegelig Gehäuse	Kegel 1:12 K5	IT1/2 IT1/2	IT1 IT1
Axial-Schräggugellager	Welle Gehäuse	h5 K5	IT1/2 IT1/2	IT1 IT1



10 Hauptspindel einer NC-Drehmaschine

Technische Daten

Antriebsleistung 27 kW;
maximale Spindeldrehzahl 9000 min⁻¹.

Lagerwahl

Von der Lagerung wird, neben sehr hoher *Drehzahl-eignung*, hohe Steifigkeit und Führungsgenauigkeit der Arbeitsspindel verlangt. Eingebaut ist auf der Arbeitsseite ein Spindellagersatz FAG B7017C.T.P4S.DTL in *Tandem-Anordnung*, auf der Antriebsseite ein Spindellagersatz FAG B71917C.T.P4S.DTL in *Tandem-Anordnung*.

Die Lager sind leicht vorgespannt (UL) und haben erhöhte Genauigkeit (P4S).

Die Lagerung hat kein *Loslager*; sie stellt ein starres *Festlagersystem* dar. Beide Lagersätze bilden zusammen eine *O-Anordnung*.

Dimensionierung der Lager

Die Lagergröße ergibt sich aus der erforderlichen Spindelsteifigkeit, d. h. einem möglichst großen Spindeldurchmesser. Die *Ermüdungslebensdauer* wird zwar für die Dimensionierungsbetrachtung mit herangezogen, ist jedoch in der Praxis nicht entscheidend.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlagenschulter
Spindellager	Welle	+5/-5 µm	1,5 µm	2,5 µm
Antriebs-/Arbeitsseite	Gehäuse	+2/+10 µm	3,5 µm	5 µm

Hauptspindellager fallen in der Regel nicht durch Werkstoffermüdung, sondern durch *Verschleiß* aus; entscheidend ist die *Fettgebrauchsdauer*.

Lagerluft

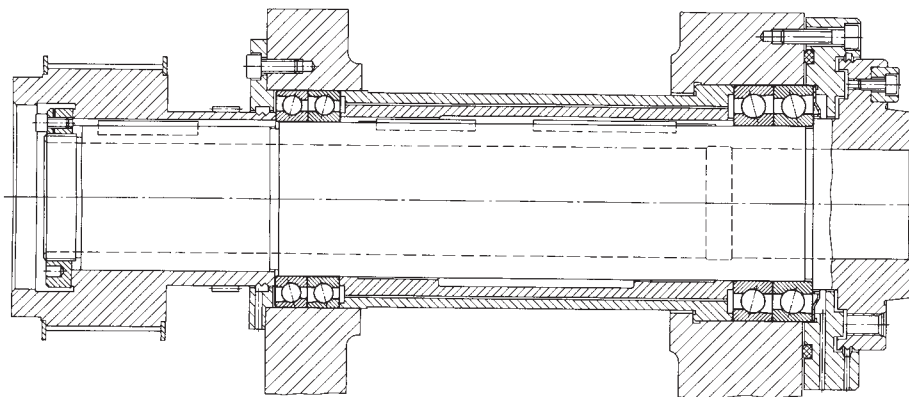
FAG Spindellager der *Universalausführung* sind für den beliebigen Einbau in *X-, O- oder Tandem-Anordnung* bestimmt. Beim Einbau in *X- oder O-Anordnung* ergibt sich eine definierte Vorspannung. Die leichte Vorspannung UL genügt den üblichen Anforderungen.

Durch gleich lange äußere und innere Distanzhülsen bleibt die in den Lagern eingearbeitete Vorspannung erhalten. Bei günstigem Lagerabstand gleichen sich axiale und radiale Wärmedehnungen der Arbeitsspindel aus, so daß die Lagervorspannung in jedem Betriebszustand unverändert bleibt.

Schmierung, Abdichtung

Mit etwa 35 % Hohlraumfüllung werden die Lager mit dem FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V* auf *Lebensdauer* geschmiert.

Zur *Abdichtung* dienen *Labyrinthdichtungen* mit definierten Spaltverhältnissen.



10: NC-Drehmaschinenspindel

11 Hauptspindel einer CNC-Drehmaschine

Technische Daten

Antriebsleistung 25 kW;
Drehzahlbereich von 31,5...5000 min⁻¹.

Maßgebend für die Einsatzdauer der Lager ist neben der Hertzschen Pressung vor allem die *Fettgebrauchsdauer*. Hauptspindellager fallen in der Regel nicht durch Werkstoffermüdung, sondern durch *Verschleiß* aus.

Lagerwahl

Die Lager müssen die Spindel radial und axial genau führen und eine hohe Steifigkeit aufweisen. Dies erreicht man durch möglichst große Wellendurchmesser und eine entsprechende Lageranordnung. Die Lager werden vorgespannt und haben eine erhöhte Genauigkeit.

Auf der Arbeitsseite ist als *Festlager* ein Spindellagersatz FAG B7018E.T.P4S.TBTL in *Tandem-O-Anordnung* mit leichter Vorspannung eingebaut.

Auf der Antriebsseite sitzt als *Loslager* ein einreihiges Zylinderrollenlager FAG N1016K.M1.SP.

Die Lagerung ist für hohe Drehzahlen und für hohe Zerspanungsleistung geeignet.

Lagerluft

FAG Spindellager der *Universalausführung* sind für den beliebigen Einbau in *X*-, *O*- oder *Tandem-Anordnung* bestimmt. Beim Einbau in *X*- oder *O*-Anordnung ergibt sich eine definierte Vorspannung. Die leichte Vorspannung UL genügt den üblichen Anforderungen.

Das Zylinderrollenlager wird durch axiales Aufpressen des konischen Innenrings auf die Spindel annähernd spielfrei eingestellt.

Dimensionierung der Lager

Die Lagergröße ergibt sich in erster Linie aus der erforderlichen Spindelsteifigkeit, d. h. dem Spindeldurchmesser. Die *Ermüdungslebensdauer* wird zwar für die Dimensionierungsbetrachtung mit herangezogen, sie spielt jedoch in der Praxis keine dominierende Rolle.

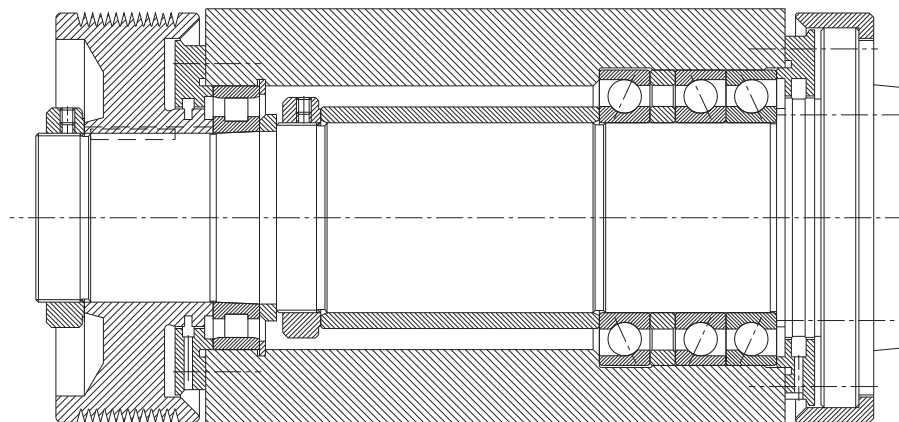
Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit dem FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V* auf *Lebensdauer* geschmiert.

Bei Spindellagern füllt man ca. 35 % und bei Zylinderrollenlagern ca. 20 % des Lagerhohlraums mit *Fett*. Die *Abdichtung* übernimmt ein Labyrinth mit definiert engen Radialspalten.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Spindellager	Welle	+5/-5 µm	1,5 µm	2,5 µm
	Gehäuse	-4/+8 µm	3,5 µm	5 µm
Zylinderrollenlager	Welle, kegelig	Kegel 1:12	1,5 µm	2,5 µm
	Gehäuse	-15/+3 µm	3,5 µm	5 µm



11: CNC-Drehmaschinenspindel

12 Kurzbohrspindel

Technische Daten

Antriebsleistung 4 kW;
maximale Spindeldrehzahl 7000 min⁻¹.

Lagerwahl

Die Bohrspindel muß axial und radial genau geführt werden. Die Lagerwahl richtet sich somit nach den auftretenden Axialkräften bei größtmöglicher axialer Steifigkeit. Ein weiteres Kriterium ist der Einbauraum, der z. B. bei Mehrspindel-Bohrköpfen begrenzt ist.

Arbeitsseite:

1 Spindellagersatz FAG B71909E.T.P4S.TTL
(3er Tandem-Anordnung)

Antriebsseite:

1 Spindellagersatz FAG B71909E.T.P4S.DTL
(2er Tandem-Anordnung).

Beide Lagersätze sind auch bestellbar als 5er Satz:
FAG B71909E.T.P4S.PBCL (Tandem-Paar gegen 3er Tandemsatz in O-Anordnung, leicht gegeneinander vorgespannt). Die Lagerung hat kein *Loslager*; sie stellt ein starres *Festlagersystem* dar.

Dimensionierung der Lager

Die Lagergröße ergibt sich aus der erforderlichen Spindelsteifigkeit, d. h. einem möglichst großen Spindeldurchmesser. Aus Sicht der Belastung ergibt sich in der

Regel für die Lager eine *Belastungskennzahl* $f_{\text{L}} > 8$ und somit *Dauerfestigkeit*. Entscheidend für die *Lagerlebensdauer* ist eine gute *Abdichtung*, damit die *Fettgebrauchsdauer* voll ausgenutzt werden kann.

Lagerluft

FAG Spindellager der *Universalausführung* sind für den beliebigen Einbau in *X*-, *O*- oder *Tandem-Anordnung* bestimmt. Beim Einbau in *X*- oder *O*-Anordnung ergibt sich eine definierte Vorspannung. Die leichte Vorspannung UL genügt den üblichen Anforderungen.

Durch gleich lange äußere und innere Distanzhülsen bleibt die in den Lagern eingearbeitete Vorspannung erhalten. Bei günstigem Lagerabstand gleichen sich axiale und radiale Wärmedehnungen der Arbeitsspindel aus, so daß die Lagervorspannung in jedem Betriebszustand unverändert bleibt.

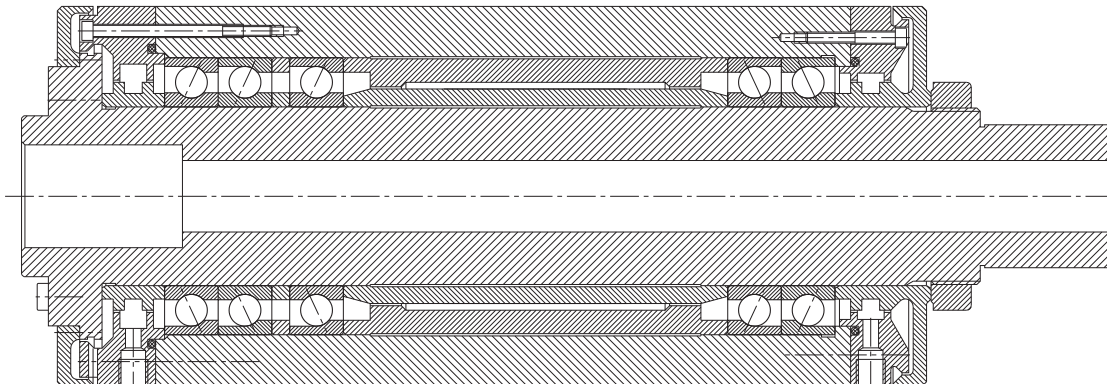
Schmierung, Abdichtung

Mit etwa 35 % Hohlraumfüllung werden die Lager mit dem FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V* auf *Lebensdauer* geschmiert.

Zur *Abdichtung* dienen *Labyrinthdichtungen* mit Fangnut und Abflußbohrung, an der evtl. eine Absaugung angebracht werden kann.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Spindellager (Antriebs-/Arbeitsseite)	Welle Gehäuse	+3,5/-3,5 µm -3/+5 µm	1 µm 2 µm	1,5 µm 3 µm



12: Bohrspindellagerung

13 Hochgeschwindigkeits-Motorfrässpindel

Technische Daten

Antriebsleistung 11 kW;
maximale Spindeldrehzahl 28 000 min⁻¹.

Lagerwahl

Die Lagerung muß für sehr hohe Drehzahlen und für die besonderen thermischen Betriebsbedingungen in einer Motorspindel geeignet sein. Hierfür eignen sich besonders Hybrid-Spindellager mit Keramikkugeln. Die Frässpindel muß axial und radial hochgenau spielfrei geführt werden.

Arbeitsseite:

1 Spindellagersatz FAG HC7008E.T.P4S.DTL in *Tandem-Anordnung*.

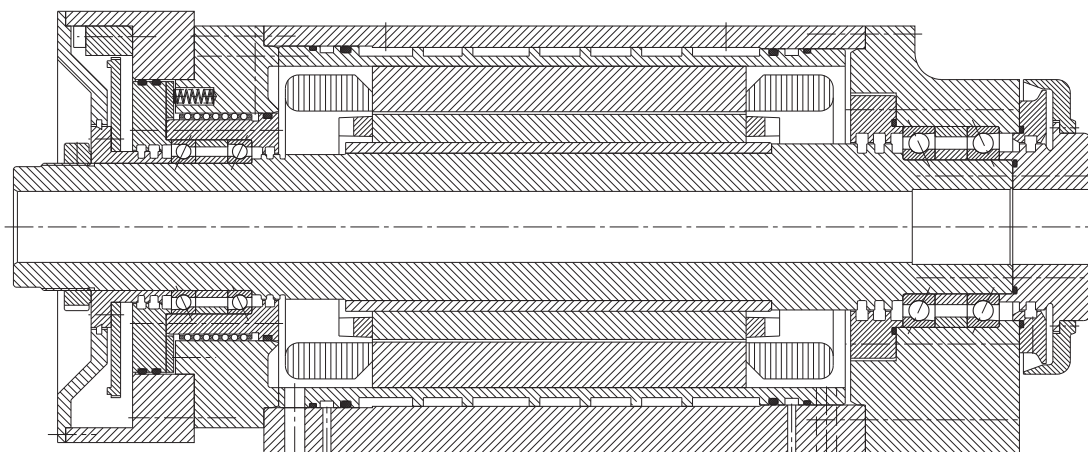
Antriebsseite:

1 Spindellagersatz FAG HC71908E.T.P4S.DTL in *Tandem-Anordnung*.

Die Lagerpaare auf der Antriebs- und Arbeitsseite werden in *O-Anordnung* über Federn (Federkraft 300 N), entsprechend einer mittleren Vorspannung elastisch gegeneinander *angestellt*. Das Lagerpaar auf der Antriebsseite sitzt in einer Büchse, die spielfrei in einer Kugelbüchse gelagert ist, so daß axiale Längendehnungen der Welle zwanglos ausgeglichen werden können.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Spindellager (Antriebs-/Arbeitsseite)	Welle	+6/+10 µm	1 µm	1,5 µm
	Gehäuse	-3/+5 µm	2 µm	3 µm



13: Lagerung einer Hochgeschwindigkeits-Motorfrässpindel

Dimensionierung der Lager

Lagergröße und Lageranordnung werden entsprechend der Drehzahlvorgabe und dem Spindeldurchmesser ausgewählt.

Zu berücksichtigen sind auch die Motorwärme, die sich als größerer Temperaturunterschied zwischen Lagerinnenring und Lageraußenring auswirkt, und die Ringaufweitung, die sich durch die Fliehkraft aufgrund der hohen Drehzahl bemerkbar macht. Dies würde bei einer starren Lageranordnung die Vorspannung stark erhöhen. Durch die Federvorspannung werden beide Einflüsse problemlos ausgeglichen. Dadurch erreicht die Flächenpressung im Wälzkontakt des Lagers einen relativ niedrigen Wert von $p_0 \leq 2000 \text{ N/mm}^2$ und ergibt *dauerfeste* Lager. Die Einsatzdauer der Lagerung wird somit durch die *Fettgebrauchsdauer* bestimmt.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager haben Fettschmierung mit dem Wälzlagerfett *Arcanol L207V*, das sich für die höheren thermischen Belastungen und für hohe Drehzahlen besonders eignet.

Um das *Fett* vor Verunreinigungen zu schützen und dadurch die *Fettgebrauchsdauer* zu verlängern, erfolgt die *Abdichtung* der Lagerung über Labyrinth, bestehend aus *Spaltdichtung* mit Spritzrillen und Fangnut.

14 Motorspindel einer Drehmaschine

Technische Daten

Antriebsleistung 18 kW;
maximale Spindeldrehzahl 4 400 min⁻¹.

richtet, ergeben sich Lagergrößen, deren Tragfähigkeit bei weitem ausreicht.

Für die Einsatzdauer der Lagerung ist deshalb die *Fettgebrauchsdauer* maßgebend.

Lagerwahl

Die Lager müssen eine hohe Steifigkeit haben und die Spindel radial und axial genau führen. Dies wird durch einen möglichst großen Wellendurchmesser und durch eine entsprechende Lageranordnung erreicht. Die Lager sind vorgespannt und haben eine erhöhte Genauigkeit. Des weiteren sind die besonderen thermischen Gegebenheiten einer Motorlagerung zu berücksichtigen.

Arbeitsseite: 1 Spindellagersatz
FAG B7024E.TP4S.QBCL
(*Tandem-O-Tandem-Anordnung*) als *Festlager*.

Gegenseite: 1 Zylinderrollenlager
FAG N1020K.M1.SP als *Loslager*.

Lagerluft

Die Spindellager werden mit leichter Vorspannung eingebaut. Das Zylinderrollenlager mit kegeliger Bohrung des Innenrings wird durch axiales Aufpressen auf den konischen Wellensitz der Spindel auf wenige µm *Radialspiel* eingestellt und erreicht bei Betriebstemperatur den gewünschten spielfreien Zustand.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit dem Wälzlagerfett *Arcanol L207V* auf *Lebensdauer* geschmiert. Das *Fett* eignet sich speziell für höhere Temperaturen und hohe Drehzahlen.

Bei Spindellagern füllt man ca. 35 % und bei Zylinderrollenlagern ca. 20 % des Lagerhohlraums mit *Fett*.

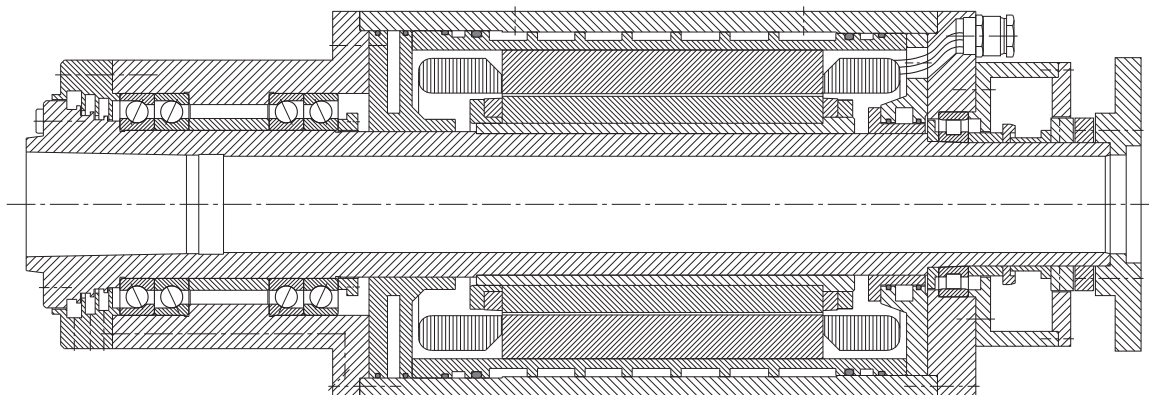
Dimensionierung der Lager

Da sich die Lagergröße in erster Linie nach dem Kriterium Spindelsteifigkeit (größerer Spindeldurchmesser)

Die *Abdichtung* übernimmt ein Stufenlabyrinth mit Fangnuten und Abflußbohrungen. Eine *Spaltdichtung* schützt das Zylinderrollenlager vor äußeren Einflüssen.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauftoleranz der Anlageschulter
Spindellager	Welle	-5/+5 µm	1,5 µm	2,5 µm
	Gehäuse	-4/+10 µm	3,5 µm	5 µm
Zylinderrollenlager	Welle, kegelig	1:12	1,5 µm	2,5 µm
	Gehäuse	-15/+3 µm	3,5 µm	5 µm



14: Motorspindellagerung einer Drehmaschine

15 Vertikal-Schnellauf-Frässpindel

Technische Daten

Antriebsleistung 2,6/3,14 kW;
Nenn Drehzahl 500...4 000 min⁻¹.

Lagerwahl

Die Lagerung muß bei allen Drehzahlen im oben genannten Bereich betriebssicher laufen. So muß die Spindel beispielsweise bei 500 min⁻¹ und hoher Belastung radial und axial starr geführt sein. Andererseits dürfen sich die Lagerstellen bei der höchsten Drehzahl von 4 000 min⁻¹ nicht so stark erwärmen, daß die Arbeitsgenauigkeit darunter leidet.

Auf der Arbeitsseite der Frässpindel ist ein Spindel-lagersatz FAG B7014E.T.P4S.TBTM (*Tandem-O-Anordnung*, mittlere Vorspannung) eingebaut. Die Lagergruppe ist über eine Mutter und Distanzbüchse mit 1,9 kN vorgespannt.

Das Rillenkugellager FAG 6211TB.P63 führt die Spindel auf der Antriebsseite. Damit auch dieses Lager spielfrei läuft, wurde es mit Tellerfedern leicht vorgespannt.

Dimensionierung der Lager

Das Fräsen erfordert biege- und verdrehsteife Spindeln. Dadurch liegt der Spindeldurchmesser und auch die Größe der Lager fest. Die erforderliche Steifigkeit der Lager wird durch die gewählte Anordnung und Vorspannung erreicht. Die beiden oben angeordneten Schrägkugellager entlasten die Spindel von Kräften aus dem Antrieb.

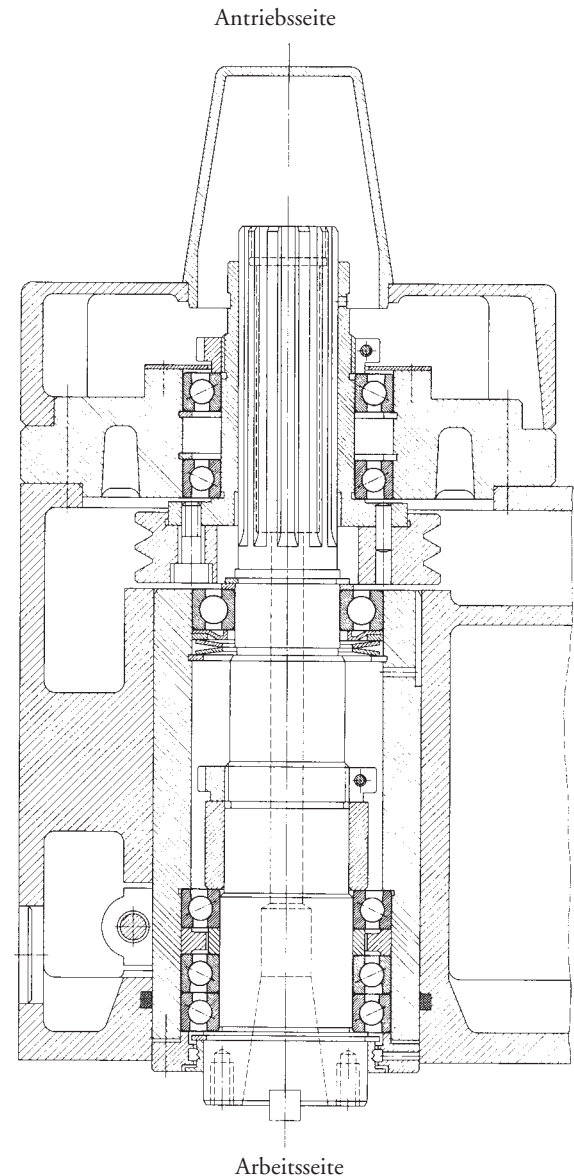
Bearbeitungstoleranzen

Sitzstelle	Durchmesser- toleranz	Zylinder- formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summen- planlauf-toleranz der Anlagenschulter
Welle	js4	IT1/2	IT1
Gehäuse (Arbeitsseite)	JS5	IT2/2	IT2
Gehäuse (Arbeitsseite)	H6	IT3/2	IT3

Schmierung, Abdichtung

Die Lager haben *Fettschmierung* (FAG Wälzlagerfett Arcanol L74V).

Eine Spaltdichtung mit Spritzrillen und Fangnut schützt die Spindellagerung vor Umgebungseinflüssen.



15: Lagerung einer Vertikal-Schnellauf-Frässpindel

16 Bohrungsschleifspindel

Technische Daten

Antriebsleistung 1,3 kW; Spindeldrehzahl 16 000 min⁻¹. Die Spindel wird durch den Schleifdruck radial belastet. Die Belastung ist abhängig von der Schleifscheibengüte, dem Vorschub und der Schnitttiefe.

Lagerwahl

Hohe Schleifgeschwindigkeit beim Bohrungsschleifen erfordert eine hohe Spindeldrehzahl. Des weiteren wird eine ausreichende Starrheit und eine genaue Führung vor allem in axialer Richtung verlangt. Die Forderungen nach hoher Drehzahl und hoher Steifigkeit lassen sich mit Spindellagern erfüllen. Da die Schleifspindel in erster Linie eine hohe radiale Steifigkeit benötigt, ist es zweckmäßig, Lager mit einem *Druckwinkel* von 15° (Ausführung C) vorzusehen.

Auf der Arbeitsseite und auf der Antriebsseite ist je ein Spindellagersatz FAG B7206C.T.P4S.DTL in *Tandem-Anordnung* eingebaut. Die Belastungen werden von den in *O-Anordnung* angestellten Tandem-Lagerpaaren gleichmäßig aufgenommen. Hierzu müssen die

Zwischenringe in einer Aufspannung gleich breit und planparallel geschliffen werden.

Damit die Lagerung bei allen Betriebszuständen spielfrei läuft, wird sie mit einer Schraubenfeder leicht vorgespannt. Die Vorspannung erhöht die Steifigkeit der Lagerung. Allerdings wird die Höhe der Vorspannung durch die zulässige Temperatur der Lagerung begrenzt. Je nach Verwendung der Spindel liegt die Vorspannkraft zwischen 300 und 500 N.

Aus der erforderlichen Steifigkeit ergibt sich der Spindeldurchmesser, wodurch die Lagergröße vorgegeben ist.

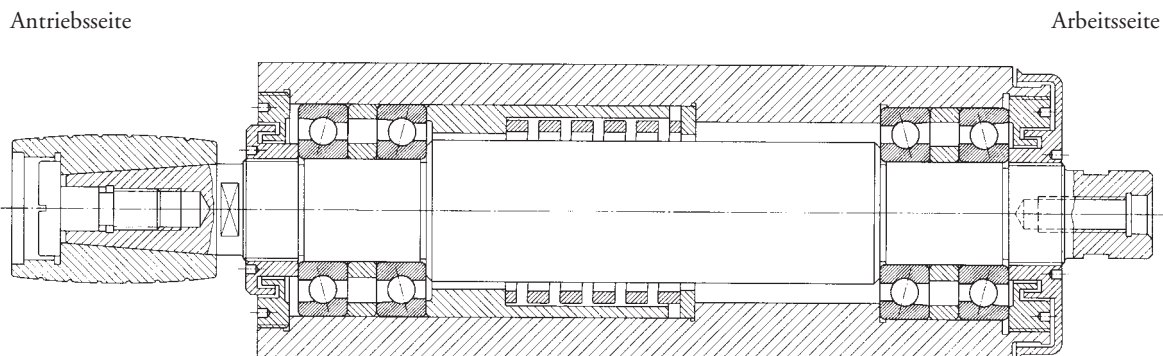
Schmierung, Abdichtung

Schmierung mit einem Fett für hochtourige Lager (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L74V). Die Lager werden bei der Montage mit einer Fettmenge versehen, die für die gesamte Betriebszeit ausreicht. Nachschmierung ist nicht notwendig.

Die *Abdichtung* der Lagerräume muß wegen der hohen Drehzahl berührungsfrei sein. Diese wird mit *Labyrinthdichtungen* erreicht.

Bearbeitungstoleranzen

Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Zylinderformtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauftoleranz der Anlageschulter
Welle	js3	IT0/2	IT0
Gehäuse (Antriebsseite)	+2/+6 µm	IT1/2	IT1
Gehäuse (Arbeitsseite)	-1/+3 µm	IT1/2	IT1



16: Lagerung einer Bohrungsschleifspindel

17 Außenrundscheifspindel

Technische Daten

Antriebsleistung 11 kW; Drehzahl $n = 7\,500\text{ min}^{-1}$;
Laufgenauigkeit radial $3\text{ }\mu\text{m}$, axial $1\text{ }\mu\text{m}$.

Lagerwahl

Beim Außenrundscheifen wird sowohl hohe Zerspansungsleistung beim Schruppscheifen als auch hohe Form- und Oberflächenqualität beim Feinscheifen gefordert. Wesentliche Kriterien für die Lagerung sind hohe Steifigkeit und Laufgenauigkeit sowie gute Dämpfung und *Drehzahleignung*. Diese Forderungen werden mit *Genauigkeitslagern* erfüllt.

Hier kommen abgedichtete Universal-Spindellager mit kleinen Stahlkugeln (HSS) zum Einsatz:

- auf der Arbeitsseite als *Festlager* 1 Spindellagersatz FAG HSS7020C.T.P4S.QBCL in Doppel-*O-Anordnung*.
- auf der Antriebsseite als *Loslager* 1 Spindellagersatz FAG HSS7020C.T.P4S.DBL in *O-Anordnung*.

Bei noch höheren Drehzahlen sind abgedichtete Hybrid-Spindellager HCS mit kleinen Keramikugeln (geringere Zentrifugalkräfte) zweckmäßig.

Dimensionierung der Lager

Die Größe der Lager ergibt sich aus dem erforderlichen Spindeldurchmesser bzw. dem vorgegebenen

Pinolenaußendurchmesser. Der *Druckwinkel* von 15° ist günstig für eine hohe radiale Steifigkeit. Durch die Anordnung von vier Lagern auf der Arbeitsseite werden die Laufgenauigkeit und die Dämpfung verbessert.

Lagerluft

Alle Lager in *Universalausführung* UL haben im eingebauten Zustand bei der *O-Anordnung* eine leichte Vorspannung. Zwischenringe begünstigen die thermischen Verhältnisse und ergeben eine größere *Stützbasis* an der Lagerstelle. Damit sich die definierte Lagervorspannung durch die Zwischenringe nicht verändert, müssen diese exakt gleich breit und planparallel bearbeitet werden.

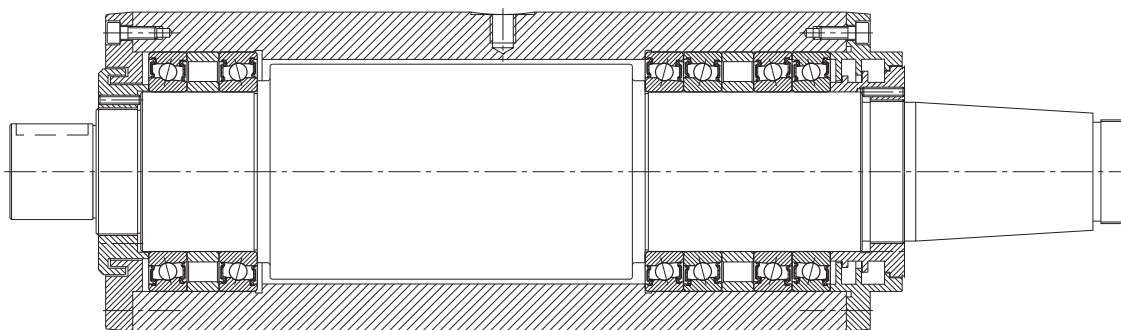
Schmierung, Abdichtung

Die abgedichteten FAG HSS-Spindellager sind wartungsfrei und mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L74 for-life geschmiert.

Als zusätzliche *Abdichtung* dient auf der Schleifscheibenseite ein Labyrinth mit definiert engen Axialspalten von $0,3\ldots 0,8\text{ mm}$. Auf der Antriebsseite genügt eine einfache *Labyrinthdichtung*.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Spindellager (Arbeitsseite)	Welle Gehäuse	$+3/-3\text{ }\mu\text{m}$ $-3/+5\text{ }\mu\text{m}$	$1\text{ }\mu\text{m}$ $2\text{ }\mu\text{m}$	$1,5\text{ }\mu\text{m}$ $3,5\text{ }\mu\text{m}$
Spindellager (Antriebsseite)	Welle Gehäuse	$+3/-3\text{ }\mu\text{m}$ $+5/+13\text{ }\mu\text{m}$	$1\text{ }\mu\text{m}$ $2\text{ }\mu\text{m}$	$1,5\text{ }\mu\text{m}$ $3,5\text{ }\mu\text{m}$



17: Lagerung einer Außenrundscheifspindel

18 Flächenschleifspindel

Technische Daten

Leistung des Schleifmotors 220 kW; maximale Drehzahl 375 min^{-1} ; Gewichtskraft von Spindel, Rotor und Schleifkopf 30 kN; Schleifdruck maximal 10 kN.

Lagerwahl

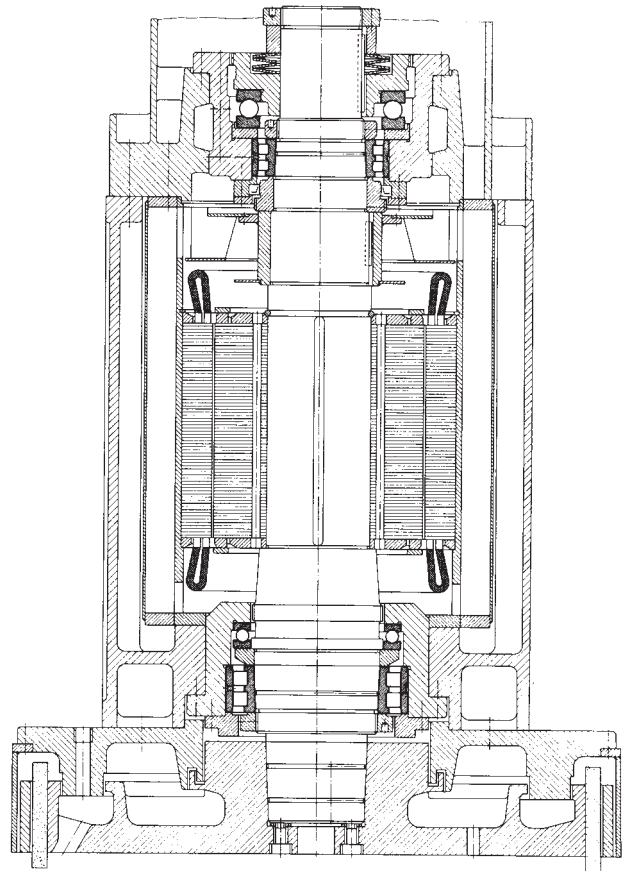
Auf der Seite des Schleifkopfs ist die Spindel in einem zweireihigen Zylinderrollenlager FAG NN3060ASK.M.SP abgestützt. Das oberhalb dieses Lagers angeordnete Axial-Rillenkugellager FAG 51164MP.P5 nimmt die axiale Komponente des Schleifdrucks auf. Am oberen Ende sind das zweireihige Zylinderrollenlager FAG NN3044ASK.M.SP und das Axial-Rillenkugellager FAG 51260M.P6 eingebaut. Das Zylinderrollenlager übernimmt die radiale Führung; das Axial-Rillenkugellager trägt das Gewicht von Rotor, Spindel und Schleifkopf. Zur Erhöhung der axialen Steifigkeit ist dieses Lager mit Tellerfedern gegen das untere Axial-Rillenkugellager *angestellt*.

Dimensionierung der Lager

Die starre Führung der Spindel in radialer Richtung wird durch formgenaue Umbauteile, feste *Passungen* der Lagerringe und eine leichte Vorspannung der Zylinderrollenlager erzielt. Die Innenringe werden dabei soweit auf den kegeligen Lagersitz geschoben, bis der *Rollkörperkranz* unter leichter Vorspannung ($5 \mu\text{m}$) umläuft. Oberflächengüte und Maßgenauigkeit der Werkstücke hängen vor allem von der axialen Steifigkeit des Spindelstocks und des Rundtisches ab, wobei der Steifigkeit der *Axiallager* besondere Bedeutung zukommt. Zur Erhöhung der Steifigkeit werden die *Axiallager* mit den Tellerfedern, die sich am oberen Ende der Spindel befinden, mit einer Kraft von 40 kN vorgespannt. Da die Gewichtskraft (Spindel, Rotor, Schleifkopf) 30 kN beträgt, verbleibt für das untere *Axiallager* eine Vorspannung von 10 kN. Damit ist starre spielfreie Führung der Spindel auch in axialer Richtung gewährleistet. Die rechnerische Steifigkeit beträgt $2,5 \text{ kN}/\mu\text{m}$; bei einem maximalen Schleifdruck von 10 kN weicht die Spindel also nur um $4 \mu\text{m}$ axial aus.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager des Spindelstocks haben eine for-life-Schmierung mit dem FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V*. Als *Abdichtung* am oberen Spindelende genügt eine *Spaltdichtung*, da der Spindelstock oben mit einer Kappe verschlossen ist. Ein Wellendichtring verhindert, daß *Fett* in den Motor gelangt. Die untere Lagerung hat auf der Motorseite eine *Spaltdichtung* und auf der Schleifkopfseite eine *Spaltdichtung* mit vorgeschaltetem Labyrinth.



18: Lagerung einer Flächenschleifspindel

19 Rundtisch einer Senkrecht-Drehmaschine

Technische Daten

Antriebsleistung 100 kW; Drehzahlen bis $n = 200 \text{ min}^{-1}$; Drehtisch-Außendurchmesser 2 000, 2 200 oder 2 500 mm; maximaler Werkstück-Durchmesser 2 800 mm, maximale Werkstückhöhe 2 700 mm, maximales Werkstückgewicht 250 kN; Rund- und Planlaufabweichung maximal $5 \text{ }\mu\text{m}$.

Lagerwahl

Die Lagerung der Planscheibe erfordert hohe Laufgenauigkeit und Starrheit. Da die Axialkraft überwiegt und durch exzentrischen Kraftangriff ein großes Kippmoment entsteht, baut man ein Axial-Rillenkugellager in erhöhter Genauigkeit (Hauptabmessungen 1250 x 1495 x 150 mm) ein. Die radiale Führung übernimmt ein Schrägkugellager in erhöhter Genauigkeit FAG 7092MP.P5 (30° *Druckwinkel*). Beide Lager werden mit 50 kN gegeneinander vorgespannt.

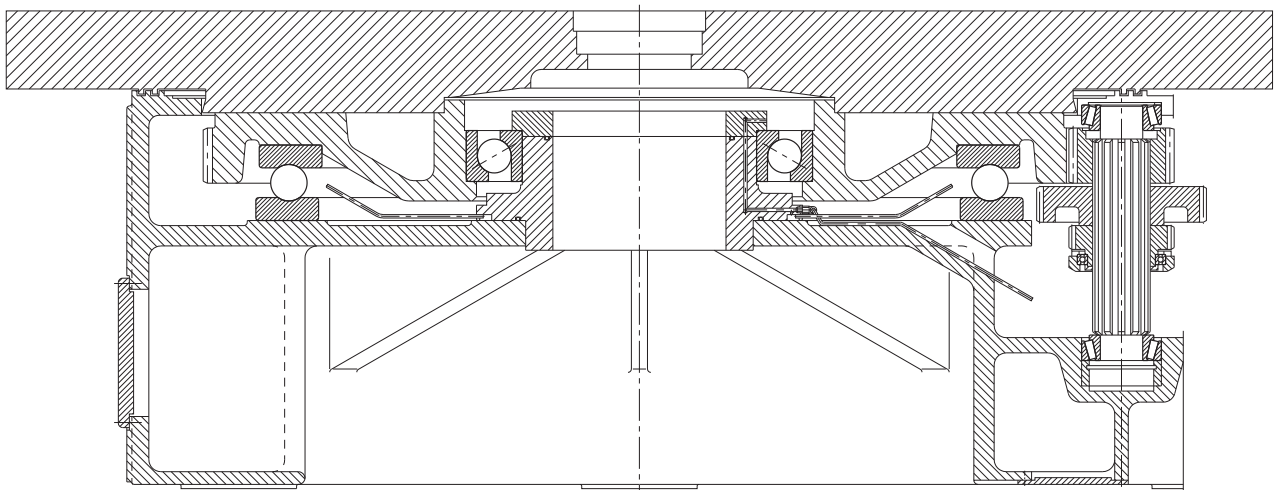
Die hohe Vorspannung garantiert eine hohe Laufgenauigkeit bei hoher radialer und axialer Momenten- oder Kippsteifigkeit unter relativ geringer Eigenerwärmung. Durch spezielle Maßnahmen während der Montage und nach Überschleifen des Rundtisches ergibt sich ein Planlauf von max. $5 \text{ }\mu\text{m}$.

Bearbeitungstoleranzen

Axial-Rillenkugellager: Zahnkranz j5
Schrägkugellager: Königszapfen j5/Zahnkranz K6

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerung hat Ölumlaufschmierung. Über Ölzuführungsrohrchen gelangt das Öl direkt an die einzelnen Lagerstellen. Hat das Öl die Lager durchlaufen, wird es über einen Filter in einen Sammelbehälter geleitet und erneut den Lagern zugeführt. Das *Dichtungslabyrinth* verhindert den Ölaustritt und schützt die Lager vor Verschmutzung.



20 Reitstockspindel

Technische Daten

Maximale Drehzahl $n = 3\,500\text{ min}^{-1}$

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lagerung muß insbesondere starr und tragfähig sein. Weitere Forderungen wie hohe Genauigkeit und gute *Drehzahleignung* werden mit Lagern in *Genauigkeitsausführung* erfüllt.

Auf der Arbeitsseite übernimmt ein zweireihiges Zylinderrollenlager FAG NN3014ASK.M.SP die hohe Radiallast. Die hohe Axialkraft wird auf der Gegenseite von vier Schrägkugellagern FAG 7210B.TVP.P5.UL übernommen. Davon sind drei Lager in *Tandem-Anordnung* eingebaut, das vierte Lager dient lediglich zur axialen *Gegenführung*.

Der maximale Lageraußendurchmesser ist durch die Pinolengröße vorgegeben.

Zylinderrollenlager haben eine hohe radiale und Schrägkugellager mit 40° *Druckwinkel* eine hohe axiale Tragfähigkeit.

Lagerluft

Das Zylinderrollenlager mit kegeliger Bohrung ist durch Aufpressen des Innenrings auf den konischen Wellensitz (Kegel 1:12) mit $2\ldots 3\text{ }\mu\text{m}$ vorgespannt.

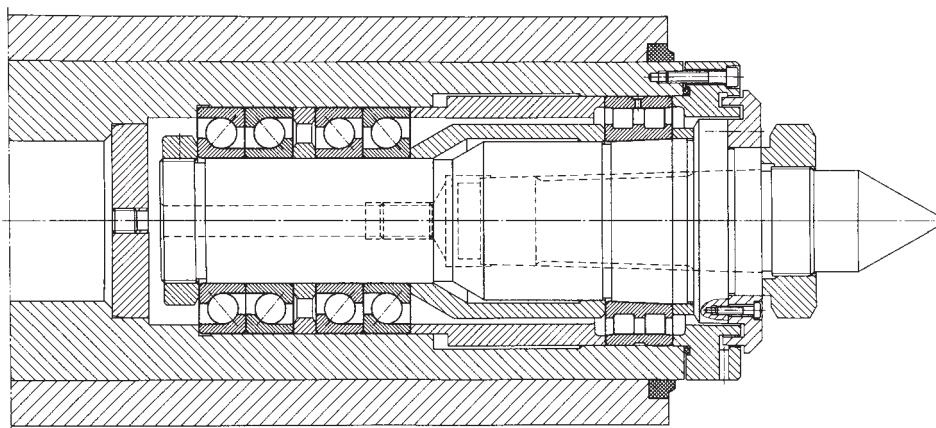
Die Schrägkugellager in *Universalausführung* UL haben bei der *O-Anordnung* eine leichte Vorspannung. Die beiden Zwischenringe sind genau gleich breit und dienen lediglich dazu, einen Hohlraum zu schaffen, der das aus den Lagern entweichende überschüssige *Fett* aufnimmt.

Schmierung, Abdichtung

For-life-Schmierung mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L135V. Eine Labyrinthdichtung verhindert den Schmutzeintritt ins Lager.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Summenplanlauf-toleranz der Anlageschulter
Zylinderrollenlager	Welle, kegelig	Kegel 1:12	$1,5\text{ }\mu\text{m}$	$2\text{ }\mu\text{m}$
	Gehäuse	$-13 / +2\text{ }\mu\text{m}$	$2,5\text{ }\mu\text{m}$	$4\text{ }\mu\text{m}$
Schrägkugellager	Welle	$-4 / +4\text{ }\mu\text{m}$	$1,5\text{ }\mu\text{m}$	$2\text{ }\mu\text{m}$
	Gehäuse	$-4 / +6\text{ }\mu\text{m}$	$2,5\text{ }\mu\text{m}$	$4\text{ }\mu\text{m}$



20: Lagerung einer Reitstockspindel

21 Drehschälmaschine für Rundstangen und Rohre

Mit Drehschälmaschinen werden auf besonders wirtschaftliche Weise Stangen und Rohre verschiedenster Durchmesser nach Toleranzklasse h9 gefertigt. Beim Drehschälverfahren wird das stillstehende Rundmaterial mit einer bestimmten Vorschubgeschwindigkeit gegen rotierende Drehmeißel bewegt. Bei dieser Maschine sind vier Drehmeißelschlitten am Umfang des Drehkopfes verteilt und radial verstellbar.

Technische Daten

Antriebsleistung 75 kW; Drehzahl $n = 300 \dots 3600 \text{ min}^{-1}$; Material-Außendurchmesser 11...85 mm; Vorschubgeschwindigkeit 1...40 m/min.

Lagerwahl

Die Hauptlagerung nimmt die Schnittkräfte der vier Drehmeißel auf und wird von zwei Spindellagern FAG B7036E.T.P4S.UL gebildet. Die Lager sind in *O-Anordnung* über Federn mit 14,5 kN (2 % von C_0/Y_0) vorgespannt.

C_0 statische Tragzahl

Y_0 Axialfaktor bei statischer Belastung

Zwei Schrägkugellager FAG 71848MP.P5.UL in *O-Anordnung* übernehmen die Führungskräfte des axial verschiebbaren Hohlkegels, in dem die vier Dreh-

meißelschlitten radial geführt und eingestellt werden. Auch diese Lager sind mit einer Federvorspannkraft von 5 kN (1 % von C_0/Y_0) gegeneinander *angestellt*. Erfahrungsgemäß treten bei diesen Vorspannkraften keine Schlupfschäden auf, selbst wenn die Drehschälmaschine innerhalb einer Sekunde von 3600 min^{-1} auf Null abgebremst wird.

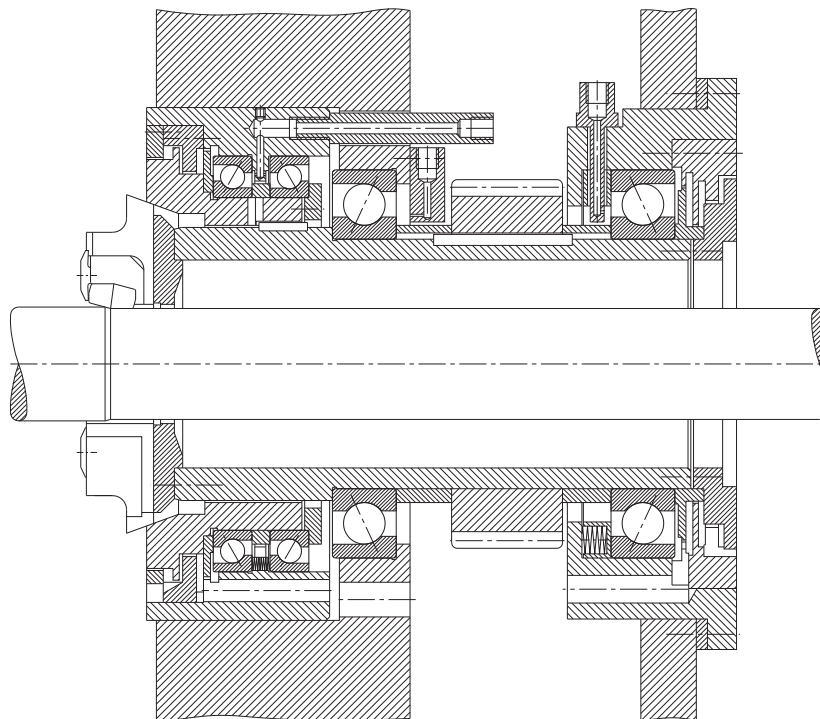
Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe beider Lager haben *Umfangslast* und sind mit Toleranz js5 gepaßt.

Die Lagersitze der Außenringe sind nach G6 bearbeitet. Hierbei bleibt die Federvorspannung in allen Betriebszuständen wirksam, da die Wärmedehnungen und Fliehkraftaufweitungen der rotierenden Teile nicht zum Klemmen der Außenringe im Gehäuse führen.

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerungen haben Öl-Einspritzschmierung. Verwendet wird das *Öl* ISO VG 32 ($32 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei 40°C). Bei 80°C hat das Öl eine *Betriebsviskosität* von $\nu = 8 \text{ mm}^2/\text{s}$. Eine aufwendige Labyrinthabdichtung schützt die Lager gegen eindringende Schneidemulsion und Späne (Abrieb) sowie gegen austretendes Öl.



21: Lagerung einer Drehschälmaschine für Stangen und Rohre

22 Schwungrad einer Karosseriepresse

Technische Daten

Antriebsleistung 33 kW; Schwungraddrehzahl 370 min^{-1} ; Radialbelastung aus Schwungradgewicht und Riemenzug ca. 26 kN.

Lagerwahl

Wegen der hohen Belastungen und der *Umfangslast* am Außenring müssen beide Laufringe fest auf ihren Gegenstücken sitzen. Dennoch soll der Ein- und Ausbau der Lager einfach sein. Diese Forderungen erfüllen Zylinderrollenlager. Die Lager haben eine hohe Tragfähigkeit und sind *zerlegbar*, d. h., Innen- und Außenringe können einzeln montiert werden.

Das Schwungrad ist mit zwei Zylinderrollenlagern FAG NU1048M1A auf dem Holzapfen abgestützt, der aus dem Pressenständer ragt. Das Nachsetzzeichen M1A bedeutet, daß die Lager mit einem außenbordgeführten Messing-*Massivkäfig* ausgerüstet sind. Zur axialen Führung des Schwungrads ist an den äußeren Seiten der beiden Zylinderrollenlager je ein Winkerring FAG HJ1048 angeordnet. Zwischen den Lagerinnenringen sitzt die Distanzbüchse J und zwischen den Außenringen die Distanzbüchse A. Damit die Lagerung eine ausreichende *Axialluft* bekommt, ist die Büchse J um $0,6^{+0,2}$ mm länger als die Büchse A. Nach der Lagermontage wird die *Axialluft* geprüft (Mindestwert 0,4 mm).

Dimensionierung der Lager

Die Größe der Lager ist durch den konstruktiv bedingten Zapfendurchmesser vorgegeben.

Bearbeitungstoleranzen

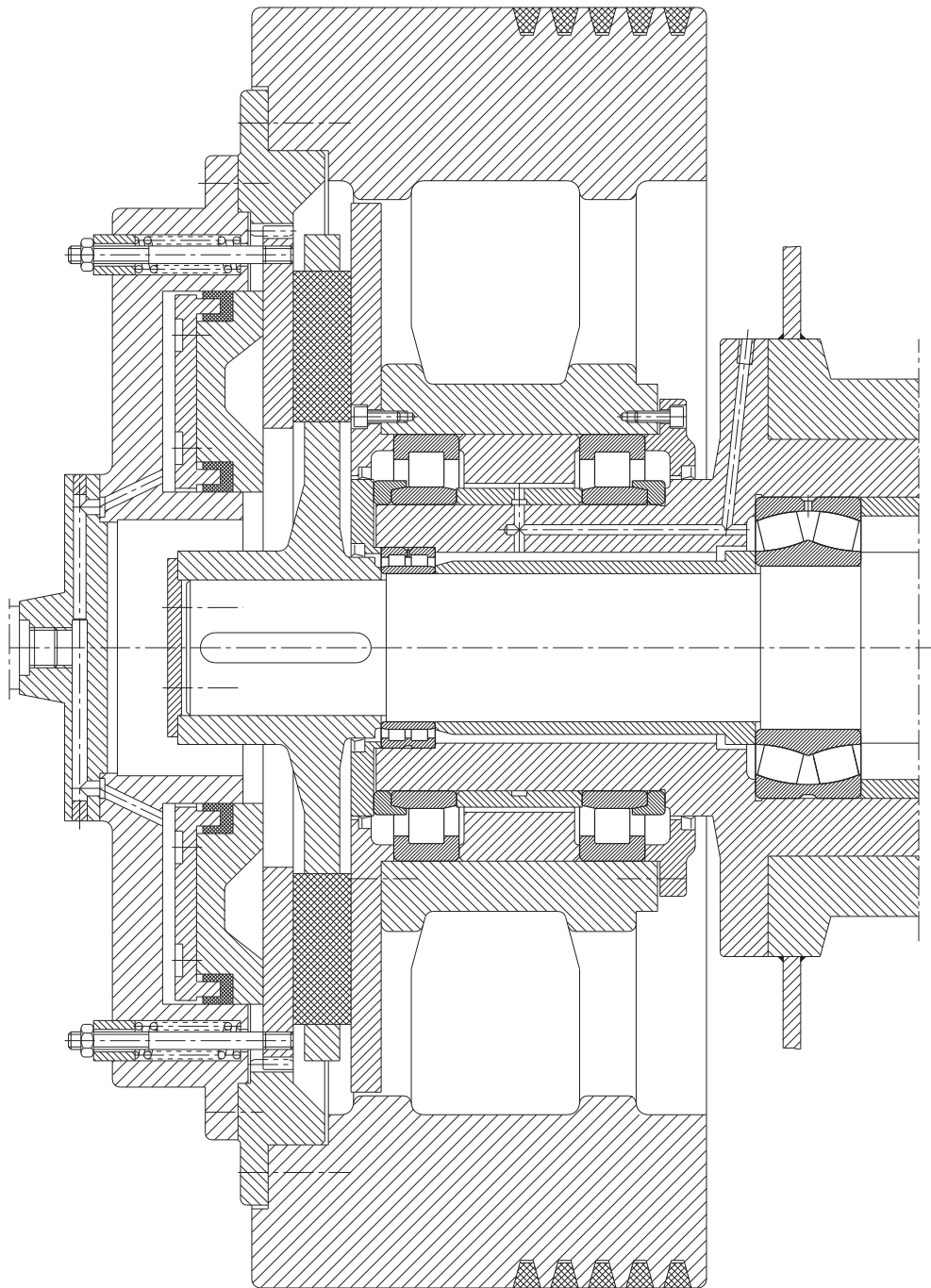
Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und müssen deshalb mit Festsitz gepaßt werden; Naben-Bohrungstoleranz nach M6. Bei den Innenringen liegt *Punktlast* vor, Wellentoleranz nach j5.

Lagerluft

Eine Kontrollrechnung zeigt, daß sich nach dem Lagereinbau die *Radialluft* durch Einschnürung des Außenrings und durch Aufweitung des Innenrings (wahrscheinliches Übermaß) gegenüber der *Radialluft* vor dem Einbau (Tabellenwert) nur um 20 µm verringert. Es können also Lager mit normaler *Radialluft* (CN = 110...175 µm) verwendet werden.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L71V). Wellendichtringe verhindern den Schmutzeintritt.



23 Spindel einer Tischfräse (Holz)

Technische Daten

Antriebsleistung 4 kW; Nenndrehzahl 12 000 min⁻¹.

Maximale Belastung des Lagers auf der Arbeitsseite:

radial - maximale Schnittkräfte von 0,9 kN,

axial - Gewichtskraft der Welle und
Federvorspannung von 0,2 kN.

Maximale Belastung des Lagers auf der Antriebsseite:

radial - maximaler Riemenzug von 0,4 kN,

axial - Federvorspannung von 0,5 kN.

Lagerwahl

Wegen der Forderung nach einer einfachen Lagerung wird auf *Ölschmierung* verzichtet, die bei so hohen Drehzahlen sonst üblich ist. Die Erfahrung zeigt, daß man mit *Fettschmierung* gut zurechtkommt, wenn man Rillenkugellager in erhöhter Genauigkeit mit Hartgewebekäfig verwendet. Für Lagerungen mit sehr hohen Drehzahlen (18 000 min⁻¹) werden vielfach Schrägkugellager mit kleinem *Druckwinkel* (Spindellager) eingebaut. Diese Lager sind mit Rillenkugellagern austauschbar und können daher ohne Änderung der Spindelkonstruktion eingesetzt werden.

Eingebaut ist auf der Arbeitsseite ein Rillenkugellager FAG 6210TB.P63, auf der Antriebsseite ein Rillenkugellager FAG 6208TB.P63. Zwei Tellerfedern spannen die Lager mit 500 N vor. Damit wird ein spielfreier Lauf und eine hohe Steifigkeit des Spindelsystems erreicht. Ferner wird durch die Federvorspannung sichergestellt, daß beide Lager bei allen Betriebszuständen der Fräse belastet sind. Bei unbelasteten Lagern können die Kugeln nämlich bei hohen Drehzahlen gleiten, was zu Aufrauungen der Oberflächen führen kann (höheres Laufgeräusch).

Dimensionierung der Lager

Die Größe der Lager ist durch den Wellendurchmesser vorgegeben, der nach schwingungstechnischen Überlegungen festgelegt wird. Mit den danach vorgegebenen Lagergrößen wird eine ausreichende *Lebensdauer* erzielt, so daß man bei hoher Sorgfalt hinsichtlich der Sauberkeit bei der Montage und Wartung (Nachschmierung) von einer *Verunreinigungskenngröße* $V = 0,5 \dots 0,3$ ausgehen kann. Bei dieser hohen bis höchsten Sauberkeit erreichen die Lager sogar *Dauerfestigkeit*.

Schmierung, Abdichtung

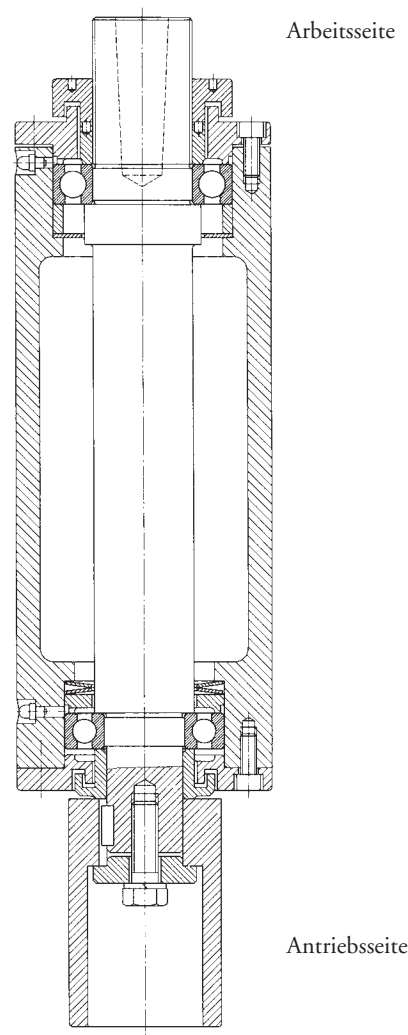
Fettschmierung mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V*. Die Lager werden mit *Fett* gefüllt und von Zeit zu Zeit nachgeschmiert. Die Fettmenge darf bei der hohen Drehzahl nicht zu groß sein (vorsichtige Dosierung), da sich sonst die Lager durch die Walkarbeit erwärmen.

Die Lager sind in der Regel alle 6 Monate nachzuschmieren, bei sehr hohen Drehzahlen auch in kürzeren Abständen.

Um bei der *Abdichtung* keine zusätzliche Wärme zu erzeugen, werden die Lager mit nicht berührenden Labyrinthdichtungen vor Schmutzeinflüssen geschützt.

Bearbeitungstoleranzen

Sitzstelle	Durchmesser- toleranz	Zylinder- toleranz (DIN ISO 1101)	Summen- planlauf- toleranz der Anlagenschulter
Welle	js5	IT2/2	IT2
Gehäuse (Arbeitsseite)	JS6	IT3/2	IT3
Gehäuse (Antriebsseite)	H6	IT3/2	IT3



23: Spindellagerung einer Tischfräse

24 Doppelwellen-Kreissäge

Technische Daten

Antriebsleistung max. 200 kW;
max. Drehzahl 2940 min⁻¹.

Lagerwahl

Gefordert ist eine einfache Lagerung mit genormten Lagern, die eine hohe *Drehzahleignung* haben und eine genaue Wellenführung ermöglichen. Die gewünschte hohe Wellensteifigkeit bestimmt den Lagerbohrungsdurchmesser.

Das *Festlager* ist auf der Arbeitsseite angeordnet, um auf dieser Seite den axialen Wärmedehnweg möglichst klein zu halten. Die beiden Spindellager FAG B7030E.T.P4S.UL sind in *O-Anordnung* eingebaut. Bei der *Universalausführung* UL haben die Lager eine leichte Vorspannung, wenn die Innenringe axial zusammengespant werden. Mit dem Lagerpaar werden die hohe Drehzahlen sicher beherrscht.

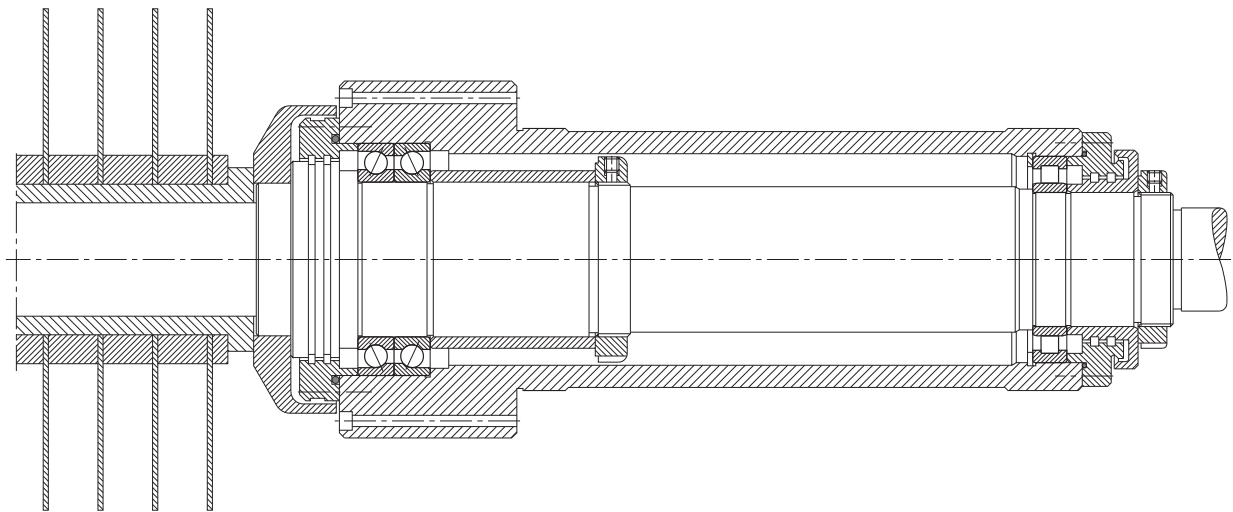
Auf der Antriebsseite ist das Zylinderrollenlager FAG NU1026M als *Loslager* eingebaut. Axiale Wärmedehnungen werden ohne Zwang im Lager ausgeglichen. Das Zylinderrollenlager nimmt auch hohe Riemen-
spannkkräfte auf.

Bearbeitungstoleranzen

Wellentoleranz js5
Gehäusetoleranz JS6

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden auf *Lebensdauer* mit *Fett* geschmiert, z. B. mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L74V*. Der beim Sägen anfallende Staub erfordert eine gute *Abdichtung*. Wegen der hohen Drehzahl werden nicht berührende *Dichtungen* verwendet. Abschleuderscheiben verhindern ein das Eindringen grober Verunreinigungen in die *Spaltdichtungen*.



24: Lagerung einer Doppelwellen-Kreissäge

25 Walzen eines Kunststoffkalenders

Zur Herstellung von Kunststoff-Folien werden Kalender verwendet, bei denen mehrere Walzen aus Hartguß oder Stahl mit polierten Oberflächen übereinander bzw. nebeneinander angeordnet sind.

Heißes Öl oder Dampf fließt durch die Walzen und heizt die Mantelflächen je nach Material bis auf 220 °C auf (Hart-PVC), wodurch eine gute Verarbeitbarkeit der Kunststoffmasse sichergestellt ist.

Die Walzen 1, 2 und 4 biegen sich unter den hohen Kräften im Walzspalt durch. Um dennoch die Dicken-toleranzen der Folien im µm-Bereich einzuhalten, wird die Durchbiegung mit Schrägstellung der Walzen 1 und 3 sowie mit Gegenbiegung der Walzen 2 und 4 kompensiert. Die enge Toleranz der Foliendicke erfordert außerdem eine hohe Rundlaufgenauigkeit der Lager und eine ausreichende radiale Führung der nur wenig belasteten Walze 3; dies geschieht durch Vorspannung der Hauptlagerung mittels seitlich angeordneter separater Vorspannlager.

Technische Daten

Bauart: Vierwalzen-Kalender, F-Form

Arbeitsbreite 3 600 mm

Walzendurchmesser 820 mm

Walzspalt 1. Stufe 1,5...2 mm

2. Stufe 1...1,5 mm

3. Stufe 0,25...1 mm

Walzendrehzahl $n = 6...24 \text{ min}^{-1}$

Lagerinnenringtemperatur 170 °C

Walzengewicht 18 t (Gewichtskraft 180 kN)

Lagerungssystem

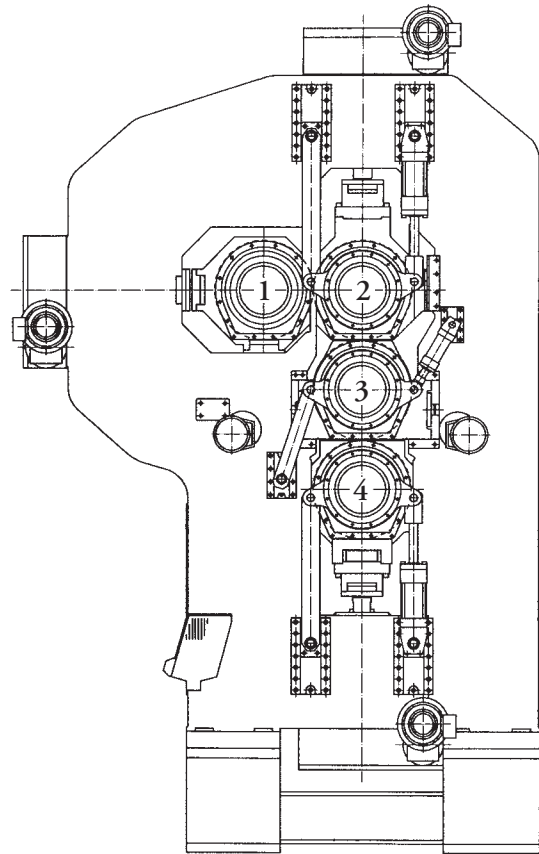
Alle vier Walzen stützen sich beidseitig zur Aufnahme der Radial- und Axialkräfte mit der gleichen Hauptlagerung ab. Sie besteht als *Loslagerung* aus zwei zweireihigen Zylinderrollenlagern und als *Festlagerung* auf der Antriebsseite aus zwei zweireihigen Zylinderrollenlagern und einem Rillenkugellager. Zusätzlich müssen die Walzen 2 und 4 Gegenbiegekräfte, die Walze 3 Vorspannkräfte aufnehmen. Diese Gegenbiege- und Vorspannkräfte werden jeweils auf beiden Walzenseiten in Pendelrollenlagern abgestützt.

Lagerwahl

Hauptlagerung

Die aus der maximalen Spaltlast von 4,5 kN/cm resultierende radiale Auflagekraft von 1620 kN sowie die Gegenbiegungskraft bzw. Vorspannkraft wird von der Hauptlagerung auf jeder Seite der Walzen 1, 2 und 4 aufgenommen. Zur Aufnahme der Radialkräfte und der axialen Führungskräfte wurden zweireihige FAG

Walzenanordnung 1 bis 4



Zylinderrollenlager mit den Abmessungen 500 x 650 x 130 mm und Rillenkugellager FAG 61996M.P65 eingebaut.

Auf der *Festlagerseite* übernimmt das radial frei gedrehte Rillenkugellager nur axiale Führungskräfte.

Auf der *Loslagerseite* gleichen Zylinderrollenlager die thermisch bedingten Wärmedehnungen direkt im Lager aus. Fluchtfehler infolge Wellendurchbiegung und Walzenschrägstellung werden durch eine sphärische Aufnahme der Lagergehäuse im Maschinenstander ausgeglichen. Die Lager müssen bis 200 °C maßstabiliert sein, da sich die Lagerinnenringe durch die Walzenbeheizung bis auf 180 °C aufheizen können.

Die hohe Rundlaufgenauigkeit ($\leq 5 \text{ µm}$) erreicht man durch Schleifen der Lagerinnenringe und des Walzenballens in einer Aufspannung auf Fertigmaß bei 220 °C Oberflächentemperatur der Walze.

Das Bearbeiten in einer Aufspannung ist möglich, weil sich die Innenringe der Zylinderrollenlager – im Gegensatz zum Pendel- oder Kegelrollenlager – einfach herausziehen und separat aufziehen lassen.

Das Schleifmaß der Innenringlaufbahn ist so gewählt, daß auch während des Aufheizvorgangs – bei einer Temperaturdifferenz zwischen Außen- und Innenring von ca. 80 K – keine radiale Verspannung eintritt.

Gegenbiege-Lagerung

Über hydraulische Zylinder wird eine Gegenbiegung erzeugt. Die Gegenbiegekräft von max. 345 kN pro Lagerstelle wird von Pendelrollenlagern FAG 23980BK.MB.C5 auf die Walzenzapfen übertragen. Die Lager stellen eine reibungsarme Drehung der Walzen sicher und nehmen aus der Durchbiegung resultierende Fluchtfehler auf.

Vorspannlagerung

Die Hauptlager der Walze 3 werden mit der Differenz aus den Walzkräften von Walze 2 und 4 belastet. Um unkontrollierte radiale Walzenbewegungen zu vermeiden, werden die Hauptlager über Pendelrollenlager FAG 23888K.MB.C5 mit 100 kN vorgespannt.

Lagerdimensionierung

Zwei nebeneinander sitzende Zylinderrollenlager FAG 522028.. haben eine *dynamische Tragzahl* von $2 \times 2\,160\text{ kN}$.

Die Lagerbelastung errechnet sich je nach Kraftrichtung aus (Walzengewicht + Andrückkraft + Gegenbiegekräft)/2.

Die Dimensionierungsrechnung wird für die höchstbelastete Walze 2, die mit der mittleren Drehzahl 15 min^{-1} umläuft, durchgeführt.

Die *nominelle Lebensdauer* ist ca. 77 000 Stunden. Die *erreichbare Lebensdauer*, die Belastungshöhe, Schmierfilmdicke, Schmierstoffadditivierung, Sauberkeit im

Schmierspalt und Lagerbauart berücksichtigt, beträgt wegen der hohen Lagertemperatur nur 42 000 h. Die Forderung nach einer *Gebrauchsdauer* von 40 000 h wird erfüllt.

Bearbeitungstoleranzen

Hauptlager:	Welle r6/Gehäuse H6
Führungslager:	Welle g6/Gehäuse radial freigedreht
Vorspannlager:	Welle kegelig/Gehäuse H7
Rollbendinglager:	Welle kegelig/Gehäuse H7

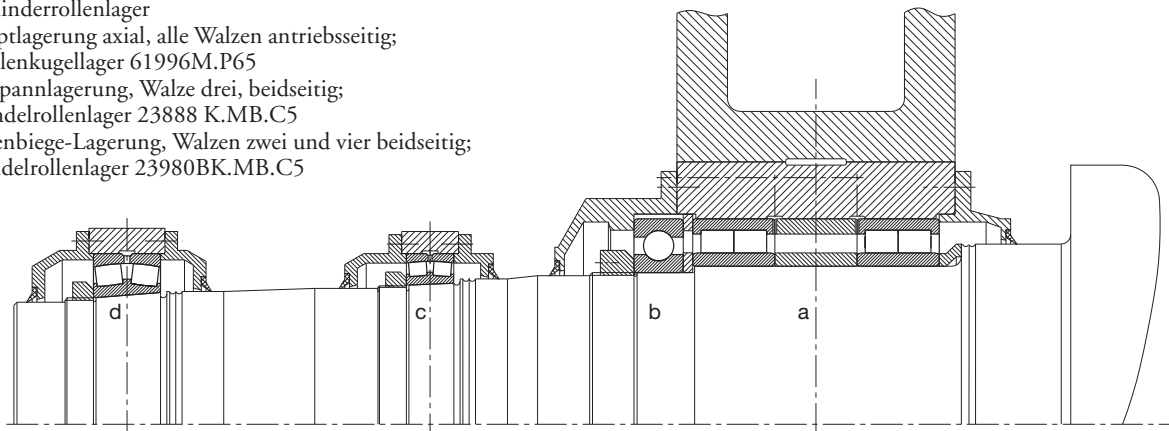
Schmierung

Die Lager werden mit *Öl* geschmiert. Der Schmierstoff unterliegt sehr hohen Anforderungen. Durch die niedrige Drehzahl und die hohe Betriebstemperatur kann sich kein elastohydrodynamischer Schmierfilm aufbauen. Deshalb laufen die Lager immer im Mischreibungsgebiet und sind der Gefahr höheren *Verschleißes* ausgesetzt. Dies erfordert qualitativ besonders geeignete und geprüfte *Schmieröle*.

Eine zentrale Umlaufschmierung mit Rückkühlung versorgt alle Lagerstellen mit *Öl*. Bohrungen in den Lagergehäusen, umlaufende Nuten an den Lageraußenringen und den Distanzstücken sowie radiale Nuten an den Außenstirnseiten führen das *Öl* direkt ins Lagerinnere.

Lippendichtungen in den Gehäusedeckeln verhindern das Eindringen von Schmutzpartikeln ins Lager.

- a Hauptlagerung radial, alle Walzen beidseitig;
2 Zylinderrollenlager
- b Hauptlagerung axial, alle Walzen antriebsseitig;
1 Rillenkugellager 61996M.P65
- c Vorspannlagerung, Walze drei, beidseitig;
1 Pendelrollenlager 23888 K.MB.C5
- d Gegenbiege-Lagerung, Walzen zwei und vier beidseitig;
1 Pendelrollenlager 23980BK.MB.C5



26 Stufenlos regelbares Getriebe

Die Hauptbauelemente dieses stufenlos regelbaren Getriebes sind zwei Wellen, die eine Kette verbindet. Die Kette läuft an jeder Welle zwischen zwei Kegelscheiben. Durch Veränderung des Abstands der Kegel­flächen vergrößert oder verkleinert sich der Laufkreis der Kette. Damit ist das Übersetzungsverhältnis stufenlos regelbar.

Lagerwahl

Die Lagerung der beiden Getriebewellen besteht aus je zwei Rillenkugellagern FAG 6306.

Das Antriebsdrehmoment wird durch die Muffe M über Kugeln auf die Hohlzapfen H der Kegelscheiben übertragen. Die Druckflächen der Kegelkupplung K sind keilförmig ausgebildet. Dadurch werden Muffe und Hohlzapfen in Abhängigkeit vom Drehmoment

mehr oder weniger stark auseinandergedrückt und der Anpreßdruck zwischen Kette und Kegelscheiben dem Drehmoment angepaßt.

Die aus dem Anpreßdruck resultierenden Axialkräfte werden von zwei Axial-Schräggugellagern FAG 751113M.P5 und von einem Axial-Rillenkugellager FAG 51110.P5 aufgenommen.

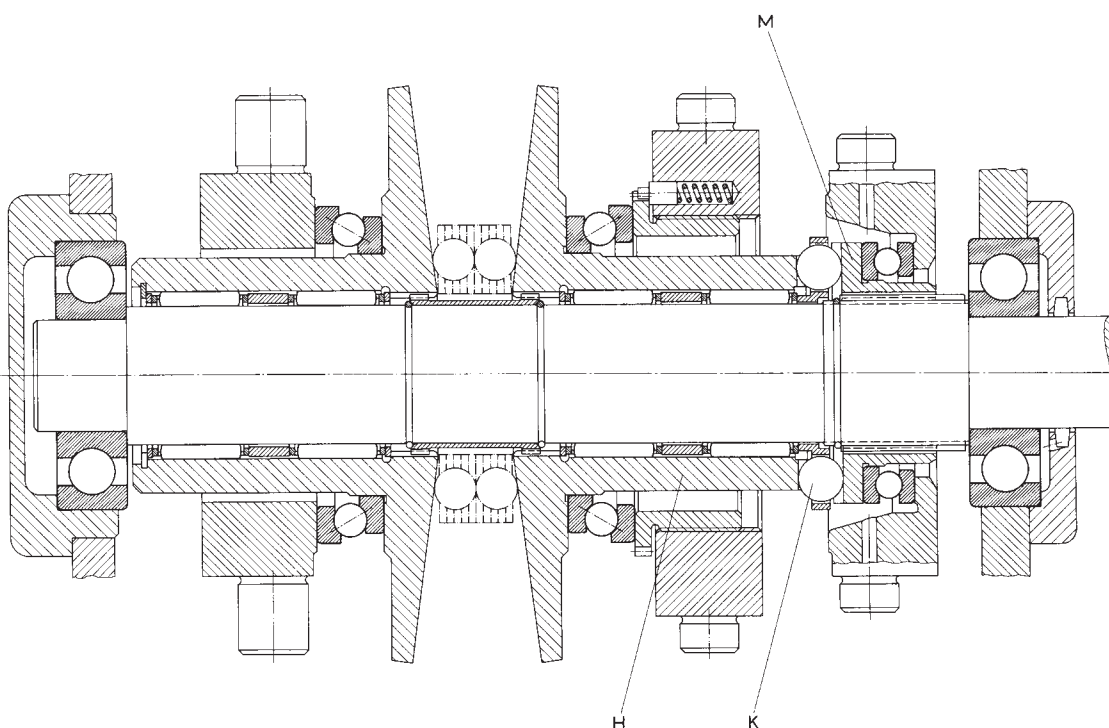
Bei Veränderung des Drehmoments ergeben sich in der Antriebsvorrichtung kleine Relativbewegungen zwischen der Welle und den Kegelscheiben; daher sind zwischen diesen beiden Elementen Nadelkränze mit den Abmessungen 37 x 45 x 26 mm eingebaut.

Schmierung

Durch Tauchschmierung wird reichlich Öl an die Getriebeteile und an die Lager herangeführt.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Zylinderformtoleranz (DIN ISO 1101)	Planlauf­toleranz der Anlagenschulter
Rillenkugellager	Welle	k5	IT3/2	IT3
	Gehäuse	J6	IT3/2	IT3
Axial-Schräg- und Axial-Rillenkugellager	Holz­zapfen/Muffe	k5	IT2/2	IT2 IT3
Nadelkranz	Welle	h5	IT3/2	IT3
	Gehäuse	G6	IT3/2	IT3



27 Stirnradgetriebe für ein Reversier-Walzgerüst

Technische Daten

Das Gehäuse enthält zwei dreistufige Getriebe. Die Antriebswellen (1) liegen außen in der gleichen Ebene, die Abtriebswellen (4) sind in der Gehäusemitte übereinander angeordnet.

Antriebsdrehzahl $1\,000\text{ min}^{-1}$; Übersetzung 16,835:1; Antriebsleistung $2 \times 3\,950\text{ kW}$.

Lagerwahl

Eingangswellen (1)

Ein Zylinderrollenlager FAG NU2336M.C3 und ein Vierpunktlager FAG QJ336N2MPA.C3 bilden das *Festlager*. Als *Loslager* ist ein Zylinderrollenlager FAG NJ2336M.C3 eingebaut. Das Vierpunktlager sitzt mit Spiel im Gehäuse (freigedreht) und übernimmt deshalb nur Axialkräfte, während die beiden Zylinderrollenlager nur die Radialkräfte aufnehmen.

Zwischenwellen (2, 3)

Die Zwischenwellen haben eine *schwimmende Lagerung* mit FAG Pendelrollenlagern:

22348MB.C3 und 24160B.C3 für die Wellen 2.
23280B.MB und 24164MB für die Wellen 3.

Abtriebswellen (4)

Als *Festlager* wird ein Pendelrollenlager FAG 24096B.MB verwendet. Ein vollrolliges einreihiges Zylinderrollenlager gleicht als *Loslager* die thermischen Längenänderungen der Welle aus.

Bearbeitungstoleranzen

Eingangswellen (1):

Zylinderrollenlager - Welle n6; Gehäuse J6

Vierpunktlager: - Welle n6; Gehäuse H7

Zwischenwellen (2 und 3):

Pendelrollenlager - Welle n6; Gehäuse freigedreht.

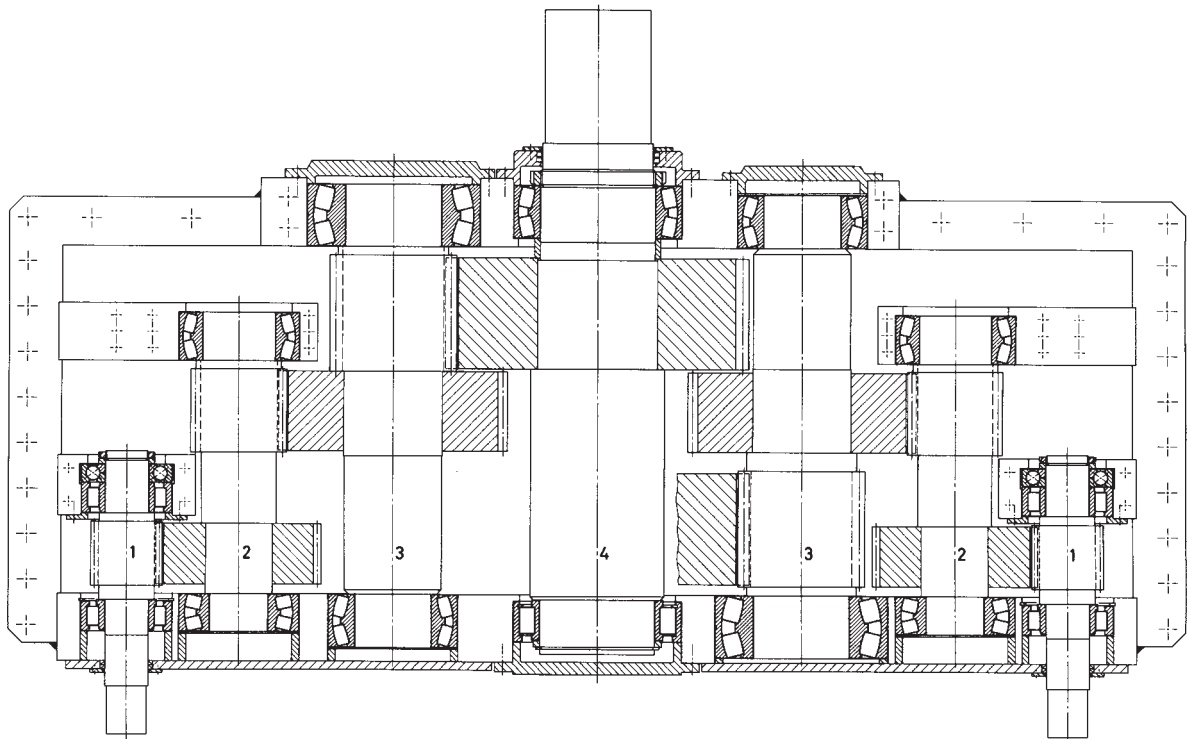
Abtriebswellen (4):

Zylinderrollenlager - Welle p6; Gehäuse JS6

Pendelrollenlager - Welle n6; Gehäuse JS6

Schmierung

An den Ölumlauf für die Getrieberäder sind auch die Wälzlager angeschlossen. Das Öl (ISO VG320) wird den Lagerstellen vom Ölfilter aus unmittelbar zugeführt.



41: Stirnradgetriebe für ein Reversier-Walzgerüst

Schiffsgetriebe übertragen mit ihren gehärteten und geschliffenen Verzahnungen hohe Drehmomente.

Technische Daten

Antriebsleistung $P = 5\,475\text{ kW}$; Antriebsdrehzahl 750 min^{-1} ; Abtriebsdrehzahl 209 min^{-1} ; Betriebstemperatur ca. 50 °C .

Lagerwahl

Kupplungswelle

Die Kupplungswelle (oben rechts) ist auf der Antriebsseite in einem Pendelrollenlager 23248B.MB als *Festlager* und auf der Gegenseite in einem Zylinderrollenlager NU1056M als *Loslager* abgestützt. Die Welle überträgt nur das Drehmoment. Ihre Lager sind nur durch die geringen Eigengewichtskräfte und kleine Zahnradkräfte aus einem Nebenabtrieb belastet. Die Lagerabmessungen ergeben sich aus der Konstruktion, was zu größeren Lagern führt, als die Belastung erfordert. Eine *Lebensdauer* betrachtung erübrigt sich deshalb.

Antriebswelle

An der Antriebswelle werden die Radialkräfte der Verzahnung von zwei Pendelrollenlagern 23248B.MB aufgenommen.

Die Axialkräfte der Hauptdrehrichtung bei Voraussfahrt sind getrennt davon in einem Axial-Pendelrollenlager 29434E abgestützt. Das Lager 23248B.MB auf der linken Seite nimmt zusätzlich die kleineren Axial-

kräfte in der Gegenrichtung auf. Es ist mit geringem Spiel gegen das Axial-Pendelrollenlager *angestellt* und durch Federn vorgespannt. Die Vorspannung sorgt dafür, daß beim Lastwechsel Rollen und Laufbahnen des *Axiallagers* nicht voneinander abheben, sondern ständig ohne Schlupf aufeinander abrollen. Der Außenring des Axial-Pendelrollenlagers ist im Gehäuse radial nicht unterstützt, damit dieses Lager keine Radialkräfte übertragen kann.

Abtriebswelle

Bei der Abtriebswelle sind Radial- und Axialkräfte völlig getrennt abgestützt. Die Radialkräfte werden von zwei Pendelrollenlagern 23068MB aufgenommen. An der Festlagerstelle auf der Abtriebsseite nimmt ein Axial-Pendelrollenlager 29464E die Differenz aus der Propellerschubkraft bei Voraussfahrt und den axialen Zahnkräften auf. Die geringeren Axialkräfte bei Rückwärtsfahrt gehen auf das kleinere Axial-Pendelrollenlager 29364E. Auch diese beiden *Axiallager* sind mit geringer *Axialluft* gegeneinander angestellt, mit Federn vorgespannt und im Gehäuse radial nicht unterstützt.

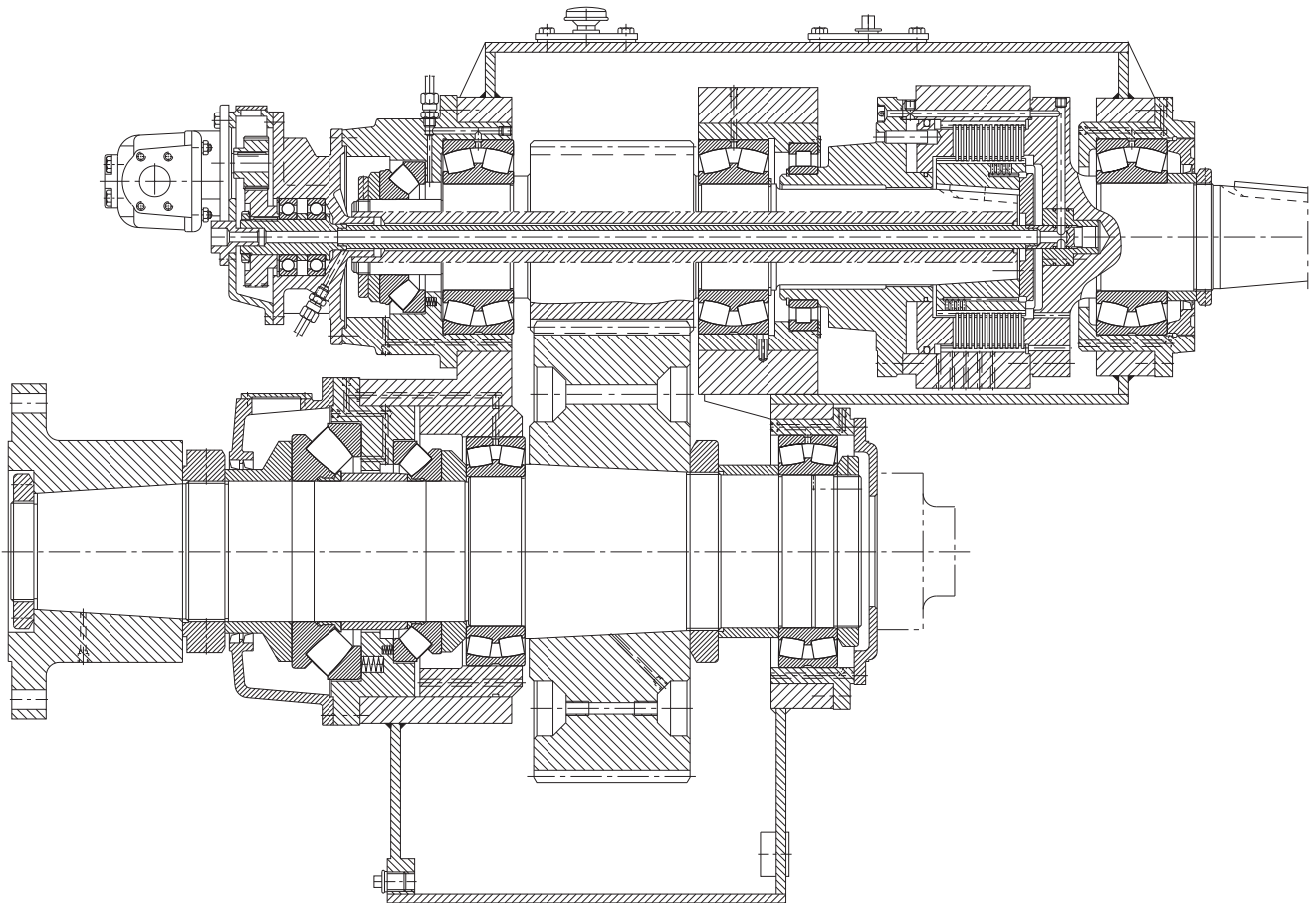
Dimensionierung der Lager

Ausgehend von den technischen Daten ergeben sich für die einzelnen Wälzlager folgende Werte der *nominalen Ermüdungslebensdauer*. Der für die Klassifikation erforderliche Mindestwert von $L_h = 40\,000$ Stunden wurde erreicht bzw. weit überschritten.

Welle	Lager- stelle	Wälzlager	dynamisch äquivalente Belastung P [kN]	dynamische Kennzahl f _L	Nominelle Ermüdungs- lebensdauer L _h [h]	Viskos.- Verhältnis κ= ν/ν ₁	Faktor a ₂₃ = a _{23II} · s	Erreichbare Lebensdauer bei höchster Saubereit L _{hna} [h]
Kupplungswelle								
Festlager	1	23248B.MB	nur durch Eigengewichtskräfte gering belastet					
Loslager	2	NU1056M	nur durch Eigengewichtskräfte gering belastet					
Antriebswelle								
Radiallager	3	23248B.MB	242	3,98	49 900	6,3	>114	»200 000
	3 neu	23048B.MB	242	1,88	4 100	5,8	>114	»200 000
	4	23248B.MB	186	5,18	120 000	6,3	>114	»200 000
Axiallager	5	29434E	80	>6,03	>200 000	5,2	>114	»200 000
	5 neu	29334E	80	4,91	102 000	5,0	>114	»200 000
Abtriebswelle								
Radiallager	6	23068MB	158	>6,03	>200 000	2,4	>84	»200 000
	7	23068MB	293	4,64	83 500	2,4	>84	»200 000
	7 neu	23968MB	293	2,70	13 600	2,3	39	»200 000
Axiallager	8	29364E	nur durch Rückwärtsfahrt kurzzeitig belastet					
	9	29464E	650	3,81	43 300	2,5	> 87	»200 000
	9 neu	29364E	650	2,35	8 600	2,3	> 84	»200 000

Die Auswirkung der Lagerdimensionierung nach der *Erreichbaren Lebensdauer* wird an den beiden am schwächsten dimensionierten Lagern deutlich. Es sind dies das Pendelrollenlager 23248B.MB (Lagerstelle 3) auf der Kupplungsseite der Antriebswelle und das Axial-Pendelrollenlager 29464E (Lagerstelle 9) auf der Abtriebsseite der Abtriebswelle.

Über die *dynamische Kennzahl* f_L erhält man für das Radial-Pendelrollenlager 3 die *nominelle Lebensdauer* $L_h = 49\,900\text{ h}$ und für das Axial-Pendelrollenlager 9 $L_h = 43\,300\text{ h}$. Aufgrund der Forderung nach einer *Mindestlebensdauer* von $40\,000\text{ h}$ wäre damit die Lagerung des Getriebes ausreichend dimensioniert.



Erreichbare Lebensdauer

Die praktisch *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} liegt erheblich höher als die *nominelle Lebensdauer* L_h .

Man ermittelt $L_{hna} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h$ mit folgenden Daten:

Nennviskosität des Öls: $\nu_{40} = 100 \text{ mm}^2/\text{s}$

Betriebstemperatur: $t = 50 \text{ }^\circ\text{C}$

Betriebsviskosität: $\nu = 58 \text{ mm}^2/\text{s}$

Pendelrollenlager 23248B (Nr. 3):

$C = 2450 \text{ kN}$; $C_0 = 4250 \text{ kN}$; $n = 750 \text{ min}^{-1}$;

$d_m = (440 + 240)/2 = 340 \text{ mm}$

Bezugsviskosität: $\nu_1 = 9,2 \text{ mm}^2/\text{s}$

Viskositätsverhältnis: $\nu/\nu_1 = 6,3$

Axial-Pendelrollenlager 29464E (Nr. 9):

$C = 4300 \text{ kN}$; $C_0 = 15\,600 \text{ kN}$; $n = 209 \text{ min}^{-1}$;

$d_m = (580 + 320)/2 = 450 \text{ mm}$

Bezugsviskosität: $\nu_1 = 23 \text{ mm}^2/\text{s}$

Viskositätsverhältnis: $\kappa = \nu/\nu_1 = 2,5$

Für beide Lager ergibt sich eine *Belastungskennzahl* $f_s = C_0 / P_0 > 14$ und daraus $K_1 = 1$ und $K_2 = 1$, somit ist $K = 1 + 1 = 2$.

Aus dem *Viskositätsverhältnis* κ und der *Bestimmungsgröße* K ergeben sich die *Basiswerte*:

- für das Radial-Pendelrollenlager $a_{23II} = 3,8$

- für das Axial-Pendelrollenlager $a_{23II} = 2,9$

Den *Faktor* a_{23} erhält man aus $a_{23} = a_{23II} \cdot s$.

Der *Sauberkeitsfaktor* s wird aus der *Verunreinigungs-kenngröße* V ermittelt. Beide Lager laufen unter höchster Sauberkeit ($V = 0,3$). Diese liegt vor, wenn die der *Verunreinigungs-kenngröße* $V = 0,3$ zugeordneten Partikelgrößen und Filtrerrückhalteraten nicht überschritten werden.

Für die betrachteten Lager ergibt sich unter Berücksichtigung des *Viskositätsverhältnisses* κ und der *Belastungskennzahl* f_s , ein *Sauberkeitsfaktor* von $s > 30$ und somit ein Faktor $a_{23} = a_{23II} \cdot s > 114$ bzw. > 87 . Die *erreichbare Lebensdauer* liegt im Bereich der *Dauerfestigkeit*.

Man könnte also bei den Lagerstellen 3, 5, 7 und 9 bei gleichem Wellendurchmesser kleinere Wälzlager einbauen (siehe Tabelle 3 neu, 5 neu, 7 neu, 9 neu) und würde trotz der jetzt höheren Lagerbelastung immer noch im Bereich der *Dauerfestigkeit* liegen.

Bearbeitungstoleranzen

Da für alle eingebauten Lagerinnenringe *Umfangslast* vorliegt, werden sie fest auf die Wellensitze gepaßt:

- Radiallager nach n6

- Axiallager nach k6.

Bei *Punktlast* der *Radiallager*-Außenringe werden die Lagersitze in den Gehäusen nach H7 gefertigt.

Da die Axial-Pendelrollenlager ausschließlich Axiallasten aufnehmen sollen, werden sie mit Spiel, d. h. radial frei, in die mit E8 bearbeiteten Gehäusesitze gepaßt.

Schmierung, Abdichtung

In Schiffsgetrieben wird wegen der hohen Anforderungen an Sicherheit und Zuverlässigkeit ein entsprechender Aufwand hinsichtlich der Schmierung und Sauberkeit betrieben. Das Umlauföl ISO VG 100, das die Zahnräder und Wälzlager schmiert, wird gekühlt und gezielt den Lagern zugeführt. Umschaltfilter mit Anzeige des Filterzustandes mit entsprechender Filterrückhalterate sichern einen Ölzustand, bei dem Partikel mit einer Größe von max. $75 \mu\text{m}$ nicht überschritten wird und demnach üblicherweise die höchste Sauberkeitsstufe vorliegt (*Verunreinigungs-kenngröße* $V = 0,3$).

Das Öl sollte demnach eine Reinheitsklasse nach ISO 4406 von 14/11 oder 15/12 haben.

Radial-Wellendichtringe schützen das Getriebe vor Verunreinigungen.

29 Kegelrad-Stirnradgetriebe

Technische Daten

Antriebsdrehzahl 1 000 min⁻¹; Übersetzung 6,25:1;
Antriebsleistung 135 kW.

Lagerwahl, Dimensionierung

Ritzelwelle

Das Ritzel ist fliegend gelagert. Zwei Kegelrollenlager FAG 31315.A100.140.N11CA bilden als Lagerpaar in *X-Anordnung* das Festlager. Der Distanzring A zwischen den Außenringen ist so bemessen, daß das Lagerpaar vor dem Einbau die *Axialluft* 100...140 µm hat. Das *Loslager*, ein Zylinderrollenlager FAG NUP2315E.TVP2, ist auf der Welle fest und im Gehäuse verschiebbar gepaßt. Zur Einstellung des Ritzeleingriffs am Tellerrad werden die Distanzringe B und C auf passende Breite geschliffen.

Tellerradwelle

Die Tellerradwelle ist in zwei Kegelrollenlagern FAG 30320A bzw. T2GB100 (DIN ISO 355) abgestützt. Die Lager sind in *X-Anordnung* eingebaut und werden über die Außenringe *angestellt*. Zur axialen Einstellung des Tellerrads und des *Axialspiels* der Lagerung werden die Distanzringe D und E eingepaßt.

Abtriebswelle

Die Abtriebswelle hat eine *schwimmende Lagerung* mit zwei Pendelrollenlagern FAG 23028ES.TVPB.

Durch einen Spalt zwischen den Deckeln und Außenringen werden axiale Verspannungen vermieden. Für das *Loslager* der Ritzelwelle errechnet sich eine *dynamische Kennzahl* $f_L = 2,88$. Dieser Wert entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von $L_h = 17\,000$ Stunden. Mit der *erweiterten Lebensdauerberechnung* ergibt sich unter Berücksichtigung der Betriebsbedingungen wie:

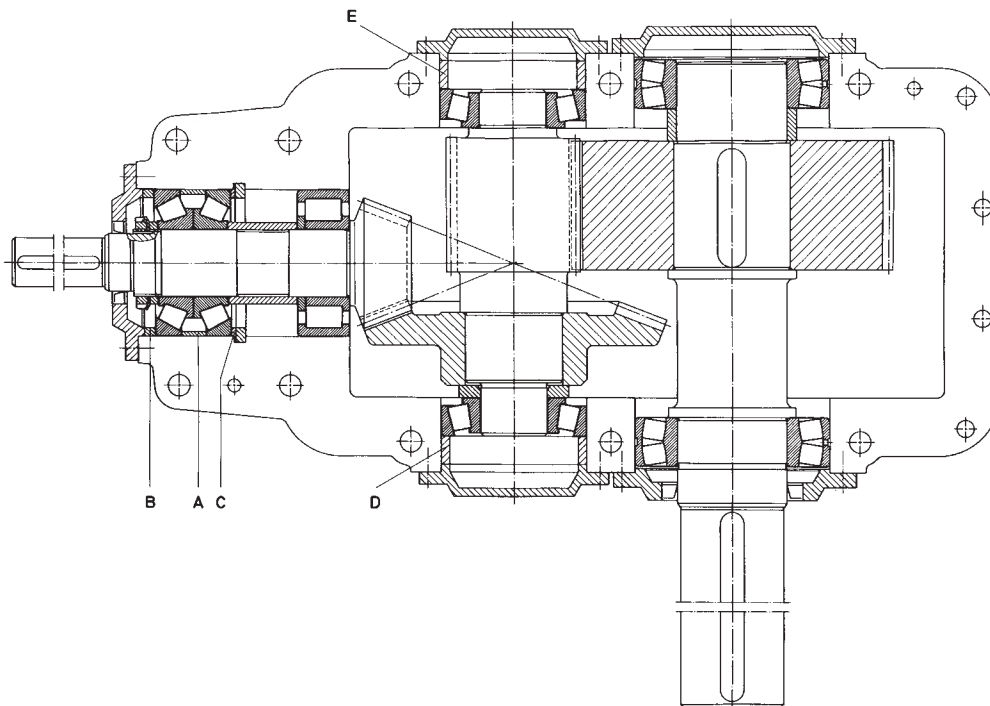
- Öl ISO VG220 mit geeigneten *Additiven*,
 - gute Sauberkeit im Schmierpalt,
 - Betriebstemperatur max. 80 °C,
- ein Faktor $a_{23} = 3$. Damit ergibt sich die *erreichbare Lebensdauer* $L_{hna} = 50\,700$ Stunden.

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und müssen somit fest auf die Welle gepaßt werden. Für die Lager-sitze bei Ritzellagerung, Tellerrad- und Abtriebswelle gelten folgende Toleranzen: Welle m5 / Gehäuse H6

Schmierung, Abdichtung

Alle Lager werden mit Getriebeöl geschmiert. Hierbei reicht das von den Zahnrädern abgeschleuderte Öl zur Schmierung aus. Dem Kegelrollenlagerpaar der Ritzellagerung wird das in Fangtaschen im Gehäuseoberteil gesammelte Öl über Kanäle zugeführt. An den Wellendurchgängen sind Wellendichtringe angeordnet.



31 Schneckengetriebe

Technische Daten

Antriebsleistung 3,7 kW; Eingangsdrehzahl 1 500 min⁻¹;
Übersetzungsverhältnis 50:1.

Lagerwahl

Schneckenwelle

Die Hauptbelastung der Schneckenwelle ist axial gerichtet, wobei die Lastrichtung mit dem Drehsinn der Welle wechselt. Die von den Lagern aufzunehmenden Radialkräfte sind vergleichsweise gering. Man wählt eine *Festlager-Loslager-Anordnung*.

Das *Festlager* bilden zwei *Universal-Schräggugellager* FAG 7310B.TVP.UA. Das Nachsetzzeichen UA bedeutet, daß die Lager beliebig zur *Tandem-, O-* oder *X-Anordnung* zusammengesetzt werden können. Dabei ergibt sich nach dem Einbau in *O-* oder *X-Anordnung* bei Toleranzen j5 bei der Welle und J6 im Gehäuse eine geringe Lagerluft. Die beiden Schräggugellager sind in *X-Anordnung* eingebaut. Je nach Drehrichtung der Schneckenwelle nimmt das eine oder das andere

Lager die Axiallast auf. Als *Loslager* ist ein Zylinderrollenlager FAG NU309E.TVP2 eingebaut.

Schneckenradwelle

Die Lager der Schneckenradwelle werden überwiegend radial belastet; die Axialkräfte sind im Verhältnis zur Radialbelastung niedrig. Man ordnet daher ein Rillenkugellager FAG 6218 als *Festlager* und ein Zylinderrollenlager FAG NU218E.TVP2 als *Loslager* an.

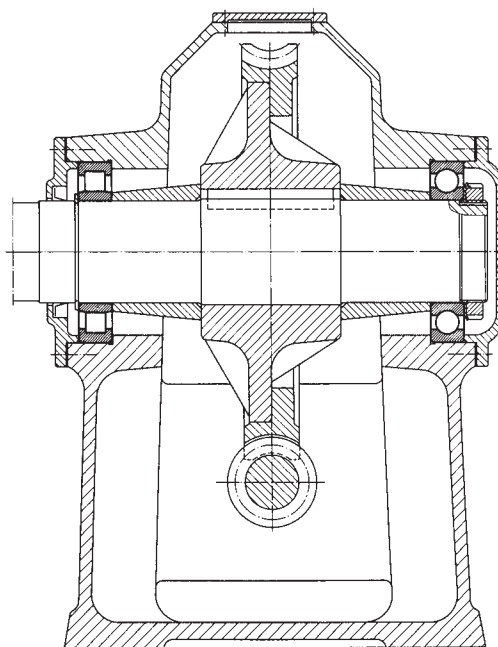
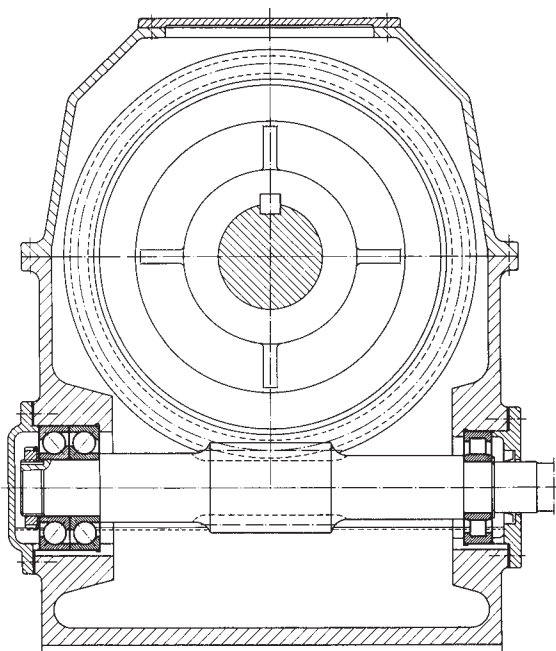
Bearbeitungstoleranzen

Schräggugellager	Welle j5; Gehäuse J6
Zylinderrollenlager	Welle k5; Gehäuse J6
Rillenkugellager	Welle k5; Gehäuse K6

Schmierung, Abdichtung

Das Schneckengetriebe und die Lager werden mit *Öl* geschmiert. Der *Öl*stand soll hierbei bis zum Teilkreis der Schnecke reichen.

Die Dichtringe an den Wellendurchgängen verhindern den *Ölaustritt* und bieten einen ausreichenden Schutz gegen das Eindringen von Verunreinigungen.



Konstruktion

In Drehmomentwandlern von Kraftfahrzeugen – Schaltgetriebe und Verteilergetriebe – werden auf den Anwendungsfall abgestimmte Wälzlager eingesetzt. Entsprechend den Anforderungen an Kraftaufnahme und Drehzahl bewähren sich an den Hauptlagerstellen Rillenkugellager in offener oder schmutzgeschützter Ausführung (Clean Bearings), Zylinderrollenlager, kombinierte Lager und Kegelrollenlager. Die Lagerung der Losräder erfolgt in der Regel mit Nadelkränzen. Die Hauptlagerstellen sind als *Festlager-Loslager-Konstruktion*, als *angestellte Lagerung* oder als *schwimmende Lagerung* ausgeführt.

Festlager-Loslager-Anordnung

Beide Lager nehmen Radialkräfte auf, das Festlager zusätzlich Axialkräfte. Bei extremen Axialbelastungen ist auf der *Festlagerseite* eine getrennte Abstützung der Radial- und Axialkräfte (*Axiallager* z. B. Rillenkugellager oder Vierpunktlager) möglich.

Angestellte Lagerung

Spiegelbildliche Anordnung von Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern. Hierbei wird im betriebswarmen Zustand Spielfreiheit oder sogar Vorspannung angestrebt (enge axiale Führung). Die Regulierung der *Axialluft* geschieht durch axiales Verschieben der Lagerschalen. Beide Lager nehmen Radial- und Axialkräfte auf.

Schwimmende Lagerung

Die Lager (außer *Schräglagern*) sind alle Lagerbauarten möglich) nehmen Radial- und Axialkräfte auf, jedoch wird eine Axialverschiebbarkeit der Welle zugelassen. Diese ist so festgelegt, daß die Lager auch unter ungünstigen thermischen Verhältnissen nicht verspannt werden.

Schmierung

Die Zahnräder der Kraftfahrzeuggetriebe werden fast ausnahmslos mit *Öl* geschmiert. Das führt dazu, daß auch für die Wälzlager in den Getrieben in der Regel *Ölschmierung* vorgesehen wird.

Da der Schmierstoffbedarf der Wälzlager sehr gering ist, reicht das von den Zahnradern abgeschleuderte *Öl* in den meisten Fällen zur Lagerschmierung aus. Nur bei ungünstig liegenden Lagerstellen, die das Spritzöl nicht erreicht, kann es notwendig sein, Fangtaschen und Zuführungskanäle anzuordnen.

Umgekehrt ist es zweckmäßig, Lager, die unmittelbar neben einem Zahnrad laufen, durch eine Dichtscheibe, ein Abweisblech oder andere konstruktive Maßnahmen vor zu viel *Öl* zu schützen.

Es muß jedoch bei der gemeinsamen Schmierung von Zahnradern und Lagern darauf geachtet werden, daß die *lebensdauerminimierenden* Verunreinigungen aus dem Ölkreislauf herausgefiltert werden (kostenintensiv).

Schmutzgeschützte Lager

Um diese Verunreinigungen (Zahnabrieb) möglichst lange aus dem Lager fernzuhalten, werden heute bei Pkw-Schaltgetrieben abgedichtete, *fettgeschmierte* Rillen- oder Schrägkugellager, sog. schmutzgeschützte Lager ("Clean Bearings") eingesetzt.

Da Rollenlager gegenüber überrollten Partikeln weniger empfindlich sind, werden sie in Kfz-Getrieben nicht in schmutzgeschützter Ausführung verwendet.

Lagerwahl und Dimensionierung

Ausgangsdaten zur Berechnung sind das maximale Eingangs Drehmoment mit der zugehörigen Drehzahl, die Verzahnungsdaten und die Fahrzeitanteile für die einzelnen Schaltstufen.

Ermittlung der Zahnkräfte

Aus der Tangentialkraft $F_t = M_d / r$ errechnet sich die Radialkraft ($F_r = F_t \cdot \tan \alpha_F$) und die Axialkraft ($F_a = F_t \cdot \tan \beta$). Die Zahnkräfte werden entsprechend den Abstandsverhältnissen an den Wellen auf die einzelnen Lagerstellen aufgeteilt, wobei auch das durch die Zahnkraftkomponente F_a hervorgerufene Kippmoment zu berücksichtigen ist.

Dynamische Kennzahl f_L

Für nicht abgedichtete Getriebelager in mittleren bis schweren Pkw ist ein f_{Lm} -Wert von 1,0...1,3, für schmutzgeschützte Lager ein f_{Lm} -Wert von 0,7...1,0 anzustreben.

Die umfangreiche Berechnung der Lagerbelastungen in den einzelnen Gängen sowie die gesamte Nachrechnung der Getriebelagerung erfolgt mit EDV-Programmen.

Erreichbare Lebensdauer

Bei offenen Kugellagern muß man von mäßig verunreinigtem Schmierstoff (*Verunreinigungskenngröße* $V = 2$) bis stark verunreinigtem Schmierstoff ($V = 3$) ausgehen. Bei üblichen *Belastungskennzahlen* der Getriebelager von $f_s \approx 2...8$ je nach Schaltstufe ergibt sich bei $V = 2$ ein *Sauberkeitsfaktor* von $s = 0,6...0,7$, bei $V = 3$ ein $s = 0,3...0,5$.

Auf Grund des Verschmutzungseinflusses durch das Getriebeöl können also die Leistungsreserven der offenen Kugellager (größerer f_{Lm} -Wert) nicht ausgenutzt werden. Dagegen kann durch das Verwenden von schmutzgeschützten Kugellagern mindestens normale Sauberkeit (*Verunreinigungskenngröße* $V = 1$), meist erhöhte

($V = 0,5$) oder sogar höchste Sauberkeit ($V = 0,3$) erreicht werden. Hiermit erhält man bei einem *Viskositätsverhältnis* von $\kappa = 1$ einen *Sauberkeitsfaktor* s , der zwischen 1 und 3 liegt.

Im Vergleich zu offenen Lagern, die im „verschmutzten“ Getriebeöl laufen, erreicht man daher mit schmutzgeschützten Getriebelagern (Rillen- oder Schrägkugellager), eine bis zu sechs mal längere *Lebensdauer*.

Bearbeitungstoleranzen

Bei allen Lagerstellen haben die Innenringe *Umfangslast* und die Außenringe *Punktlast*. Die Wellensitze werden nach j6...m6, die Gehäusesitze bei Leichtmetall nach M6...P6, bei Grauguß nach J6...K6 bearbeitet. Die strammeren Lagersitze in Leichtmetallgehäusen berücksichtigen die unterschiedliche Wärmeausdehnung von Leichtmetall und Stahl.

32 Pkw-Schaltgetriebe

Technische Daten

5-Gang-Pkw-Schaltgetriebe für ein maximales Eingangsdrehmoment von 170 N m bei 4500 min⁻¹;
5. Gang als Schongang; Gehäuse aus Leichtmetall.
Übersetzungen: 3,717 – 2,019 – 1,316 – 1,0 – 0,804

Lagerwahl

Antriebswelle

Kombiniertes Lager (Rillenkugellager + Rollenkranz) als *Festlager* für die Radial- und Axialkraftaufnahme. Der Rollenkranz läuft direkt auf der Antriebswelle. Der Außenring wird im Zugbetrieb über den Gehäusedeckel, im Schubbetrieb über einen Sprengring axial fixiert.

Vorgelegewelle

Schwimmende Lagerung mit Rollenbüchsen. Die *Axialluft* wird durch Paßscheiben an der antriebsseitigen Rollenbüchse eingestellt. Die axiale Fixierung erfolgt durch einen Sprengring. Das Getriebe ist gegen Ölaustritt *abgedichtet*. Die abtriebsseitige Rollenbüchse hat eine Öffnung im Boden zur leichteren Demontage.

Abtriebswelle

Zapfenlager:

Direktlagerung des Rollenkranzes auf der Abtriebswelle und in der Bohrung der Antriebswelle. Der *Käfig* wird

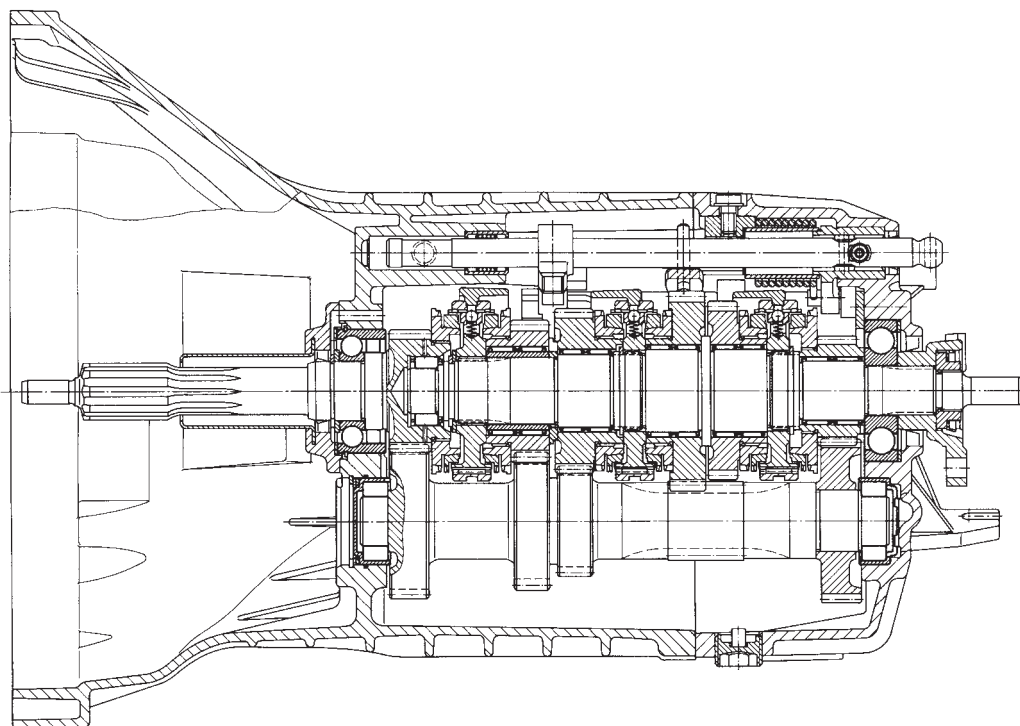
durch die *Rollkörper* geführt. Das logarithmische Profil der Rollen ist speziell auf die Belastungen infolge der Wellendurchbiegungen abgestimmt. Schmierbohrungen im Zahnrad der Antriebswelle verbessern die Ölversorgung des Rollenkranzes.

Abtriebsseite:

Rillenkugellager als *Festlager*, axiale Fixierung des Außenrings über Gehäuseschulter und Halteblech. Die auf der Abtriebswelle sitzenden Losräder sind mit zweireihigen Nadelkranzen direkt gelagert.

Bearbeitungstoleranzen

Lager- einbaustelle	Toleranz Welle	Gehäuse
Antriebswelle	k6	N6
Direktlagerung Rollenkranz	g6	
Vorgelegewelle Antriebsseite/Abtriebsseite	h5	N6
Abtriebswelle Zapfenlager Abtriebsseite	g6 k6	G6 N6
Losradlagerungen (1. – 5. Gang, R.-Gang)	h5	G6



33 Lkw-Schaltgetriebe

Technische Daten

16-Gang-Schaltgetriebe für schwere Lkw im Leistungsbereich von 220 bis 370 kW. Der 4-Gang-Teil wird durch eine Splitgruppe und eine Bereichsgruppe auf 16 Gänge erweitert.

Übersetzungen: 13,8 - 0,84 bzw. 16,47 - 1,0.

Lagerwahl

An- und Abtriebswelle, Hauptlager

Angestellte Kegelrollenlager in geschachtelter *X-Anordnung*. Der Verband wird über den Außenring des antriebsseitigen Kegelrollenlagers *angestellt*. Der Außenring ist nach K6 gepaßt.

Vorgelegewelle

Kegelrollenlager in *X-Anordnung*; Bearbeitungstoleranzen Welle k6 / Gehäuse K6.

Die Losräder laufen auf Nadelkränzen.

Erste Splitkonstante

Lagerung mit zwei einreihigen Nadelkränzen. Wellentoleranz g5; Gehäusetoleranz G5.

Zweite Splitkonstante

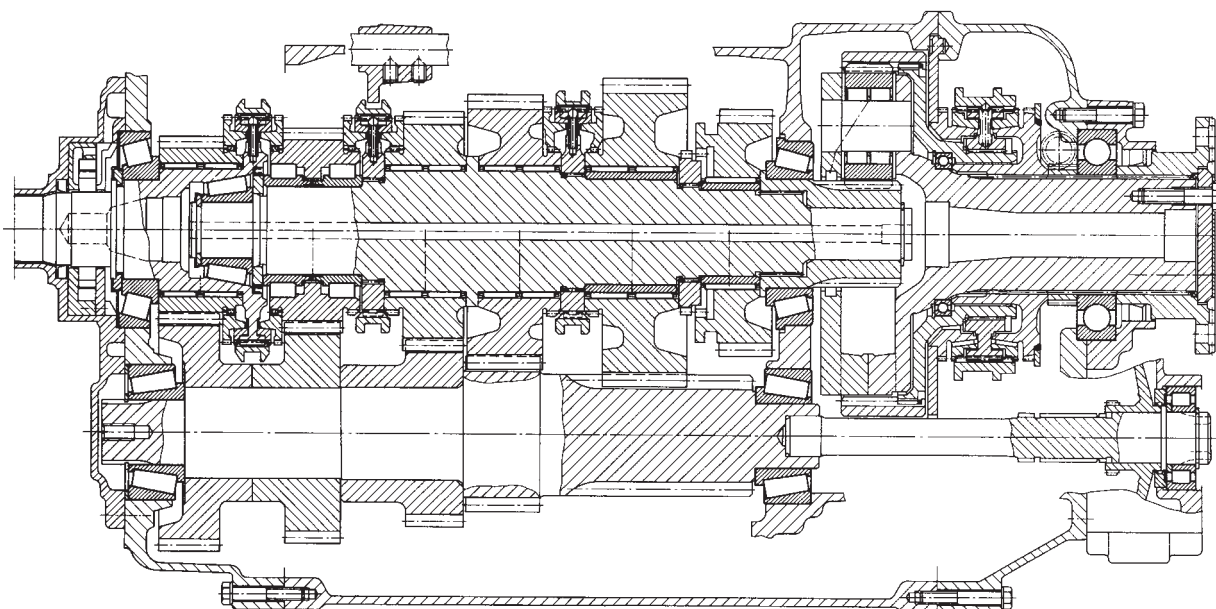
Lagerung mit zwei Zylinderrollenlagern, beide Außenlaufbahnen sind in die Zahnradbohrung integriert. Die Zylinderrollenlager nehmen Radial- und Axialkräfte auf.

Bereichsgruppe

Die Lagerung der Planetenräder übernehmen zweireihige, vollrollige Zylinderrollenlager.

Die Schmierstoffversorgung erfolgt durch Bohrungen zwischen den Rollenreihen und Fangtaschen im Steg. Ein Rillenkugellager stützt den Steg gegenüber dem Hohlrad ab.

Auf der Abtriebsseite der Abtriebswelle nimmt ein Rillenkugellager die aus der Gelenkwelle resultierenden Radial- und Axialkräfte auf.



Splitgruppe

Viergangteil mit R-Gang

Bereichsgruppe

Kraftfahrzeug-Achsantriebe

Konstruktion

In Vorder- und Hinterachsantrieben werden fast ausschließlich bogenverzahnte Kegeltriebe – mit oder ohne Achsversetzung – verwendet. Es treten sehr hohe Axialkräfte auf. So kann z. B. am Ritzel von achsversetzten Trieben die Axialkraft auf den mehrfachen Wert der Tangentialkraft ansteigen. Wegen des begrenzten Einbauraums und der hohen Drehmomente sind die Ritzellager sehr hoch belastet. Damit sich der Zahneingriff zwischen Ritzel und Tellerrad unter der Betriebsbelastung möglichst wenig verändert, ist die Ritzellagerung so starr wie möglich auszuführen. Das Ritzel kann entweder fliegend gelagert sein oder es kann zwischen den Lagern angeordnet werden.

Die fliegende Anordnung wird häufig als *angestellte Lagerung* mit zwei Kegelrollenlagern ausgeführt. Auch Kompaktlagerungen (zweireihige Kegelrollenlager mit einteiligem Außenring oder Außenring mit Flansch) sind gebräuchlich.

Das Tellerrad wird zusammen mit dem Ausgleichsgetriebe gelagert. Auch hier darf sich die Einstellung des Zahneingriffs unter Betriebslast nur geringfügig verändern; die Lagerung muß daher ebenfalls so starr wie möglich sein. Wegen des größeren Einbauraums und der meist kleineren Axialkräfte ist diese Forderung bei der Tellerradlagerung meist leichter zu verwirklichen als bei der Ritzellagerung.

Lageranstellung

Die starre Wellenführung läßt sich dadurch erreichen, daß man die Lager der Ritzel- und Tellerradwelle mit Vorspannung gegeneinander *anstellt*.

Die Vorspannung wird im betriebswarmen Zustand infolge der Wärmedehnung bei Graugußgehäusen fast immer größer; sie muß aber noch als elastische Verformung aufgenommen werden.

Umgekehrt sind die Verhältnisse bei Aluminiumgehäusen, die wegen ihres geringeren Gewichts immer häufiger verwendet werden.

Die Vorspannung ist so zu bemessen, daß eine ausreichende Starrheit erreicht wird, die auftretenden Zusatzkräfte die *Lagerlebensdauer* jedoch nicht wesentlich beeinflussen. Dies ist dann der Fall, wenn die axiale Vorspannkraft etwa die Hälfte der aufgebrachten äußeren Axialkraft F_a nicht überschreitet.

Schmierung

Bei Achsantrieben wird ausschließlich Ölschmierung verwendet, wobei Wälzlager und Zahnräder gemeinsam mit dem gleichen Öl geschmiert werden. Wegen der hohen Beanspruchung des Schmierstoffs in der Bogenverzahnung werden Hypoidöle mit *EP-Zusätzen* verwendet. Während die spezifisch geringer belasteten Lager der Tellerradwelle durch das Spritzöl ausreichend geschmiert werden, sind bei der Ritzelwelle, besonders beim flanschseitigen Lager der Ritzelwelle, Zu- und Abführungskanäle für das Öl vorzusehen. Es ist darauf zu achten, daß der Ölstrom nicht der natürlichen Förderichtung im Lager – vom kleineren zum größeren Kegeldurchmesser – entgegenläuft. Die Ölführungs-kanäle sind so anzuordnen und zu bemessen, daß in jedem Drehzahlbereich Öl umläuft.

Zur *Abdichtung* der Ritzelwelle werden normalerweise Radial-Wellendichtringe, zum Teil in Verbindung mit einem Schleuderblech, verwendet.

Dimensionierung der Lager

Zur Nachrechnung der *Ermüdungslebensdauer* der Lager geht man beim Achsantrieb – ebenso wie bei den Kfz-Schaltgetrieben – vom Drehmoment und von der zugehörigen Drehzahl aus. Die Fahrzeitanteile in den einzelnen Gängen werden erfahrungsgemäß festgelegt. Aus diesen Daten ermittelt man eine mittlere *dynamische Kennzahl*. Für die Wälzlager in Pkws ist ein Mittelwert von $f_{Lm} = 1 \dots 1,3$ anzustreben.

Da man vom Achsantrieb hohe Führungsgenauigkeit und größtmögliche Laufruhe fordert, kann für die Lager nur ein verhältnismäßig geringer *Verschleiß* zugelassen werden. Die *Gebrauchsdauer* der Lager im Achsantrieb wird bei der heute üblichen Lagerdimensionierung zum Teil durch Ermüdung, zum Teil durch *Verschleiß* beendet.

Da im Kfz-Bereich genügend bewährte Praxisfälle vorliegen, kann im Normalfall auf eine detaillierte Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer* verzichtet werden. Eine Lagerdimensionierung über die Vergleichsrechnung mit der *dynamischen Kennzahl* f_L ist ausreichend.

34 Pkw-Hinterachsantrieb

Technische Daten

Maximales Motordrehmoment 160 N m bei 3000 min⁻¹.

Lagerwahl

Ritzelwelle

Die Ritzelwelle ist mit FAG Zoll-Kegelrollenlagern in *O-Anordnung* gelagert. Die Abmessungen sind: 34,925 x 72,233 x 25,4 mm (*dynamische Tragzahl* C = 65,5 kN) und 30,163 x 68,263 x 22,225 mm (C = 53 kN).

Mittels Paßscheiben zwischen Gehäuseschulter und Lageraußenring wird die Lage des Ritzels zum Tellerad genau fixiert. Die Innenringe der Lager haben *Umfangslast*. Aber nur der Innenring des größeren Lagers wird fest *gepaßt*. Der Innenring des kleineren Lagers erhält einen Schiebesitz, da über diesen Ring die Lager gegeneinander *angestellt* werden.

Tellerad

Das Tellerad ist zusammen mit dem Ausgleichsgetriebe gelagert. Eingebaut sind zwei FAG Zoll-Kegelrollenlager mit den Abmessungen 38,1 x 68,288 x 20 mm; C = 39 kN.

Sowohl für die *Anstellung* der Lager als auch für die Einstellung des Zahneingriffs sorgen Paßscheiben.

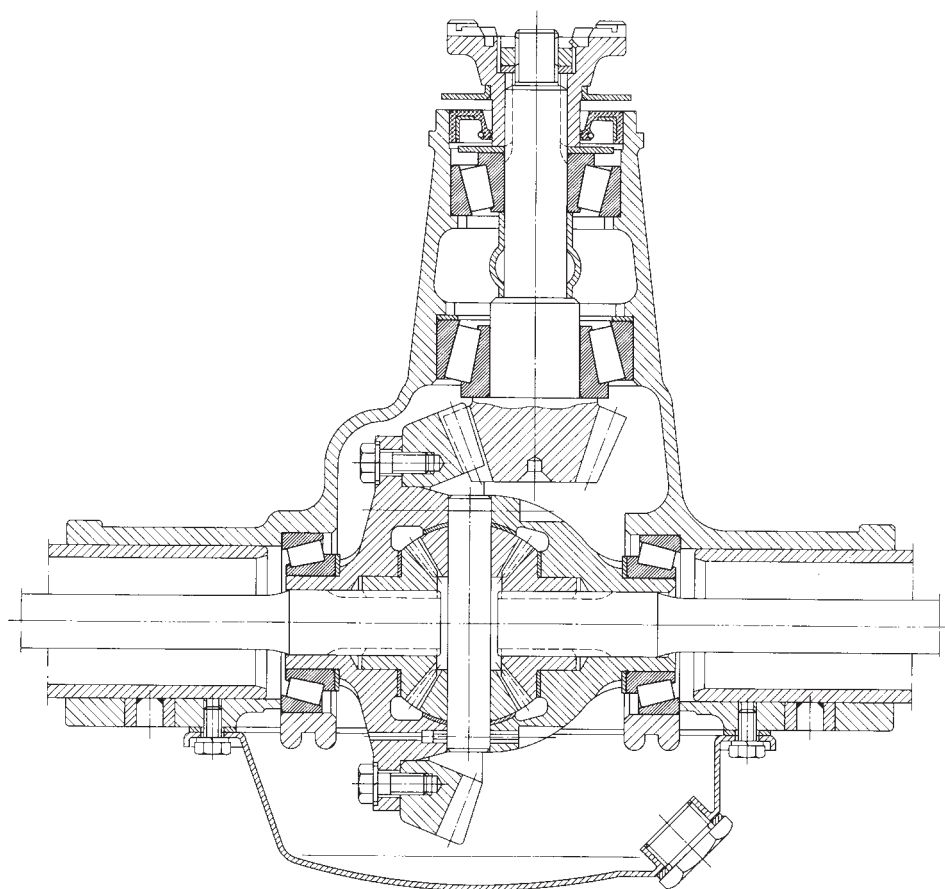
Bearbeitungstoleranzen

Ritzelwelle m6 (größeres Lager)
 h6 (kleineres Lager)
Gehäuse P7

Tellerad Hohlwelle r6
 Gehäuse H6.

Damit die Ritzellager mit einem bestimmten Drehmoment *angestellt* und ohne aufwendige Paßarbeiten (z. B. an einer massiven Zwischenhülse) werden können, wird zwischen den Lagerinnenringen eine dünnwandige, vorgeformte Hülse eingesetzt.

Die Hülse ist länger als der maximale Abstand zwischen den beiden Lagerinnenringen. Je nachdem, wie die Breitentoleranzen der Lager zusammenfallen, wird die Hülse mehr oder weniger elastisch verformt, maximal um einige Zehntel Millimeter.



Bei Kraftfahrzeugen unterscheidet man angetriebene und nicht angetriebene Räder; die Räder können lenkbar oder nicht lenkbar sein. Grundsätzlich gilt für alle Räder, daß sie aus fahrtechnischen Gründen so exakt und spielfrei wie möglich geführt werden müssen. Dies wird überwiegend mit gegeneinander *angestellten* Schrägkugellagern oder Kegelrollenlagern erreicht.

Vorderräder

Für die gelenkten, aber nicht angetriebenen Vorderräder gilt, daß die Achs- bzw. Wellenstummel von der Drehmomentübertragung entlastet sind und demzufolge relativ klein dimensioniert werden können. Der Wunsch nach möglichst kleinem Lenkrollradius sowie der Zwang zur Gewichtseinsparung und Vereinfachung der Serienmontage fördern hier den Trend zur kompakten Radlagereinheit.

Die Wahl der Lagerbauart führt fast immer dann zum zweireihigen Schrägkugellager, wenn beim Einbauraum für die Radlager das Verhältnis Baulänge/radialer Bauhöhe $< 2,5$ ist. Dann kommen folgende Vorteile zur Geltung:

- kleiner axialer Platzbedarf, große *Stützbasis* und damit große Momententragungsfähigkeit durch großen *Druckwinkel*,
- geringes Gewicht der gesamten Lagerung,
- gut geeignet zur „Integration“ zu Lagerungseinheiten,
- Flansche lassen sich insbesondere am Innenring problemloser integrieren als beim Kegelrollenlager.

Hinterräder

Bei den nicht gelenkten Hinterrädern ist in der Regel der radiale Bauraum nicht nur bei den herkömmlichen Trommelbremsen begrenzt, sondern auch bei Fahrzeugen mit Scheibenbremsen, weil dort meist an den Hinterrädern eine zusätzliche Trommelbremse als Feststellbremse eingebaut ist. Der Betätigungsmechanismus liegt innerhalb der Trommel in Achsnähe und begrenzt so den maximalen Nabenaußendurchmesser. Der axiale Bauraum ist dagegen meist nicht so eingengt, so daß auch die Radlagerung nicht besonders kurz gebaut werden muß.

Die Standardlagerung für solche Räder besteht deshalb aus zwei relativ kleinen, einzelnen Radial-Kegelrollenlagern, die mit größerem Abstand eingebaut sind. Die Lager haben kleine *Druckwinkel*, damit auf kleinem Einbauraum eine möglichst große *Tragzahl* erreicht wird. Die nötige *Stützbasis* zur Aufnahme der Kippkräfte wird durch den großen Lagerabstand erzielt.

Diese einfache und von den reinen Lagerkosten her auch preiswerte Lagerung bietet durch das breite Angebot von Standard-Kegelrollenlagern große Variationsmöglichkeiten für alle Fahrzeugtypen und -größen.

Den Vorteilen stehen aber auch einige Nachteile, insbesondere in der Großserie gegenüber:

- Es müssen sehr viele Einzelteile beschafft, bevorratet und montiert werden.
- Die Lager müssen bei der Montage gefettet und abgedichtet werden.
- Die Lagerung muß *angestellt* und die Anstellelemente müssen in der richtigen Stellung gesichert werden.

Deshalb geht auch bei den Hinterrädern der Trend zu zweireihigen Schrägkugellagern, die beim Einbau nicht *angestellt* werden müssen und sich leicht zu Lagerungseinheiten integrieren lassen.

Bearbeitungstoleranzen

Bei nicht angetriebenen Radlagerungen (Nabenlagerung) haben die Außenringe *Umfangslast* (Festsitz), die Innenringe *Punktlast* (Los-, Schiebe- oder Haftsitz); dies erleichtert die Montage und die Lageranstellung. Bei angetriebenen Radlagerungen haben die Innenringe *Umfangslast* und die Außenringe *Punktlast*; dies ist bei der Wahl der Bearbeitungstoleranzen zu berücksichtigen.

Nicht angetriebene Vorder- oder Hinterräder mit zwei Schrägkugellagern oder zwei Kegelrollenlagern:

inneres Lager: Welle k6 (h6)

Nabe N6, N7 (P7 bei Nabe aus Leichtmetall)

äußeres Lager: Achsschenkel g6...j6

Nabe N6, N7 (P7 bei Nabe aus Leichtmetall)

Angetriebene Vorder- oder Hinterräder mit zweireihigen Schrägkugellagern (Lagerungseinheit):

Welle j6...k6

Nabe N6, N7 (P7 bei Nabe aus Leichtmetall)

Dimensionierung der Lager

Bei der Nachrechnung der *Ermüdungslebensdauer* von Radlagern werden die statische Radbelastung, der wirksame Rollradius des Reifens r_{dyn} und sein Haftbeiwert sowie die Geschwindigkeiten des Fahrzeugs in den anzusetzenden Betriebszuständen berücksichtigt. Mit den errechneten Kräften und Momenten ermittelt man die Beanspruchung der einzelnen Lager oder – bei zweireihigen Lagern – der einzelnen *Rollkörperreihen*. Das Ergebnis der Nachrechnung kann nur als Anhaltswert angesehen werden. Im Regelfall strebt man bei Personenwagen mittlere f_L -Werte um 1,5, bei Nutzfahrzeugen Werte um 2,0 an.

Schmierung, Abdichtung

Radlagerungen werden fast ausschließlich mit *Fett* geschmiert. Werden nicht abgedichtete Lager verwendet, sind die Lagerungen im Normalfall durch federbelastete Wellendichtringe mit besonderer Staublippe abgedichtet. *Abgedichtete* Lager, wie die insbesondere im Personenwagen weit verbreiteten, zweireihigen Schräg-

kugellager mit for-life-Schmierung, haben normalerweise eine Kombination aus Dicht- und Deckscheibe. Diese *Dichtungen* reichen erfahrungsgemäß aus, wenn durch konstruktive Maßnahmen ein Dichtspalt vorgeschaltet wird. Erforderlich sind auch Fangrillen und Abweisbleche, die Schmutz und Spritzwasser von der Lagerung fernhalten.

35 Angetriebenes und gelenktes Vorderrad eines Pkw mit Frontantrieb

Technische Daten

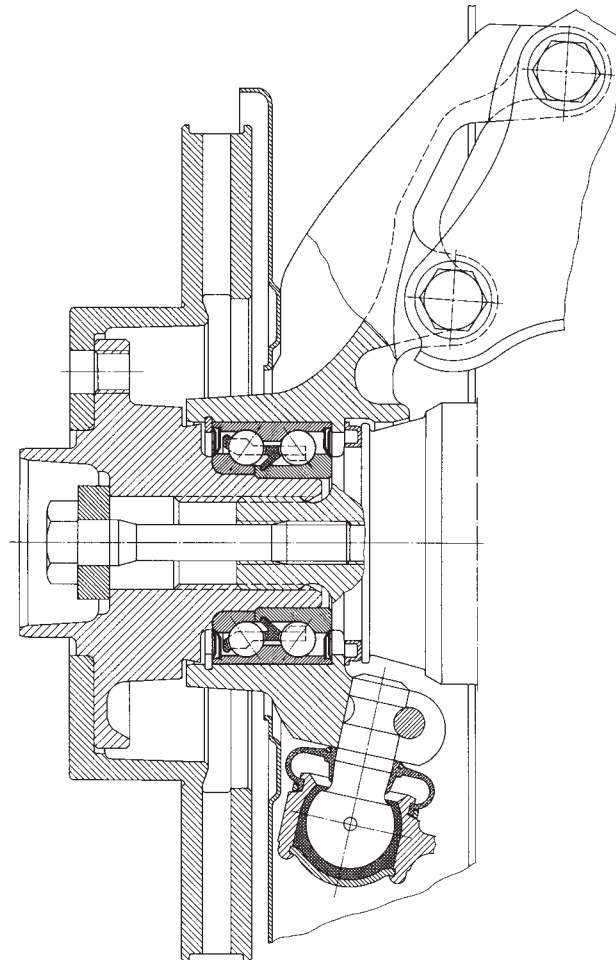
Radbelastung 4600 N; Reifengröße 175/70 R14;
 $r_{\text{dyn}} = 295 \text{ mm}$; Höchstgeschwindigkeit 180 km/h.

Das Lager ist mit FAG Wälzlager*fett* lebensdauer-
geschmiert.

Lagerwahl

Die Lagerung besteht aus einem *abgedichteten*, zweireihigen FAG Schrägkugellager.

Die Lagerung eines angetriebenen und nicht gelenkten Hinterrads eines Pkw mit Heckantrieb kann ebenfalls so ausgeführt werden.



36 Angetriebenes und nicht gelenktes Hinterrad eines Pkw mit Heckantrieb

Technische Daten

Radbelastung 4800 N; Reifengröße 195/65 VR15;
 $r_{\text{dyn}} = 315 \text{ mm}$; Höchstgeschwindigkeit 220 km/h.

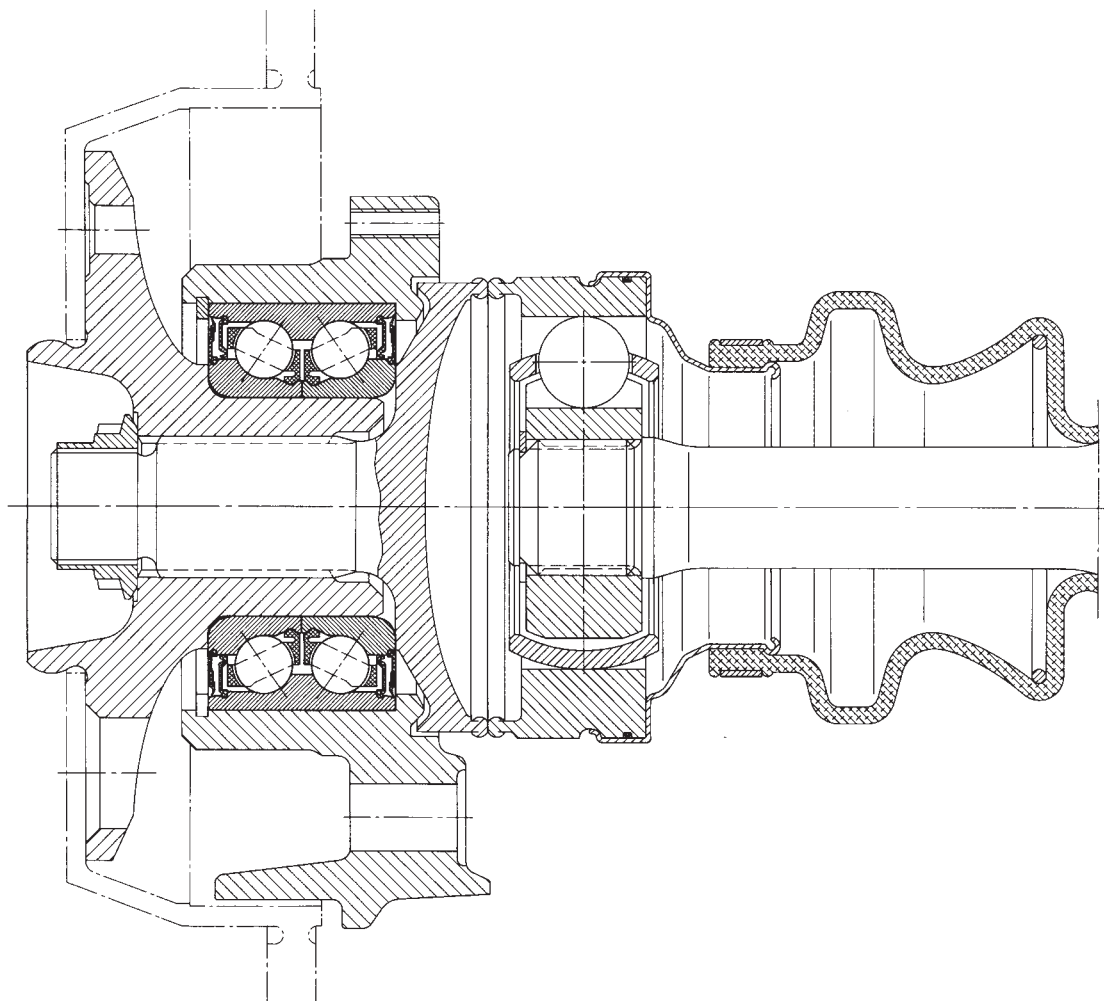
schmiert ist. Beidseitig angebrachte Dicht- und Schleuderscheiben schützen das Lager vor Umwelteinflüssen.

Lagerwahl

Die Radlagerung besteht aus einem zweireihigen FAG Schrägkugellager, das auf *Lebensdauer* mit *Fett* ge-

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe und der Außenring werden fest gepaßt.



37 Angetriebenes und nicht gelenktes Hinterrad eines Lkw mit Heckantrieb

Die Hinterradnaben von schweren Lastkraftwagen enthalten oft ein Planetengetriebe. Der Vorteil dieses Antriebs ist, daß auf kleinem Raum ein relativ großes Untersetzungsverhältnis erzielt wird. Da das hohe Antriebsmoment erst unmittelbar am Rad entsteht, ergeben sich kleine Differentialgetriebe und leichte Antriebswellen.

Technische Daten

Radbelastung 100 kN; Reifengröße 13.00-20; $r_{dyn} = 569$ mm; zulässige Höchstgeschwindigkeit 80 km/h.

Lagerwahl

Radlagerung

Eingebaut sind Kegelrollenlager FAG 32019XA (T4CC095 nach DIN ISO 355) und FAG 33021 (T2DE105 nach DIN ISO 355). Diese Lager haben einen besonders niedrigen Querschnitt, benötigen daher nur einen kleinen radialen Einbauraum, was dem Leichtbau zugute kommt. Die relativ große Lagerbreite

und lange Rollen ergeben eine hohe Tragfähigkeit. Die Lager sind in *O-Anordnung* (große *Stützbasis*) gegeneinander *angestellt*.

Planetenräder

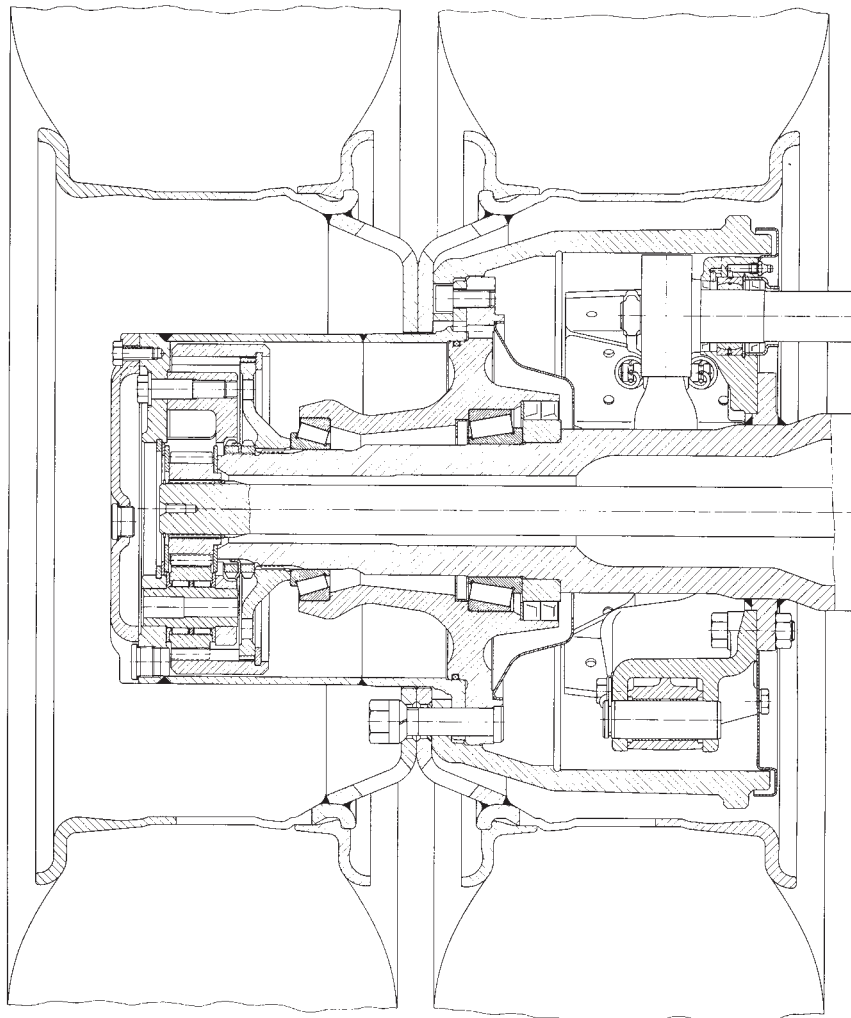
Der Außenplanetenantrieb verstärkt auf geringstem Raum das Antriebsmoment. Die Planetenräder sind vollnadelig, d. h. mit zwei Reihen Nadelrollen, gelagert. Anlaufscheiben übernehmen die axiale Führung.

Bearbeitungstoleranzen

Nadelrollen-Direktlagerung	Welle h5; Gehäuse G6
Kegelrollenlager	Welle j6; Gehäuse N7

Schmierung

Planetentrieb und Radlager haben eine gemeinsame *Ölschmierung*. Ein öldichtetes, geschweißtes Gehäuse schützt Getriebe und Lager vor Verschmutzung.



37: Lkw-Hinterrad

38 Lkw-Lenkzapfen

Bei Lenkzapfenlagerungen sind verschiedene Konstruktionen üblich. Die Aufnahme der Axialkräfte mit zwei *angestellten* Radial-Kegelrollenlagern findet man insbesondere bei angetriebenen Lkw-Vorderrädern. In anderen Fällen werden die Axialkräfte mit Axial-Rillenkugellagern oder Axial-Kegelrollenlagern abgestützt. Da der radiale Einbauraum bei Lenkzapfenlagerungen meist sehr gering ist, werden die Radialkräfte (Lenk- und Führungskräfte) von einer Gleitbüchse aus Bronze und von Nadelhülsen aufgenommen; dadurch ergeben sich geringe Lenkkräfte.

Lagerung mit einem Axial-Kegelrollenlager

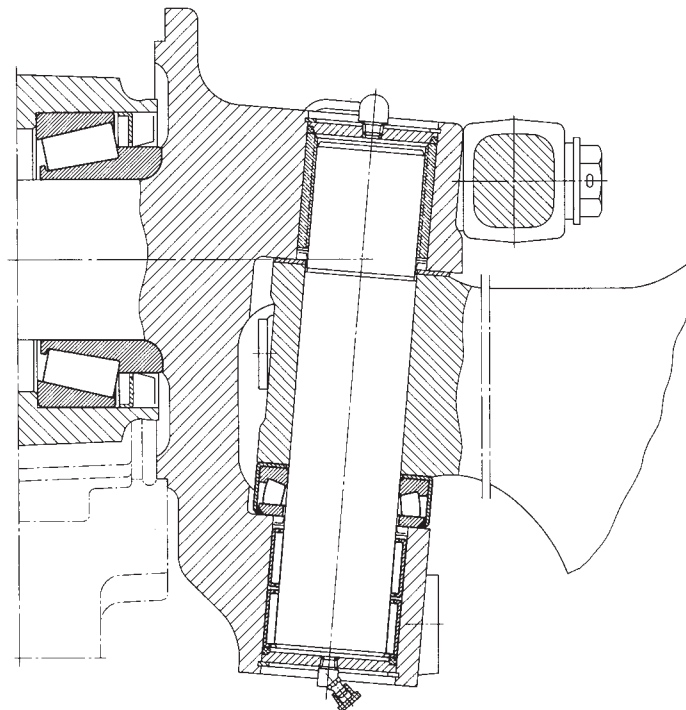
Die auf den Lenkzapfen wirkenden Stoßkräfte sind sehr hoch. Deshalb muß das *Axiallager* eine hohe Tragfähigkeit haben und spielfrei oder mit Vorspannung eingebaut werden. Da der Lenkzapfen nur kleine Schwenkbewegungen ausführt, kann auf einen *Käfig* verzichtet werden; dadurch läßt sich die *Rollkörperanzahl* und somit die Tragfähigkeit erhöhen.

Im Beispiel wird als *Axiallager* ein vollrolliges Axial-Kegelrollenlager verwendet. Hierbei ist die Laufbahn der Wellenscheibe profiliert, in der Gehäusescheibe ist sie eben. Das abgedichtete Lager wird mit einer Blechkappe zusammengehalten; dies erleichtert die Montage.

Das Lager ist mit *Spezialfett* gefüllt; falls erforderlich, kann nachgeschmiert werden. Öffnungen in der Dichtlippe und deren Elastizität gewährleisten, daß das verbrauchte *Fett* entweicht.

Das Spiel zwischen der Achsfaust und Gabel gleichen Paßscheiben aus. Für das *Axiallager* läßt sich auf diese Weise bestenfalls der spielfreie Zustand erreichen, was höhere Stoßbelastungen zur Folge hat. Erfahrungsgemäß wird dies mit einem Stoßfaktor von $f_z = 5 \dots 6$, bei *angestellten* Kegelrollenlagern mit einem Stoßfaktor $f_z = 3 \dots 5$ berücksichtigt.

Bei Axial-Kegelrollenlagern wird die Wellenscheibe am Lenkzapfen mit g6 relativ lose gepaßt; die Gehäusescheibe wird radial nicht geführt.



39 Federbein für Pkw-Vorderachse

Verstärkt werden Vorderachsen mit Mc-Pherson-Federbeinen ausgerüstet. Die Schraubenfeder und die Dämpfereinheit des Mc-Pherson-Federbeins führen, bedingt durch Lenkeinschlag und Ein- und Ausfederung im Fahrbetrieb, Relativbewegungen zur Karosserie aus. Aus Komfort- und Handlinggründen werden diese Drehbewegungen entweder durch Wälzlager oder durch Gummielemente abgefangen. Die beste Möglichkeit, die Forderungen zu erfüllen, bieten Rillenkugellager.

Lagerwahl

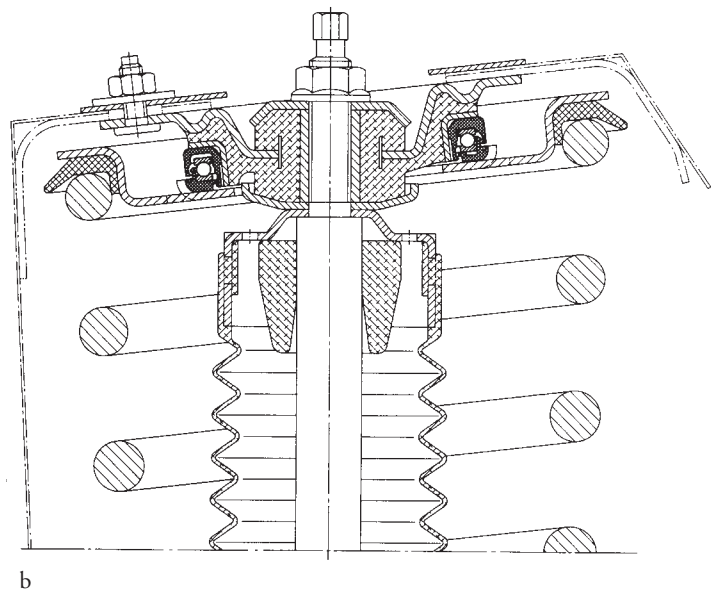
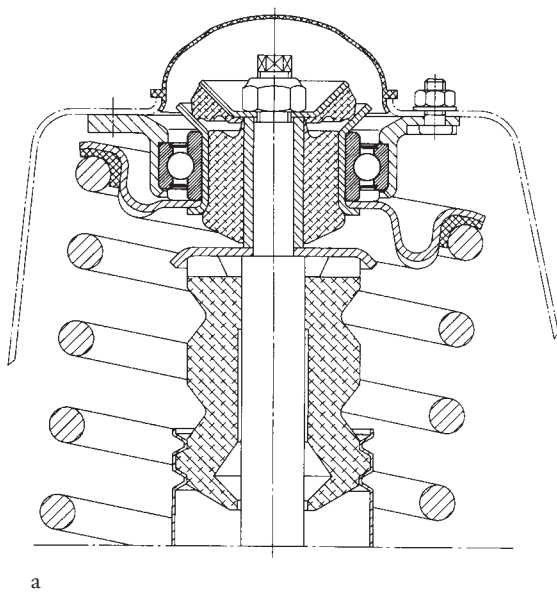
Anforderungen

- Aufnahme von Gewichtskräften und hohen Stoßbelastungen
- Wartungsfreie Ausführung

Ausführungsvarianten

- Dämpfereinheit und Schraubenfeder drehen gemeinsam – single path solution (Bild a). Auf das Lager (Federbeinlager) wirken die Belastungen aus der Schraubenfeder und die pulsierenden Belastungen aus der Kolbenstange.
Mögliche Lagerausführungen: Rillenkugellager, die axial belastet werden (mit *Käfig* oder vollkugelig mit gesprengtem Außenring), oder Axial-Rillenkugellager.
- Bewegungsvorgänge der Kolbenstange des Stoßdämpfers und der Schraubenfeder sind entkoppelt – dual path solution (Bild b).
Direkte Anbindung der Stoßdämpfer-Kolbenstange über ein Gummielement an die Karosserie, Abstützung der Schraubenfeder über ein spezielles Axial-Rillenkugellager oder Schrägkugellager (Federtellerlager).

Beide Varianten erfüllen die Kriterien *Abdichtung*, *Lebensdauerschmierung* und hohe Wirtschaftlichkeit.



39: Federbeinlagerung für Pkw-Vorderachse; a: single path solution, b: dual path solution

40 Wasserpumpe für Pkw- und Lkw-Motoren

Die Wasserpumpe erzeugt im Motor den Zwangsumlauf des Kühlwassers. Einbaufertige Lagerungseinheiten ermöglichen raum- und gewichtssparende Pumpenkonstruktionen.

Lagerwahl

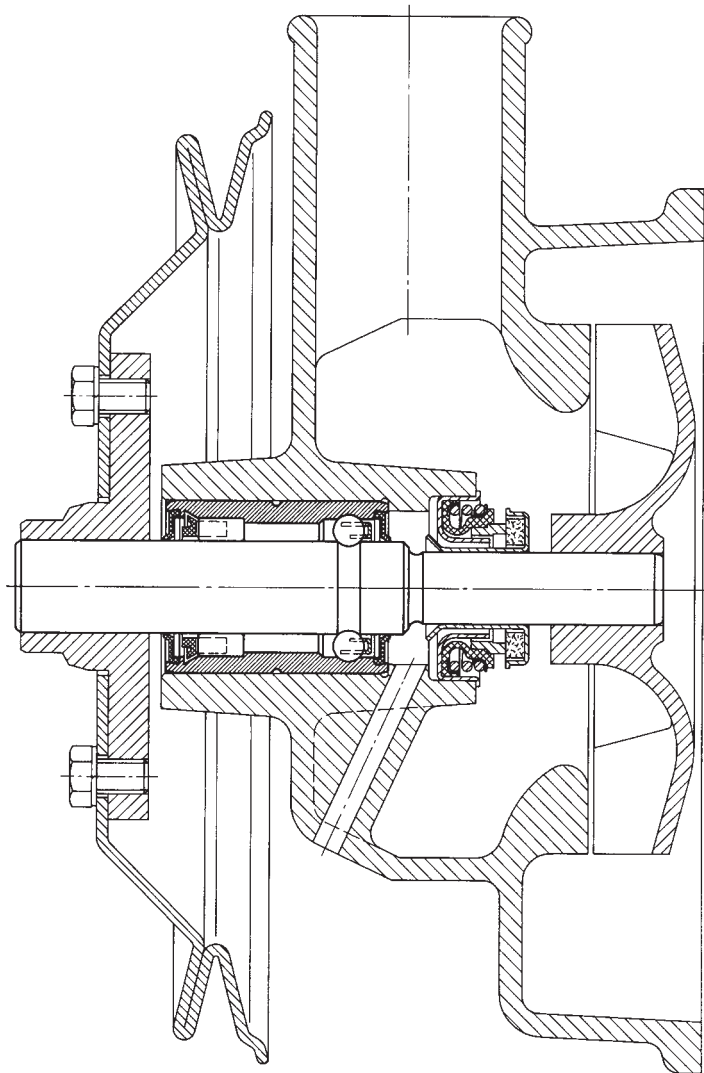
Die Einbaueinheit, Zapfenlager genannt, besteht aus der Welle und einem gemeinsamen Außenring, in die in gewissem Abstand Laufbahnen für *Rollkörper*kränze eingearbeitet sind. Im Beispiel bilden ein Kugel- und ein Rollenkranz eine *Festlager-Loslager-Anordnung*. Der Rollenkranz befindet sich als *Loslager* auf der durch den Riemenzug höher belasteten Seite. Der Kugelkranz als *Festlager* nimmt außer der Radialkraft auch den Axialschub des Pumpenrads auf.

Bearbeitungstoleranz, Lagerluft

Der Außenring erhält im Gehäuse einen Preßsitz nach R7. Die Lagerluft der Einbaueinheit wird so gewählt, daß noch eine geringe *Betriebsluft* verbleibt.

Schmierung, Abdichtung

Das Zapfenlager ist mit einem Wälzlager-Spezialfett for-life geschmiert. Die beidseitige *Abdichtung* der Lagerungseinheit gegen Fettverlust erfolgt mit Lippen-*dichtungen* im Außenring. Auf der Seite des Pumpenrads ist eine federbelastete Axial-Gleitring*dichtung* eingebaut. Unvermeidliches Leckwasser kriecht durch die Ablaufbohrung im Gehäuse ins Freie.



40: Wasserpumpen-Lagerungseinheit für einen Lkw-Motor

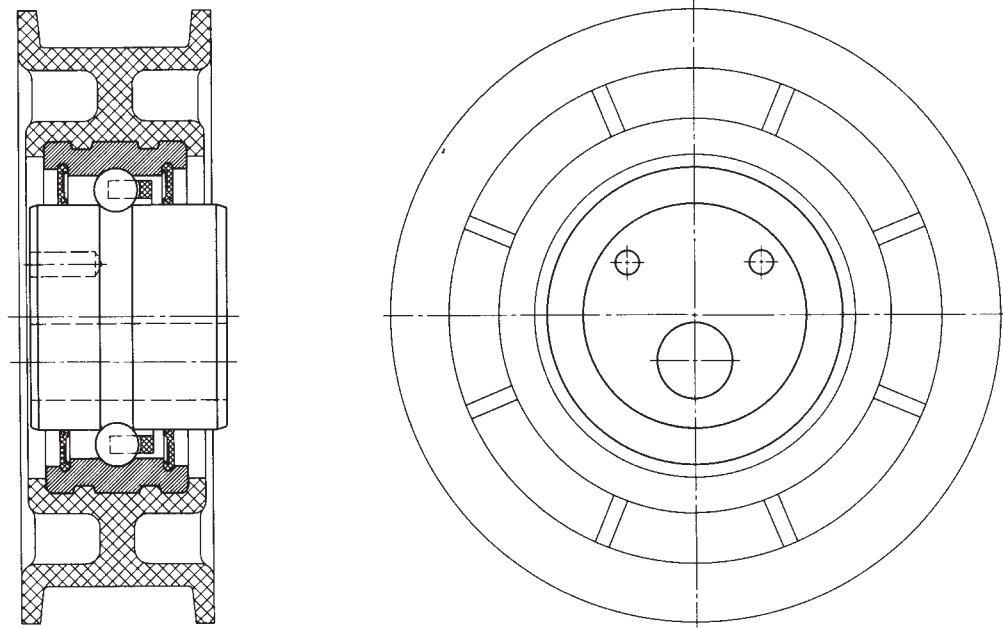
41 Riemen Spannrolle für Pkw-Motoren

Die Nockenwellen vieler Pkw-Viertaktmotoren werden mit Zahnriemen von der Kurbelwelle aus angetrieben.

Die Spannung des Riemens, die für den ruhigen Lauf des Riementriebs notwendig ist, erzeugt eine FAG Wälzlagerereinheit. Diese Spannrolle besteht aus einem Zapfen mit eingearbeiteten Laufbahnen, dem Kugellagerkranz und dem Außenring mit aufgespritzter Riemen-scheibe aus Kunststoff.

Die Bohrung für die Schraube zur Befestigung der Spannrolle am Motorengehäuse sitzt exzentrisch, so daß sich durch Drehen des Zapfens die Riemen-spannung aufbringen läßt.

Die Lagerbaueinheit ist beidseitig *abgedichtet* und hat eine *Fettfüllung*, die für die *Lebensdauer* ausreicht. Die Drehzahl beträgt ca. 7000 min^{-1} .



41: Riemen Spannrolle für Pkw-Motoren

42 Radsatzlager eines IC-Reisezugwagens

Radsatzlager der hier beschriebenen Bauform werden im europäischen Intercity-Verkehr eingesetzt. Der Drehgestellrahmen stützt sich mit einer zentral über der Lagerung angeordneten Schraubenfeder auf dem Lagergehäuse ab. Die Radsätze werden über einseitig angebundene Blattlenker geführt.

Technische Daten

Fahrzeuggewicht plus max. Zuladung 64 000 kg;
zwei Drehgestelle mit jeweils 2 Radsätzen, ergibt 4 Radsätze pro Waggon.

Daraus die Achslast pro Radsatz: $A = 64\,000/4 = 16\,000$ kg; Radsatzgewicht $G_R = 1\,260$ kg;
Erdbeschleunigung $g = 9,81$ m/s²;
Zuschlagfaktor für dynamische Kräfte aus dem Fahrbetrieb $f_z = 1,3$;

Axialfaktor für Zylinderrollenlager $f_a = 1$;

Anzahl der Lager je Radsatz $i_R = 4$.

Damit ergibt sich die *dynamisch äquivalente Belastung* des einzelnen Lagers zu $P = (A - G_R)/i_R \cdot g \cdot f_z \cdot f_a$

$$P = (16\,000 - 1\,260)/4 \cdot 9,81 \cdot 1,3 \cdot 1 = 46\,990 \text{ N}$$
$$P = 46,99 \text{ kN}$$

Raddurchmesser $D_R = 890$ mm;

Höchstgeschwindigkeit $v_{\max} = 200$ km/h (250 km/h lauftechnisch).

Lagerwahl

Zylinderrollenlager bieten als Radsatzlager verschiedene Vorteile:

Sie können auf einfache Weise montiert und bei den Hauptuntersuchungen leicht kontrolliert und gewartet werden.

Die *Axialluft* ist unabhängig von der *Radialluft*. Zylinderrollenlager gelten als ausgesprochene *Radiallager*; sie können mit ihren Borden aber auch alle im Fahrbetrieb auftretenden Axialkräfte (Führungskräfte) aufnehmen.

Von allen Rollenlagerbauarten haben Zylinderrollenlager die geringste Reibung; daher liegt die *Drehzahl-eignung* höher als bei den anderen Rollenlagern.

Allerdings können Zylinderrollenlager die Schiefstellungen der Radsätze zum Drehgestellrahmen nicht

ausgleichen. Das Gehäuse muß daher im Drehgestell pendelnd einstellbar sein.

Für Reisezugwagen und Güterwagen werden die gleichen Zylinderrollenlager verwendet; dies vereinfacht die Vorratshaltung.

Eingebaut sind je Radsatzlager zwei Zylinderrollenlager, ein FAG WJ130x240TVP und ein WJP130x240P.TVP.

Die Lagerabmessungen ($d \times D \times B$) sind 130 x 240 x 80 mm; die *dynamische Tragzahl* eines Lagers beträgt $C = 540$ kN.

Bei der Dimensionierung der Radsatzlagerung wird die *nominelle Lebensdauer* (L_{h10}) in Laufkilometern überprüft:

$$L_{h10} \text{ km} = (C/P)^{3,33} \cdot D \cdot \pi = (540/46,99)^{3,33} \cdot 890 \cdot \pi = 3397 \cdot 2497,6 \approx 9,5 \text{ Mio Laufkilometer.}$$

Unter diesen Bedingungen sind die Lager ausreichend dimensioniert. Für Radsatzlager in Reisezugwagen gelten heute 5 Millionen Laufkilometer (Untergrenze) als Dimensionierungsgrundlage.

Bearbeitungstoleranzen

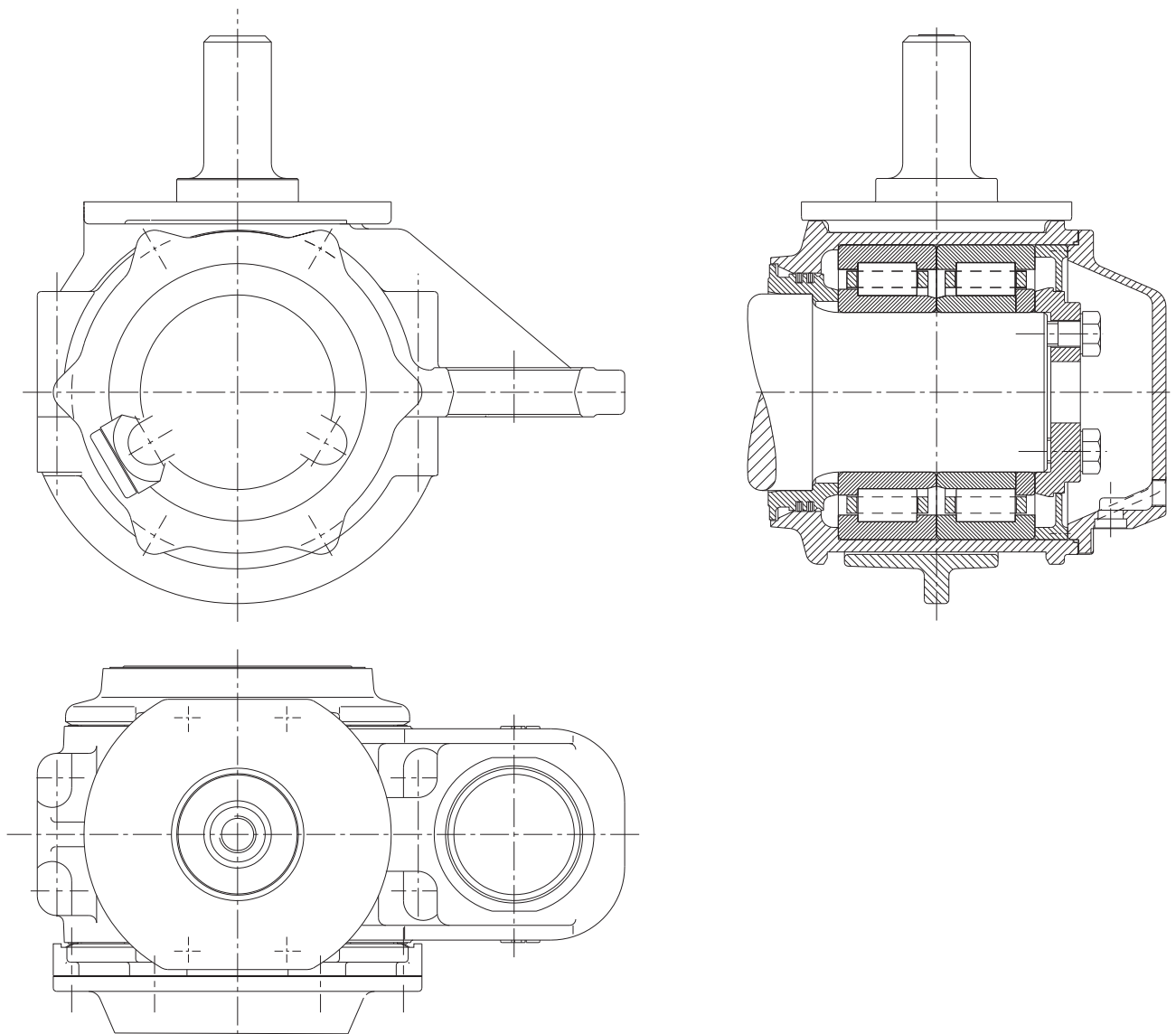
Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast*; sie sind daher mit Festsitz gepaßt: Wellenschenkel p6; Gehäuse H7.

Lagerluft

Durch die feste *Passung* weiten sich die Innenringe auf – die *Radialluft* wird kleiner. Der Fahrtwind kühlt die Außenringe stärker als die Innenringe, es kommt zu einer weiteren Verminderung der Lagerluft. Deshalb wurden Lager mit einer *Radialluft* von 120...160 µm gewählt.

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerung wird mit einem Lithiumseifenfett geschmiert. Als wirksame, berührungsfreie *Dichtung* haben sich radseitige Lamellendichtringe erwiesen. Auf der Deckelseite hält eine Stauscheibe das *Fett* in Lagernähe. Trotz geringer *Fettmenge* (≈ 600 g) kann, bedingt durch die *Polyamidkäfge*, eine hohe Laufleistung (800 000 km und mehr) ohne Schmierstoffwechsel erreicht werden.



42: Radsatzlager eines IC-Reisezugwagens

43–44 UIC-Radsatzlager für Güterwagen

Der Wagenkasten stützt sich mit Blattfedern auf dem Radsatz ab. Die Blattfedern führen auch den Radsatz. Führungsflächen am Gehäuse, in die der Radsatzhalter des Rahmens greift, begrenzen die seitlichen Ausschläge des Wagenkastens und nehmen axiale Kraftspitzen auf. Als Radsatzlager kommen Zylinderrollenlager oder Pendelrollenlager in Frage. Die Außenabmessungen der Gehäuse sind beim UIC-Lager genormt. Die neuesten UIC-Bedingungen sehen für Zylinderrollenlager und Pendelrollenlager Wellenschenkel mit 130 mm Durchmesser vor. In bestimmten Fällen werden für Zylinderrollenlager Wellenschenkel mit 120 mm Durchmesser verwendet.

Lagerluft

Die fest gepaßten Lagerinnenringe weiten sich auf – die *Radialluft* wird kleiner. Bei Fahrbetrieb kann sich

die verbliebene Lagerluft weiter vermindern, da sich durch den Fahrtwind die Außenringe gegenüber den Innenringen stärker abkühlen. Daher werden Zylinderrollenlager mit der *Radialluft* 130...180 µm bzw. Pendelrollenlager mit erhöhter *Radialluft* C3 gewählt.

Schmierung, Abdichtung

Die Radsatzlager werden mit Lithiumseifen*fett* geschmiert.

Als wirksame *Abdichtung* des Zylinderrollenlagers hat sich eine Filzdichtung mit einem vorgeschalteten Labyrinth erwiesen.

UIC-Radsatzlager mit Pendelrollenlagern haben nur eine Labyrinth*dichtung*.

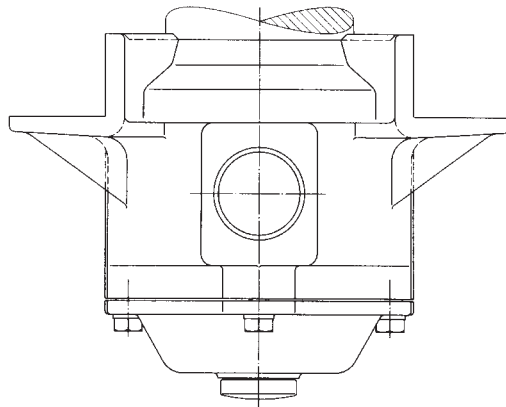
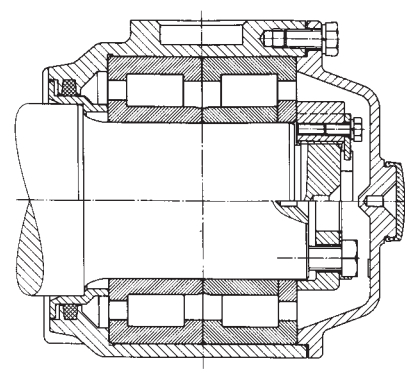
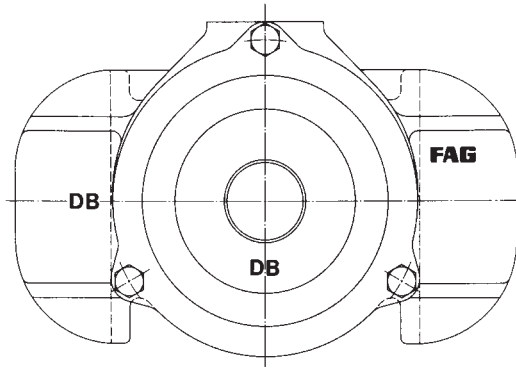
Dimensionierung, Lagerwahl

Technische Daten

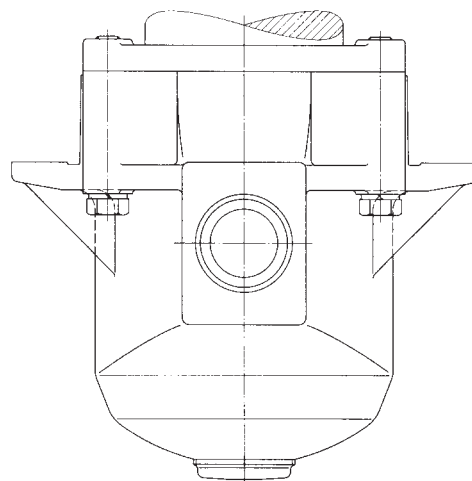
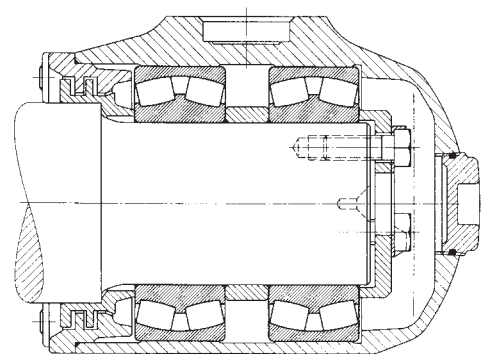
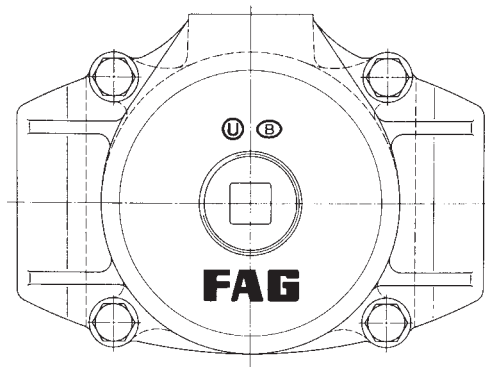
43: UIC-Radsatzlager mit Zylinderrollenlagern

44: UIC-Radsatzlager mit Pendelrollenlagern

Fahrzeuggewicht bei maximaler Zuladung $G_{\max}$	40 000 kg	40 000 kg
Höchstgeschwindigkeit $v_{\max}$	100 km/h	100 km/h
Raddurchmesser D_R	1 m	1 m
Anzahl der Radsätze	2	2
Radsatzgewicht G_R	1 300 kg	1 300 kg
Achslast A	20 000 kg	20 000 kg
Anzahl der Lager je Radsatz i_R	4 Zylinderrollenlager	4 Pendelrollenlager
Zuschlagfaktor $f_z \cdot f_a$ ($f_a = 1$ für Zylinderrollenlager, bei denen Axialkräfte von den Borden aufgenommen werden; $f_a = 1,25$ für Pendelrollenlager, bei denen Axialkräfte von den Laufbahnen aufgenommen werden.)	$1,3 \cdot 1 = 1,3$	$1,3 \cdot 1,25 = 1,625$
Äquivalente Lagerbelastung: $P = (A - G_R) \cdot g \cdot f_z \cdot f_a / i_R$ ($g = 9,81 \text{ m/s}^2$)	59,6 kN	74,5 kN
Mittlere Fahrgeschwindigkeit ($v_{Fm} = 0,75 \cdot v_{\max}$)	75 km/h	75 km/h
Mittlere Radsatzdrehzahl $n = 5\,310 \cdot v_{Fm} \text{ (km/h)} / D_R \text{ (mm)}$	400 min ⁻¹	400 min ⁻¹
Drehzahlfaktor f_n	0,475	0,475
Dynamische Kennzahl f_L	3,5	3,5
Erforderliche <i>dynamische Tragzahl</i> eines Lagers: $C = f_L / f_n \cdot P$	439 kN	549 kN
Eingebaute Wälzlager:	Zylinderrollenlager FAG WJ130x240TVP und FAG WJP130x240P.TVP	2 Pendelrollenlager FAG 502472AA
Bohrung x Außendurchmesser x Breite	130 x 240 x 80 mm	130 x 220 x 73 mm
<i>Dynamische Tragzahl</i>	540 kN	585 kN
Bearbeitungstoleranzen der Wellenschenkel	p6	p6
Bearbeitungstoleranzen der Gehäusebohrungen	H7	H7
<i>Radialluft</i>	130...180 µm	Luftgruppe C3



43: UIC-Radsatzlagerungen mit Zylinderrollenlagern



44: UIC-Radsatzlager mit Pendelrollenlagern

45 Radsatzlager der Drehstromlokomotive Baureihe 120

Der Rahmen stützt sich auf Schraubenfedern und Federarmen ab, die im Radsatzlagergehäuse integriert sind. Die Federarme sind in unterschiedlicher Höhe angeordnet. Das Radsatzlager wird durch je zwei Hebel, die am Gehäuse diagonal angelenkt sind, geführt. Die Hebel sind in Gelenkblöcken elastisch gelagert.

Technische Daten

Fahrzeuggewicht 84 000 kg

Anzahl der Radsätze: 4

Radsatzgewicht: 2 250 kg

Achslast: 22 000 kg

Zuschlagfaktor $f_z = 1,5$

Die Lokomotive fährt Höchstgeschwindigkeiten bis 200 km/h.

Lagerwahl

Ermittlung der *dynamisch äquivalenten* Belastung P siehe Beispiel 42.

Eingebaut sind Zylinderrollenlager der Bauformen NJ und NJP mit den Abmessungen 180 x 320 x 75 mm.

Dynamische Tragzahl eines Lagers: $C = 735$ kN. Die Außen- und Innenringe beider Lager sind jeweils durch Abstandsringe getrennt. Dabei ist der innere Abstandsring gegenüber dem äußeren um 2 mm breiter.

Die so entstehende *Axialluft* ist notwendig, um Drehgestell-Fertigungstoleranzen auszugleichen. Das Lager kann in jedem Fall vorspannungsfrei montiert werden.

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast*; sie sind daher mit Festsitz gepaßt: Wellenschenkel nach p6.

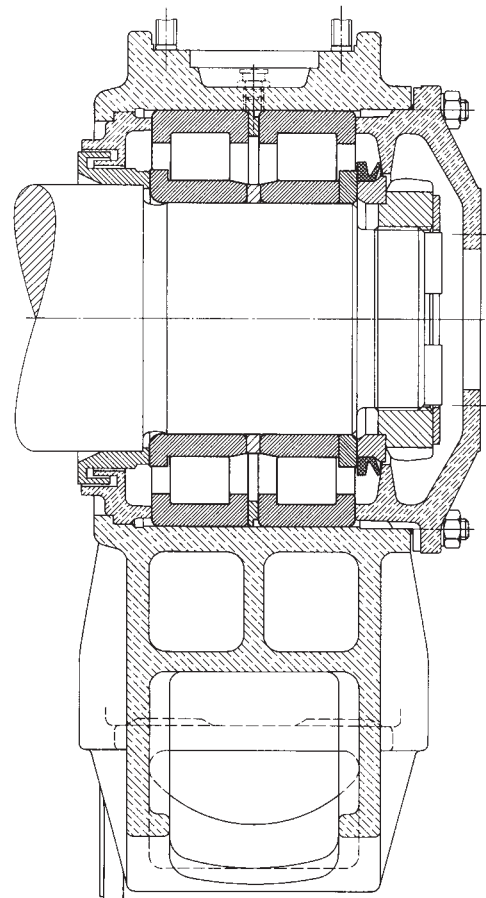
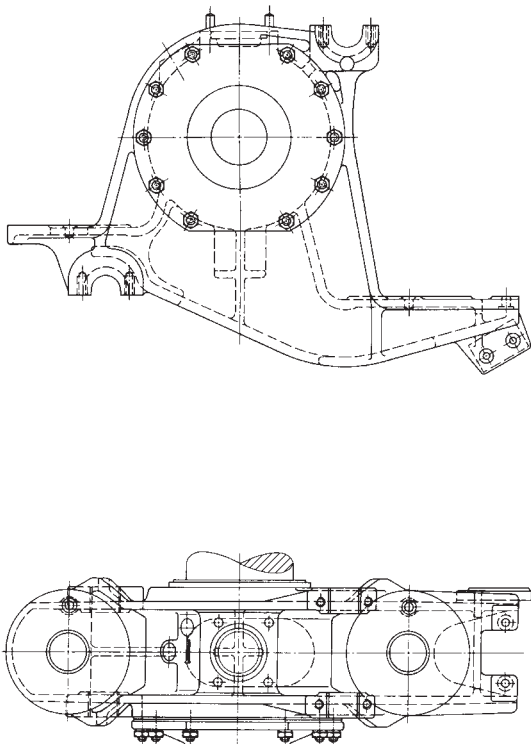
Das Gehäuse aus Aluminiumgußlegierung hat einen größeren Ausdehnungskoeffizienten als Stahlguß. Deshalb wurde statt der bei Stahlgußgehäusen üblichen Gehäusetoleranz H7 das Toleranzfeld J7 gewählt.

Lagerluft

Durch die feste *Passung* weiten sich die Lagerinnenringe auf; die *Radialluft* wird kleiner. Der Fahrtwind kühlt die Außenringe stärker als die Innenringe. Das führt zu einer zusätzlichen Luftverminderung. Daher wurden die Lager mit der vergrößerten *Radialluft* C4 gewählt.

Schmierung, Abdichtung

Die Schmierung erfolgt mit einem Lithiumseifenfett. Radseitig ist die Lagerung durch eine zweistegige Labyrinthdichtung abgedichtet. Auf der Seite der Anbaugeräte schützt eine V-Ring-Dichtung vor Verunreinigungen.



45: Radsatzlager der Drehstromlokomotive Baureihe 120

46 Radsatzlager des ICE-Triebkopfes

Der Drehgestellrahmen stützt sich über je zwei Schraubenfedern auf den Radsatzlagergehäusen ab. Der Radsatz mit den Gehäusen ist über einen Lenker mit dem Drehgestell verbunden. Ein Einstellmechanismus ermöglicht den vorspannungsfreien Einbau der Radsätze in die Drehgestelle. Die Lagereinheiten sind über Deckel axial festgesetzt.

Technische Daten

Achslast 19 900 kg
Gewicht der ungefederten Massen 2 090 kg
Raddurchmesser 1 040 mm
Maximale Geschwindigkeit 250...280 km/h

Lagerwahl

In die Radsatzlagergehäuse der Serienfahrzeuge mit der Bezeichnung ET 401 sind FAG Kegelrollenlagereinheiten TAROL 150/250 eingebaut. Kernstück dieser Einheiten ist ein zweireihiges Kegelrollenlager mit den Abmessungen 150 x 250 x 160 mm.

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und haben daher Festsitz: Wellenschenkel p6

Gehäuse H7 (bei Werkstoff GGG)
J7 (bei Aluminiumlegierung)

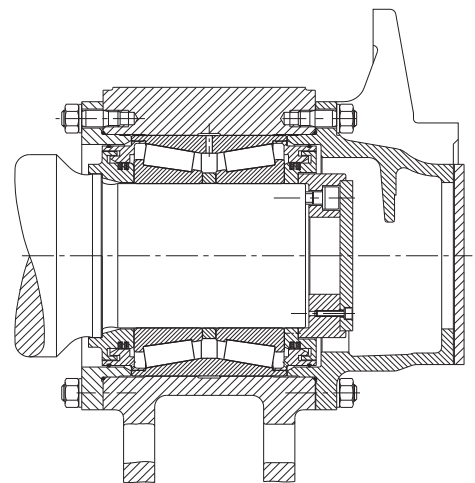
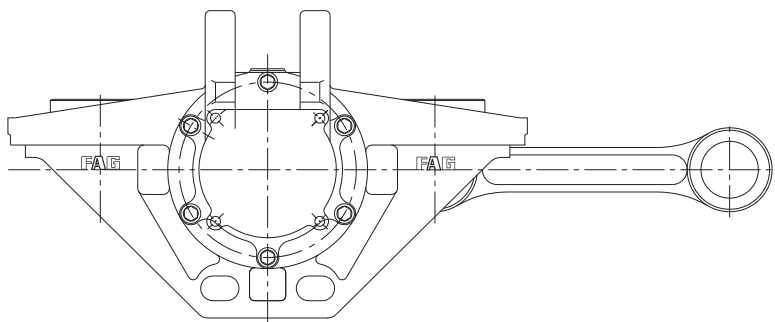
Lagerluft

Für ein optimales Laufverhalten der Drehgestelle bei den hohen Geschwindigkeiten ist eine geringe *Axialluft* erforderlich. Sie beträgt nach dem Einbau 0,2...0,5 mm.

Schmierung, Abdichtung

Das TAROL 150 wird als fertig abgedichtete Einheit geliefert. Das *Dichtungssystem* besteht aus zwei hintereinandergeschalteten, außenspannenden Lamellenringen mit einem vorgeschalteten, eingestegigen Labyrinth. Das Labyrinth ist als *Dichtungskappe* ausgebildet und in den Außenring eingepreßt.

Die *Dichtungskappen* enthalten jeweils vier Entlastungsbohrungen, durch die überschüssiges *Fett* austreten kann. Dies ist besonders wichtig für die Zeit unmittelbar nach einer Nachschmierung. O-Ringe dichten die Lagereinheit gegen das Eindringen von Wasser in die Außenringsitzflächen ab.



47 Radsatzlager der Kanaltunnel-Frachtlokomotive Class 92

Die Class 92 wird für den Frachtverkehr im Eurotunnel zwischen Großbritannien und dem Festland eingesetzt. Es handelt es sich um eine zweisystemige Lokomotive, d. h. sie kann sowohl mit Gleichstrom (750 V DC) als auch mit Wechselstrom (25 kV AC) betrieben werden. Die sechssachsige Lokomotive (CoCo) kann Lasten bis zu 1 600 t ziehen.

Die Vertikalkräfte wirken vom Drehgestellrahmen über zwei seitliche Schraubenfedern auf das Radsatzlagergehäuse. Alle auftretenden Längs- und Querkkräfte wirken über die Führungzapfen und -büchsen, die mit dem Drehgestellrahmen bzw. mit dem Gehäuse verbunden sind.

Jeweils die mittlere Achse der dreiachsigen Drehgestelle ist als sog. Verschieberadsatz ausgeführt, um eine problemlose Fahrt bei engen Kurvenradien zu gewährleisten. Die beiden Endradsätze sind wie üblich als Festachsen ausgeführt.

Technische Daten

Fahrzeuggewicht 126 000 kg; zwei Drehgestelle mit je drei Achsen; Raddurchmesser 1 120 mm; Höchstgeschwindigkeit $v_{\max} = 140$ km/h;
Leistung P: 5 000 kW bei 25 kV AC
4 000 kW bei 750 V DC

Lagerwahl

In den Endachsen der Fahrzeuge sind Kegelrollenlagereinheiten TAROL 150/250 mit *Blechkäfigen* (JP) eingebaut. Die Lager sind werkseitig spieles eingestellt, gefettet und abgedichtet. Auf der Laufradseite erfolgt die *Abdichtung* über Fey-Lamellendichtringe. Grober

Schmutz wird durch eine vorgeschaltete Spaltdichtung ferngehalten.

Die Achse des Verschieberadsatzes ist in zwei Zylinderrollenlagern mit den Abmessungen 150 x 250 x 80 mm gelagert. Der verlängerte Innenring ermöglicht innerhalb des Lagers eine axiale Verschiebung von maximal ± 20 mm.

Die radseitige *Abdichtung* wird durch langstegige Labyrinth erreicht.

Bearbeitungstoleranzen

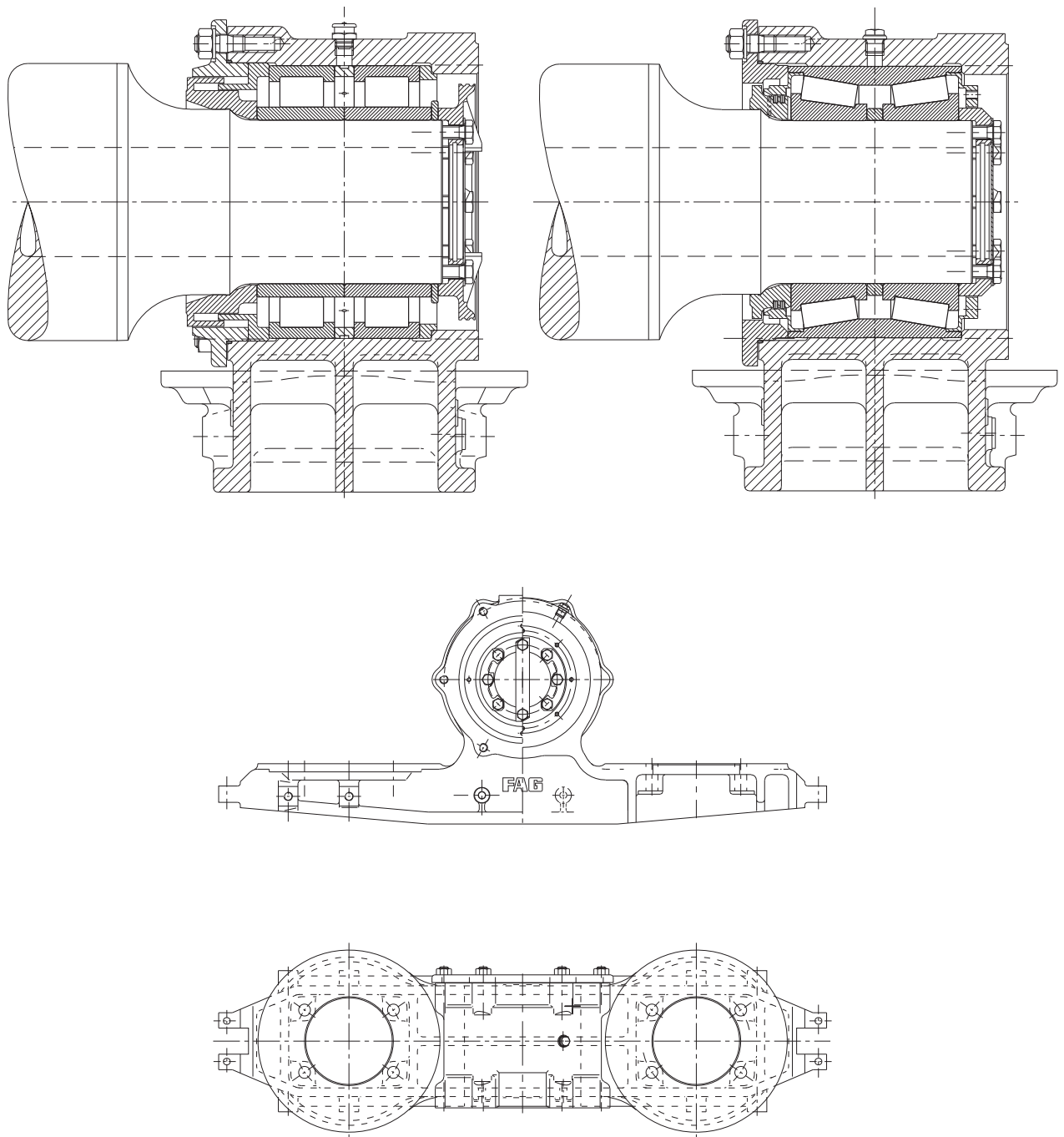
Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und sind auf dem Wellenschenkel mit p6 fest gepaßt. Die Gehäusebohrungen (*Punktlast*) sind nach H7 bearbeitet.

Lagerluft

Um auftretende Wärmedehnungen auszugleichen, haben die TAROL-Einheiten der Festachsen eine *Axialluft* von 0,665...0,740 mm und die Zylinderrollenlagereinheiten eine *Radialluft* nach C4 vor dem Einbau.

Schmierung

Beide Lagerausführungen werden mit einem Lithiumseifenfett geschmiert. Während der Schmierstoffwechsel am TAROL-Lager nur bei jeder Hauptrevision durchgeführt wird, sind die „Verschiebelager“ auch zwischendurch nachzuschmieren. Wegen der ständigen Links-Rechts-Verschiebung der Achse wird der Schmierstoff aus dem Lagerfunktionsbereich verdrängt und muß deshalb regelmäßig ersetzt werden.



47: Radsatzlager der Eurotunnel-Frachtlokomotive Class 92

48 Radsatzlager einer U-Bahn

Ein Wagen hat zwei Drehgestelle. Jedes Radsatzlager wird durch Metallgummiblöcke abgefedert und geführt. Die Federn sind zwischen Radsatzlager und Rahmenausschnitt angeordnet; sie sind zur Vertikalen geneigt und haben winkelförmigen Querschnitt.

Technische Daten

Gewicht eines Wagens einschließlich maximaler Zuladung 34 000 kg.

Anzahl der Radsätze je Drehgestell 2.

Radsatzgewicht $G_R = 1\,400\text{ kg}$.

Zuschlagfaktor $f_z = 1,3$.

Dynamisch äquivalente Belastung $P = 22,6\text{ kN}$.

Raddurchmesser $D_R = 900\text{ mm}$.

Höchstgeschwindigkeit $v_{\max} = 80\text{ km/h}$.

Lagerwahl

Je Radsatzlager sind zwei Zylinderrollenlager eingebaut: FAG NJ2318E.TVP2.C3.F2.H25 und FAG NJP2318ED.TVP2.C3.F2 (*dynamische Tragzahl* $C = 430\text{ kN}$).

Bearbeitungstoleranzen

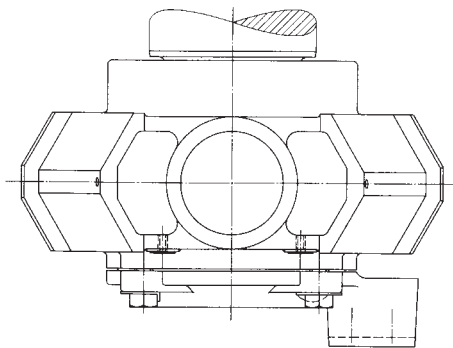
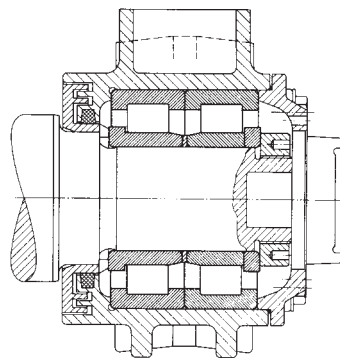
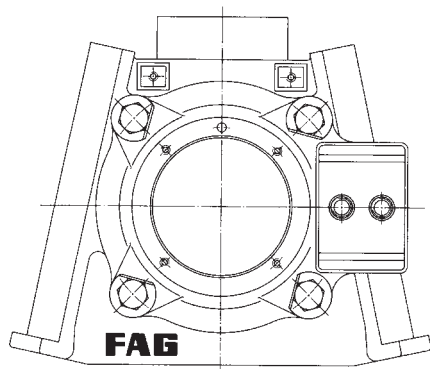
Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und sind daher fest gepaßt: Wellenschenkel m6; Gehäuse H7.

Lagerluft

Durch die feste *Passung* weiten sich die Lagerinnenringe auf – die *Radialluft* wird kleiner. Der Fahrtwind kühlt die Außenringe stärker als die Innenringe. Dies führt zu einer zusätzlichen Lagerluftverminderung. Daher wurden Lager mit der *Radialluft* C3 gewählt.

Schmierung, Abdichtung

Schmierung mit Lithiumseifenfett. Die *Abdichtung* besteht aus einer Kombination Filzring und Labyrinth. Da die Radsatzlager starker Verschmutzung ausgesetzt sind, hat das Labyrinth zwei axiale Stege.



49 Radsatzlager einer Stadtbahn

Der Drehgestellrahmen stützt sich mit geschichteten Gummifedern (Winkelblockfedern) auf den Radsatzlagergehäusen ab.

Technische Daten

Dynamisch äquivalente Belastung $P_m = 37 \text{ kN}$ (aus einem Lastkollektiv ermittelt).
Mittlerer Raddurchmesser 640 mm.
Maximale Fahrgeschwindigkeit $v_{\max} = 80 \text{ km/h}$.

Lagerwahl

Kernstück der hier verwendeten Lagereinheit FAG TAROL 90 ist ein zweireihiges Kegelrollenlager mit den Hauptabmessungen ($d \times D \times B$ über JR/AR) 90 x 154 x 106/115 mm.

Lagerluft

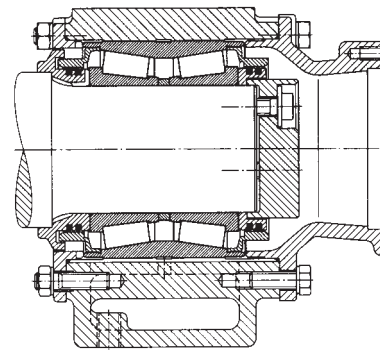
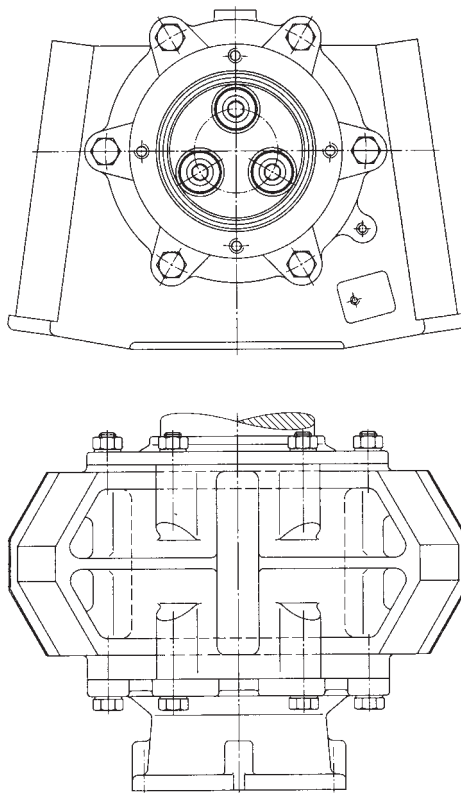
Im nicht eingebauten Zustand hat die Lagereinheit TAROL 90 eine *Axialluft* von 530...630 μm .

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und werden deshalb fest gepaßt: Wellenschenkel n6.

Schmierung, Abdichtung

Die Schmierung erfolgt mit einem Lithiumseifenfett. Das TAROL 90 ist beidseitig mit Lamellenringen abgedichtet. Zusätzlich hat der Stützring radseitig einen Kragen, der zusammen mit dem radseitigen Deckel eine *Spaltdichtung* bildet.



50 Radsatzlager nach AAR-Standard*) und abgewandelte Formen

Die FAG Kegelrollenlagereinheit TAROL nach AAR-Standard ist ein kompakt gebautes System mit einem zweireihigen Kegelrollenlager als Kernstück. *Dichtungen* auf beiden Seiten des Lagers, Zubehörteile und die *Fettfüllung* machen die TAROL-Einheit zu einer einbaufertigen Baugruppe; hierbei erübrigt sich auch die Einstellung der Lagerluft. Standardmäßig wird heute die sog. NFL-Ausführung (No field lubrication) eingesetzt. Diese TAROL-Einheiten werden während des Betriebs nicht mehr nachgeschmiert. Eine Lager-Neufettung erfolgt nur bei der Lagerinspektion.

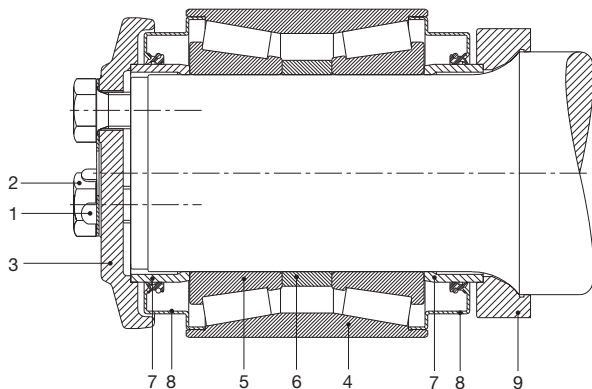
TAROL-Einheiten müssen nicht in ein Gehäuse eingebaut werden. Als Verbindung zwischen TAROL-Einheit und Drehgestellrahmen dient ein Adapter (Zwischenstück), der die Kräfte überträgt und den Außenring des Lagers auf dem belasteten Teil des Umfangs unterstützt.

FAG liefert NARROW und WIDE Adapter nach AAR-Norm sowie Spezial-Adapter, die dem jeweiligen Einbaufall angepaßt sind.

Für die einzelnen Größen der TAROL-Einheiten hat die AAR zulässige Achslasten festgelegt.

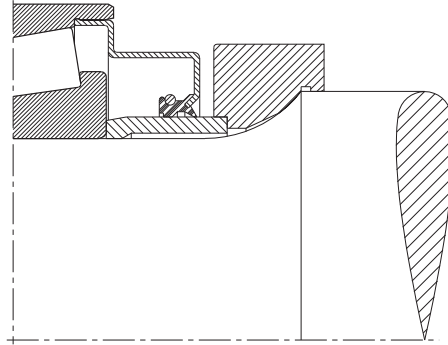
Einzelteile der FAG Kegelrollenlagereinheit TAROL

- 1 Sicherungsblech
- 2 Sechskantschraube
- 3 Endkappe
- 4 Lageraußenring
- 5 Lagerinnenring mit Rollenkranz
- 6 Abstandsring
- 7 Dichtungslaufring
- 8 Dichtung
- 9 Stützring

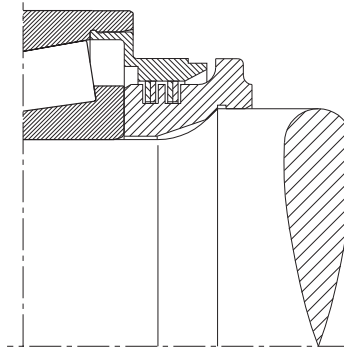


50: TAROL-Einheiten mit einem zweireihigen Kegelrollenlager

FAG baut zwei Arten von *Dichtungen* ein: die berührende Radial-Wellendichtung (Bild a) entspricht der im Bereich der AAR verwendeten Ausführung. Die nichtberührende Lamellendichtung (Bild b) wurde von FAG entwickelt und von der AAR geprüft.

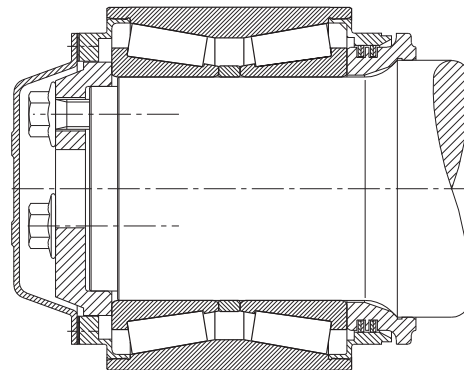


a: Berührende Radial-Wellendichtung



b: Nichtberührende Lamellendichtung

FAG liefert auch TAROL-Einheiten in metrischen Abmessungen. Diese TAROL-Einheiten (Bild c) haben gegenüber der AAR-Ausführung schmalere Kegelrollenlager und kürzere *Dichtungs-* und Befestigungsteile. Entsprechend kürzer sind die zugehörigen Wellenschenkel, wodurch bei gleichem Wellendurchmesser die Biegebeanspruchungen kleiner sind als bei der AAR-Lagerung. Es können somit höhere Radlasten zugelassen werden.



c: TAROL-Einheiten mit metrischen Abmessungen und kurzem Wellenschenkel (SK-Ausführung)

*) Association of American Railroads

51 Radsatzlager von Kalksandstein-Härtewagen

Betriebsverhältnisse

Die Radsatzlager der Härtewagen sind in den Härtekesseln der Kalksandsteinindustrie viele Stunden dem Heißdampf von annähernd 200 °C und einem Druck von 16...22 bar ausgesetzt. Der Lagerraum muß wegen der Korrosionsgefahr gegen das Eindringen des stark alkalischen Kondensats abgedichtet werden.

Lagerung

Einen besonderen Aufwand bei der Gestaltung der Lagerung erfordert die *Abdichtung*. Sie wird jedoch mit dem pulverförmigen *synthetischen* FAG Dicht- und Festschmierstoff *Arcanol* DF gelöst. Dieser Schmierstoff eignet sich für Temperaturen von -200...+300 °C und ist auch bei hohen Temperaturen beständig gegen nahezu alle Chemikalien; er altert nicht und nimmt kein Wasser auf. Das in den Lagerraum eingefüllte Pulver dringt in alle Spalten der Lagerung ein und bildet dort einen Schmierfilm: zwischen Kugeln und Laufbahnen, zwischen Kugeln und *Käfig* sowie zwischen den Lageraußenringen und der Gehäusebohrung. Durch den Schmierfilm in der Gehäusebohrung läßt sich das Lager auch nach längerer Betriebszeit leicht im Gehäuse verschieben. Dadurch werden axiale Verspannungen, die evtl. zur Überlastung der Lager führen, vermieden.

Neben der Schmierung dient *Arcanol* DF auch als *Dichtungsmittel*. Es dringt in die Dichtfugen am Wellendurchgang ein und schützt das Lagerinnere vor dem Eindringen des alkalischen Kondensats.

Die Lagerung ist bei einem Wagen mit zwei Radsätzen für eine Gesamtgewichtskraft $F_r = 43$ kN ausgelegt. Die Lagerbelastung für das einzelne Lager ist mit $F_r/4$ relativ gering, so daß preisgünstige Rillenkugellager FAG 6208.R200.250.S1 verwendet werden.

Im Hinblick auf die hohe Betriebstemperatur haben die Lager eine besonders große *Radialluft* (200...250 bzw. 250...350 µm) und sind nach S1 (200 °C) wärmebehandelt und maßstabil.

Die Förderwagenlager werden mittels Schlagkappe bis zur Wellenschulter auf die Welle montiert und mit der Wellenschlußscheibe und Schraube gesichert; sie sitzen lose in der Gehäusebohrung der FAG-Reihengehäuse SUB6208. Die Gehäuse werden am Rahmen des Förderwagens mit zwei Sockelschrauben befestigt. Eventuelle Höhenunterschiede durch Verwindungen des Wagenrahmens werden durch eingelegte Blechstreifen zwischen U-Träger und Rahmen ausgeglichen.

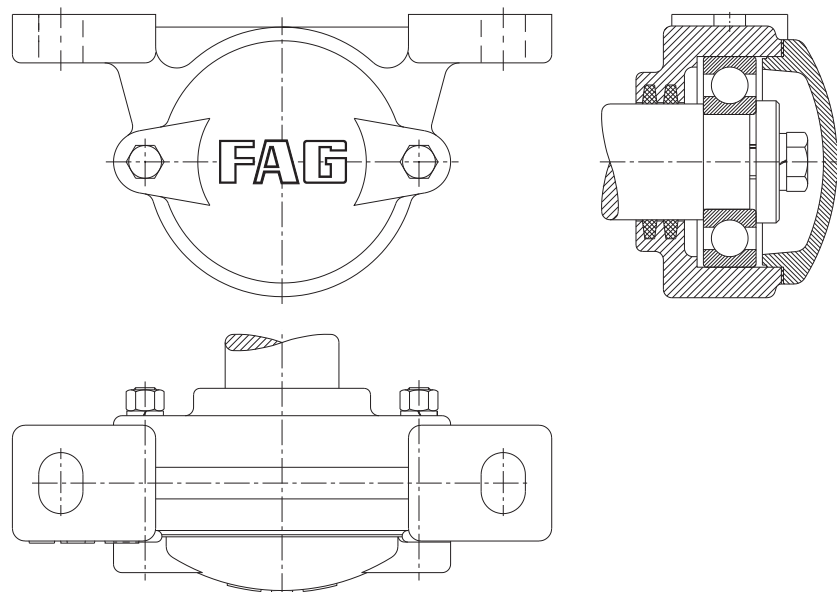
Bearbeitungstoleranzen

Welle: Lagersitze j6.

Gehäuse: der Lagersitzdurchmesser ist 0,5...0,8 mm größer als der Lageraußendurchmesser.

Abdichtung

Hochtemperaturfeste Aramid-Stopfbuchsenpackungen dichten den Lagerraum am Wellendurchgang ab. Der Deckelflansch ist ebenfalls hochtemperaturbeständig *abgedichtet*.



51: Radsatzlager von Kalksandstein-Härtewagen

52 Kardanhohlwellenantrieb für Drehstrom-Lokomotive der Baureihe 120

Bei der Drehstrom-Lokomotive der Baureihe 120 werden alle vier Radsätze angetrieben. Der quer zur Fahrtrichtung angeordnete Fahrmotor ist an drei Punkten mit dem Drehgestell verbunden. Das Drehmoment des Fahrmotors wirkt über Ritzel und Großrad auf eine Kardanhohlwelle, die durch Gelenkhebelkupplungen mit dem Großrad und dem Treibrad verbunden ist. Das Treibrad überträgt die Zugkraft auf die Schiene.

Technische Daten

Höchstgeschwindigkeit 200 km/h; Zahl der Antriebsmotoren 4; Nennleistung je Motor 1 400 kW; Motordrehzahl max. 4 300 min⁻¹.

Lagerwahl

Das Großrad stützt sich auf der Kardanwelle in zwei Kegelrollenlagern FAG 534052 (Abmessungen 381,05 x 479,475 x 49,213 mm) ab, die in *O-Anordnung* eingebaut sind. Diese Lagerung ergibt auch bei kleinem La-

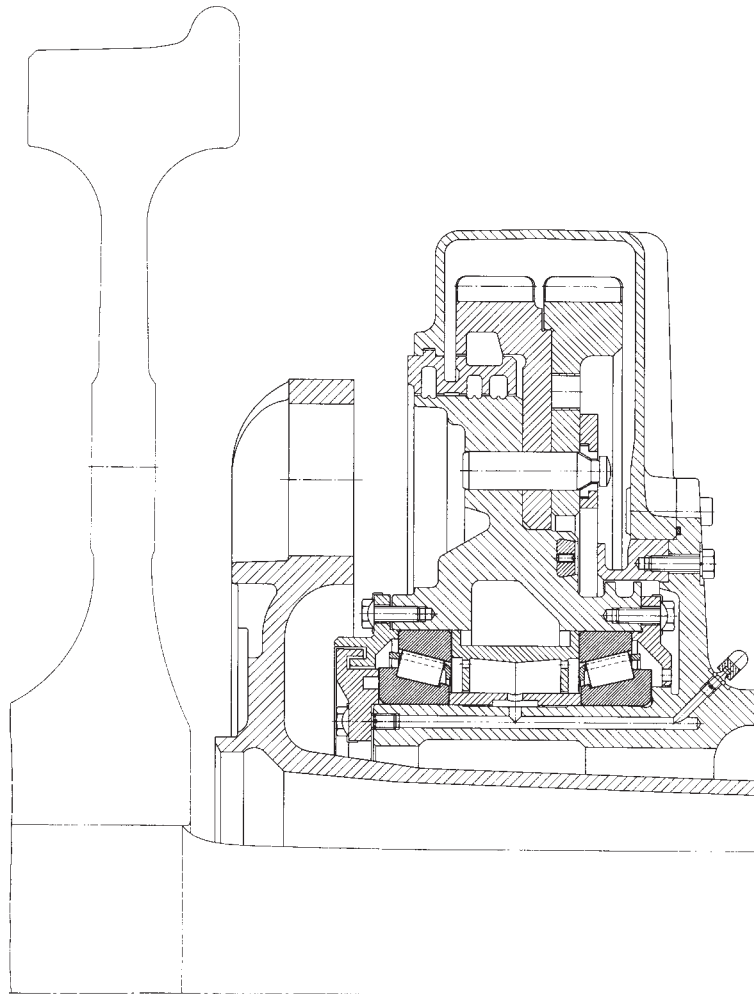
gerabstand eine relativ große *Stützbasis* und damit eine hohe Kippsteifigkeit.

Das Hohlwellengehäuse steht still; auf ihm sind die Innenringe, die *Punktlast* erhalten, lose gepaßt. Die Außenringe haben *Umfangslast* und sitzen deshalb mit fester *Passung* im umlaufenden Großradkörper.

Die *Axialluft* des Lagerpaars ist auf die Bearbeitungstoleranzen der Lagersitzstellen und auf die Betriebsverhältnisse abgestimmt. Innere und äußere Abstands-büchsen machen eine *Anstellung* der Lagerung beim Einbau überflüssig.

Schmierung

Die Lager und der Raum zwischen den Stegen der äußeren Abstands-büchse werden beim Einbau mit einem Lithiumseifenfett der *NLGI-Klasse 2* vollgefüllt. Nachgeschmiert wird nach je 150 000 km, wobei das *Fett* durch Bohrungen in den Stegen der Büchse zu den Lagern gelangt.



52: Großradlagerungen eines Kardanhohlwellenantriebs

53 Tatzrollenlager für elektrische Güterzugloks

Das Drehmoment des Fahrmotors wird über Ritzel und Großrad auf die Radsatzwelle übertragen. Beim Tatzantrieb stützt sich der quer zur Fahrtrichtung angeordnete Fahrmotor direkt auf der Radsatzwelle in zwei Lagerstellen, den sogenannten Tatzten, ab. Ein weiterer Abstützpunkt am Drehgestellrahmen nimmt das Reaktions-Drehmoment auf.

Technische Daten

Sechs angetriebene Radsätze; Leistung je Fahrmotor 500 kW; Höchstgeschwindigkeit 100 km/h.

Lagerwahl, Dimensionierung

Um eine lange *Gebrauchsdauer* der Tatzlagerung (*nominelle Lebensdauer* über 2 Millionen Kilometer) zu erreichen, wählt man Rollenlager mit hoher Tragfähigkeit. Bei der Dimensionierung werden ein mittleres Antriebsdrehmoment und eine mittlere Drehzahl zugrunde gelegt. Die *dynamische Kennzahl* f_L soll mindestens 3,5 betragen, liegt aber meistens deutlich höher.

Eingebaut sind zwei FAG Kegelrollenlager mit den Abmessungen 230,188 x 317,5 x 47,625 mm und 231,775 x 336,55 x 65,088 mm. Sie sind wegen des vorgegebenen großen Wellendurchmessers reichlich dimensioniert. Hohe Belastungen durch Schwingun-

gen und Stöße werden von Spezial-Kegelrollenlagern mit verstärktem *Blechkäfig* (reduzierte Rollenzahl) aufgenommen.

Die beiden Kegelrollenlager werden in *O-Anordnung* mit geringem *Axialspiel* (0,2...0,3 mm) eingebaut. Bei maximaler Belastung der Welle sind die Innen- und Außenringe bis zu 3° gegeneinander verkippt. Um Kantenspannungen zu vermeiden, werden die Profile der Kegelrollen oder der Laufbahnen modifiziert (leicht ballig) ausgeführt.

Bearbeitungstoleranzen

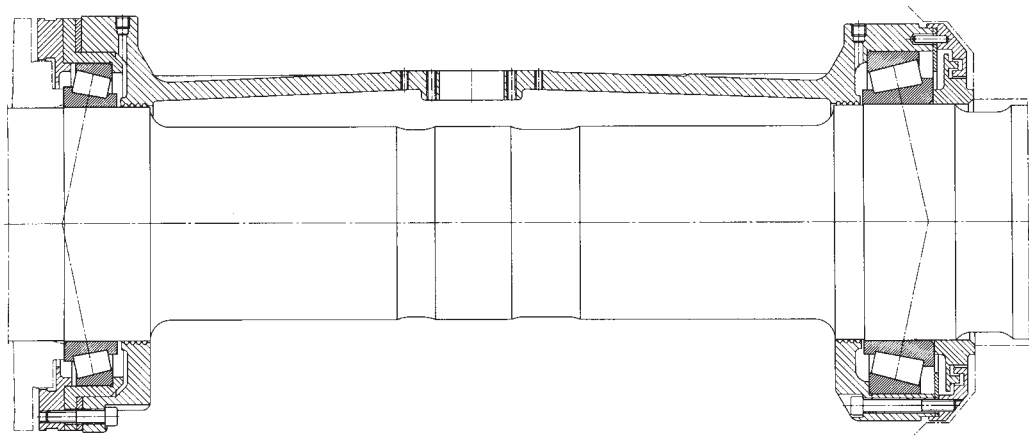
Die Innenringe haben *Umfangslast* und erhalten Preßsitz auf der Welle; Festsitz (evtl. Treibsitz) für den Außenring bzw. die Hakenbuchse im Gehäuse.

Schmierung, Abdichtung

Die Tatzrollenlager werden mit einem Lithiumseifenfett der *Penetrationsklasse* 3 mit Rostschutzzusätzen geschmiert. Stauscheiben halten das *Fett* am Lager (Fettdepot).

Das *Nachschmierintervall* beträgt je nach Betriebsart 200 000 bis 300 000 km.

Labyrinth-Spalt $dichtungen$ schützen die Lager vor Verunreinigungen.



54 Stirnradgetriebe für U-Bahn

Der Antrieb moderner Nahverkehrsfahrzeuge soll hohen Fahrkomfort und geringe Lärmbelästigung verbunden mit hoher Wirtschaftlichkeit bieten. Diese Forderungen erfüllt ein neuartiges, kompakt gebautes Antriebspaket, das voll im Drehgestell abgefedert ist.

Technische Daten

Zweistufiges Parallelwellengetriebe, schräg/doppelschräg verzahnt; Antriebsdrehzahl (Eingangswelle) $n_{\max} = 5\,860\text{ min}^{-1}$; Übersetzung $i = 11,025$.

Der Antriebsmotor ist direkt an das Getriebe angeflanscht. Eine Kardangelenkkupplung überträgt das Drehmoment vom Getriebe direkt auf den Radsatz. Als Material für das achsmittig geteilte Getriebegehäuse wurde hochfester Aluminiumguß gewählt; damit spart man gegenüber Sphäroguß 25 % an Gewicht.

Lagerwahl

Eingangswelle

Der Rotor des Antriebsmotors ist fest mit der Eingangswelle des Getriebes verbunden. Eine biegeelastische Kupplung vermeidet Zwangskräfte im Wellenstrang, der durch eine *Fest-Loslagerung* dreifach abgestützt wird. Das *Loslager* im Motor ist ein Zylinderrollenlager FAG NU212E (nicht gezeichnet). Auf der Motorseite der Eingangswelle wird als zweites *Loslager* ein Zylinderrollenlager FAG NJ215E verwendet.

Festlager der Eingangswelle ist ein Schrägkugellagerpaar FAG 7215B.UA70 in *X-Anordnung*. Die beiden Schrägkugellager sitzen in einer Hakenbüchse aus Stahl. Unterschiedliche Wärmedehnungen zwischen Stahl und Leichtmetall können sich dadurch nicht direkt auf die Lagerung auswirken.

Die Lager lassen hohe Drehzahlen bei gleichzeitig enger axialer Führung zu. Dies bedeutet feste *Passungen*

der Lagerringe auf der Welle und in der Bohrung der Hakenbüchse. Die Forderung, neben der strammen Passung noch eine ausreichende axiale *Betriebsluft* sicherzustellen, wird mit Schrägkugellagern in *Universalausführung* erreicht. Die *Axialluft* des nicht eingebauten Lagerpaars beträgt 70 µm.

Zwischenwelle

Als *Festlager* der Zwischenwelle ist ein Pendelrollenlager FAG 22218E eingebaut, dessen Außenring in einer Hakenbüchse aus Stahl sitzt. Das Pendelrollenlager nimmt hauptsächlich Axialkräfte aus der Verzahnung auf. Als *Loslager* sitzt ein Zylinderrollenlager FAG NJ2216E.C3 mit dem Außenring direkt im Leichtmetallgehäuse. Die sehr feste Passung im Gehäuse erfordert ein Lager mit vergrößerter *Radialluft* (C3).

Abtriebswelle

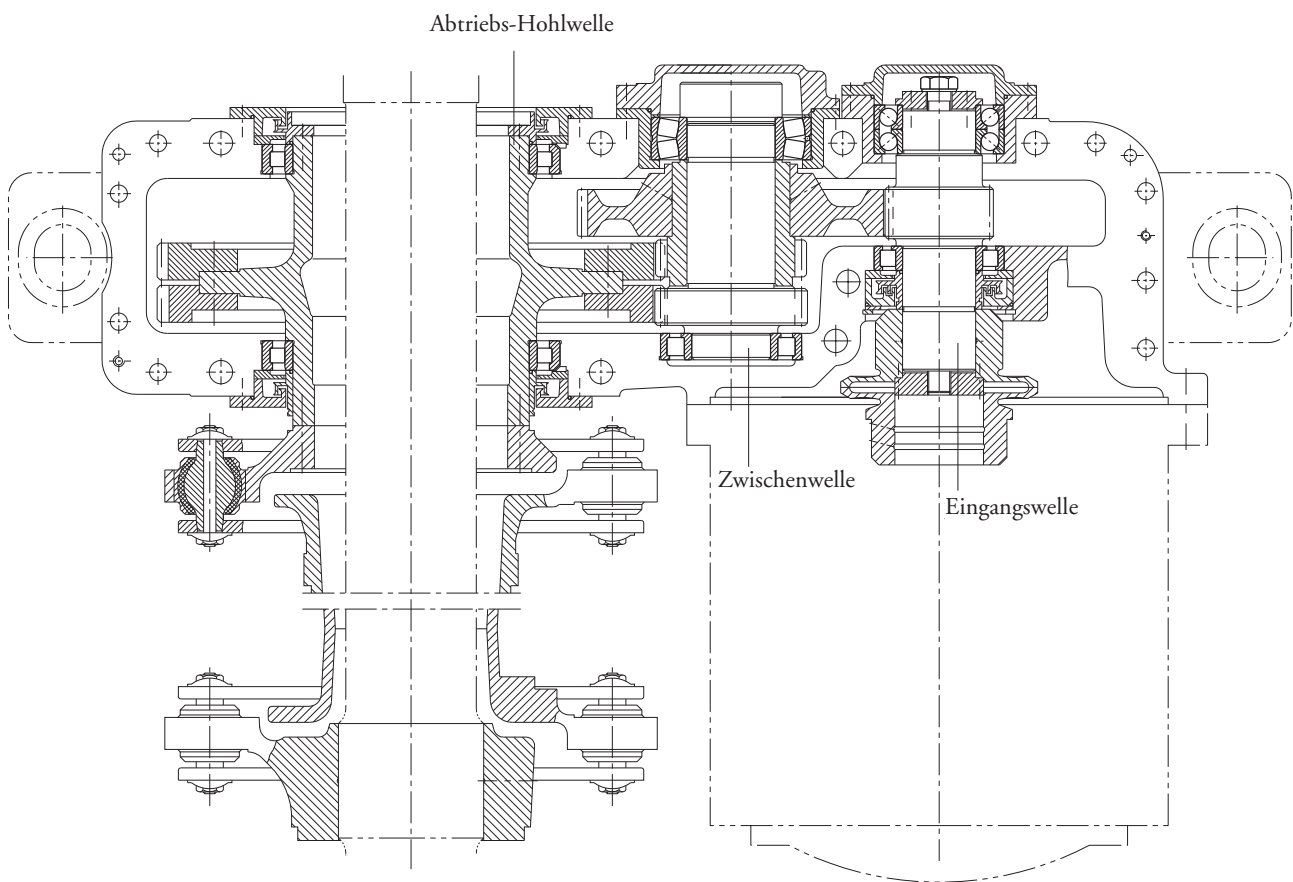
Die Abtriebswelle, deren großes Stirnrad eine Doppelschrägverzahnung hat, wird von dem Pendelrollenlager der Zwischenwelle axial geführt. Für die Abtriebswelle genügt deshalb die *schwimmende Lagerung* mit zwei Zylinderrollenlagern FAG NUZ1848. Die Ausführung NUZ mit einer verbreiterten Innenringlaufbahn erlaubt eine größere axiale Verschiebung der Hohlwelle.

Bearbeitungstoleranzen

Schrägkugellagerpaar	Welle k5; Gehäuse K6
Pendelrollenlager	Welle m5; Gehäuse K6
Zylinderrollenlager/ Zwischenwelle	Welle m5; Gehäuse N6
Zylinderrollenlager/ Abtriebswelle	Welle n5; Gehäuse N6...P6

Schmierung

Alle Lager des Getriebes werden vom Ölkreislauf der Verzahnungen mitgeschmiert.



55 Kegelradgetriebe für U- und Stadtbahnen

Beim sogenannten Zweiachs-Längsantrieb von U- und Stadtbahnen ist der Fahrmotor (meist ein Gleichstrommotor) längs im Drehgestell angeordnet. Auf beiden Stirnseiten des Motors ist ein Kegelradgetriebe angeflanscht. Die mit dem Drehgestellrahmen fest verbundene Antriebseinheit stützt sich federnd auf den Radsätzen ab. Die Antriebsleistung wird von der Ritzelwelle auf die Tellerradhohlwelle übertragen und von dort über Gummikupplungen auf die Treibradwelle. Diese Ausführung des Antriebs ergibt ein gutes Laufverhalten und geringe Beanspruchung von Fahrmotor, Getriebe und Schienenoberbau.

Dimensionierung, Lagerwahl

Aus dem Zugkraft-Geschwindigkeits (Z-V)-Diagramm und den Zeitanteilen für verschiedene Fahrzustände bestimmt man mittlere Drehmomente und mittlere Drehzahlen (Stundendrehmoment, Stundendrehzahl). Die Zahnkräfte der Hypoid-Kegelradstufe ergeben sich mit Hilfe der Verzahnungsdaten und werden im Verhältnis der Hebelarme auf die Lagerstellen verteilt.

Für die Lagerdimensionierung geht man von einer *Lebensdauer* von 20 000...30 000 Stunden aus. Bezogen auf die mittlere Fahrgeschwindigkeit entspricht dies 1,2...1,3 Millionen Laufkilometern.

Zur Überprüfung der statischen Sicherheit der Lager legt man das maximale Drehmoment (Rutschdrehmoment) zugrunde.

Ritzelwelle

Auf der Ritzelseite ist als *Loslager* ein einreihiges Zylinderrollenlager FAG NJ2224E.M1A.C3 (120 x 215 x 58 mm) eingebaut. Es nimmt die hohen Radialkräfte auf. Der *Massivkäfig* ist am Außenring geführt. Da die Lagerringe auf der Welle und im Gehäuse fest gepaßt sind, hat das Lager die vergrößerte *Radialluft C3*.

Als *Festlager* werden zwei Kegelrollenlager FAG 31316 (80 x 170 x 42,5 mm) verwendet. Sie sind paarweise in *O-Anordnung* eingebaut. Hierbei nimmt das motorseitige Lager neben den radialen Stützkräften auch die Axialkräfte aus der Verzahnung auf; das andere Kegelrollenlager übernimmt nur bei Drehrichtungsänderung die auftretenden Axialkräfte. Um schädliche Gleitbewegungen (Schlupf) und vorzeitigen *Verschleiß* zu vermeiden, ist eine Mindestbelastung der Lager erforderlich. Die Außenringe der Kegelrollenlager werden deshalb mit Federn vorgespannt.

Tellerradwelle

Auf beiden Seiten des Tellerrads ist je ein Kegelrollenlager mit den Abmessungen 210 x 300 x 54,5 mm ein-

gebaut. Beide Lager sind in *X-Anordnung* gegeneinander *angestellt*.

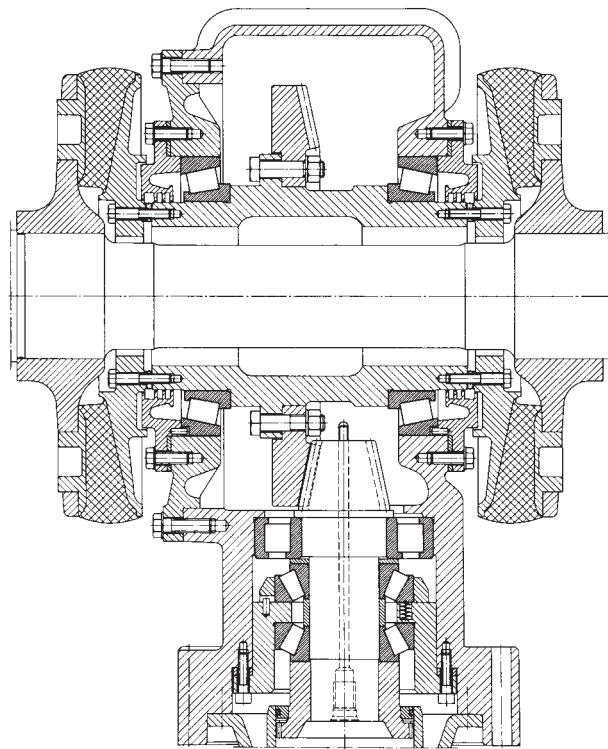
Bearbeitungstoleranzen

Zylinderrollenlager:	Welle m6, Gehäuse M6
Kegelrollenlager/ Motorseite:	Welle m6, Büchse M6
Kegelrollenlager mit Überraing:	Welle m6, Ring R6 (S7)
Kegelrollenlager der Tellerradwelle:	Welle n6 – p6 Gehäuse K6 – M6

Die *Axialluft* des Kegelrollenlagerpaars wird auf die Verzahnung und auf die Betriebsbedingungen abgestimmt.

Schmierung

Eine *Ölsumpfschmierung* versorgt die Getriebelager mit Schmierstoff. Das Schleuderöl wird über das Tellerrad aus dem Ölsumpf gefördert und durch Ölaufangschalen und Zulaufkanälen den Lagern zugeführt. Das Fahrprogramm der U- und Stadtbahnen erfordert hochlegierte *Öle*, die wärme- und korrosionsbeständig sind.

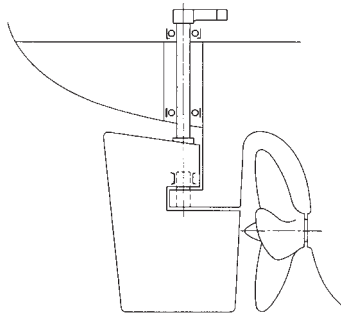


55: Kegelradgetriebe für U- und Stadtbahnen

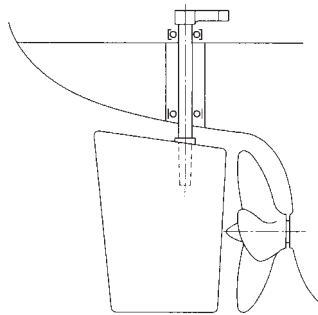
56–60 Schiffsruder

Schiffsruder führen in größeren Zeitabständen langsame kleine Schwenkbewegungen aus; maximaler Schwenkwinkel ca. 35° nach beiden Seiten. Die Ruderlager nehmen die vom Ruder und der Rudermaschine herrührenden Radial- und Axialkräfte auf. Die vom Propellerstrahl erzeugten Erschütterungen beanspruchen die Lager zusätzlich. Es gibt zahlreiche Ruderarten; die gebräuchlichsten zeigen die Bilder a bis c.

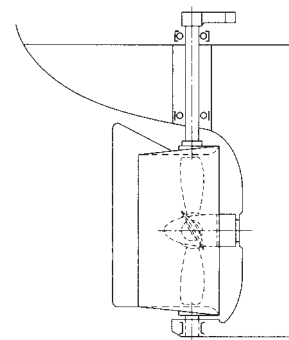
Nur für die im Schiffsinneren liegenden Lagerstellen der Ruder verwendet man Wälzlager. Wegen der Schwierigkeiten beim Einbau, bei der *Abdichtung* und bei der Schmierung kommen Wälzlager für die außerhalb des Schiffskörpers liegenden Lagerstellen nicht in Betracht. Hier verwendet man Gleitlager aus nichtrostendem Stahl, aus Bronze, Kunststoff u. ä. und schmiert mit Wasser oder einem Gemisch aus *Fett* und Wasser.



a) Halbschweberuder



b) Spatenruder



c) Düsenruder

56–57 Pendelrollenlager als Ruderlager

Technische Daten

Axiallast 115 kN (Gewichtskraft von Ruder und Schaft); Radiallast 350 kN (Kraft von Rudermaschine und Ruder).

Lagerwahl, Dimensionierung

Wegen der hohen Kräfte und wegen der unvermeidlichen Fluchtfehler werden Pendelrollenlager verwendet. Diese Lager haben eine hohe Tragfähigkeit und sind *winkeleinstellbar*. Der Durchmesser des Ruderschafts hängt von der Größe und der Geschwindigkeit des Schiffs sowie von Art und Größe des Ruders ab. Mit Vorgabe des Schaftdurchmessers liegt auch die Bohrung und somit die Größe des Wälzlagers fest. Eingebaut ist ein Pendelrollenlager FAG 23052K.MB.R40.90 bzw. FAG 23052K.MB.C2 (*Radialluft* 150...220 µm). Bei der Montage wird der Lagerinnenring soweit auf den kegeligen Wellenschaft gepreßt, bis das Lager leicht vorgespannt ist. Erschütterungen werden dann sicher aufgenommen. Das Hydraulikverfahren erleichtert die Demontage besonders bei Lagern mit C2-Lagerluft. Dazu muß der Schaft Ölzuführungsbohrungen und die kegelige Lagersitzfläche eine Ringnut haben.

Die Gehäuse der Ruderlager FAG RS3052KS.1..... oder FAG RS3052KW.1..... sind Schweißkonstruktionen aus Schiffsbaublech.

Wegen der nur geringen Schwenkbewegungen wird bei einem Ruderlager die statische Sicherheit überprüft. Für Pendelrollenlager strebt man eine *statische Kennzahl* von $f_s = 4...5$ an.

Bearbeitungstoleranzen

Wellenschaft Kegel 1:12; Gehäuse H7

Schmierung, Abdichtung

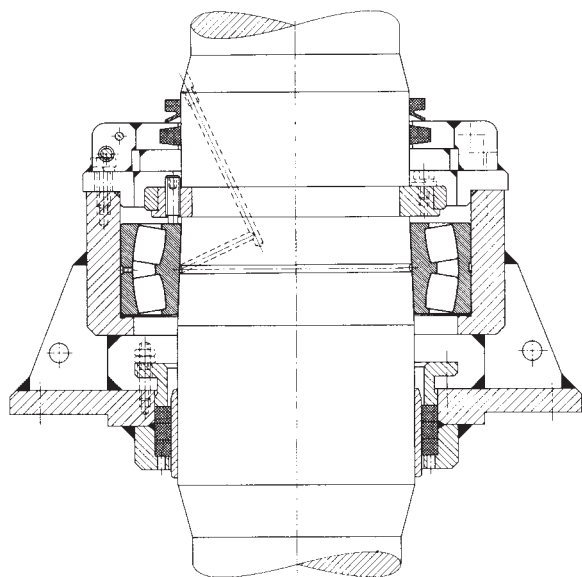
Bei der Montage werden die Hohlräume der Pendelrollenlager und der Gehäuse völlig mit Lithiumseifenfett der *Konsistenzkennzahl* 2 gefüllt, das *EP-Zusätze* enthält.

Ruderlager FAG RS3052KS.1.....

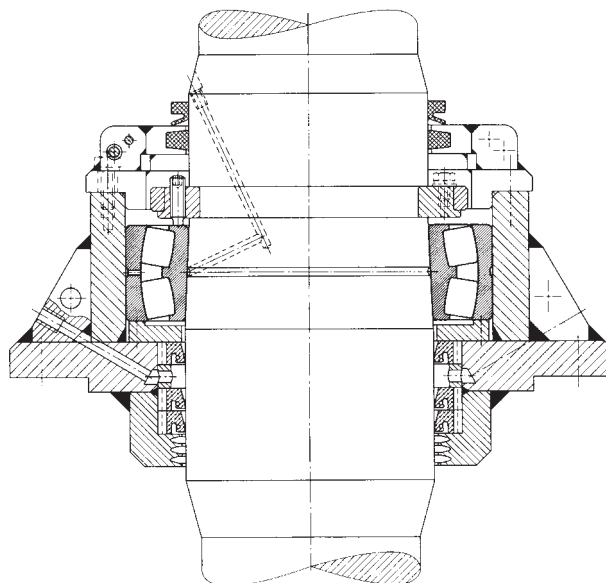
Das Lager hat *Fettschmierung* und sitzt in einem sog. Topf, den kräftige Rippen mit der Gehäusegrundplatte verbinden. In die Grundplatte ist eine Stopfbuchsen-*abdichtung* eingebaut. Die Stopfbuchsenpackung läuft auf einer Buchse aus seewasserbeständigem Stahl. Durch die Trennung von Gehäusetopf und Grundplatte läuft das evtl. eindringende Spritzwasser seitlich ab und gelangt nicht in das Wälzlager. Die Stopfbuchse ist während des Betriebs jederzeit kontrollierbar und kann im Bedarfsfall nachgezogen werden. Eine federnde Abdeckscheibe dichtet die Unterseite des Lagers ab. Als *Abdichtung* am oberen Schaftaustritt genügen ein Filzstreifen und ein V-Ring. Die Lagerung mit Stopfbuchsen-*abdichtung* ist wartungsfrei.

Ruderlager FAG RS3052KW.1.....

Lager und *Abdichtung* sind in einem gemeinsamen Gehäuse untergebracht und werden mit *Fett* geschmiert. Diese Lagerung kann auch unter der Wasserlinie liegen. Die *Abdichtung* besteht aus drei seewasserbeständigen Wellendichtringen mit einer dazwischenliegenden Fettkammer. Eine automatische Fettresse hält die Fettkammer ständig unter Druck.



56: Ruderlager FAG RS3052KS.1.....



57: Ruderlager FAG RS3052KW.1.....

58–59 Axial-Pendelrollenlager als Rudertraglager

Wenn das obere Lager hauptsächlich das Gewicht von Ruder und Schaft aufzunehmen hat, verwendet man Axial-Pendelrollenlager. Das ist der Fall bei allen querkraftfreien Rudermaschinen, wie z. B. bei Drehflügelanlagen und Vierzylindermaschinen, die keine Spatenruder (Vollschweberuder) betätigen.

Die Ausführungen N und W der Rudertraglager unterscheiden sich durch ihre *Abdichtung*.

Lagerwahl, Dimensionierung

Der Schaftdurchmesser wird nach Formeln der Klassifikationsgesellschaften bestimmt. Damit ist der Bohrungsdurchmesser des Wälzlagers festgelegt. Wegen der hohen axialen Tragfähigkeit wird ein Axial-Pendelrollenlager FAG 29284E.MB mit den Abmessungen 420 x 580 x 95 mm unmittelbar auf dem Schaft montiert. Die *statische Kennzahl* der Lagerung liegt bei $f_s \geq 10$.

Die geschweißten Gehäuse sind außerordentlich flach; sie stehen nur wenig über das Deck bzw. das Lagerfundament vor. Dies hat vor allem bei größeren Rudermaschinen Vorteile, da durch die kleine Ein- und Ausbauhöhe der Ruderschaftsstummel kurz gehalten werden kann.

Kräftige Federn unter dem Lageraußenring sorgen für ständigen Kraftfluß zwischen Rollen und Laufbahnen. Das Hilfsgleitlager nimmt zusätzlich zum Axial-Pendelrollenlager Radialkräfte auf, wenn z. B. bei einer 4-Zylinder-Rudermaschine einzelne Zylinder ausfallen.

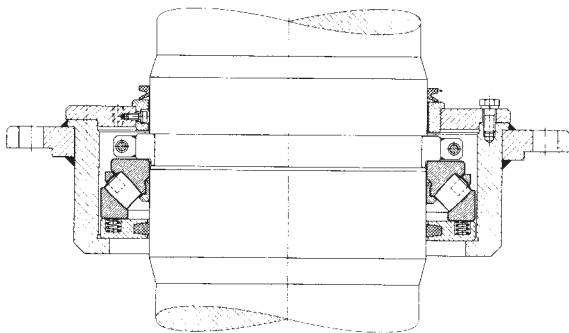
Bearbeitungstoleranzen

Wellenschaft h7; das Gehäuse ist frei gedreht, um die axiale Federvorspannung über den Außenring sicherzustellen.

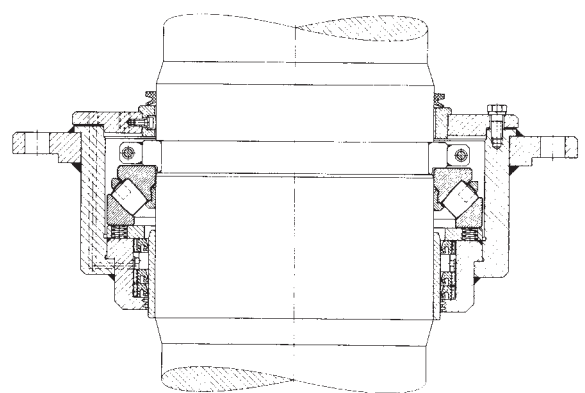
Schmierung, Abdichtung

Bei der Montage werden die Hohlräume der Axial-Pendelrollenlager und der Gehäuse ganz mit Lithiumseifenfett (*Konsistenzkennzahl 2 mit EP-Zusatz*) gefüllt. Wie bei den Ruderlagern mit Radial-Pendelrollenlagern gibt es bei Rudertraglagern ebenfalls zwei Ausführungen (N und W). Beide unterscheiden sich durch die *Abdichtung*:

Rudertraglager FAG RS9284N.1..... sind mit Filzstreifen, Rudertraglager FAG RS9284W.1..... sind mit seewasserbeständigen Wellendichtringen abgedichtet. Am Gehäusedeckel haben beide Ausführungen eine V-Ring-Dichtung.



58: Rudertraglager FAG RS9284N.1.....



59: Rudertraglager FAG RS9284W.1.....

60 Spatenruder (Schweberuder)

Konstruktion

Die Schwenkbewegungen der Spatenruder werden von einem oberen Ruderlager und einem unteren Kokerlager aufgenommen. Beide Lagerstellen sind, da sie im Inneren des Schiffes liegen, mit Wälzlagern ausgerüstet. Das obere Ruder- oder Traglager ist durch den Festtring zwischen Deckel und Lageraußenring als *Festlager* ausgebildet. Das untere Kokerlager ist ein *Loslager*. An beiden Lagerstellen verwendet man Pendelrollenlager und erhält damit eine statisch bestimmte Lagerung, unempfindlich gegen Fluchtfehler der Gehäusebohrungen, gegen Verwerfungen des Schiffskörpers und gegen Verformungen des Ruderschafts. Beide Pendelrollenlager sitzen auf Spannhülsen, die mittels Hydraulikverfahren montiert bzw. demontiert werden. Die zugehörigen Spannhülsen (Ausführung HG) haben Anschlußbohrungen und Nuten für das Drucköl.

Technische Daten

Oberes Ruderlager:
Axiallast 380 kN (Gewichtskraft von Ruder und Schaft); Radiallast 1 700 kN (Kraft von Ruder und Rudermaschine).

Unteres Kokerlager:
Radiallast 4 500 kN (Kraft von Ruder und Rudermaschine).

Lagerwahl, Dimensionierung, Abdichtung

Die Lagerwahl richtet sich nach dem vorgegebenen Schaftdurchmesser und den gegebenen Belastungen. Da die Lager nur Schwenkbewegungen ausführen, werden sie nach ihrer statischen Tragfähigkeit ausgewählt. Gefordert wird eine *statische Kennzahl* von $f_s \geq 4$.

Das untere Pendelrollenlager FAG 230/750K.MB.R60.210 (bzw. 230/750K.MB.C2) sitzt auf einer Spannhülse FAG H30/750HG. Da dieses Lager ständig unter der Wasserlinie liegt, muß der Schaftaustritt besonders sorgfältig *abgedichtet* werden.

Die Radial-Wellendichtringe laufen auf einer Buchse aus seewasserbeständigem Stahl; sie schließen eine Fettkammer ein, die eine automatische Fettpresse ständig unter Druck hält. Ein Teil des *Fettes* (Lithiumseifenfett der *Konsistenzkennzahl* 2 mit *EP-Zusatz*) dringt in das Gehäuse ein und erzeugt auch dort einen Überdruck.

Die *Abdichtung* oberhalb des Lagers (Wellendichtring und V-Ring) schützt das Lager gegen Wasser, das möglicherweise am Ruderschaft herunterläuft oder sich im Kokerrohr ansammelt.

Das obere Pendelrollenlager FAG 23188K.MB.R50.130 (bzw. 23188K.MB.C2) ist mit einer Spannhülse FAG H3188HG auf dem Schaft befestigt. Die Spannhülse ist axial festgelegt, nach unten durch den Schaftbund und nach oben durch einen geteilten Haltering, der in eine Ringnut im Schaft eingelegt und verschraubt ist. Als Traglager nimmt das obere Lager außer Radialkräfte auch Axialkräfte in Form des Gewichts von Ruder und Schaft auf. Zur *Abdichtung* am unteren und oberen Schaftdurchmesser ist je ein Wellendichtring vorgesehen. Zusätzlich ist am oberen Schaftdurchgang ein V-Ring angeordnet.

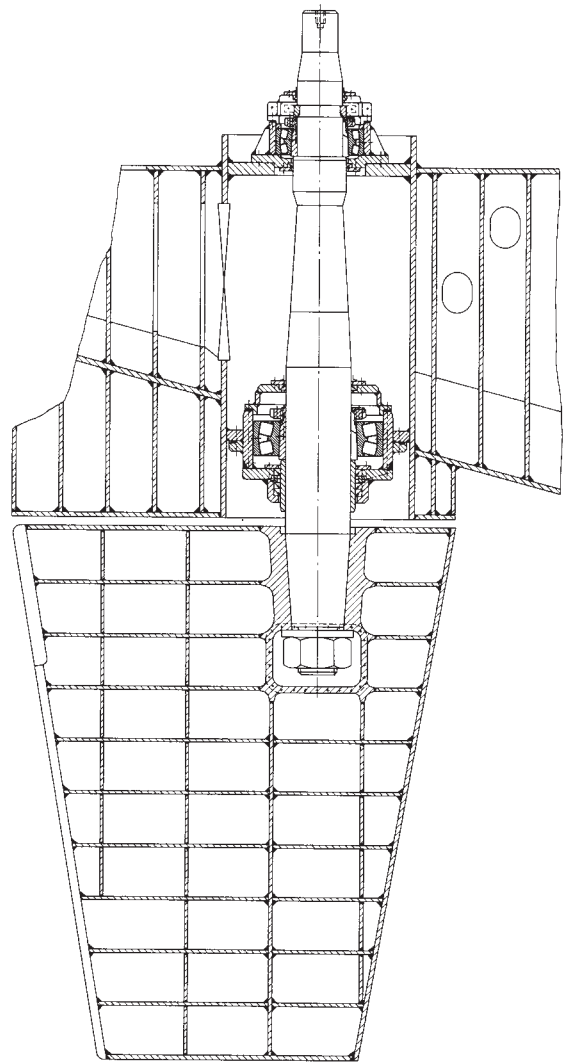
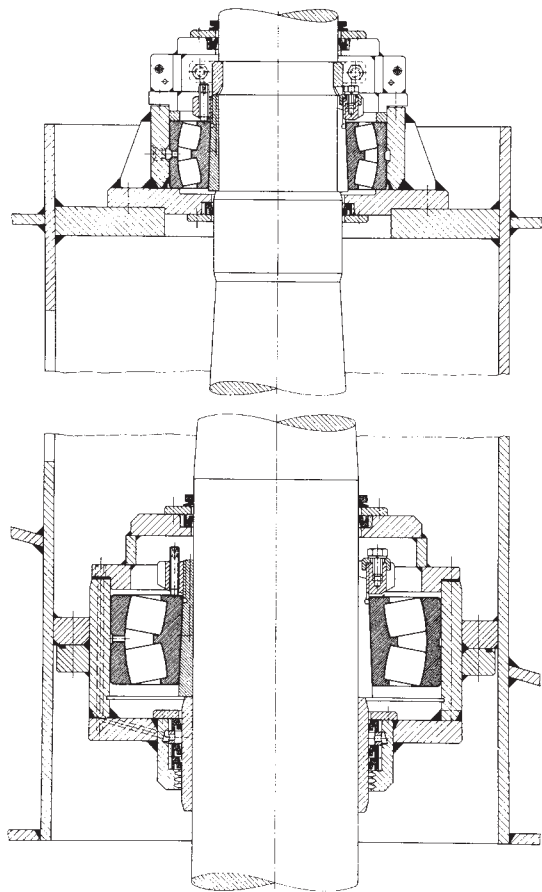
Beim Nachschmieren mit einer automatischen Fettpresse wird das bei der Montage eingefüllte *Fett* unter Druck gehalten, und gleichzeitig werden die Dichtringe geschmiert.

Bearbeitungstoleranzen

Ruderschaft h8, Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Gehäuse H7.

Lagerluft

Die Lager haben eine besonders kleine *Radialluft*: das untere Lager von 60...210 µm bzw. 390...570 µm, das obere Lager von 50...130 µm bzw. 230...330 µm. Bei der Montage preßt man die Lager soweit auf die Spannhülsen, daß sie eine Vorspannung von 20...30 µm erhalten. Durch die vorgespannten Lager werden Erschütterungen sicher aufgenommen.



60: Lagerung eines Spatenruders

61–62 Schiffswellenlauflager und Stevenrohrlagerung

Die Propellerwelle eines Schiffes stützt sich in Schiffswellenlauflagern ab. Da die Längenänderungen besonders bei langen Wellen beträchtlich sind, müssen die Lagerungen axial einstellbar sein. Das letzte Wellenstück, auf dem der Propeller sitzt, läuft in der sogenannten Stevenrohr- oder Schwanzwellenlagerung.

Technische Daten

Wellendurchmesser 560 mm; Nenndrehzahl der Propellerwelle 105 min^{-1} .

Radialbelastung aus Gewicht von Welle und Kupplung 62 kN; keine Axiallast – den Axial Schub des Propellers übernimmt das Drucklager (Bilder 63–64). Auftretende Stöße oder andere dynamische Kräfte werden bei der Ermittlung der Lagerbeanspruchung mit einem Zuschlag von 100 % auf die Radialbelastung ($f_z = 2$) ausreichend berücksichtigt.

Lagerwahl, Dimensionierung, Abdichtung

Da der Schiffswellendurchmesser vorgegeben ist, sind die Lager für die aufzunehmenden Belastungen überdimensioniert. Man erhält *dynamische Kennzahlen* von $f_L = 4 \dots 6$ und damit hohe *nominelle Lebensdauern* (L_h). Bei sehr guter Sauberkeit im Schmier spalt wird bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung* (L_{hna}) für Schiffswellenlauf- und Stevenrohrlager *Dauerfestigkeit* erreicht.

Als Schiffswellenlauflager verwendet man ein Pendelrollenlager FAG 239/600BK.MB (Abmessungen 600 x 800 x 150 mm, *dynamische Tragzahl* $C = 3\,450 \text{ kN}$). Das Lager wird mit der Spannhülse FAG H39/600HG mittels Hydraulikverfahren auf der Welle befestigt und sitzt in einem Stehlagergehäuse FAG SUC39/600H.1..... (Bild 61a). Das Gehäuse ist aus Grauguß GG-25 und

besteht aus dem ungeteilten Gehäusekörper mit zwei geteilten Deckeln.

Die in die Deckel eingesetzten Radial-Wellendichtringe dichten das Gehäuse ab. Bei kleinen Stückzahlen sind meist geschweißte Gehäuse wirtschaftlicher als Gußgehäuse. Bild 61b zeigt eine Alternativ-Schiffswellenlauflagerung bestehend aus einem Pendelrollenlager FAG 23048K.MB, mit Spannhülse H3048 und einem geteilten Stehlagergehäuse S3048KBL.1..... (Werkstoff GG-25).

Am Heck ist die Schiffswelle vom Stevenrohr umgeben. Bild 62 zeigt eine Stevenrohrlagerung, beide Lager wirken als *Loslager*. Das hintere Lager wird zusätzlich durch das Propellergewicht und Seewasserschlag beansprucht. Auch hier nimmt man Pendelrollenlager, deren Innenringe mit Spannhülsen auf der Welle befestigt sind. Eine spezielle Stevenrohrabdichtung schützt die Lagerung vor Seewasser.

Bearbeitungstoleranzen

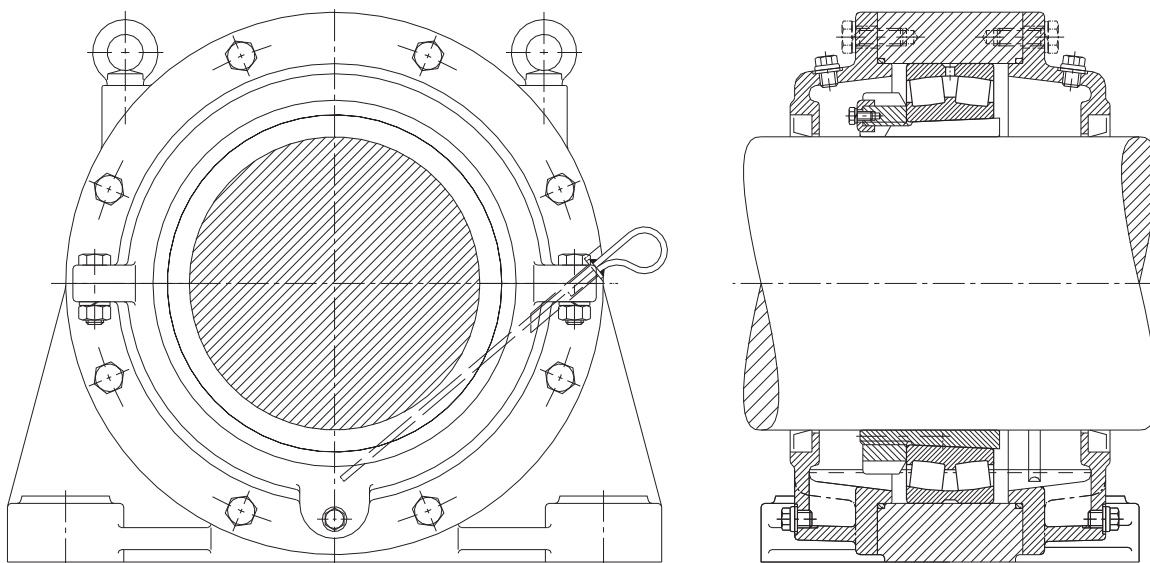
Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast*.

Spannhülsensitz auf der Welle h8. Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Gehäusebohrung nach H7.

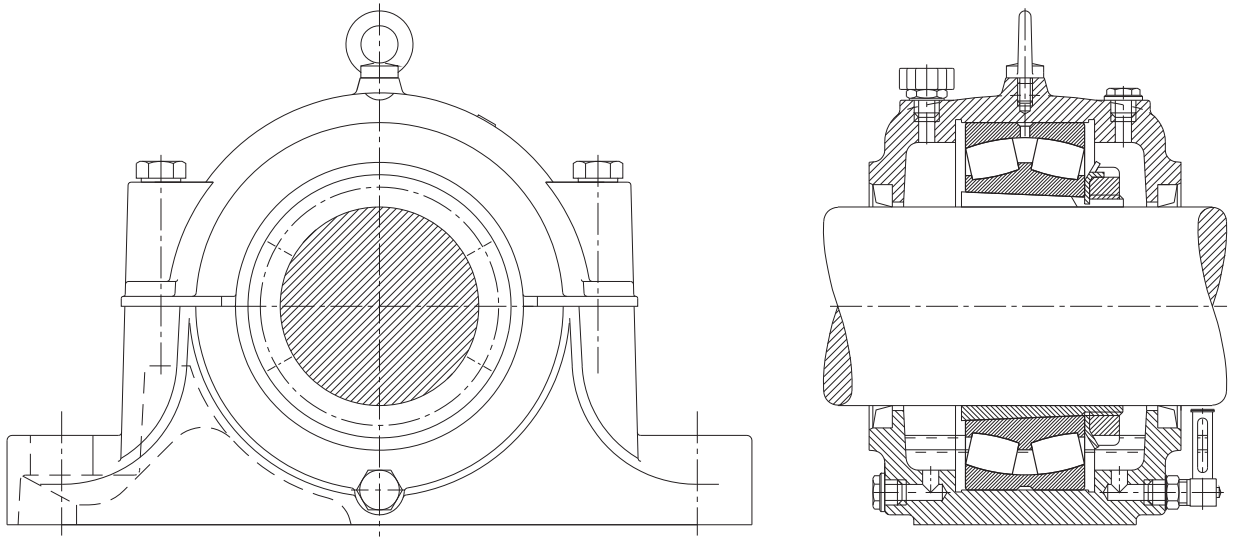
Bei der Schwanzwellenlagerung werden Flanschgehäuse verwendet.

Schmierung

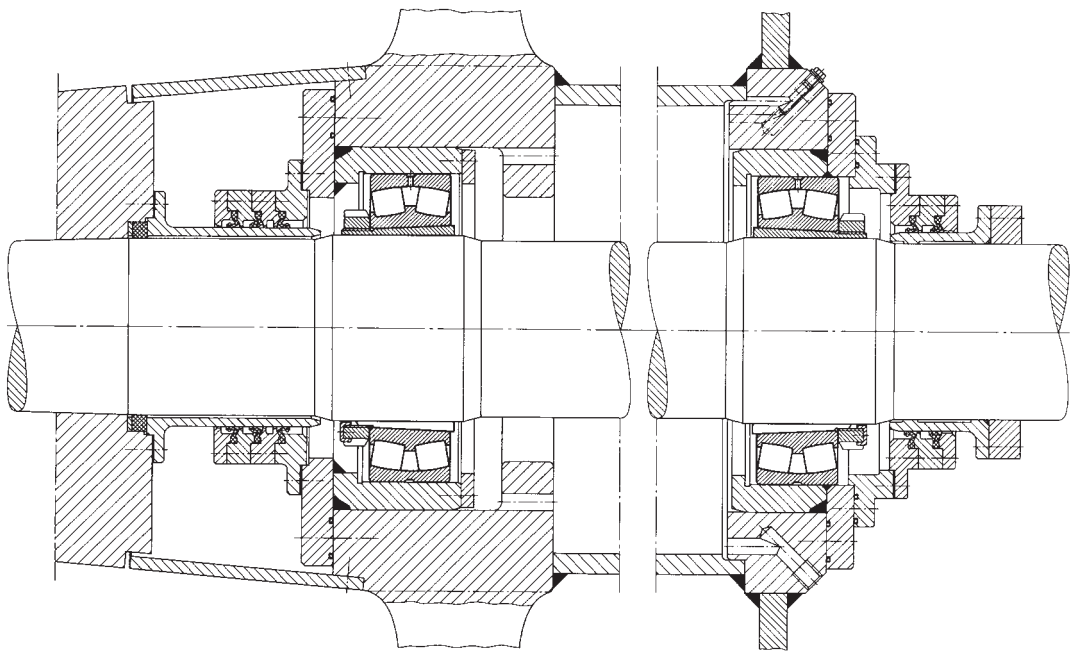
Die Lager werden mit einem alterungsbeständigen Öl mit EP-Zusätzen (*Viskosität* 150...300 mm²/s bei 40 °C) geschmiert. Die Unterteile der Traglagergehäuse haben Schaugläser oder Peilstäbe, an denen der zulässige höchste und der zulässige niedrigste Ölstand markiert sind. Das Stevenrohr wird mit Öl gefüllt. Der Öldruck wird etwas größer gehalten als der des umgebenden Wassers.



61a: Schiffswellenlauflager; Pendelrollenlager in SUC-Gehäuse



61b: Schiffswellenlauflager; Pendelrollenlager in S30.K-Gehäuse



62: Stevenrohr- oder Schwanzwellenlagerung

63–64 Schiffsdrukklager

Unmittelbar hinter der Antriebsmaschine eines Schiffes befindet sich das Drucklager. Es überträgt die vom Propeller erzeugte Schubkraft auf das Schiff. Außer der sehr geringen Radialbelastung durch das Wellengewicht tritt daher eine rein zentrische Axialkraft auf; sie ist je nach Drehrichtung des Propellers „voraus“ oder „zurück“ gerichtet. Die Axialkraft bei Rückwärtsfahrt ist meist niedriger und tritt normalerweise selten auf. Für diese Anforderungen sind drei Lagerungssysteme üblich:

Bild 63a zeigt eine Drucklagerung mit zwei Axial-Pendelrollenlagern für kleine Wellendurchmesser in einem SGA-Stehlagergehäuse.

Bild 63b zeigt eine Drucklagerung mit zwei Axial- und einem Radial-Pendelrollenlager in einem FKA-Flanschlagergehäuse.

Beide Lagerungen werden eingesetzt, wenn bei einem hohen Anteil an Rückwärtsfahrt die axiale Tragfähigkeit eines Radial-Pendelrollenlagers nicht mehr ausreicht. Die Axial-Pendelrollenlager übernehmen den Propellerschub bei Vorwärts- bzw. den Propellerzug bei Rückwärtsfahrt. Bei Bild 63a übernehmen die *Axiallager* auch die Gewichtskräfte, während bei Bild 63b die Gewichtskraft von Welle und Propeller durch ein Radial-Pendelrollenlager abgestützt wird.

Bild 64 zeigt Schiffsdrukklagerungen jeweils mit einem Axial- und einem Radial-Pendelrollenlager:
a: – in SGA-Gehäuse, b: – in SUB-Gehäuse

Die Krümmungsmittelpunkte der Außenringlaufbahn von Radial- und Axial-Pendelrollenlager fallen zusammen. Die Lagerungen werden dadurch *winkeleinstellbar*, und es können Fluchtfehler und Durchbiegungen von Welle und Schiffskörper ausgeglichen werden. Bei dieser Drucklagerung wird nur der Propellerschub bei Vorwärtsfahrt vom Axial-Pendelrollenlager übernommen. Das Radial-Pendelrollenlager überträgt das Gewicht der Welle und den Propellerzug bei Rückwärtsfahrt. Damit die jeweils unbelasteten Axial-Pendelrollenlager nicht abheben, werden sie durch Druckfedern vorgespannt. So ist eine stetige axiale Mindestbelastung sichergestellt.

Bearbeitungstoleranzen

Bild 63a:

Axial-Pendelrollenlager Welle m6; Gehäuse H7

Bild 63b:

Axial-Pendelrollenlager Welle n6; Gehäuse freigedreht

Radial-Pendelrollenlager Welle n6; Gehäuse F7

Bild 64a, 64b:

Axial-Pendelrollenlager Welle m6; Gehäuse freigedreht

Radial-Pendelrollenlager Welle m6; Gehäuse H7

Dimensionierung der Lager

Der Wellendurchmesser wird nach den Richtlinien der Klassifikationsgesellschaften bestimmt. Unter Berücksichtigung der Leistungsdaten wird die *nominelle Lebensdauer* L_h [h] oder die davon abgeleitete *dynamische Kennzahl* f_L errechnet. Für die Wälzlager in Schiffsdrukklagern ist ein Wert $f_L = 3...4$ anzustreben. Besonders bei höchster Sauberkeit im Schmier-spalt sind Schiffsdrukklager nach der *erweiterten Lebensdauerberechnung dauerfest*.

Ausführung

Schiffsdrukklager werden als komplette Baueinheiten FAG BEHT.DRL geliefert. Die Einheit umfaßt Lager, Gehäuse mit *Abdichtung* und Druckwelle mit Losflansch.

Die FAG Drucklagergehäuse werden entweder in geteilter Ausführung SGA (Bild 63a und 64a) oder in ungeteilter Ausführung FKA (Bild 63b) bzw. SUB (Bild 64b) geliefert.

Bestellbeispiel der Baueinheit

FAG BEHT.DRL.110.156680, bestehend aus:

1 Stehlagergehäuse FAG SGA9322.156678

1 Druckwelle mit Losflansch

FAG DRW110 x 610.156678

2 Axial-Pendelrollenlager FAG 29322E

1 Wellenmutter FAG KM26

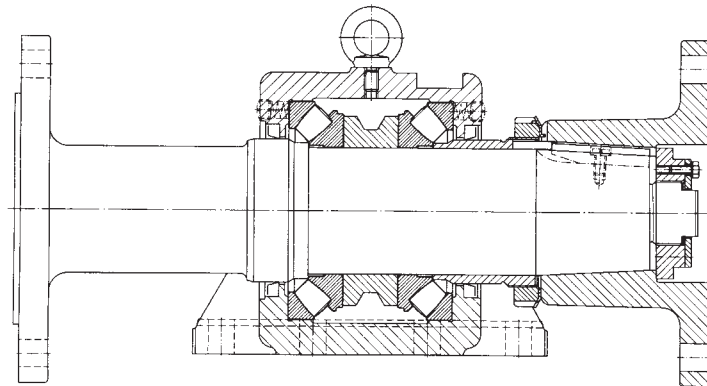
1 Sicherungsblech FAG MB26

Ölschmierung

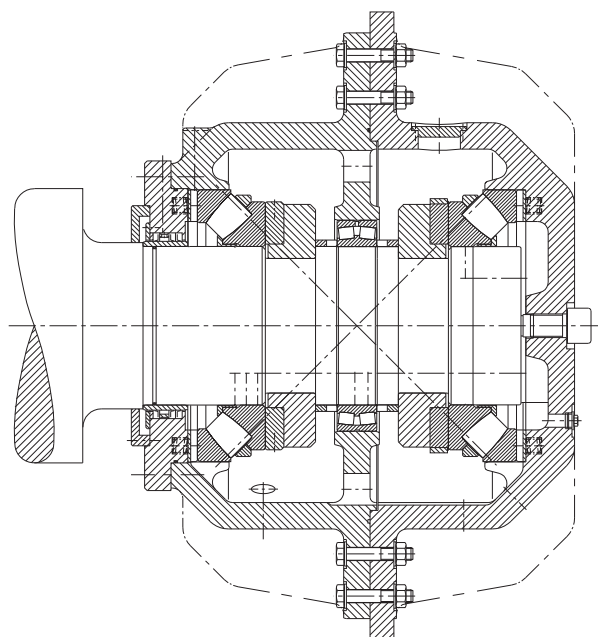
Technische Daten

	63a: Schiffsdrucklager FAG BEHT.DRL110.1..... mit 2 Axial-Pendelrollenlagern	63b: Schiffsdrucklagergehäuse FAG FKA94/600.1 2 Axial-Pendelrollenlager 1 Radial-Pendelrollenlager	64a, b: Schiffsdrucklager FAG BEHT.DRL.200.1..... mit 1 Axial-Pendelrollenlager 1 Radial-Pendelrollenlager
Druckwellendurchmesser	110 mm	600/510 mm	200 mm
Leistung	320 kW	11400 kW	1470 kW
Drehzahl	800 min ⁻¹	150 min ⁻¹	500 min ⁻¹
Axialschub	55 kN	1625 kN	170 kN
Vorausfahrt	50 %	50 %	95 %
Rückwärtsfahrt	50 %	50 %	5 %
Eingebaute Lager	2 x FAG 29322E	1 x FAG 239/600B.MB.C3 2 x FAG 294/600E.MB	1 x FAG 23140B.MB 2 x 29340E
Schmierstoffe	Öl tauchschmierung ¹⁾	Öltauchschmierung ¹⁾	Öltauchschmierung ¹⁾
Abdichtung	Wellendichtringe	Wellendichtringe	Wellendichtringe

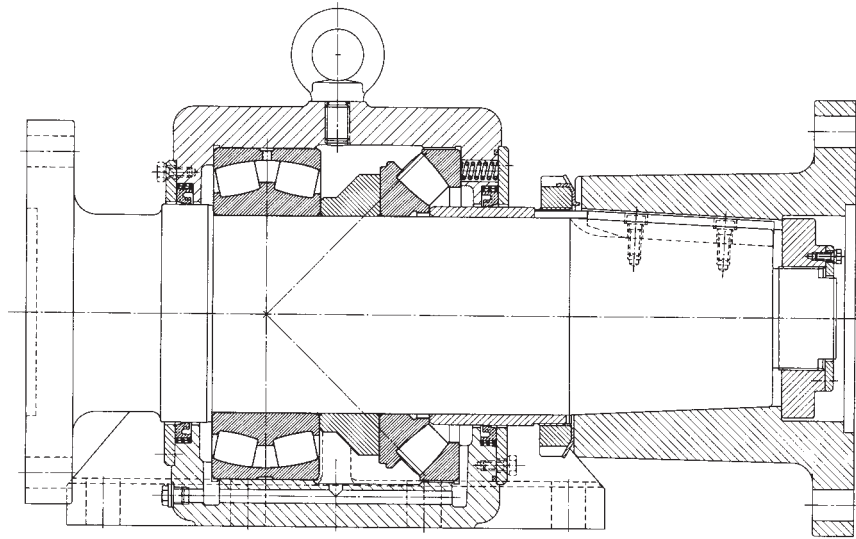
¹⁾ Alterungsbeständiges Öl mit Druckölsusätzen (Viskosität 150...300 mm²/s bei 40°C)



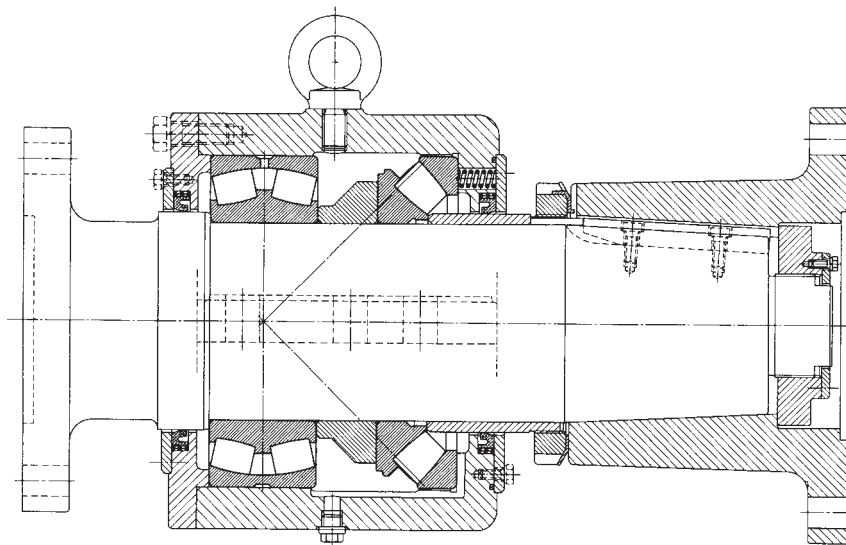
63a: Schiffsdrucklager komplett FAG BEHT.DRL.110.1... (SGA-Stehlagergehäuse)



63b: Schiffsdrucklager mit FKA-Flanschlagergehäuse



64a: Schiffsdrucklager komplett FAG BEHT.DRL.200.1..... (SGA-Stehlagergehäuse)



64b: Schiffsdrucklager komplett FAG BEHT.DRL.200.1..... (SUB-Topfgehäuse)

65–72 Papiermaschinen

Moderne Papiermaschinen sind ausgedehnte, zum Teil weit über 100 m lange Anlagen mit einer Vielzahl von Walzen. Bei der Konstruktion und Dimensionierung der Lagerstellen steht die Forderung nach höchster Betriebssicherheit obenan: denn wenn nur an einer Walze eine Störung auftritt, muß die gesamte Anlage stillgesetzt werden. Aus diesem Grunde werden die Lager für eine weit höhere *nominelle Lebensdauer* ausgelegt (*dynamische Kennzahl* $f_L = 5 \dots 6$), als es sonst im Maschinenbau üblich ist. Ausschlaggebend für eine lange *Gebrauchsdauer* ist eine hohe Sauberkeit in den Lagern. Dies erfordert höchste Zuverlässigkeit der *Abdichtungen*, insbesondere gegen Feuchtigkeit, und unterschiedliche Gestaltung je nach Walzenart.

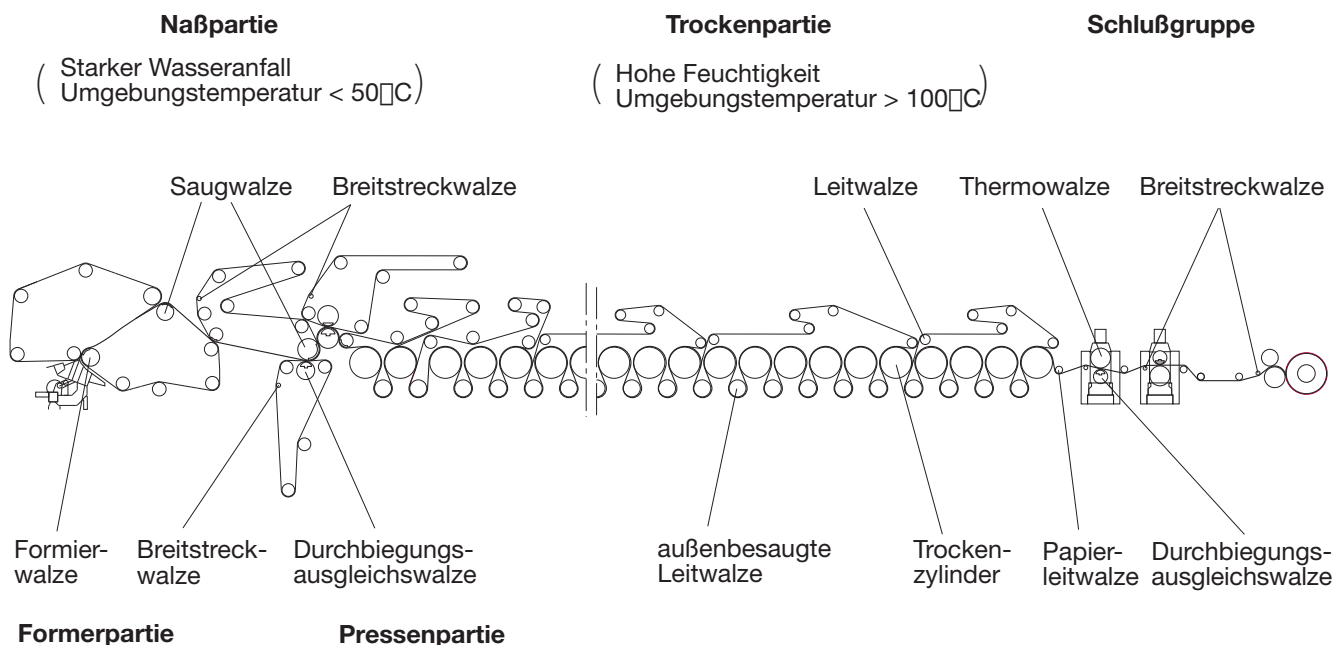
Einen ebenfalls sehr großen Einfluß auf die *Gebrauchsdauer* hat die Schmierung der Lager. Bei modernen Papiermaschinen sind aus Gründen der Wartung und Betriebssicherheit alle Walzenlager an eine Ölumlaufversorgung angeschlossen. Bei älteren Papiermaschinen werden im Bereich der Naßpartie (niedrige Umgebungstemperaturen) die Wälzlager noch mit *Fett* geschmiert.

Im Bereich der Trockenpartie sind Seilscheibenlagerungen, Breitstreckwalzenlager und vereinzelt auch noch Leitwalzenlager fettgeschmiert.

Wegen der hohen Temperaturen im Bereich der Trockenzyylinder ist die Schmierung der Wälzlagerungen besonders kritisch. Verwendet werden deshalb Öle der *Viskositätsklasse* ISO VG 220 bzw. 320. Geeignet sind mild *additivierte Mineralöle* und *Syntheseöle* (höhere Alterungsstabilität), die dem Anforderungsprofil für Trockenzyylinderöle entsprechen und sich in der Praxis bewährt bzw. den dynamischen FAG FE8 PM-Test erfolgreich bestanden haben.

Die Schmiersituation läßt sich wesentlich verbessern (Erhöhung der *Betriebsviskosität*), indem man den dampfdurchströmten Hohlzapfen der Trockenzyylinder isoliert und so die Lagertemperatur absenkt.

Nachfolgende Beispiele zeigen die Gestaltung einiger wichtiger Lagerstellen in der Papierindustrie wie z. B. Refiner, Saugwalze, Preßwalze, Trockenzyylinder, Leitwalze, Kalander-Thermowalze, Durchbiegungs-Ausgleichswalze und Breitstreckwalze.



Schema einer modernen Papiermaschine

Im Refiner werden die im Wasser geweichten, gedämpften Holzschnitzel, die vom Holzhäcksler kommen, zerlegt bzw. zerrieben. Dies geschieht durch gegenläufig rotierende Mahlscheiben, die mit Messerleisten bestückt sind. Durch den Prozeß (gedämpfte Holzschnitzel, Mahlvorgang) entsteht Wärme bis zu 160 °C, die je nach Konstruktion zu erhöhten Betriebstemperaturen im Lager führen kann.

Technische Daten

Axiallast aus Mahlvorgang 400 kN;
Radiallast (Rotor/Welle) 15 kN pro Lager;
Drehzahl 600 min⁻¹;
Temperatur im Festlager 80 °C, im Loslager 70 °C.

Lagerwahl, Dimensionierung

Bei der aufzunehmenden hohen Axiallast ist eine *erreichbare Lebensdauer* $L_{hna} \geq 80\,000$ Stunden gefordert. Da die Axialbelastung vorwiegend in Richtung *Festlager* wirkt, jedoch auch entgegengesetzt gerichtet sein kann, ist ein zweites *Axiallager* nötig. Somit bilden zwei gegeneinander spiegelbildlich angeordnete Axial-Pendelrollenlager FAG 29460E die *Festlagerung*. Damit auch beim "Umschlagen" der Axiallast die Rollen ungestört ablaufen, sind beide Lager über die Außenringe mit Federn (Mindestlast) vorgespannt.

Als *Loslager* ist ein Pendelrollenlager FAG 23052K.MB eingebaut, das auftretende Wellenbiegungen problemlos aufnimmt. Thermische Längenänderungen der Welle werden zwischen Lageraußenring und Gehäusebohrung (Schiebesitz) ausgeglichen. Das Lager wird direkt auf den kegeligen Wellensitz montiert und mit einer Nutmutter HM3052 gesichert.

Das *Loslager* erreicht eine *nominelle Lebensdauer* L_h von weit über 200 000 h. Der Betrieb im Bereich niedriger Belastungen ($P/C \approx 0,02$) erfordert wegen der Schlupfgefahr eine sehr gute Lagerschmierung.

Für das linke *Festlager* 29460E errechnet sich eine *nominelle Lebensdauer* von $L_h = 50\,600$ h. Bei Ölumlaufschmierung, guter Sauberkeit und einer Lagertemperatur von 70 °C ergibt sich eine Faktor a_{23} von 3,2. Mit der *erweiterten Lebensdauerberechnung* wird eine *erreichbare Lebensdauer* $L_{hna} = 162\,000$ h ermittelt.

Das rechte *Festlager* ist nur gering axial belastet (Feder Vorspannung). Die *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} liegt bei diesem Lager über 200 000 h.

Bearbeitungstoleranzen

Loslager: Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert.
Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101);
Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).
Lagersitz der Gehäusebohrung nach G7.

Festlager: Aus Montagegründen sitzen die Wellen- und Gehäusescheiben in Büchsen. Die Lagersitze sind bei der Wellenbüchse nach k6, bei der Gehäusebüchse nach G7 bearbeitet.

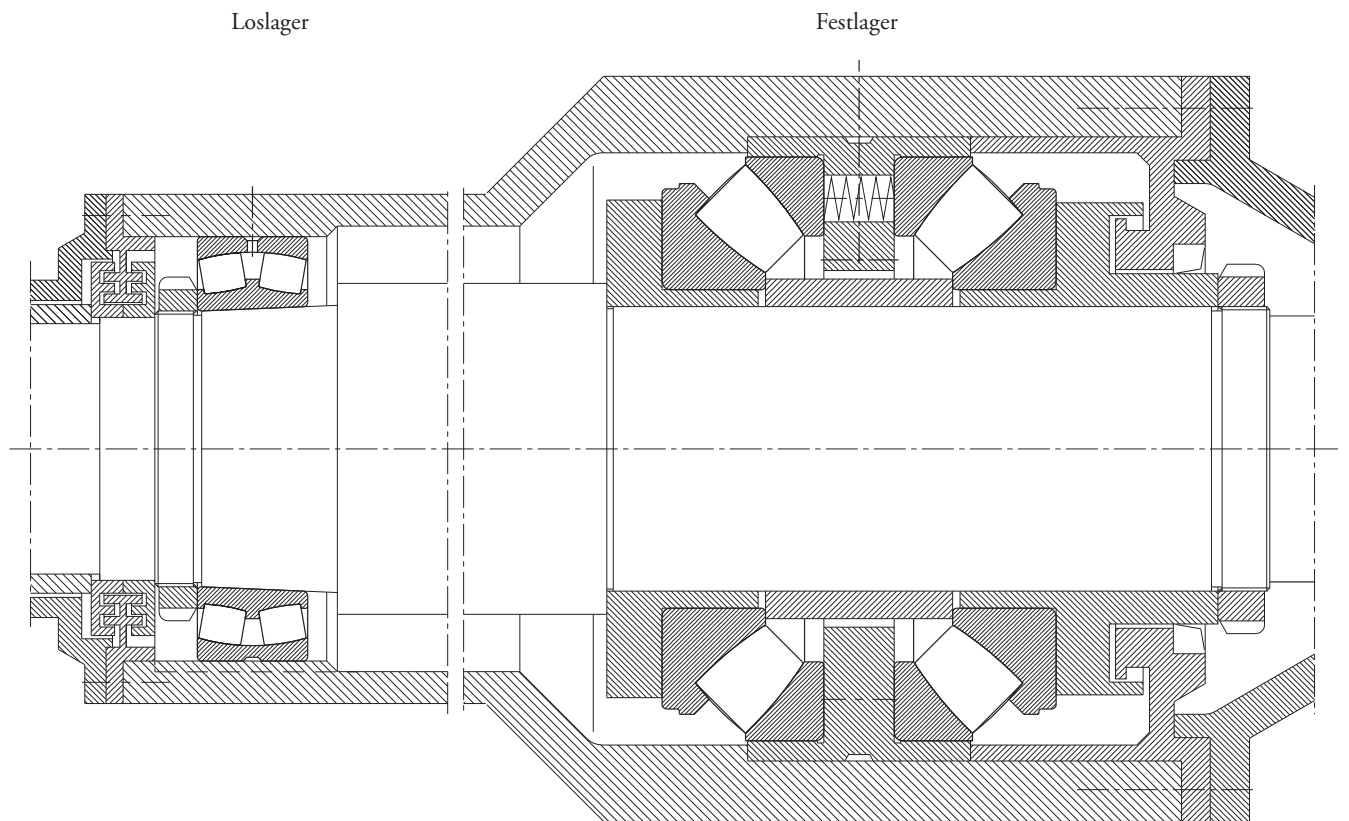
Schmierung

Für *Festlager* und *Loslager* wird ein *Schmieröl* ISO VG 150 mit *EP-Zusätzen* verwendet.

Das Radial-Pendelrollenlager hat Ölumlaufschmierung mit 0,8 l/min. Für die Axial-Pendelrollenlager wird Öleinspritzschmierung gewählt. Dies stellt sicher, daß immer genügend Öl an die hochbeanspruchten Kontaktflächen zwischen Rollenstirn und Bord gelangt. Die Ölzuführung erfolgt über die Abstandsbuchse seitlich ins Lager. Für beide Lager ist die Mindest-Öldurchflußmenge 8 l/min (gute Wärmeabfuhr aus dem Lager). Das Öl wird im Kreislauf gefiltert und auf eine Temperatur von 40 °C zurückgekühlt.

Abdichtung

Auf der Seite der Mahlscheibe schützen zwei hintereinander geschaltete, fettgefüllte Labyrinth die Lager von außen vor Wasser und Schmutz und verhindern Ölaustritt aus den Lagern. Auf der Außenseite der *Festlagerung* verhindert ein Wellendichtring den Austritt von Öl.



66 Siebsaugwalze

Siebsaugwalzen sind in der Sieb- oder Pressenpartie einer Papiermaschine angeordnet. Es sind bis zu 10 m lange Hohlzylinder, die über den ganzen Umfang viele kleine Bohrungen haben. Durch den drehenden Walzenmantel und das Vakuum im Walzeninneren wird der darüberlaufenden Stoffbahn ein Teil des Wassers entzogen. Der Saugkasten als innenliegende Achse steht still. Bei modernen Maschinen wird der Walzenmantel über Planetenräder angetrieben.

Technische Daten

Walzenlänge 7 800 mm; Walzendurchmesser 1 600 mm;
Drehzahl 278 min^{-1} (Geschwindigkeit 1400 m/min);
Walzengewichtskraft 270 kN; Siebzug 5 kN/m.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lagergröße liegt konstruktiv durch den Saugkastendurchmesser fest. Ratsam sind Lager mit möglichst niedriger *dynamischer Tragzahl*; die höhere spezifische Lagerbelastung verringert die Schlupfgefahr. Mögliche Fluchtfehler bedingen *winkeleinstellbare* Lager. Hauptkriterien bei der Lagerdimensionierung sind das Walzengewicht, der Siebzug und die Drehzahl.

Eingesetzt werden Pendelrollenlager FAG 239/850K.MB. C3 mit kegeliger Bohrung (K 1:12) und vergrößerter *Radialluft*. Die Lager sind aus Gründen der Laufgenauigkeit direkt auf die kegeligen Wellensitze montiert. Das Hydraulikverfahren erleichtert die Montage.

Das *Festlager* dient zur axialen Führung der Walze, während das *Loslager* durch Verschieben des Außen-

rings in der Gehäusebohrung mögliche Längenänderungen ausgleicht.

Für beide Lager ergibt sich eine *nominelle Lebensdauer* $L_h > 100\,000 \text{ h}$. Bei einer Betriebstemperatur von 60°C und einem *Öl ISO VG 68* (*Viskositätsverhältnis* $K > 2$; *Faktor* $a_{23} = 2,2$) ermittelt man mit der *erweiterten Lebensdauerberechnung* mehr als 200 000 h.

Bearbeitungstoleranzen

Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).

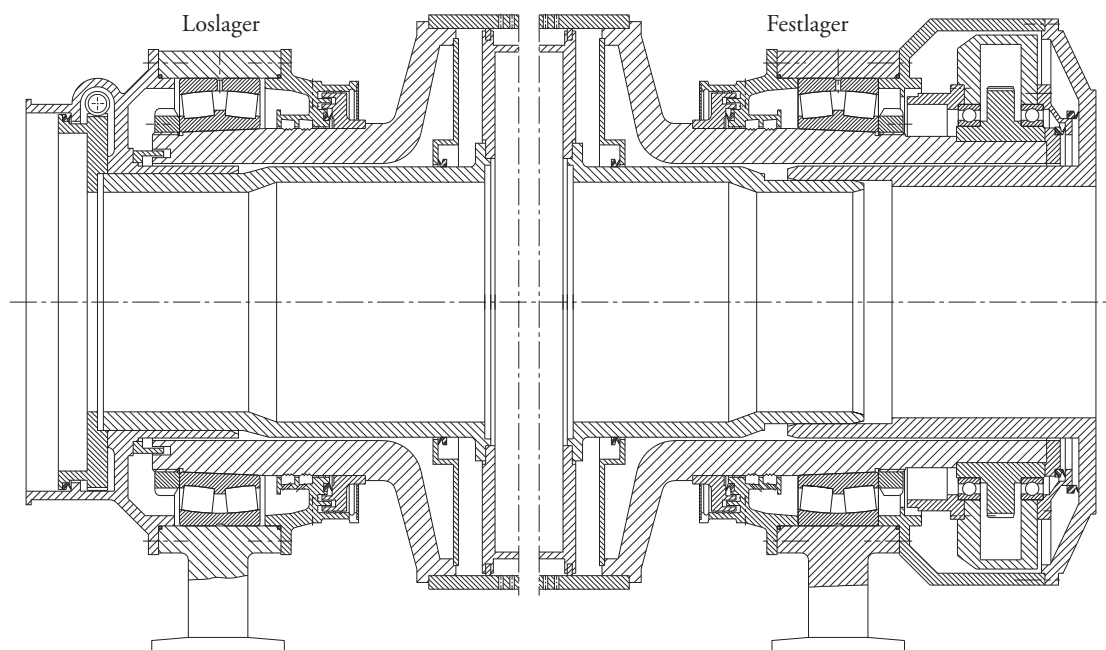
Gehäusebohrungen nach G7, da *Punktlast* am Außenring.

Schmierung

Die Pendelrollenlager werden durch Umlaufschmierung mit einer Mindest-Ölmenge von 8 l/min versorgt. Verwendet wird ein *Mineralöl* mit ausreichender *Viskosität* und *EP-Zusätzen*. Erforderlich sind auch *Additive* für guten Korrosionsschutz und Wasserabscheidevermögen. Durch Ölzufuhr in der Lagermitte erreicht man eine wirkungsvolle Schmierung.

Abdichtung

Über Abspritzrillen wird eventuell austretendes Öl in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. Gegen Wassereintritt von außen schützen walzenseitig ein Spritzblech und ein mehrgängiges, fettgefülltes Labyrinth mit integriertem V-Ring.



66: Lagerung einer Siebsaugwalze

67 Zentral-Preßwalze

Die Papierbahn läuft auf einem Filztuch durch die Preßwalzen; dabei wird ein großer Teil des Wassers aus der feuchten Papierbahn gepreßt. Moderne Pressenpartien bestehen aus einer Zentral-Preßwalze, gegen die eine oder mehrere (Saug-)Preßwalzen gedrückt werden. Die Zentral-Preßwalze ist massiv, aus Granit/Stahl oder Stahl mit einem Überzug (Beschichtung).

Technische Daten

Walzenlänge 8 800 mm; Walzendurchmesser 1 500 mm; Geschwindigkeit 1450 m/min; Walzengewichtskraft 750 kN. Andruck von 3 Walzen in Position 30°, 180° und 210°; Lagertemperatur ca. 60 °C. Der Antrieb erfolgt direkt.

Lagerwahl, Dimensionierung

Auf Grund der hohen radialen Belastung und möglicher Fluchtungsfehler zwischen den Lagerstellen werden *winkeleinstellbare* Pendelrollenlager der Reihe 231 oder 232 mit sehr hoher Tragfähigkeit eingesetzt. Wichtig ist auch die geringe Bauhöhe dieser Lager, da die Gehäusehöhe durch den Walzendurchmesser begrenzt wird. Die Gewichtskraft der Walze und die Kraftkomponenten der Anpreßwalzen ergeben eine resultierende Lagerbelastung $F_r = 300$ kN. An jeder Lagerstelle ist ein Pendelrollenlager FAG 231/600K.MB.C3 eingebaut. Die Lager mit kegeliger Bohrung (Kegel 1:12) werden mit Hilfe des Hydraulikverfahrens direkt auf den kegeligen Wellensitz gepreßt. Das *Loslager* auf der Bedienungsseite ermöglicht durch Verschieben des Außenrings im Gehäuse Längenänderungen der Walze bei Temperatureinfluß. Das *Festlager* befindet sich auf der Antriebsseite.

Bei einer Drehzahl von 308 min^{-1} errechnet sich eine *nominelle Lebensdauer* von $L_h > 100\,000$ h. Nach der *erweiterten Lebensdauerberechnung* ergibt sich bei guter Schmierung (*Viskositätsverhältnis* $\kappa \approx 3$, *Basiswert* $a_{23II} = 3$) und erhöhter Sauberkeit (*Verunreinigungskenngröße* $V = 0,5$) im Schmierpalt ein $L_{hna} \geq 100\,000$ h.

Bearbeitungstoleranzen

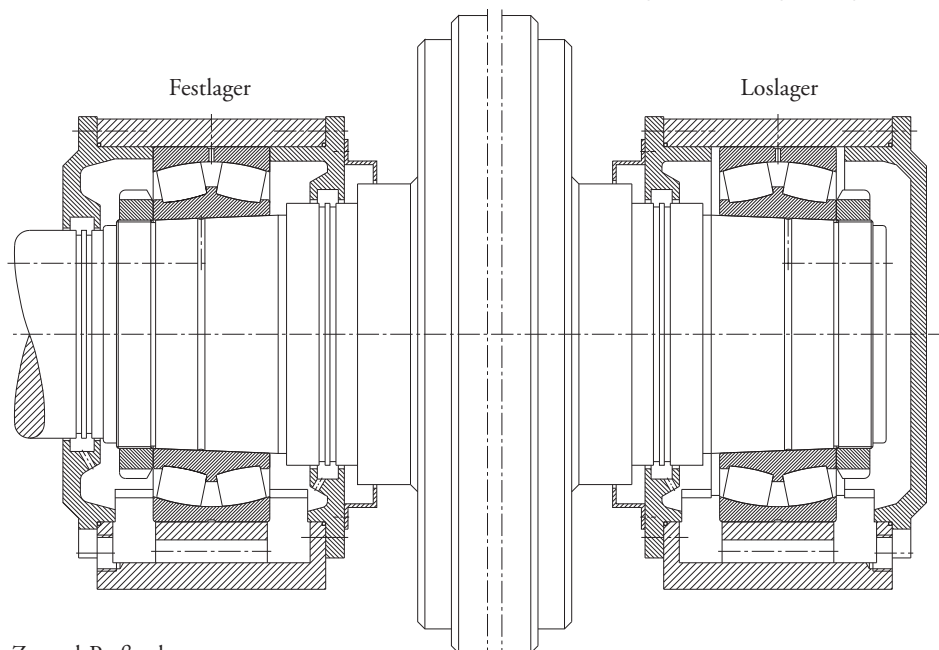
Der Innenring hat *Umfangslast* und ist fest auf den kegeligen Lagersitz der Welle montiert. Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178). Gehäusebohrungen nach G7, da *Punktlast* am Außenring.

Schmierung

Die Pendelrollenlager werden durch Umlaufschmierung mit einer Mindest-Ölmenge von 7 l/min versorgt. Verwendet wird ein *Mineralöl* mit ausreichender *Viskosität* (ISO VG 100) und *EP-Zusätzen*. Erforderlich sind auch *Additive* für guten Korrosionsschutz und Wasserabscheidevermögen. Durch Ölzufuhr in der Lagermitte erreicht man eine wirkungsvolle Schmierung. Der Ölrücklauf erfolgt beiderseits des Lagers über Ölsammeltaschen und Verbindungsbohrungen.

Abdichtung

Ölabspritzrillen im Walzenzapfen verhindern Ölaustritt an den Deckeldurchgangsbohrungen. Berührungs- und wartungsfreie *Spaltdichtungen* schützen die Lager vor Umgebungseinflüssen.



67: Lagerung einer Zentral-Preßwalze

68 Trockenzyylinder

In der Trockenpartie wird das restliche Wasser verdampft. Das Papier läuft über zahlreiche beheizte Trockenzyylinder, geführt von endlosen Trockensieben (früher Trockenfilze). Die Trockenzyylinder sind dampfbeheizt (Dampftemperatur hängt ab von Papierart, -dicke, -geschwindigkeit und Anzahl der Trockenzyylinder). Die hohen Temperaturen des Heizdampfes übertragen sich auf die Lagersitzstellen und beanspruchen die Wälzlager entsprechend hoch. Um möglichst niedrige Lagertemperaturen zu erreichen, werden heute die dampfdurchströmten Zylinderzapfen isoliert.

Technische Daten

Arbeitsbreite 5 700 mm; Zylinderdurchmesser 1 800 mm; Papiergeschwindigkeit 1 400 m/min (Drehzahl 248 min^{-1}); Beheizungstemperatur 165°C (7 bar); Zylindergewicht 9 000 kg; Filzzug $4,5 \text{ kN/m}$; Umschlingungswinkel 180° ; Umgebungstemperatur unter der Trockenpartiehaube ca. 95°C ; isolierte Zapfenbohrungen.

Lagerwahl

Die Lagerbelastung errechnet sich aus Walzengewicht, Filzzug und zeitweiliger Wasserfüllung. Das *Loslager* wird mit 75 kN belastet, das *Festlager* unter Berücksichtigung der Antriebskräfte mit 83 kN . Durch die Beheizung der Trockenzyylinder kommt es zu Wärme-dehnungen, die bei der großen Zylinderlänge zu beträchtlichen Längenänderungen führt; ferner erfordern auftretende Fluchtfehler zwischen beiden Lagerstellen *winkeleinstellbare* Wälzlager.

Auf der Bedienseite ist als *Loslager* ein zweireihiges Zylinderrollenlager der Maßreihe 31 vorgesehen. Es gleicht auftretende Längenänderungen zwanglos zwischen den Rollen und der Innenringlaufbahn im Lager aus. Ein Gelenklagerumring nimmt mit seiner sphärischen Gleitfläche eventuelle Fluchtungenauigkeiten der Zylinderzapfen auf. Eingebaut ist ein zweireihiges winkeleinstellbares Zylinderrollenlager FAG 566487K.C5 mit den Abmessungen $200 \times 340 \times 112 \text{ mm}$. Als *Festlager* auf der Antriebsseite dient ein Pendelrollenlager FAG 23140BK.MB.C4.

Um auch in der Aufheizphase bei einer maximalen Temperaturdifferenz von 50 K ein Verspannen der Lager zu vermeiden, haben beide Lager ein etwa gleich großes *Betriebsspiel*. Das Pendelrollenlager hat eine vergrößerte *Radialluft* nach C4 ($260 \dots 340 \text{ }\mu\text{m}$), das Zylinderrollenlager eine vergrößerte *Radialluft* nach C5 ($275 \dots 330 \text{ }\mu\text{m}$).

Beide Lager haben eine kegelige Bohrung (K 1:12) und sind mittels Hydraulikverfahren direkt auf die kegeligen Zylinderzapfen montiert.

Da das Zylinderrollenlager und das Pendelrollenlager abmessungsgleich sind, werden sowohl auf der Antriebsseite als auch auf der Bedienseite ungeteilte PMD-Stehlagergehäuse verwendet (FAG PMD3140AF bzw. BF).

Wegen der erhöhten Betriebstemperatur sind beide Lager speziell wärmebehandelt (isotemp) und dadurch bis 200°C maßstabil.

Dimensionierung der Lager

Bei Lagern für Trockenzyylinder wird eine *erreichbare Lebensdauer* $L_{\text{hna}} \geq 250\,000$ Stunden gefordert. Einen ganz entscheidenden Einfluß bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung* hat die Schmierung. Für ein Mineralöl mit einer Nennviskosität von $220 \text{ mm}^2/\text{s}$ (ISO VG 220) beträgt bei einer durchschnittlichen Betriebstemperatur von 100°C die *Betriebsviskosität* $\nu \approx 16 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Die *Bezugsviskosität* ergibt sich aus der Drehzahl und dem mittleren Lagerdurchmesser $d_m = (200 + 340)/2 = 270 \text{ mm}$ zu $\nu_1 = 25 \text{ mm}^2/\text{s}$.

Daraus folgt das *Viskositätsverhältnis* $\kappa = \nu/\nu_1 = 16/25 = 0,64$.

Mit der *Bestimmungsgröße* $K = 1$ ergibt sich für das Pendelrollenlager ein *Basiswert* $a_{23\text{II}} = 1,1$.

Für das Zylinderrollenlager gelten die Werte $K = 0$ und $a_{23\text{II}} = 1,4$.

Bei normaler Sauberkeit (*Sauberkeitsfaktor* $s = 1$) beträgt der Faktor $a_{23} = a_{23\text{II}} \cdot s$

1,1 für das Pendelrollenlager,

1,4 für das Zylinderrollenlager.

Damit wird die *erreichbare Lebensdauer* $L_{\text{hna}} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h$ für beide Lager weit über $250\,000 \text{ h}$.

Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind mit direktem Sitz auf den kegeligen Walzenzapfen fest gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkannäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können. Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178). Lagersitze in der Gehäusebohrung nach G7.

Schmierung

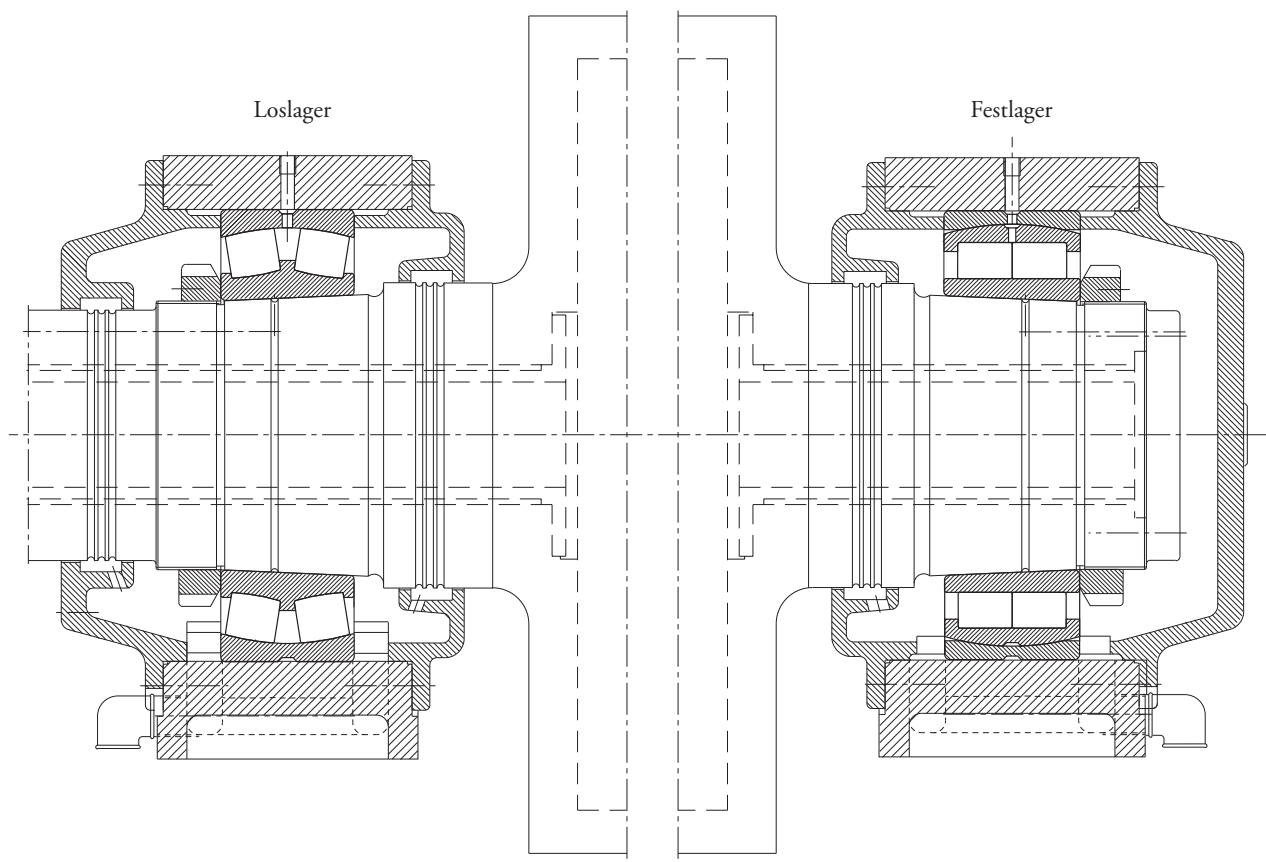
Die Lagergehäuse sind an ein zentrales Ölumlauf-Schmiersystem angeschlossen, so daß ständig Wärme aus dem Lager abgeführt wird. Verwendet werden hochwertige *Mineralöle* ISO VG 220 oder 320, die eine hohe *Betriebsviskosität*, thermische Stabilität, guten *Verschleißschutz*, gutes Wasserabscheidungsvermögen und hohen Reinheitsgrad aufweisen müssen. Eine Mindestölmenge von 1,6 l/min wird über eine Schmiernut und Schmierbohrungen im Außenring direkt in die Lagermitte geleitet.

Durch die mittige Ölzuführung ist die Abführung des Öles auf beiden Seiten des Lagers möglich. Die Gefahr

von Ölstau und Leckage wird deutlich vermindert. Eventuell eingedrungene Verunreinigungen und *Verschleißpartikel* werden auf diese Weise sofort aus dem Lager gespült.

Abdichtung

Berührungs- und wartungsfreie *Spaltdichtungen* übernehmen die *Abdichtung* an den Zapfendurchgängen. Über Spritzrillen und Ölfangkammern wird das Öl abgeschleudert und fließt durch Rücklaufbohrungen in die beiden Ölräume am Gehäuseboden zurück. *Deckeldichtungen* machen die Papiermaschinengehäuse öldicht.



Leitwalzen dienen zur Führung und Umlenkung der Sieb- oder Filztücher im Naß- und Trockenteil einer Papiermaschine. Für beide Bereiche werden zur Lagerung der Leitwalzen gleiche Lager verwendet. Je nach Einsatzort unterscheiden sich jedoch Schmierung und *Abdichtung* der Walzenlagerung.

Ältere Maschinen sind in der Naßpartie meist mit Fett, in der Trockenpartie mit *Öl* geschmiert.

Bei neuen Maschinen haben die Lager im Naß- und Trockenbereich Ölumlaufschmierung. Getrennte Ölkreisläufe für Naß- und Trockenpartie sind wegen der unterschiedlichen Betriebsbedingungen jedoch notwendig.

Bei immer größeren Maschinen ergeben sich auch zunehmend höhere Maschinengeschwindigkeiten. Deshalb werden hier die Lagerinnenringe mit konischer Bohrung direkt auf die kegeligen Walzenzapfen montiert.

Naßteil

Die Lager sind je nach Maschinenposition zum Teil hoher Feuchtigkeit ausgesetzt. Insbesondere beim Maschinenreinigen mit Hochdruckstrahlern darf kein Wasser in die Gehäuse gelangen.

Trockenteil

Umgebungstemperaturen von ca. 95 °C bewirken größere Längenänderungen und stellen höhere Ansprüche an die Schmierung. Die Betriebstemperatur der Lager kann bis zu 115 °C betragen.

Technische Daten

Arbeitsbreite 8 800 mm;
Walzendurchmesser 700 mm;
Papiergeschwindigkeit 1650 m/min ($n = 750 \text{ min}^{-1}$);
Walzengewicht 8 000 kg (Gewichtskraft $F_G \approx 80 \text{ kN}$);
Papierzug 1 kN/m (Zugkraft $F_z \approx 9 \text{ kN}$);
Umschlingung 180°;
Lagertemperatur ca. 105 °C.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lager müssen die Belastungen bei gleichzeitigem Ausgleich von Winkelfehlern (Fluchtungsfehler, Durchbiegung) aufnehmen können. Wegen der Temperaturdifferenz ist vergrößerte *Radialluft* nach C3 erforderlich. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 22330EK.C3.

Lagerbelastung:

$$P = (F_G + F_z)/2 = (80 + 9)/2 = 44,5 \text{ kN}$$

Durch die geforderte Walzensteifigkeit ist der Durchmesser des Walzenzapfens vorgegeben. Daraus ergibt sich eine hohe *dynamische Kennzahl* f_L entsprechend einer *nominellen Lebensdauer* L_h von weit über 200 000 Stunden; die *erreichbare Lebensdauer* L_{hna} liegt bei den vorhandenen guten Schmierbedingungen noch höher.

Die Gehäuse können stehend oder hängend angeordnet oder seitlich angeschraubt sein. Sie sind für Ölumlaufschmierung eingerichtet.

Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind mit direktem Sitz fest auf den kegeligen Walzenzapfen gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkanaäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101); Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).

Lagersitze in der Gehäusebohrung nach G7.

Schmierung

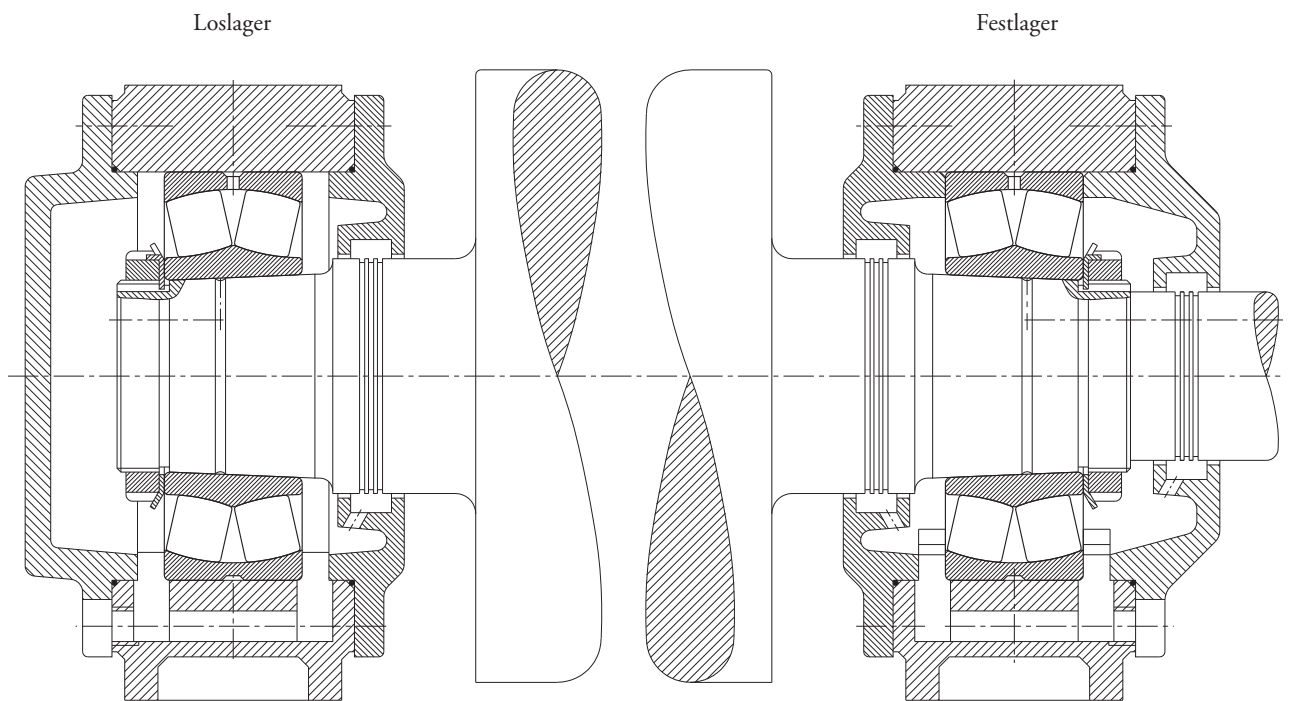
In der Trockenpartie: siehe Beispiel 68 (Trockenzylinder), da die Lager am Ölkreislauf der Trockenzylinder angeschlossen sind. Mindestdurchflußmenge 0,9 l/min.

In der Naßpartie: siehe Beispiele 66 (Siebsaugwalze) und 67 (Preßwalze), da die Lager am Ölkreislauf der Naßpartiewalzen angeschlossen sind. Mindestdurchflußmenge 0,5 l/min.

Abdichtung

In der Trockenpartie verhindern berührungs- und wartungsfreie Spaltdichtungen den Ölaustritt an den Deckeldurchgangsbohrungen.

In der Naßpartie sind die Lager durch nachschmierbare Labyrinthdichtungen gegen Wasserzutritt zu schützen. Restöl wird über Abspritzrillen in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. Deckeldichtungen machen die Gehäuse öldicht.



In der Papiermaschine durchläuft das Papier nach Verlassen der Trockenpartie das sogenannte Glättwerk. Soft-Kalander glätten die Oberfläche und verbessern damit die Druckeigenschaften des Papiers. Der Kalander besteht aus zwei hintereinander angeordneten Walzenpaaren. Die Kalanderwalze (Stahl) liegt einmal unter und einmal über einer Gegenwalze, der sogenannten Durchbiegungs-Ausgleichswalze (elastisches Material). Soft-Kalanderwalzen können mit Wasser, Dampf oder mit Öl beheizt sein. Die Spalt- bzw. „Nip“-Belastung (Anpreßdruck) richtet sich nach der jeweiligen Papiersorte.

Technische Daten

Arbeitsbreite ca. 7 m;
Drehzahl 350 min⁻¹ (Geschwindigkeit 1 100 m/min);
Heizmedium Öl mit 200...250 °C;
Walzenzapfen isoliert;
Betriebstemperatur am Lagerinnenring 130 °C.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die radiale Lagerbelastung hängt ab vom Einsatz der Kalanderwalze als Unter- oder Oberwalze, von der Gewichtskraft F_G und der variablen Andrucklast mit Zeitanteilen.

$P_1 = F_G + F_{\text{Nip min}}$	= 600 kN
$P_2 = F_G + F_{\text{Nip mittel}}$	= 990 kN
$P_3 = F_G + F_{\text{Nip max}}$	= 1260 kN
$P_4 = F_G - F_{\text{Nip min}}$	= 60 kN
$P_5 = F_G - F_{\text{Nip mittel}}$	= 390 kN
$P_6 = F_G - F_{\text{Nip max}}$	= 720 kN

Zeitanteile: P_1, P_4 je 10 %; P_2, P_3, P_5, P_6 je 20 %.

Beim Einsatz als Unterwalze addieren sich Walzenge-wichtskraft und Nip-Last; beim Einsatz als Oberwalze wirkt nur die Differenz aus Nip-Last und Gewichtskraft.

Die Auslegung der Lager nach der maximalen Belastung hätte beim Einsatz in der Oberwalze Überdimensionierung zur Folge (*dynamisch äquivalente Belastung* $P < 0,02 \cdot \text{dynamische Tragzahl } C$). Bei dieser zu niedrigen Belastung kann Schlupf auftreten, der bei unzureichender Schmierung zu Lagerschäden führen kann. Um dies zu vermeiden, sind kleinere Lager mit geringerer *dynamischer Tragzahl* C zu verwenden, so daß $P/C > 0,02$ wird. Durch die geringere Rollenmasse reduziert sich die Gefahr des Schmierfilmdurchbruches.

Die Forderungen nach Tragfähigkeit und *Winkleinstellbarkeit* werden durch Pendelrollenlager erfüllt.

Die Durchmesser von Walzenzapfen und Walzenmantel begrenzen die Bauhöhe der Lager. Eingebaut sind die relativ breiten Pendelrollenlager FAG 231/560AK.MB.C4.T52BW.

Die *nominelle Lebensdauer* beträgt bei den gegebenen Last- und Zeitanteilen $L_h = 83\,000$ h.

Mit einem *Schmieröl* ISO VG 220 erreicht man bei der Betriebstemperatur 130 °C das *Viskositätsverhältnis* $\kappa = 0,71$. Die *erweiterte Lebensdauerberechnung* ergibt (mit $f_s > 12$; $a_{23II} = 1,2$; $V = 0,5$; $s = 1,6$) eine *erreichbare Lebensdauer* $L_{hna} > 100\,000$ h.

Die große Temperaturdifferenz während des Aufheizens erfordert wegen der Gefahr einer Radialverspannung im Lager die vergrößerte *Radialluft* C4. Bei dem *Drehzahlkennwert* $n \cdot d_m = 224\,000 \text{ min}^{-1} \cdot \text{mm}$ sind Lager mit erhöhter Laufgenauigkeit nach Spezifikation T52BW zu empfehlen.

Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind fest mit direktem Sitz auf den kegeligen Walzenzapfen gepaßt. Die Walzenzapfen haben Ölkanäle, so daß die Lager mit dem Hydraulikverfahren ein- und ausgebaut werden können.

Rundheitstoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), Kegelwinkeltoleranz AT7 (DIN 7178).

Lagersitze in der Gehäusebohrung nach F7.

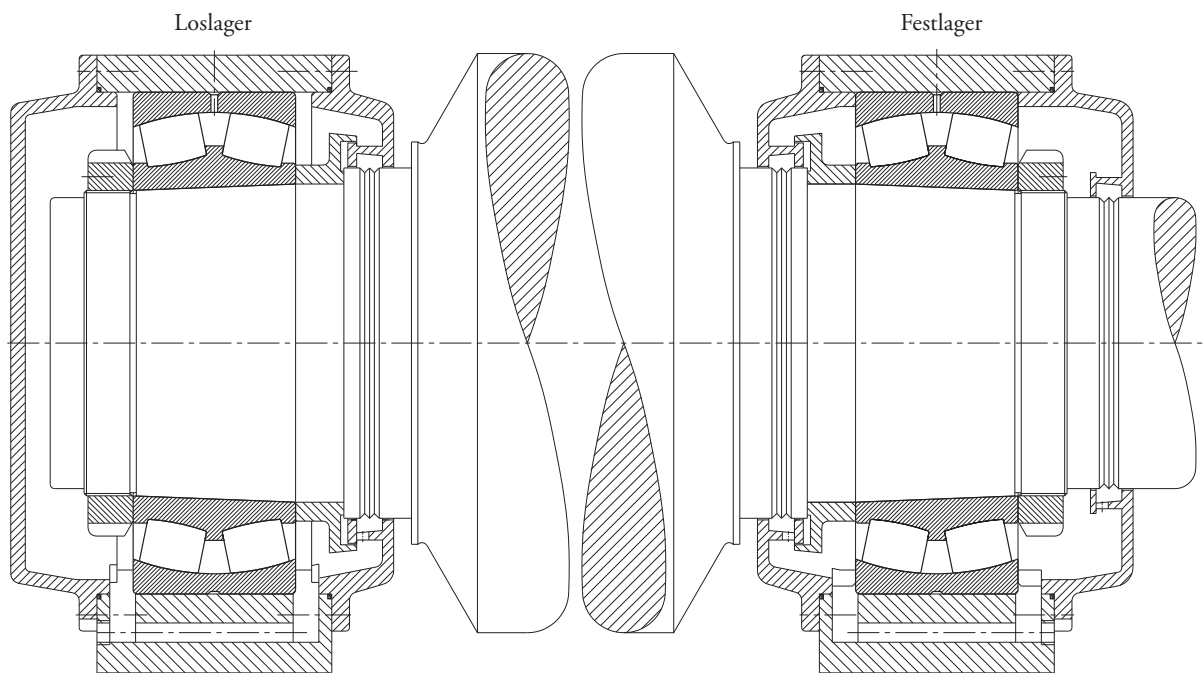
Schmierung

Ölumlaufschmierung mit einem qualitativ geeigneten *Syntheseöl* ISO VG 220, das sich im dynamischen Test (FAG-Prüfstand FE8) bewährt hat.

Durch Zuführung einer hohen Ölmenge in Lagermitte (Mindestdurchflußmenge 12 l/min) erreicht man Wärmeabfuhr und geringe thermische Belastung des Öles. Eventuelle Verunreinigungen und Verschleißpartikel werden aus dem Lager gespült. Der Ölrücklauf erfolgt zu beiden Seiten des Lagers über Ölsammelta-schen und Verbindungsbohrungen.

Abdichtung

Zur Walzen-seite hin verhindern Winkelringe den direkten Ölaustritt an den Deckeldurchgangsbohrungen. Restöl wird über Abspritzrillen in Ölfangkammern abgeschleudert und zurückgeführt. *Deckeldichtungen* machen die Gehäuse öldicht.



71 Durchbiegungs-Ausgleichswalze

Durchbiegungs-Ausgleichswalzen sind sowohl in Pressenpartien als auch in Kalandern im Einsatz. Sie sorgen für eine gleichmäßige Papierdicke über die Bahnbreite und für eine gleichmäßig hohe Papiergüte. Der Antrieb erfolgt auf der *Festlagerseite* über Getriebe und Bogenzahnkupplung auf den Walzenmantel.

Unter hohem Druck wird die Ausgleichswalze an die Gegenwalze (Kalandervalze) gepreßt. Durch den Anpreßdruck kommt es bei der Gegenwalze zur Durchbiegung und somit zu einer Formänderung des Walzenmantels. Dieser Form muß sich der Walzenmantel der Ausgleichswalze anpassen.

Die Durchbiegungs-Ausgleichswalze besteht aus einer stehenden Achse und dem umlaufendem Walzenmantel. Auf der Achse sind getrennt druckregelbare Stellglieder angeordnet, die den Walzenmantel hydrostatisch stützen und die Einstellung der Mantelform bewirken. Unterschiedlicher Druck formt den Walzenmantel entsprechend der gebogenen Gegenwalze und führt so zu einer gleichmäßigen Papierdicke.

Technische Daten

Walzenlänge 9 300 mm; Walzendurchmesser 1 025 mm; Walzengewicht 61 t; Mantelgewichtskraft 210 kN; Anpreßdruck 700 kN; Umfangsgeschwindigkeit 1500 m/min ($n = 470 \text{ min}^{-1}$); Lagertemperatur 55 °C.

Lagerwahl, Dimensionierung

Gefordert ist eine *Gebrauchsdauer* von > 100 000 h. Das Lager hat im Betrieb (bei geschlossenem Spalt und Anpreßdruck) nur Führungsaufgaben. Gewählt werden Pendelrollenlager FAG 23096MB.T52BW (*dynamische Tragzahl* $C = 3\,800 \text{ kN}$).

Wegen möglicher Schlupfgefahr kann es erforderlich sein, Lager der Baureihe 239 mit geringerer *Tragzahl* zu wählen.

Die Pendelrollenlager sind mit erhöhter Rundlaufgenauigkeit gefertigt (Spezifikation T52BW), da Laufungenauigkeiten des umlaufenden Walzenmantels die Qualität der Papierbahn beeinflussen.

Bearbeitungstoleranzen

Weil die Innenringe *Punktlast* haben, sind die Lagersitze auf der Achse nach f6 gefertigt.

Die Außenringe haben *Umfangslast* und sind fest gepaßt; die Lagersitze in den Gehäusen sind nach P6 bearbeitet.

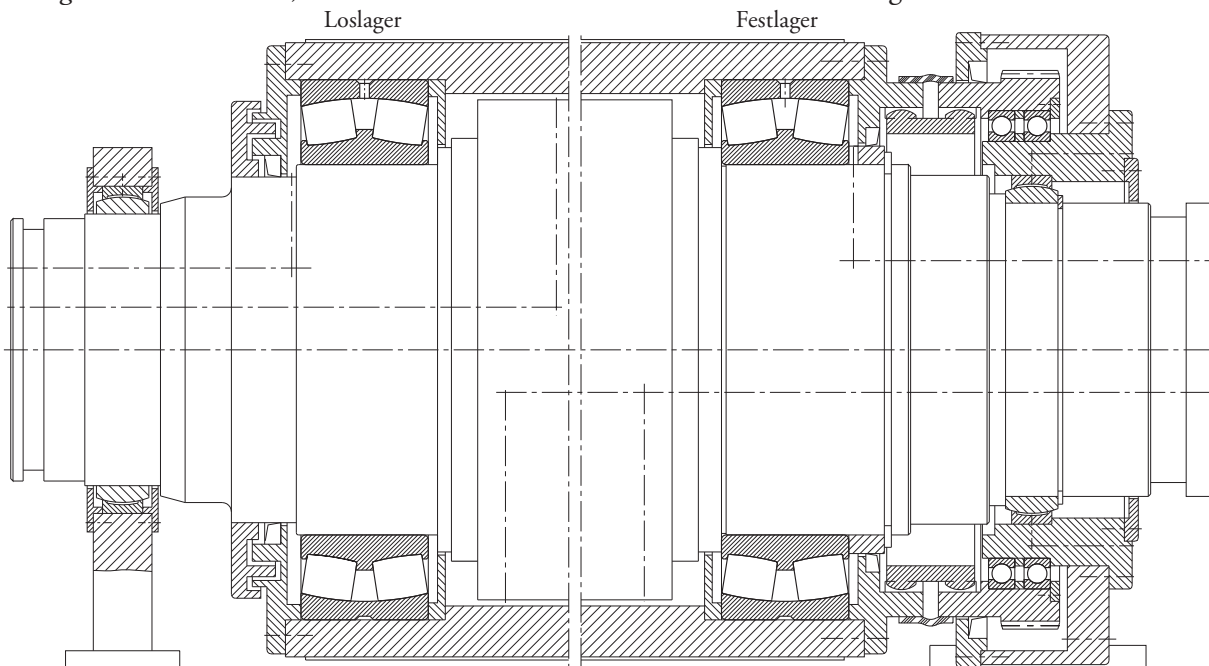
Schmierung

Wenn dynamische Winkelfehler und/oder Schlupf auftreten können, muß eine sehr gute Schmierung immer einen tragfähigen Schmierfilm sicherstellen. Die Lager werden mit dem für das Hydrauliksystem eingesetzten *Schmieröl* (ISO VG 150 mit *EP-Zusätzen*) geschmiert. Das Öl wird über Bohrungen den Lagern seitlich zugeführt. Bei neueren Konstruktionen und insbesondere bei beheizten Walzen wird das *Schmieröl* über Schmierbohrungen im Innenring direkt an die Kontaktstellen in den Lagern gebracht.

Die Rillenkugellager des auf der *Festlagerseite* angeordneten Getriebes werden über einen separaten Kreislauf mit *Öl* versorgt.

Abdichtung

Nach außen sind die Lager mit einem Wellendichtring *abgedichtet*. Zur Innenseite sorgt eine Stauscheibe für ein Ölreservoir im Lagerbereich.



71: Lagerung einer Durchbiegungs-Ausgleichswalze

72 Breitstreckwalze

Papierbahnen, die in Längsrichtung transportiert werden, neigen zur Faltenbildung. Breitstreckwalzen dehnen oder strecken die über sie laufenden Bahnen in Querrichtung auf Bahnbreite und streichen Falten, lose Bahnmitten oder Bahnenden aus. Breitstreckwalzen bestehen aus einer symmetrisch zu ihrer Längsachse gebogenen, feststehenden Achse, um die sich der Walzenmantel bilden. Den Walzenmantel bilden rohrförmige Teilstücke, die freidrehend und winkelbeweglich gelagert sind. Die Teilstücke stellen sich so zueinander ein, daß sich die Biegeform der Achse auf der Mantelfläche abbildet. Je nach Einsatzfall – Naßpartie, Trockenpartie oder Weiterverarbeitung – sind die Teilstücke aus nichtrostendem Stahl oder mit einer flexiblen Beschichtung (Gummi o. ä.) versehen.

Technische Daten

Walzenlänge 8 300 mm, bestehend aus 22 Teilstücken; Gewichtskraft/Teilstück plus Sieb- oder Papierbahnzug bei 30° Umschlingung 2 kN/m; daraus resultiert eine Radiallast von nur 0,5 kN pro Lager. Drehzahl des Walzenmantels 1 160 min⁻¹. Betriebstemperatur in der Naßpartie 40 °C; in der Trockenpartie und in der Weiterverarbeitung mit Infrarottrocknung können bis zu 120 °C auftreten.

Lagerwahl, Dimensionierung

Bei drehendem Außenring wird sehr hohe Leichtgängigkeit der Lagerung gefordert, da die Teilstücke in der Naßpartie nur vom Siebzug, in der Trockenpartie oder Weiterverarbeitung nur von der Papierbahn angetrieben werden.

Außerdem ist hohe Betriebssicherheit nötig, weil der Ausfall nur eines Lagers den Ausbau der kompletten Breitstreckwalze erforderlich macht.

Eingesetzt werden Rillenkugellager FAG 61936.C3. Die vergrößerte *Radialluft C3* ermöglicht die zwanglose Einstellung der Teilstücke. Durch die niedrige Belastung erreichen die Lager eine *nominelle Lebensdauer* L_h von weit über 100 000 Stunden.

Bearbeitungstoleranzen

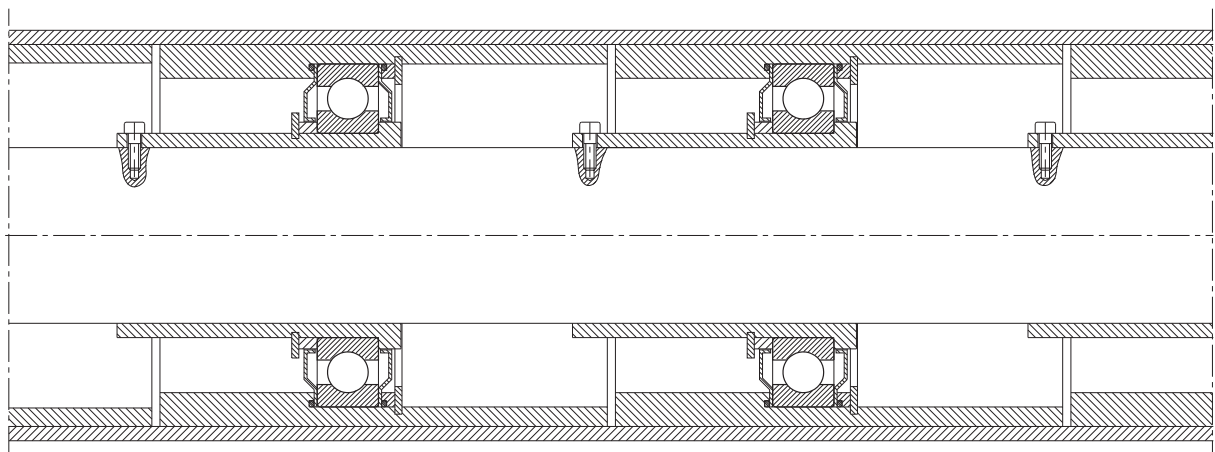
Weil der Lageraußenring mit dem Walzenmantel rotiert, ist er mit Toleranz M6 fest gepaßt und axial durch einen Sprengring gesichert. Der Innenring hat *Punktlast* und ist mit h6 auf der Wellenbüchse gepaßt. Wegen der gebogenen Walzenachse und aus Montagegründen ist die Büchse sehr lose gepaßt und axial mit einer Schraube fixiert.

Schmierung

Die Lager sind for-life geschmiert, d. h. es ist keine Nachschmierung vorgesehen. Die Forderung nach Leichtgängigkeit und nach Standzeiten bis zu fünf Jahren (8 000 Betriebsstunden/Jahr) bestimmen die *Schmierfettauswahl* und Füllmenge. Bei den hohen Drehzahlen und niedrigen Belastungen sind reibungsarme Fette (z. B. für die Naßpartie Fette der Klasse LG10) von Vorteil.

Abdichtung

Zur *Abdichtung* werden wegen der geforderten Leichtgängigkeit nichtberührende Deckscheiben verwendet. Sie sind beidseitig am Lageraußenring angeklebt, damit das aus dem *Schmierfett* zentrifugierte *Grundöl* nicht entweichen kann. Zusätzlich sorgen *Rundschnurdichtungen* für Öldichtheit.



72: Lagerung einer Breitstreckwalze

73 Laufrad einer Material-Seilbahn

Technische Daten

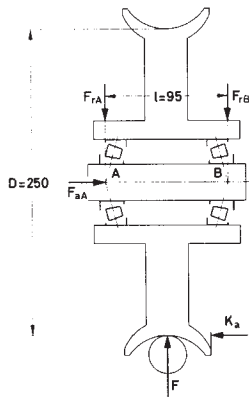
Drehzahl $n = 270 \text{ min}^{-1}$; Radiallast $F_r = 8 \text{ kN}$. In axialer Richtung treten nur Führungskräfte auf; sie werden mit 20 % der Radiallast berücksichtigt: $K_a = 1,6 \text{ kN}$.

Lagerwahl

Jedes Laufrad ist in zwei Kegelrollenlagern FAG 30306A abgestützt. Die Kegelrollenlager sind in *O-Anordnung* eingebaut; mit dieser Anordnung wird eine größere *Stützbasis* erreicht als bei der *X-Anordnung*. Je größer die Stützbasis, desto geringer sind die von der Axiallast K_a hervorgerufenen Lagerkräfte.

Dimensionierung der Lager

Da die Axialkraft K_a außermittig am Radumfang angreift, erzeugt sie an den Lagerstellen radiale Reaktionskräfte.



Lager A:

$$F_{rA} = F_r/2 + K_a \cdot (D/2)/l = 4 + 1,6 \cdot 125/95 = 6,1 \text{ kN.}$$

Die Axiallast $K_a = 1,6 \text{ kN}$ wirkt in Richtung auf Lager A.

Lager B:

$$F_{rB} = F_r/2 - K_a \cdot (D/2)/l = 4 - 1,6 \cdot 125/95 = 1,9 \text{ kN}$$

Bei der Abstützung des Laufrads in zwei Kegelrollenlagern treten bei radialer Belastung axiale Reaktionskräfte auf, die bei der Ermittlung der *dynamisch äquivalenten Belastung* zu beachten sind. Es ist zu prüfen, ob diese inneren Kräfte in Verbindung mit der äußeren Axialkraft Einfluß auf die *Lebensdauer* haben (siehe FAG-Katalog WL 41 520, Abschnitt „Kegelrollenlager“).

Daten der Kegelrollenlager FAG 30306A (Bezeichnung nach DIN ISO 355: T2FB030):

dynamische Tragzahl $C = 60 \text{ kN}$,

Axialfaktor $Y = Y_A = Y_B = 1,9$.

Damit ergibt sich

$$F_{rA}/Y = 6,1/1,9 = 3,2; \quad F_{rB}/Y = 1,9/1,9 = 1 \text{ und somit ist } F_{rA}/Y > F_{rB}/Y$$

Als zweite Bedingung wird nachgewiesen, daß

$$K_a > 0,5 \cdot (F_{rA}/Y - F_{rB}/Y) = 0,5 (3,2 - 1) = 1,1 \text{ ist.}$$

Bei der Berechnung des Lagers A ist daher folgende Axialkraft F_{aA} zu berücksichtigen:

$$F_{aA} = K_a + 0,5 \cdot F_{rA}/Y = 1,6 + 0,5 \cdot 1,9/1,9 = 2,1 \text{ kN}$$

Die *dynamisch äquivalente Belastung* P_A des Lagers A ergibt sich somit zu:

$$P_A = 0,4 \cdot F_{rA} + Y F_a = 0,4 \cdot 6,1 + 1,9 \cdot 2,1 = 6,45 \text{ kN}$$

Mit dieser Belastung, der angegebenen *dynamischen Tragzahl* und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,534$ ($n = 270 \text{ min}^{-1}$) errechnet sich die *dynamische Kennzahl* f_L zu:

$$f_L = C/P_A \cdot f_n = 60/6,45 \cdot 0,534 = 4,97$$

Dieser Wert entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von über 100 000 Stunden. Da der Rechnung der ungünstigste Belastungsfall zugrunde liegt, bei dem die Axialkraft ständig in einer Richtung wirkt und immer Höchstbelastungen auftreten, ist das Lager hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sehr sicher dimensioniert. Die *Gebrauchsdauer* wird voraussichtlich durch *Verschleiß* beendet, besonders dann, wenn ungünstige Betriebsbedingungen (feuchtes Klima, starke Verschmutzung) vorliegen.

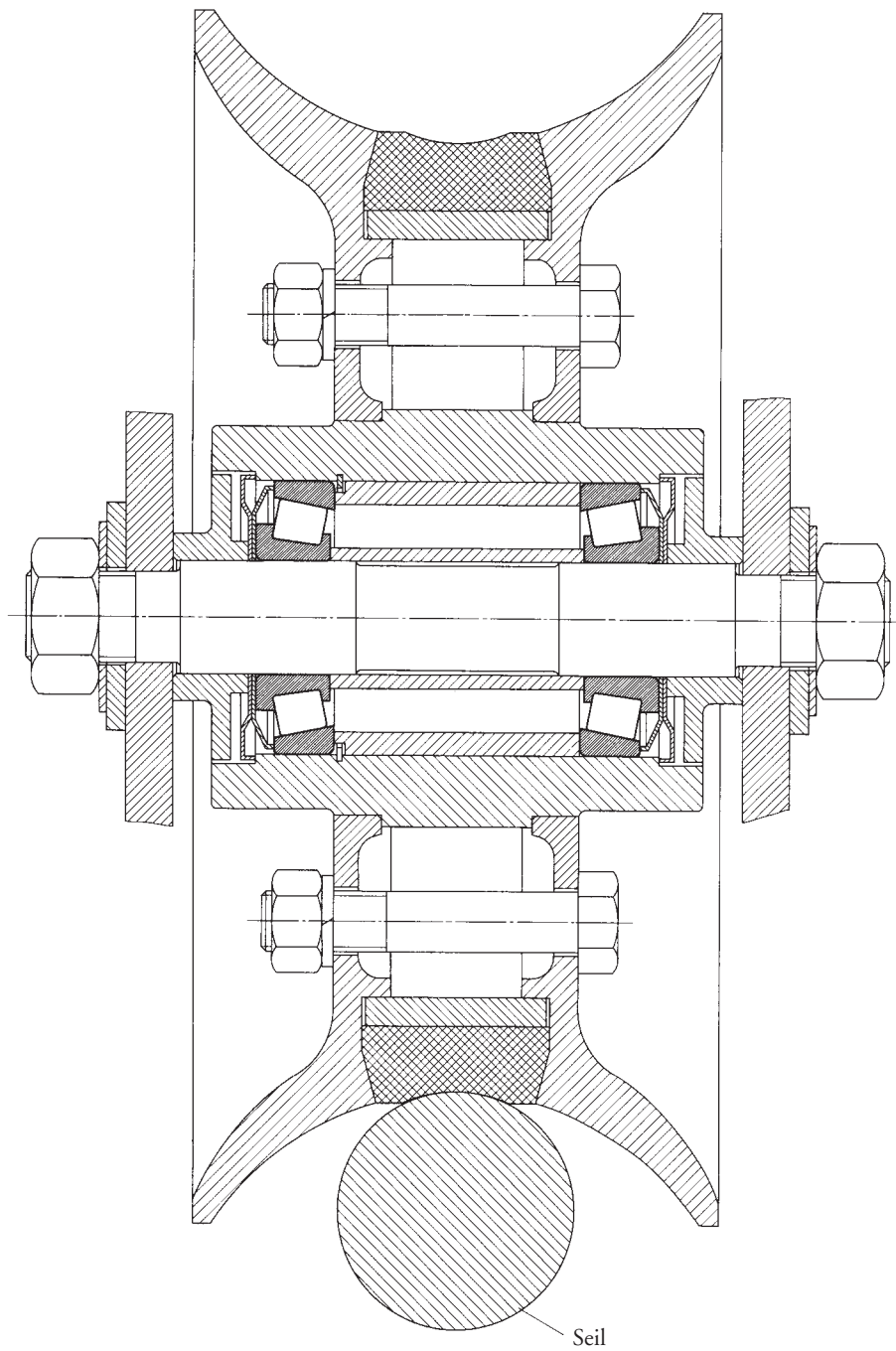
Die Tragfähigkeit des Lagers B muß nicht überprüft werden, da bei gleicher Lagergröße die Beanspruchung gegenüber Lager A viel niedriger ist.

Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerung des Laufrads ist als Nabenlagerung ausgeführt, d. h. das Laufrad mit den beiden Lageraußenringen dreht sich um eine feststehende Achse. Die Außenringe haben *Umfangslast* und sind daher mit Festsitz gepaßt. Die Achse ist nach h6, die Nabenbohrung nach M6 bearbeitet.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager und die freien Räume sind bei der Montage mit *Fett*, z. B. FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V, zu füllen. Die Fettfüllung reicht für ca. ein Jahr aus. Die Lager sind beim vorliegenden Beispiel mit federnden Dichtscheiben (Nilosringe) *abgedichtet*.



73: Lagerung des Laufrads einer Material-Seilbahn

74 Seil-Umlenkscheiben einer Bergbahn

In der Bergstation und in der Talstation einer Seilbahn sind je acht der abgebildeten Zugseil-Umlenkscheiben installiert; zu den Umlenkscheiben gehören auch die Seilscheiben im Spanngewichtschacht der Talstation. Die Scheiben haben Durchmesser von 2,8 und 3,3 Meter.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Seilscheiben in der Talstation und die Seilscheiben der Spanngewichte sind mit Pendelrollenlagern FAG 22234E ausgerüstet. Die Seilscheiben in der Bergstation stützen sich in Pendelrollenlagern FAG 22240B.MB ab.

Die Belastung der Lager FAG 22234E in den Seilscheiben der Spanngewichte beträgt jeweils $P = 65 \text{ kN}$; mit der *dynamischen Tragzahl* von $C = 1\,100 \text{ kN}$ und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,838$, entsprechend der Drehzahl von 60 min^{-1} , errechnet sich die *dynamische Kennzahl* f_L zu:

$$f_L = C/P \cdot f_n = 1\,100/65 \cdot 0,838 = 14,2.$$

Die Lager sind also hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* äußerst sicher dimensioniert.

Die durchgehende Hülse, auf der die Lager sitzen, ermöglicht ein rasches Auswechseln der Umlenkscheiben.

Bearbeitungstoleranzen

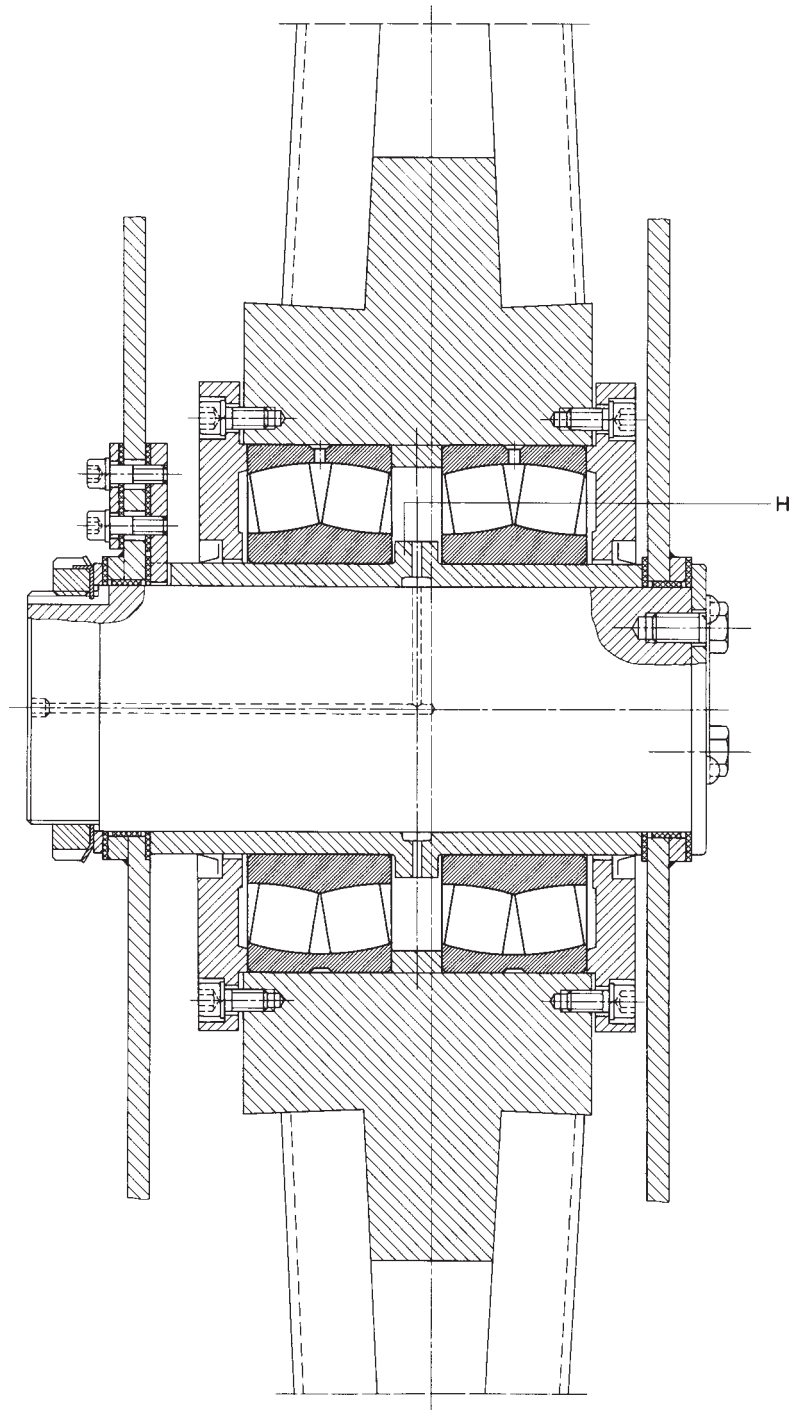
Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und sind daher fest gepaßt. Damit die Pendelrollenlager nicht axial verspannt werden, ist die Konstruktion als *schwimmende Lagerung* ausgeführt. Hierbei sind die Außenringe mit einem Distanzring über die beiden Deckel fest verspannt. Der Mittelsteg der Hülse H ist jedoch gegenüber dem Distanzring etwas schmaler, so daß sich die Umlenkscheibe mit den Lagern über die lose gepaßten Innenringe auf der Hülse axial einstellen kann. Die Hülse ist gegen Mitdrehen gesichert.

Hülse g6; Nabenbohrung M6;
Schiebesitzcharakter zwischen Hülsenbohrung und Achse.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*. Die Lager sind über Schmierbohrungen in der Achse nachschmierbar.

Ein in den Deckeln angeordneter Wellendichtring bietet ausreichenden Schutz gegen Verschmutzung.



74: Lagerung einer Seil-Umlenkscheibe

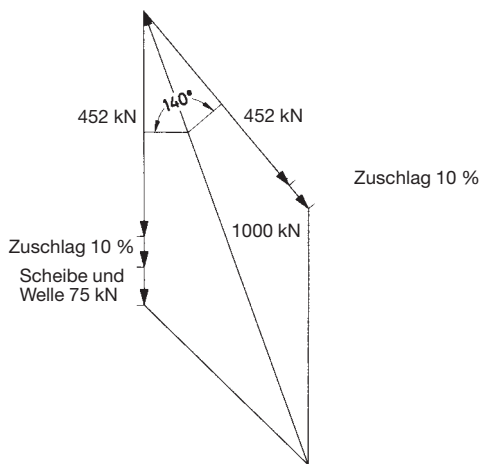
75 Förderseilscheibe (Bergbau)

Förderseilscheiben für den Untertagebau sind in den Fördertürmen über den Schächten angeordnet. Das mit den Förderkörben verbundene Seil läuft von der Treibscheibe oder der Trommel der Fördermaschine über die Seilscheiben in den Schacht.

Technische Daten

Statische Seillast 452 kN; Gewichtskraft der Seilscheibe und der Achse 75 kN; Seilscheibendurchmesser $d_s = 6,3$ m; Fördergeschwindigkeit $v = 20$ m/s; Seilumschlingungswinkel 140° .

Die Beschleunigungskräfte werden mit 10 % der statischen Seillast in die Rechnung eingesetzt.



Lagerwahl, Dimensionierung

Nach dem Kräfteplan beträgt die resultierende Belastung ca. 1 000 kN. Da die beiden Lager symmetrisch angeordnet sind, wird jedes Lager mit $P = 500$ kN radial belastet.

Die Drehzahl ergibt sich aus

$$n = v \cdot 60 / (d_s \cdot \pi) = 20 \cdot 60 / (6,3 \cdot 3,14) = 60 \text{ min}^{-1};$$

daraus resultiert der *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,838$.

Die *dynamische Kennzahl* f_L wird mit 4...4,5 eingesetzt. Bei 4,5 entspricht dies einer *nominellen Lebensdauer* von ca. 75 000 Stunden. Hier ist zu berücksichtigen, daß nur in seltenen Fällen die Lager der Förderseilscheiben durch Werkstoffermüdung unbrauchbar werden; meist wird ihre *Gebrauchsdauer* durch *Verschleiß* beendet.

Die erforderliche *dynamische Tragzahl* C für das Pendelrollenlager errechnet sich damit aus

$$C = f_L / f_n \cdot P = 4,5 / 0,838 \cdot 500 = 2\,680 \text{ kN}$$

Gewählt wurden Pendelrollenlager FAG23252BK.MB mit einer *dynamischen Tragzahl* von $C = 2\,900$ kN.

Die Lager haben eine hohe Tragfähigkeit und gleichen eventuelle Fluchtfehler der Gehäuse, Durchbiegungen der Welle und Verformungen des Turmgerüsts aus.

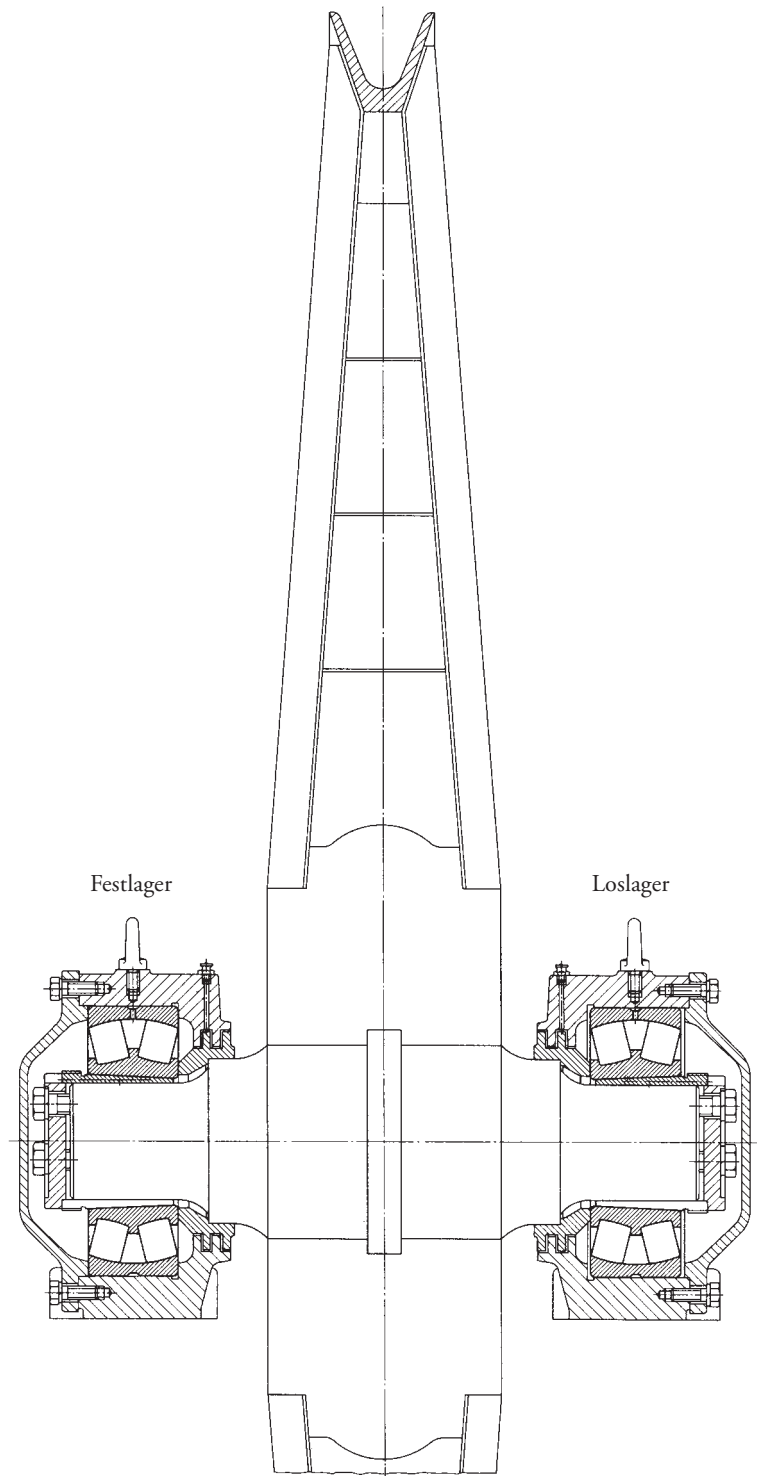
Bearbeitungstoleranzen

Ein Lager ist als *Festlager*, das andere als *Loslager* eingebaut. Beide Lager haben eine kegelige Lagerbohrung (K 1:12). Sie werden mit Abziehhülsen (FAG AH2352H) auf dem Wellenzapfen festgesetzt. Das Hydraulikverfahren erleichtert den Ein- und Ausbau der Lager. Hierzu haben die Abziehhülsen Ölzuführungsbohrungen und -kanäle. Die Pendelrollenlager stützen sich in FAG Stehlagergehäusen FS3252AHF und FS3252AHL ab.

Wellenzapfen h6, Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101). Lagersitz im Gehäuse H7.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V. Zum Schutz der Lager vor Verunreinigungen ist ein mehrgängiges Labyrinth vorgesehen. In die Labyrinth wird im Abstand von 4...6 Wochen *Fett* nachgepreßt.



76 Seilrolle einer Hakenflasche

In Hakenflaschen sind meist mehrere Seilrollen nebeneinander auf einer Achse angeordnet. Damit die Hakenflaschen nicht zu breit und zu sperrig werden, sollen die Seilrollen und deren Lagerung möglichst schmal sein.

Lagerwahl

Der Seilumschlingungswinkel beträgt bei Rollen von Hakenflaschen 180° . Auf die Lagerung wirkt daher als Radiallast der doppelte Seilzug. Die Axialkräfte – resultierend aus einem möglichen Schrägzug des Seils – und das von ihnen herrührende Moment sind klein. Sie werden bei der Berechnung der *Lebensdauer* der Lager nicht berücksichtigt. Die *Stützbasis* zur Aufnahme des Moments erhält man dadurch, daß man entweder zwei Lager oder ein zweireihiges Lager einbaut. Bei vorliegender Belastung genügen Rillenkugellager.

Die Lager sitzen auf einer Buchse und bilden mit der Seilrolle eine einbaufertige Einheit, die somit leicht auswechselbar ist.

Technische Daten und Dimensionierung der Lager

Seilzug S	40 kN
Belastung der Lagerung	
$F = 2 \cdot S$	80 kN
Drehzahl n	30 min^{-1}
Drehzahlfaktor f_n	1,04
Eingebaute Lager	2 Rillenkugellager FAG 6220
Dynamische Tragzahl	$C = 2 \times 122 \text{ kN}$
Dynamisch äquivalente Belastung	$P = F/2 = 40 \text{ kN}$
Dynamische Kennzahl	$f_L = C/P \cdot f_n$ $= 122/40 \cdot 1,04 = 3,17$
Nominelle Lebensdauer	$L_h = 16000 \text{ h}$

Üblicherweise strebt man bei Seilrollen eine *dynamische Kennzahl* $f_L = 2,5 \dots 3,5$ an. Das entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von 8 000 bis 20 000 Stunden.

Die Lagerung ist somit im Vergleich zu bewährten Praxisfällen ausreichend dimensioniert.

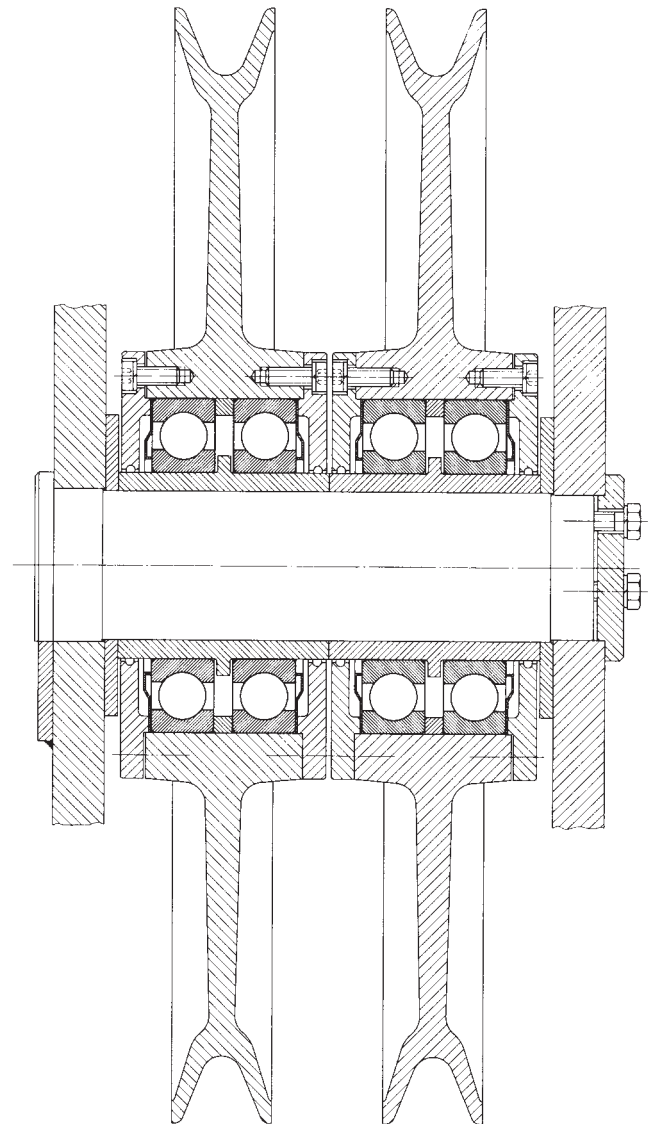
Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerung der Seilrolle ist eine sogenannte Nabenlagerung, d. h. die Seilrolle dreht mit den Lageraußenringen um die feststehende Achse. Die Außenringe (*Umfangslast*) sind fest gepaßt: Nabe M7. Für die Innenringe (*Punktlast*) ist ein Los- oder Schiebesitz zulässig: Wellenbuchse g6 oder h6.

Schmierung, Abdichtung

Die Seilrollenlager sind mit Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 3* (Arcanol L71V) geschmiert. Bei hohen Belastungen (Belastungsverhältnis $P/C > 0,15$) ist mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* und *EP-Zusätzen* (Arcanol L186V) zu schmieren. Eine *Fettfüllung* reicht normalerweise für mehrere Jahre aus.

Die Seilrolle ist im vorliegenden Fall mit federnden Abdeckscheiben (Nilos-Ringe) *abgedichtet*.



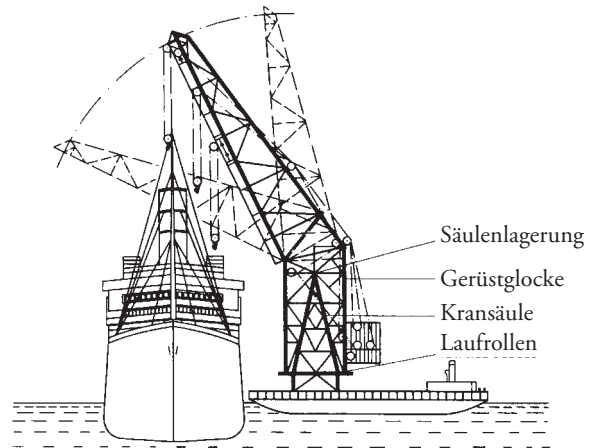
76: Seilrollen mit Rillenkugellagern

77–78 Kransäulenlagerung von Schwimmkranen

Schwimmkranen werden im Hafenbetrieb zum Transport schwerer und sperriger Güter, im Werftbetrieb für Reparaturarbeiten und bei der Ausrüstung von Schiffen eingesetzt. Wegen ihrer Beweglichkeit ergänzen sie vorteilhaft die ortsfesten Krananlagen.

Bei dem beschriebenen Kran ist die Säule mit dem Schiff verbunden. Die drehbare Gerüstglocke mit den Kranaufbauten ist darüber gestülpt. Die Lagerung muß das Gewicht der Aufbauten und die zu hebende Last aufnehmen. Da der gemeinsame Schwerpunkt von Last und Gerüstglocke nicht in die Säulenachse fällt, entsteht ein Kippmoment, das zu horizontalen Reaktionskräften in den Lagerstellen am oberen und unteren Säulenende führt.

Am oberen Ende befindet sich die sog. Säulenlagerung. Sie besteht entweder aus einem einzelnen Axial-Pendelrollenlager oder aus einem Radial-Pendelrollenlager und einem Axial-Pendelrollenlager.



Welche Ausführung man vorsieht, hängt von der Größe der Radialkräfte ab. Am Säulenfuß wird die Glocke durch Laufrollen geführt (siehe Anwendungsbeispiel Nr. 79).

77 Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager

Technische Daten

Axiallast (Kraufbauten und Last) $F_a = 6\,200\text{ kN}$;
Radiallast (Reaktionskräfte aus Kippmoment und
Winddruck) $F_r = 2\,800\text{ kN}$; Drehzahl $n = 1\text{ min}^{-1}$.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Axialbelastung, bestehend aus den Gewichtskräften der drehbaren Aufbauten und der zu hebenden Last, ist wesentlich größer als die Radiallast, die sich aus Kippmoment und Winddruck ergibt. Entscheidend für die Lagerwahl ist daher die axiale Tragfähigkeit. Ferner muß das Lager *winkeleinstellbar* sein, um Fluchtfehler und elastische Verformungen auszugleichen, die bei Krananlagen unvermeidbar sind. Bei der niedrigen Drehzahl von 1 min^{-1} wird das Lager nach statischen Gesichtspunkten ausgelegt.

Eingebaut ist ein Axial-Pendelrollenlager FAG 294/630E.MB mit einer *statischen Tragzahl* von $C_0 = 58\,500\text{ kN}$; Faktor $X_0 = 2,7$.

Bei *kombiniert belasteten* Axial-Pendelrollenlagern darf das Verhältnis F_r/F_a nicht zu groß sein, damit sichergestellt ist, daß der größte Teil der Rollen an der Kraftübertragung teilnimmt. Bedingung ist: $F_r/F_a \leq 0,55$.

Im vorliegenden Fall ergibt sich

$$F_r/F_a = 2800/6200 = 0,45$$

Somit errechnet sich die *statisch äquivalente Belastung*:

$$\begin{aligned} P_0 &= F_a + X_0 \cdot F_r = F_a + 2,7 \cdot F_r \\ &= 6\,200 + 2,7 \cdot 2\,800 = 13\,800\text{ kN} \end{aligned}$$

Als *statische Kennzahl* ergibt sich

$$f_s = C_0/P_0 = 58\,500/13\,800 = 4,24$$

Damit ist die Forderung $f_s \geq 4$ für Axial-Pendelrollenlager (FAG-Katalog WL 41 520) erfüllt, deren Gehäuse- und Wellenscheibe – wie im vorliegenden Fall – voll abgestützt sind.

Bei f_s -Werten $\geq 4 \dots \leq 6$ ist es erforderlich, daß die Wellen- und Gehäusescheibe axial voll unterstützt sind und gleichzeitig auch eine gute radiale Unterstützung der Gehäusescheibe vorliegt.

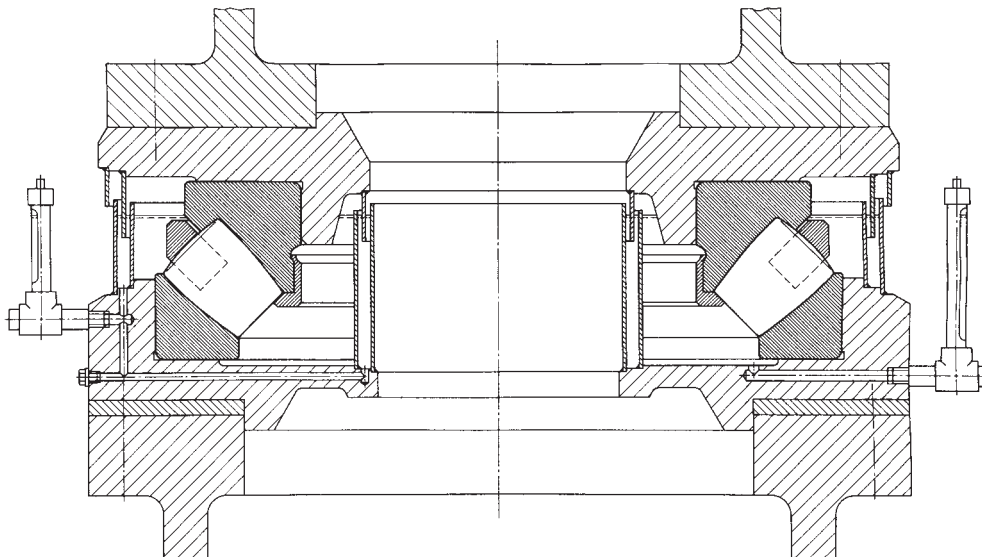
Bearbeitungstoleranzen

Wellenscheibe j6;
Gehäusescheibe K7

Schmierung, Abdichtung

Tauchschrnerung, wobei die Rollen vollständig im Öl stehen. Der Ölstand soll etwa bis zum Bord der Wellenscheibe reichen; Kontrolle durch Ölstandanzeiger.

Im Einsatzgebiet von Schwimmkränen herrschen ungünstige Umweltbedingungen. Als besonders wirksame *Abdichtung* sind ölgefüllte Labyrinth vorgesehen. Das innere und das äußere Labyrinth sind mit Bohrungen verbunden. Der Ölstand in den Labyrinth wird ebenfalls mit einem Ölstandanzeiger überwacht.



77: Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager

78 Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager und einem Radial-Pendelrollenlager

Technische Daten

Axiallast (Kraufbauten und Last) $F_a = 1\,700\text{ kN}$;
Radiallast (Reaktionskräfte aus Kippmoment und Winddruck) $F_r = 1\,070\text{ kN}$; Drehzahl $n = 1\text{ min}^{-1}$.

Lagerwahl, Dimensionierung

In diesem Fall ist $F_r/F_a > 0,55$. Die Radialkraft ist relativ hoch. Sie wird daher von einem Radial-Pendelrollenlager gesondert aufgenommen. Radial- und Axial-Pendelrollenlager sind so eingebaut, daß ihre Schwenkmittelpunkte zusammenfallen. Dadurch ist die Winkelbeweglichkeit sichergestellt. Ein Gleitring, der zwischen beiden Lagern eingelegt ist, verhindert, daß das *Axiallager* zusätzlich durch zu hohe Radialkräfte beansprucht wird. Die Größe des Radial-Pendelrollenlagers richtet sich nach der Größe des Axial-Pendelrollenlagers. Der Außendurchmesser des *Radiallagers* muß größer sein als der der Gehäusescheibe des *Axiallagers*. Um eine enge Führung der Kraufbauten zu gewährleisten, ist für das *Radiallager* die verringerte *Radialluft C2* vorgegeben.

Kransäulenlagerungen mit einem Radial- und einem Axial-Pendelrollenlager ergeben kompakte Konstruktionen. Sie benötigen allerdings einen höheren Einbauraum als Lagerungen mit nur einem Axial-Pendelrollenlager.

Eingebaut sind ein Axial-Pendelrollenlager FAG 29440E mit der *statischen Tragzahl* $C_0 = 8\,500\text{ kN}$ und ein Radial-Pendelrollenlager FAG 23056B.MB.C2 mit der *statischen Tragzahl* $C_0 = 3\,000\text{ kN}$.

Bei der Berechnung der *statisch äquivalenten Belastung* für das Axial-Pendelrollenlager wird angenommen, daß die Reibung am Gleitring, die als Radialbelastung wirkt, 150 kN beträgt. Damit ergibt sich für das Axial-Pendelrollenlager $F_r/F_a < 0,55$.

Statisch äquivalente Belastung:

$$P_0 = F_a + X_0 \cdot F_r = F_a + 2,7 \cdot F_r \quad \text{für } F_r \leq 0,55 F_a \\ = 1\,700 + 2,7 \cdot 150 = 2\,100\text{ kN}$$

Für das Radial-Pendelrollenlager gilt:

$$P_0 = F_r = 1\,070\text{ kN}$$

Die *statischen Kennzahlen* $f_s = C_0 / P_0$ ergeben sich für:

$$\text{Axial-Pendelrollenlager} = 8\,500 / 2\,100 = 4,05$$

$$\text{Radial-Pendelrollenlager} = 3\,000 / 1\,070 = 2,8$$

Die Werte lassen erkennen, daß die Lager sicher ausgelegt sind.

Bei Axial-Pendelrollenlagern mit f_s -Werten $\geq 4 \dots \leq 6$ müssen die Wellen- und Gehäusescheibe axial voll unterstützt sein, gleichzeitig ist eine gute radiale Unterstützung der Gehäusescheibe erforderlich.

Bearbeitungstoleranzen

Axial-Pendelrollenlager:

Lagersitzstelle der Wellenscheibe j6,

der Gehäusescheibe K7

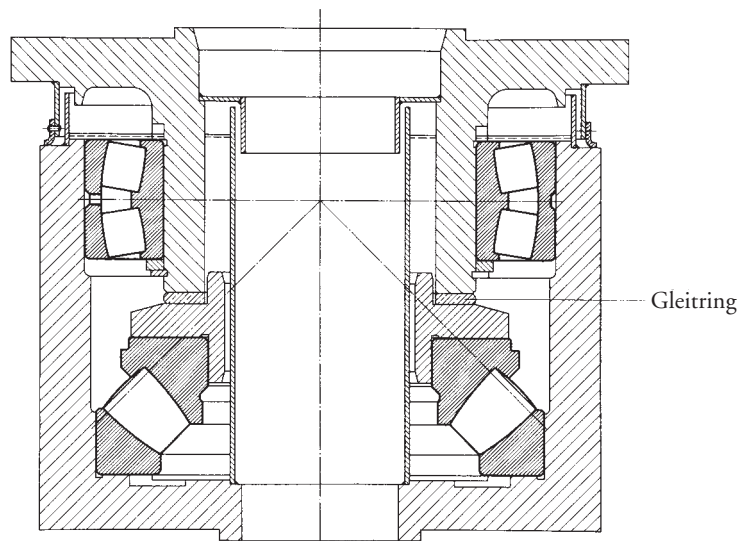
Radial-Pendelrollenlager:

Welle j6; Gehäuse J7

Schmierung, Abdichtung

Der Lagerraum ist bis über die Oberkante des Radial-Pendelrollenlagers mit *Öl* gefüllt, d. h. die Lager laufen im Ölbad. Damit sind sie gut gegen Kondenswasser und Korrosion geschützt.

Die *Abdichtung* nach außen erfolgt durch Labyrinth. Im Hinblick auf die ungünstigen Umweltbedingungen ist zusätzlich eine berührende *Dichtung* mit elastischer Lippe vorgesehen. Nach innen ist der Lagerraum durch ein Rohr, das mit dem Gehäuse verbunden ist, und ein Labyrinth abgedichtet.



78: Kransäulenlagerung mit einem Axial-Pendelrollenlager und einem Radial-Pendelrollenlager

79 Laufrollenlagerung

Die radiale Lagerung am Säulenfuß besteht gewöhnlich aus mehreren Laufrollen, die auf einem Laufkranz abrollen. Jede dieser Laufrollen ist in zwei Lagern abgestützt; das obere Lager ist als *Festlager*, das untere Lager ist als *Loslager* ausgeführt.

Technische Daten

Die maximale Belastung einer Laufrolle beträgt 2 200 kN. Ein Lager ist somit mit $P_0 = 1\,100\text{ kN}$ belastet.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Laufräder übertragen nur die aus dem Kippmoment resultierenden Horizontalkräfte. Wegen der bei Stahlkonstruktionen unvermeidlichen Fluchtfehler und wegen der Durchbiegung der Achsen müssen die Lager *winkeleinstellbar* sein.

Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 23230ES.TVPB mit der *statischen Tragzahl* $C_0 = 1\,630\text{ kN}$. Mit der *statisch äquivalenten* Belastung $P_0 = 1\,100\text{ kN}$ errechnet man eine *statische Kennzahl* von

$$f_s = C_0/P_0 = 1\,630 / 1\,100 = 1,48$$

Dieser Wert reicht bei den hier gestellten Anforderungen an die Leichtgängigkeit der Lager aus.

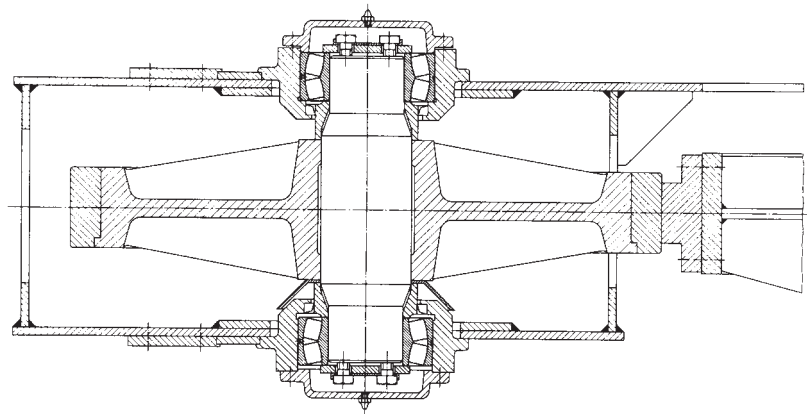
Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast* und sind fest gepaßt. Welle k6; Gehäuse H7.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager sowie die freien Räume im Gehäuse werden mit einem Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V) vollständig gefüllt. Die Lagerung kann über Schmiernippel im Gehäusedeckel nachgeschmiert werden.

Die Lagerung ist nach außen durch Gehäusedeckel, nach innen durch einen Wellendichtring *abgedichtet*. Ein Schleuderblech zwischen Laufrolle und unterem Lager schützt den unteren Wellendichtring zusätzlich vor Schmutz und Abrieb.



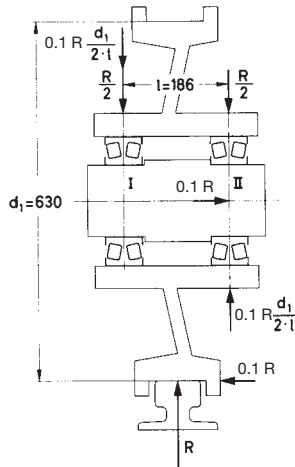
Kranlaufräder

Die Lager von Kranlaufrädern müssen hohe Kräfte aufnehmen, die vom Eigengewicht des Krans und von der zu hebenden Last herrühren.

Dazu kommen radiale und axiale Reaktionskräfte als Folge der axialen Führungskräfte zwischen Spurkranz und Schiene.

Technische Daten

Radlast $R = 180 \text{ kN}$; Betriebsdrehzahl $n = 50 \text{ min}^{-1}$;
 Laufraddurchmesser $d_1 = 630 \text{ mm}$;
 Lagerabstand $l = 186 \text{ mm}$.



Lagerwahl

Laufradlagerungen werden häufig als Nabenlagerungen ausgeführt. Hierbei dreht das Laufrad mit den Lageraußenringen um die feststehende Achse. Man verwendet Pendelrollenlager, weil diese Lager eine sehr hohe Tragfähigkeit haben.

Eingebaut sind zwei Pendelrollenlager FAG 22220E. Der Abstand zwischen den beiden Lagern soll nicht zu klein sein, damit die Lagerreaktionskräfte aus den Axialkräften zwischen Rad und Schiene nicht zu hoch werden. Diese Lagerung ist in DIN 15 071 genormt. Die beiden Pendelrollenlager sitzen auf einer Buchse, damit das Laufrad als komplette Baueinheit schnell ausgewechselt werden kann. Es handelt sich um eine *schwimmende Lagerung*, bei der sich die Lagerinnenringe auf der Buchse verschieben. Je nach Richtung der Axialkraft liegt entweder das linke oder das rechte Lager am Bund der Buchse an. Diese Anordnung führt zu günstigen Lagerbelastungen, denn das Lager, das zusätzlich die Axialkraft aufnimmt, wird durch das Kippmoment der Axialkraft radial entlastet.

Dimensionierung der Lager

Während das Gewicht der Krananlage und die maximale Zuladung bekannt sind, kann die zwischen Rad und Schiene wirkende Axialkraft nur geschätzt werden. Die *dynamisch äquivalente Lagerbelastung* P wird nach DIN 15 071 berechnet; als Axialkraft aus der Reibung zwischen Rad und Schiene setzt man danach 10 % der Radialkraft an. Die Lagerbelastungen P_I (Lager I) und P_{II} (Lager II) errechnen sich zu:

$$P_I = X \cdot [R/2 + 0,1 \cdot R \cdot d_1 / (2 \cdot l)]$$

$$P_{II} = X \cdot [R/2 - 0,1 \cdot R \cdot d_1 / (2 \cdot l)] + Y \cdot 0,1 \cdot R$$

Mit dem Radialfaktor $X = 1$ und $e = 0,24$ für $F_a/F_r \leq e$ ist der Axialfaktor $Y = 2,84$.

$$\text{Somit ist } P_I = 90 + 18 \cdot 630/372 = 120,5 \text{ kN} = P_{\max}$$

$$P_{II} = 90 - 30,5 + 2,84 \cdot 18 = 110,6 \text{ kN} = P_{\min}$$

Nimmt man an, daß sich die Lagerbeanspruchung zwischen $P_{\min}$ und $P_{\max}$ linear ändert, dann ist

$$P = (P_{\min} + 2 \cdot P_{\max}) / 3 = (110,6 + 241) / 3 = 117,2 \text{ kN}$$

Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 360 \text{ kN}$ und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,885$ ($n = 50 \text{ min}^{-1}$) wird die *dynamische Kennzahl*

$$f_L = C/P \cdot f_n = 360/117,2 \cdot 0,885 = 2,72$$

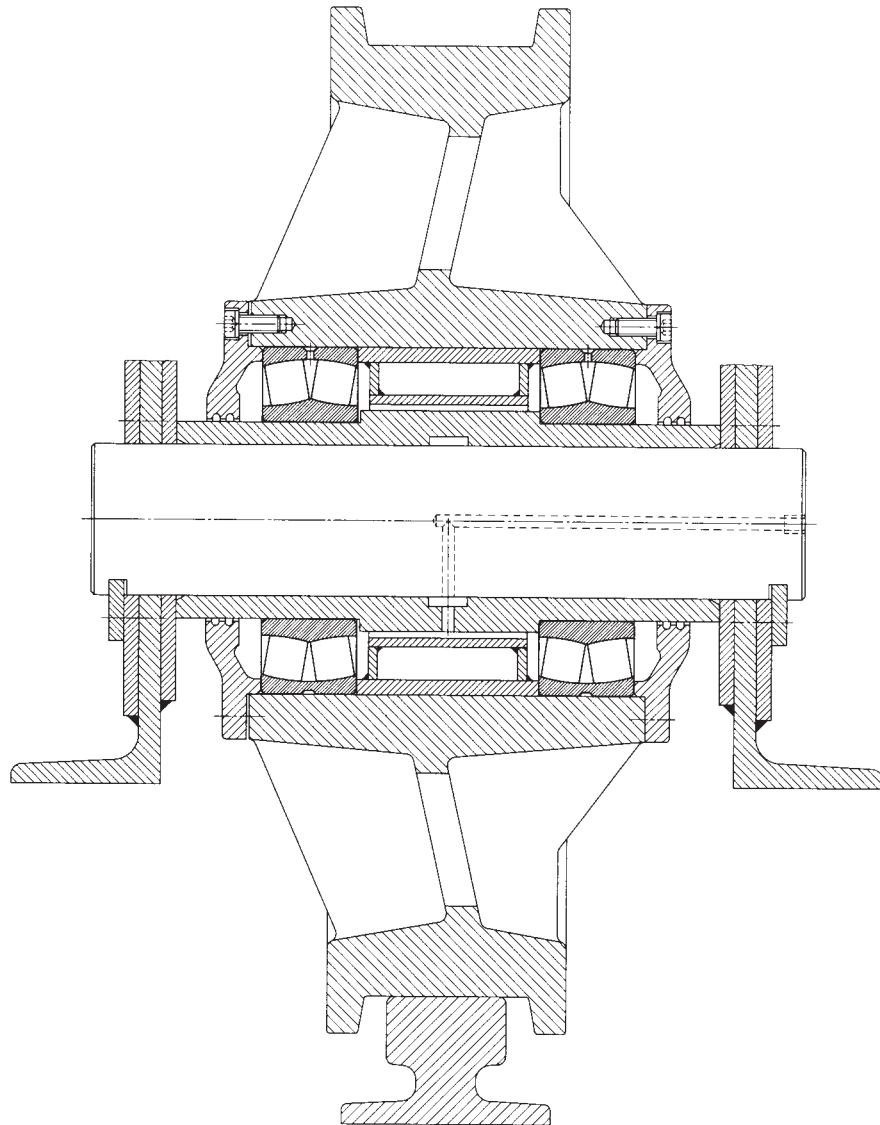
Da man bei Kranlaufrädern im allgemeinen $f_L = 2,5 \dots 3,5$ anstrebt, ist die Lagerung ausreichend dimensioniert.

Bearbeitungstoleranzen

Die Lageraußenringe haben *Umfangslast*. Sie erhalten daher einen festen Sitz. Die Nabe wird nach M7, die Hülse nach g6 bearbeitet. Die Lagerinnenringe haben somit einen Schiebesitz, der axiale Verspannungen verhindert. Er erleichtert außerdem den Ein- und Ausbau der Lager.

Schmierung, Abdichtung

Zur Schmierung verwendet man ein Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett Arcanol L186V). Nachgeschmiert wird in Abständen von etwa einem Jahr. Spaltdichtungen oder einfache berührende Dichtungen sind fast immer ausreichend.



80: Kranlaufrad mit Pendelrollenlagern

81 Lasthaken

Die an einem Kranhaken schwebende Last muß häufig vor dem Absetzen gedreht werden. Deshalb müssen die Lasthaken von Schwerlastkränen drehbar gelagert sein.

Lagerwahl, Dimensionierung

Da das Gewicht der Last senkrecht nach unten wirkt, tritt reine Axiallast auf. Es genügt daher eine lose Gleitführung des Hakenschafts in der Traverse.

Die Tragfähigkeit des Lagers wird nach der *statischen Tragzahl* beurteilt. Eingebaut ist ein Axial-Rillenkugellager FAG 51152FP mit einer *statischen Tragzahl* $C_0 = 1\,020\text{ kN}$. Die Maximallast am Haken beträgt $1\,000\text{ kN}$. Wenn man mit einer 10 %igen Überlastung rechnet, erhält man die *statische Kennzahl* $f_s = C_0/P_0 = 1\,020 / 1\,100 = 0,93$; d. h., bei maximaler Last treten schon plastische Verformungen auf. Sie sind aber so gering, daß sie beim Drehen der Last nicht stören.

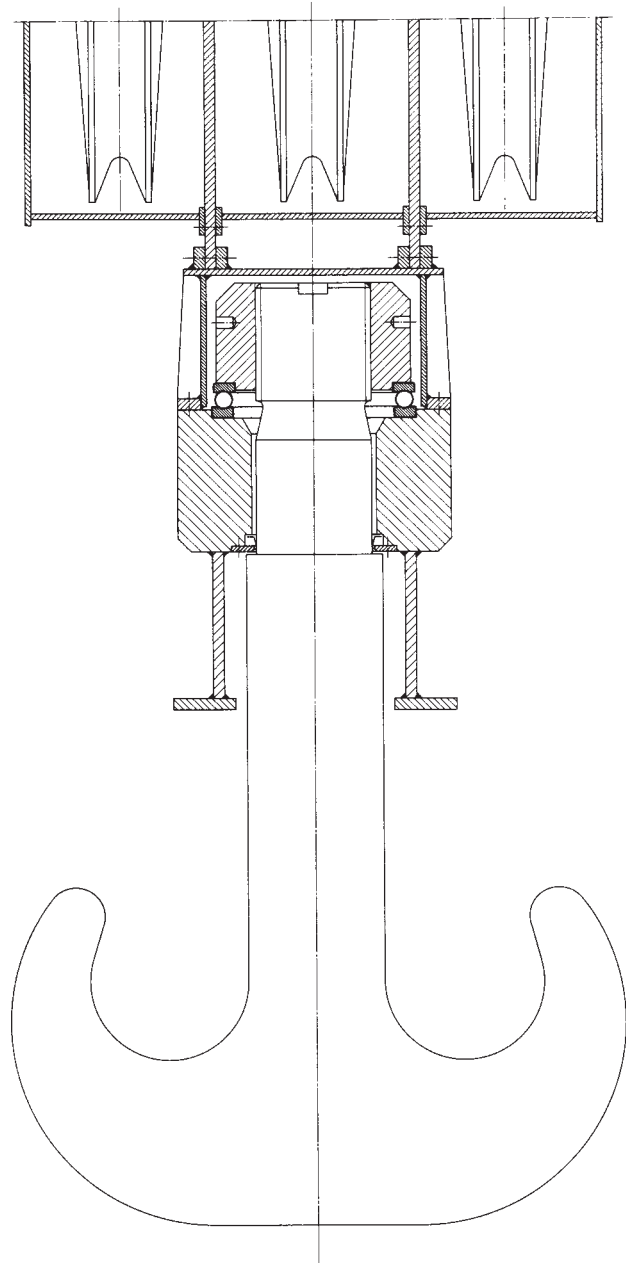
Das Lager wird über eine Wellenmutter gegen den Bund am Hakenschaft *angestellt*. Dies verhindert ein Abheben der Wellenscheibe, wenn der Lasthaken auf dem Boden abgesetzt wird.

Bearbeitungstoleranzen

Der Lagersitz für die Wellenscheibe ist nach j6, der Sitz für die Gehäusescheibe ist nach H7 bearbeitet.

Schmierung, Abdichtung

Der Lagerraum wird mit Lithiumseifenfett mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*) vollständig gefüllt. Eine Wartung des Lagers ist nicht nötig. Über der Mutter am Lasthaken ist eine Blechkappe angebracht. Sie schützt das Lager vor Verschmutzung.



81: Lagerung eines Lasthakens

82 Hubmastführung eines Gabelstaplers

Zur genauen Handhabung der Hublast muß der Gabelschlitten eines Staplers leicht und ruckfrei laufen. Diese Anforderung wird mit Hubmastführungsrollen und Kettenumlenkrollen erfüllt.

In modernen Hubgerüsten werden Hubmastführungsrollen (HMFR) und Kettenumlenkrollen (KR) weitgehend auf der Basis von zweireihigen Schrägkugellagern verwendet.

Lagerwahl, Lagerausführung

Hubmastführungsrollen

FAG HMFR30x75x20,75 werden vorzugsweise zur Lagerung von Gabelträger und Hubgerüst eingesetzt. Sie eignen sich zur Aufnahme von Radialkräften, Axialkräften und den daraus resultierenden Momenten. Die Hubmastführungsrollen haben dickwandige Außenringe und können dadurch auch hohe, stoßartige Belastungen aufnehmen. Die Profilierung des Außenrings und die Abmessungen sind weitgehend durch die genormten U-Profilabmessungen vorgegeben.

Kettenumlenkrollen

Kettenumlenkrollen FAG KR30x75x28/27 sind am hydraulisch bewegten Hubmastoberteil befestigt und dienen zum Umlenken der Zugkette in Gabelstapler-Hubgerüsten.

Wegen des relativ dickwandigen Außenrings eignen sich die Lager zur Aufnahme der hohen Radialkräfte, bestehend aus Gewichtskraft des Gabelschlittens einschließlich Gabel und Ladung. Das Außenring-Profil wird durch die verwendete Zugkette bestimmt; die beiden Borde übernehmen die seitliche Führung. Der Abstand der beiden Kugelreihen ergibt mit dem *Druckwinkel* eine breite *Stützbasis*, so daß die Umlenkrollen auch Kippkräfte und axiale Führungskräfte aufnehmen.

Der Einbau der Rollen ist einfach, sie werden lediglich auf den Bolzen aufgesteckt, ein axiales Verspannen mittels Schraube kann entfallen. Kettenumlenkrollen werden axial gesichert.

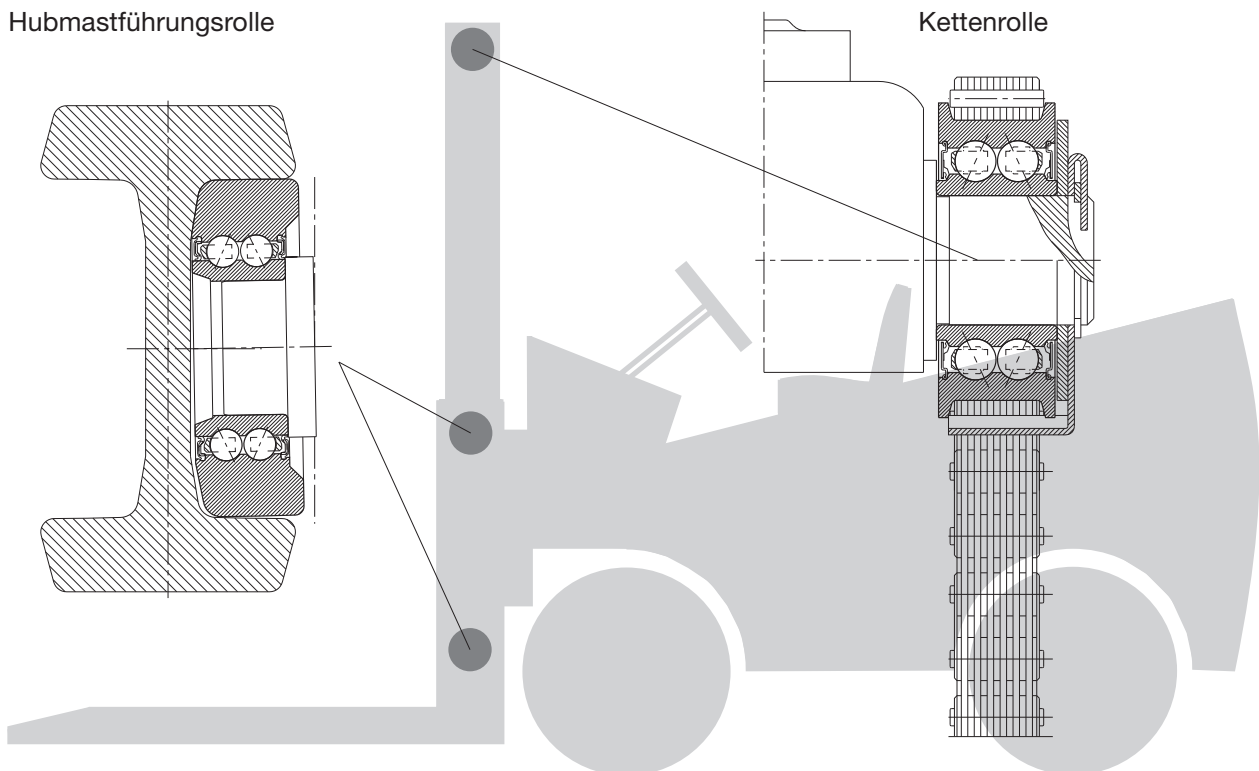
Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe der Führungs- und Umlenkrollen haben *Punktlast*, es genügt deshalb eine lose *Passung*. Bearbeitungstoleranz der Aufnahmebolzen j6.

Schmierung, Abdichtung

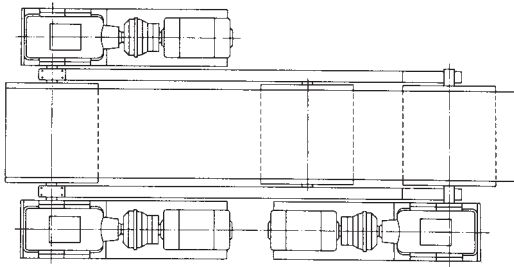
Die Lager sind mit einem Lithiumseifenfett (*EP-Zusätze*) for-life geschmiert.

Die *Abdichtung* erfolgt mittels ein- oder zweilippiger RSR-Dichtscheiben.



83 Antriebstrommel eines Gurtförderers

Bei langen Bändern, bei Bändern mit großer Förderhöhe oder großen Fördermengen reicht eine Antriebstrommel nicht aus. Man ordnet dann mehrere Antriebstrommeln an. In diesem Beispiel werden in der Antriebsstation zwei Trommeln angetrieben. Mit drei gleichen Motoren wird die erste Trommel beidseitig, die zweite Trommel nur von einer Seite angetrieben.



Technische Daten

Antriebsleistung 3 x 430 kW; Gurtbreite 2300 mm;
Bandgeschwindigkeit 5,2 m/s; Förderleistung
7500 m³/h; Trommeldurchmesser 1730 mm.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Welle der Antriebstrommel wird in Stehlagern abgestützt. Der Wellendurchmesser ist durch die Festigkeitsrechnung gegeben. Damit liegen die Lagerbohrung und die Gehäuse fest. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 23264K.MB. Die dazugehörigen ungeteilten Stehlagergehäuse FAG BND3264K sind aus Stahlguß GS-45. Eine Stehlagereinheit ist als *Festlager*, die andere als *Loslager* ausgebildet.

Zur leichteren Montage und Demontage werden Spannhülsen mit Hydraulikanschlüssen verwendet.

Mit der *dynamischen Kennzahl* $f_L \approx 4$ sind die Lager im Vergleich zu bewährten Lagerungen ausreichend dimensioniert. Oft wird die *Gebrauchsdauer* durch *Verschleiß* an *Rollkörpern* und *Laufbahnen* bestimmt und ist meist kürzer als die *nominelle Lebensdauer* (ca. 50 000 h), die sich aus der *dynamischen Kennzahl* f_L ergibt. Verbesserte Sauberkeit bei der Montage und im Betrieb und die Verwendung eines geeigneten Schmierstoffs mindern den *Verschleiß* und erhöhen somit die *Gebrauchsdauer*. Diese Einflüsse berücksichtigt der *Faktor* a_{23} bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung*.

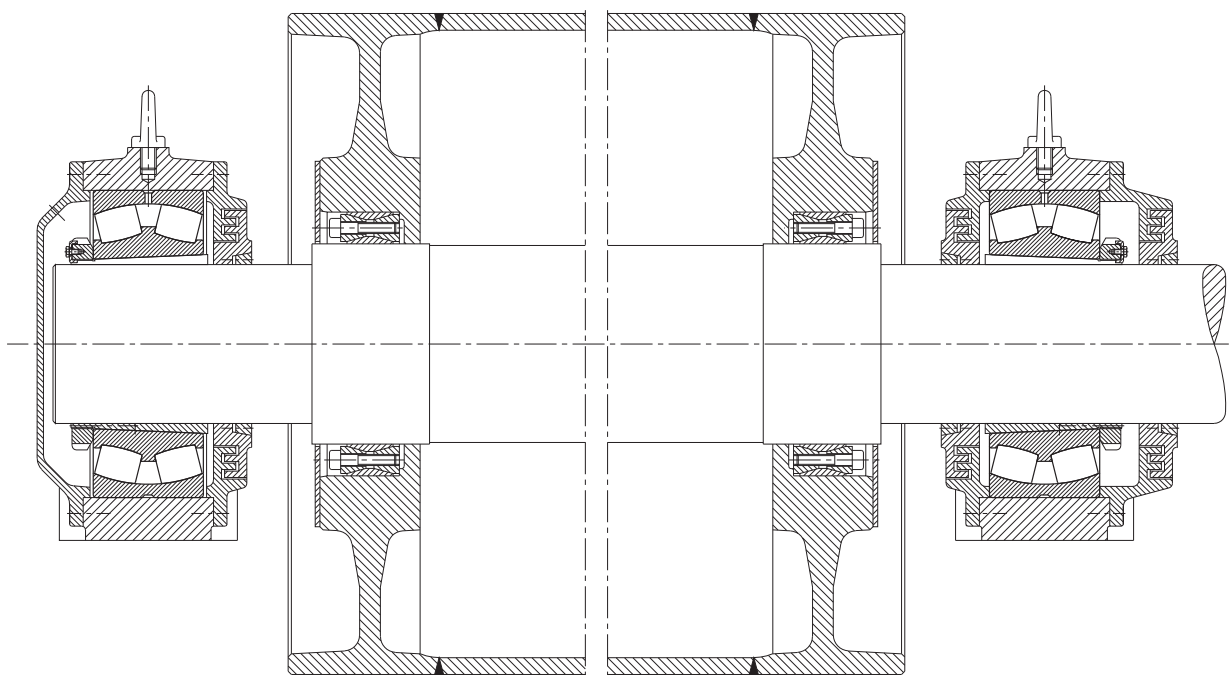
Bearbeitungstoleranzen

Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast*. Sie sind mit Spannhülsen FAG H3264HG auf der Welle befestigt. Welle nach h8 und Zylinderformtoleranz (DIN ISO 1101) IT5/2; Gehäusebohrung nach H7.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenz* 2 mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett Arcanol L135V oder L186V).

Die Gehäusedeckel bilden zusammen mit den auf der Welle befindlichen Ringen nichtberührende Labyrinthdichtungen. Die mehrgängigen Labyrinth sind mit demselben *Fett* wie die Lager gefüllt und verhindern das Eindringen von Fremdkörpern. In sehr staubiger Umgebung wird in kurzen Zeitabständen nachgeschmiert. Die Nachschmierung erfolgt über das Lager; dabei wird solange *Fett* nachgepreßt, bis ein Teil des verbrauchten Fetts an den Labyrinth austritt.



84 Innenlagerung der Spann-Umlenktrommel eines Gurtförderers

Nichtangetriebene Trommeln von Gurtförderern werden häufig mit Innenlagerungen ausgestattet. Die Lager sind in die Trommel integriert, so daß der Trommelkörper auf der feststehenden Achse umläuft.

Technische Daten

Gurtbreite 3000 mm; Bandgeschwindigkeit 6 m/s;
Trommeldurchmesser 1000 mm, Trommelbelastung 1650 kN.

Lagerwahl, Dimensionierung

Innengelagerte Trommeln werden entweder in zwei Pendelrollenlagern (Bild a) oder in zwei Zylinderrollenlagern (Bild b) abgestützt. Die Innenkonstruktion der Zylinderrollenlager ist so ausgelegt, daß die *Rollkörper* belastungsbedingte Wellenbiegungen ohne Kantenlauf aufnehmen.

Bei der Lagerung mit Pendelrollenlagern werden als *Festlager* ein FAG 23276BK.MB mit Spannhülse FAG H3276HGJ und als *Loslager* ein FAG 23276B.MB verwendet.

Bei der Lagerung mit Zylinderrollenlagern verwendet man als *Loslager* ein FAG 547400A und als *Festlager* ein FAG 544975A. Beide Zylinderrollenlager haben die Hauptabmessungen 360 x 680 x 240 mm und sind damit mit dem Pendelrollenlager FAG 23276BK.MB mit Spannhülse FAG H3276HGJ austauschbar.

Die Lager werden nach der erforderlichen *dynamischen Tragzahl* C bzw. nach dem Wellendurchmesser ausgewählt. Hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sind die Lager bei einer *dynamischen Kennzahl* $f_L > 4$ ausreichend dimensioniert.

Die *Gebrauchsdauer* ist oft erheblich kürzer als die anhand des f_L -Werts ermittelte *nominelle Lebensdauer*. Ursache ist *Verschleiß* an Laufbahnen und *Rollkörpern* infolge ungünstiger Umweltbedingungen. Verbesserte Sauberkeit bei der Montage und im Betrieb und die Verwendung eines geeigneten Schmierstoffs wirken sich günstig auf die *Gebrauchsdauer* aus. Diese Einflüsse berücksichtigt die *erweiterte* bzw. *modifizierte Lebensdauerberechnung* nach DIN ISO 281. Man wendet sie z. B. an, um die Auswirkungen unterschiedlicher Schmierstoffe zu vergleichen. Auch die mit diesem Verfahren errechnete *Ermüdungslaufzeit* entspricht bei Trommellagerungen meist nicht der *erreichbaren Laufzeit*, weil die *Gebrauchsdauer* überwiegend durch *Verschleiß* begrenzt wird.

Bearbeitungstoleranzen

Wegen der *Umfangslast* und der relativ hohen Belastung müssen die Außenringe eine sehr feste *Passung* in der Trommelbohrung haben. Toleranzangaben siehe Tabelle.

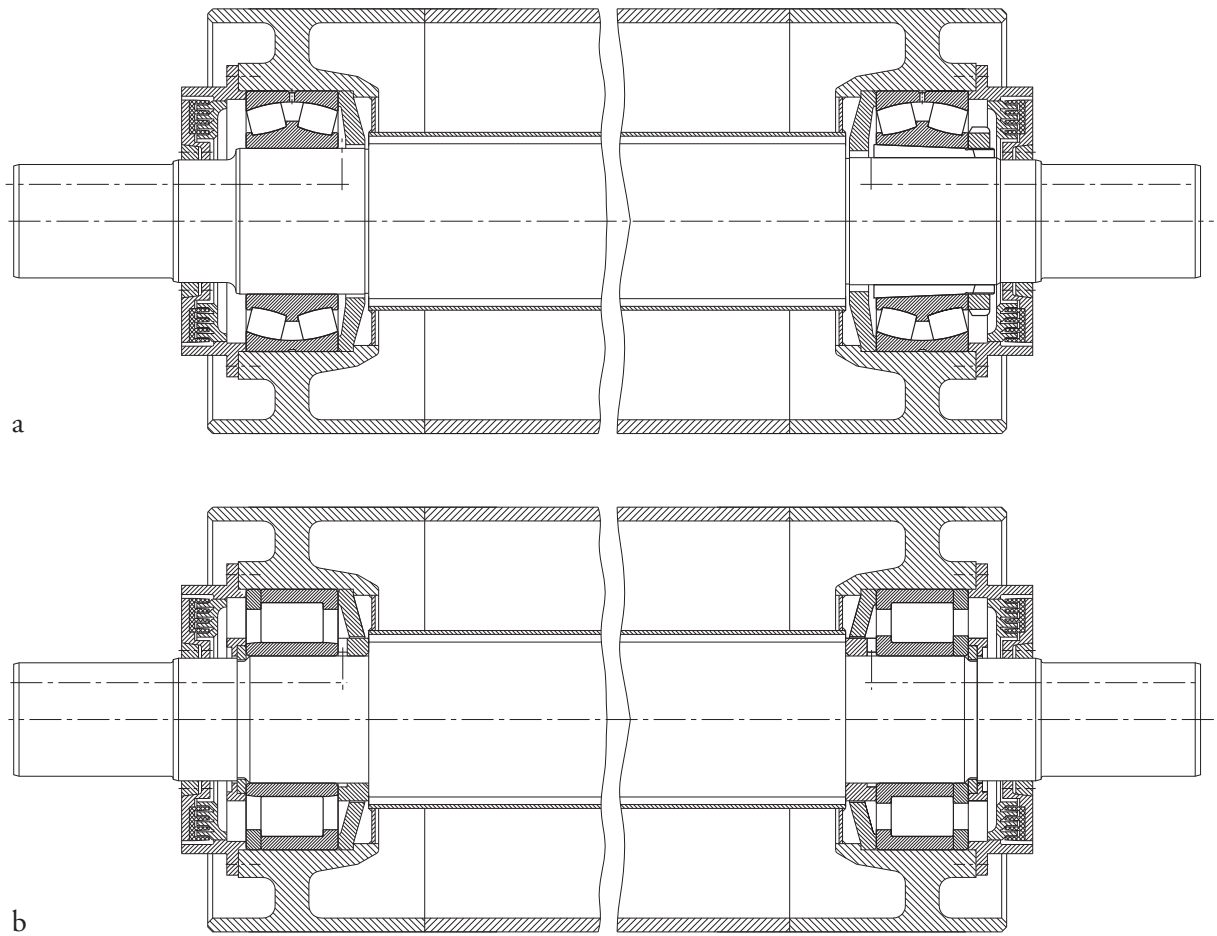
Schmierung, Abdichtung

Für die Schmierung der Lager wird ein Lithiumseifenfett der *Konsistenz* 2 mit *EP-Zusätzen* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V) verwendet.

Berührungsfreie *Labyrinthdichtungen* oder berührende *Gummikammdichtungen* dichten die Lagerungen nach außen ab. In beiden Fällen füllt man die Labyrinth mit demselben *Fett* wie die Lager. Um die Lager mit Frischfett zu versorgen und um die Dichtwirkung zu erhöhen, wird in kurzen Zeitabständen (abhängig vom Schmutzanfall) über die stehende Achse nachgeschmiert.

Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmessertoleranz	Zylinderformtoleranz
Pendelrollenlager als <i>Festlager</i>	Welle Trommelbohrung	h8 M7	IT5/2 IT5/2
Pendelrollenlage als <i>Loslager</i>	Welle Trommelbohrung	g6 M7	IT5/2 IT5/2
Zylinderrollenlager <i>Festlager, Loslager</i>	Welle Trommelbohrung	g6 N7	IT5/2 IT5/2



Tragrollen in Gurtförderanlagen

Zum Transport von Schüttgütern werden in vielen Industriezweigen Förderbänder verwendet. Die Förderbänder laufen auf Tragrollen und sind u. U. viele Kilometer lang. Hierbei kann der Bedarf an Tragrollen sehr groß sein, so daß bei der Gestaltung der Lagerung besonders die Wirtschaftlichkeit im Vordergrund steht.

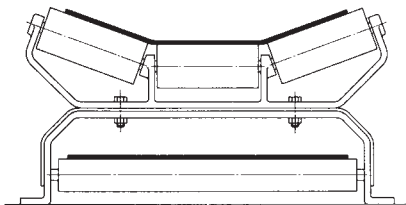
Anordnung der Tragrollen

Bei kleineren Gurtförderanlagen werden die Tragrollen in einen Rahmen starr eingebaut. Bei großen Förderanlagen werden Tragrollengirlanden verwendet. Hier sind die Tragrollen gelenkig miteinander verbunden.

85 Starr angeordnete Tragrollen

Technische Daten

Förderstrom $I_m = 2\,500\text{ t/h}$; Bauart: Muldenband, drei Tragrollen je Station, Neigungswinkel der beiden äußeren Tragrollen zur Horizontalen 30° , Abstand zwischen zwei Tragrollenstationen $l_R = 1\,200\text{ mm}$; Tragrollendurchmesser $d = 108\text{ mm}$, Gurtgewicht $G_G = 35\text{ kg/m}$, Eigengewicht einer Rolle $G_R = 6\text{ kg}$; Bandgeschwindigkeit $v = 3\text{ m/s}$; Erdbeschleunigung $g = 9,81\text{ m/s}^2$.



Lagerwahl

Die Tragrollenlagerung ist meistens als Innenlagerung (Nabenlagerung) ausgeführt, d. h., die Rolle dreht sich um eine feststehende Achse.

Für die Lagerung von Tragrollen eignen sich am besten Rillenkugellager, die in großen Stückzahlen gefertigt werden. Sie ergeben eine einfache und daher preisgünstige Tragrollenkonstruktion.

Dimensionierung der Lager

$$\text{Rollendrehzahl } n = \frac{v \cdot 60 \cdot 1000}{d \cdot \pi} = 530\text{ min}^{-1}$$

Für Kugellager ergibt sich ein *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,4$.

Belastung je Tragrollenstation:

$$F = g \cdot l_R \cdot \left(\frac{I_m}{3,6 \cdot v} + G_G \right) = 9,81 \cdot 1,2 \cdot \left(\frac{2500}{3,6 \cdot 3} + 35 \right) = 3137\text{ N}$$

Die horizontal liegende mittlere Tragrolle nimmt bei dem Muldungswinkel 30° ca. 65% dieser Last auf. Damit wird die Belastung der mittleren Rolle

$$F_R = 0,65 \cdot F + g \cdot G_R = 0,65 \cdot 3137 + 9,81 \cdot 6 = 2100\text{ N} = 2,1\text{ kN}$$

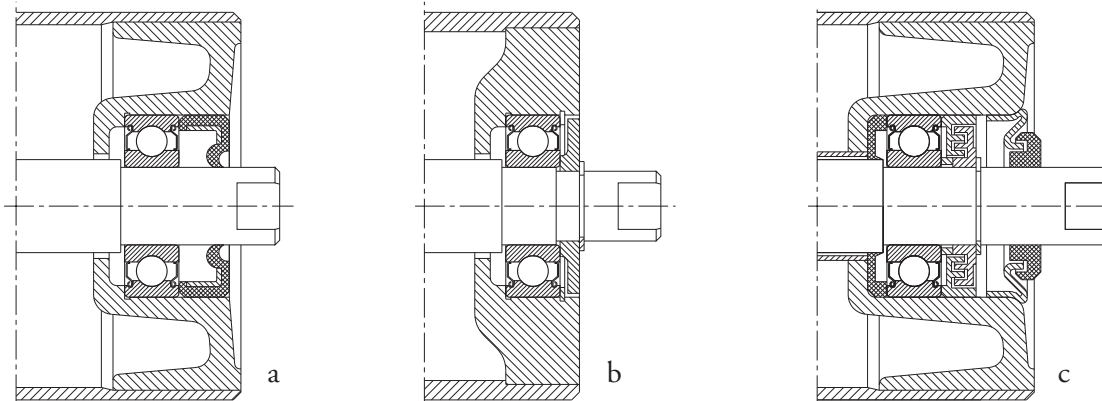
Dynamisch äquivalente Lagerbelastung:

$$P = F_r = F_R/2 = 1,05\text{ kN}$$

Bei Förderbandrollen ist eine *dynamische Kennzahl* von $f_L = 2,5 \dots 3,5$ üblich. Mit $f_L = 3$ errechnet sich die erforderliche *dynamische Tragzahl* C eines Lagers zu

$$C = f_L \cdot P/f_n = 3 \cdot 1,05/0,4 = 7,88\text{ kN}$$

Eingebaut werden Rillenkugellager FAG 6204.2ZR.C3 mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 12,7\text{ kN}$.



85a...c: Tragrollen-Abdichtungsvarianten

Im allgemeinen endet die *Gebrauchsdauer* der Lager nicht durch Ermüdung, sondern durch *Verschleiß* an Laufbahnen und *Rollkörpern* infolge Verschmutzung. Höhere Sauberkeit bei der Montage sowie effiziente *Dichtungskonzepte* erhöhen die *Lagergebrauchsdauer*. Die *erweiterte Lebensdauerberechnung* wird zum Vergleich unterschiedlicher *Dichtungsausführungen* angewandt.

Im Neuzustand haben Tragrollenlagerungen höchste Sauberkeit ($V = 0,3$). Im Laufe der Betriebszeit wird der Schmierstoff mit Partikeln jedoch stark verunreinigt ($V = 3$).

Weil in Gurtförderanlagen die Lager überwiegend durch *Verschleiß* ausfallen, stimmen die Werte der *erweiterten Lebensdauerberechnung* (L_{hna}) meist nicht mit den erreichbaren Laufzeiten überein.

Bearbeitungstoleranzen

Die beiden Rillenkugellager werden schwimmend auf der Tragrollenachse angeordnet. Da *Punktlast* an den Innenringen vorliegt, wird die Achse nach h6 bzw. js6 bearbeitet. Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und sind daher mit Festsitz M7 in den Rollenboden gepreßt.

Schmierung, Abdichtung und Wartung

Die Rillenkugellager FAG 6209.2ZR.C3 haben eine werkseitig eingebrachte Füllung mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2*, die für die *Gebrauchsdauer* des Lagers ausreicht. Ein derartiges *Fett* wird auch für die *Abdichtung* verwendet.

Für die Reduzierung der *erreichbaren Lebensdauer* sowie der *Schmierstoffgebrauchsdauer* ist bei Tragrollen die Verschmutzung des Fetts im Laufe des Betriebs ausschlaggebend, so daß der *Abdichtung* entscheidende Bedeutung zukommt. Bild 85a...c zeigt verschiedene *Abdichtungsvarianten* von Tragrollen.

Einfach *abgedichtete* Tragrollen (Bild 85a und b) werden in sauberer Umgebung verwendet. Bild 85c zeigt die *Abdichtung* einer Tragrolle im Braunkohletagebau.

Neben den starr gemuldeten Gurtförderanlagen setzt sich das Prinzip der Tragrollengirlande durch. Die Tragrollen einer Station sind gelenkig miteinander verbunden. Als Verbindungsglied zwischen den Tragrollen kommt ein Trageisil, ein Kettengelenk (Flach- oder Rundkette), ein Scharnier o. ä. in Frage.

Tragrollengirlanden nehmen Stöße elastisch auf; bei Störungen an einer Rolle wird die einzelne Girlande abgesenkt und kann im Reparaturfall relativ einfach ausgetauscht werden.

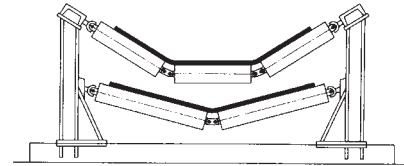


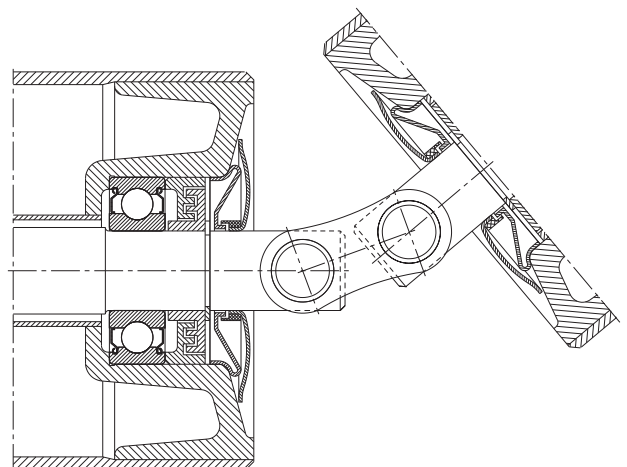
Bild 86 zeigt Tragrollen mit einer Kettengelenkverbindung. Die Tragrollen gehören zu einer Gurtförderanlage zum Transport von Rohphosphat. Eingebaut sind Rillenkugellager FAG 6303.2ZR.C3.

Bearbeitungstoleranzen

Rollenboden M7, Achse h6 oder js6.

Schmierung, Abdichtung, Wartung

Die beidseitig mit Deckscheiben *abgedichteten* Rillenkugellager (Ausführung .2ZR) sind mit FAG Wälzlagerfett, einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* gefüllt. Die Füllung reicht für die *Gebrauchsdauer* der Tragrolle aus. Nach außen schließt sich an das Lager eine *Fettkammer* mit einer berührungsfreien Labyrinthdichtung an. Der folgende zweite Raum wird von einer Abdeckscheibe abgeschlossen, die in die Nabenbohrung eingepreßt ist. Ein Abweisblech hält grobe Teilchen von der Lagerung fern.



86: Tragrolle mit Kettengelenkverbindung

87 Schaufelradwelle eines Schaufelradbaggers

Schaufelradbagger werden hauptsächlich zur Förderung von Braunkohle im Tagebau eingesetzt. Die Schaufelradwelle trägt das Schaufelrad, das Großzahnrad und das Getriebegehäuse. Sie wird in den Enden des Auslegers abgestützt.

Technische Daten

Antriebsleistung $3 \times 735 \text{ kW}$; theoretische Förderleistung $130\,000 \text{ m}^3 / \text{Tag}$; Schaufelraddrehzahl 3 min^{-1} .

Lagerwahl

Die Lager der Schaufelradwelle sind hohen und stoßartigen Belastungen ausgesetzt. Außerdem muß mit Wellendurchbiegungen und Fluchtungsfehlern gerechnet werden. Für die Abstützung der Welle eignen sich deshalb nur *winkeleinstellbare* Rollenlager. An beiden Wellenenden sind Pendelrollenlager FAG 239/900K.MB mit Abziehhülsen FAG AH39/900H als *Festlager* eingebaut. Thermische Längenänderungen der Welle gleicht die elastische Umgebungsstruktur aus. Die *Radialluft* der Pendelrollenlager wird bei der Montage durch Einpressen der Abziehhülsen weggespannt.

Auf der Schaufelradseite des Getriebekastens kann wegen des geschmiedeten Wellenflansches, an dem das Großrad befestigt wird, nur ein geteiltes Lager eingebaut werden. Wenn auf der gegenüberliegenden Seite des Getriebekastens ein ungeteiltes Lager verwendet würde, müßte bei seinem Austausch erst das Pendelrollenlager ausgebaut werden.

Dazu wäre die gesamte Schaufelradwelle aus dem Ausleger zu nehmen. Dies wird dadurch vermieden, daß man auf dieser Seite ebenfalls ein geteiltes FAG Zylinderrollenlager in den Abmessungen $1000 \times 1220 \times 170/100 \text{ mm}$ verwendet. Die vergrößerte *Axialluft* der beiden Zylinderrollenlager ergibt eine *schwimmende Lagerung*. Jedes Lager nimmt axiale Führungskräfte nur in einer Richtung auf. Die Innenringhälften werden mit separaten Spannringen auf der Welle befestigt. Die rechnerische *nominelle Lebensdauer* liegt bei allen Lagern über 75 000 Stunden.

Bearbeitungstoleranzen

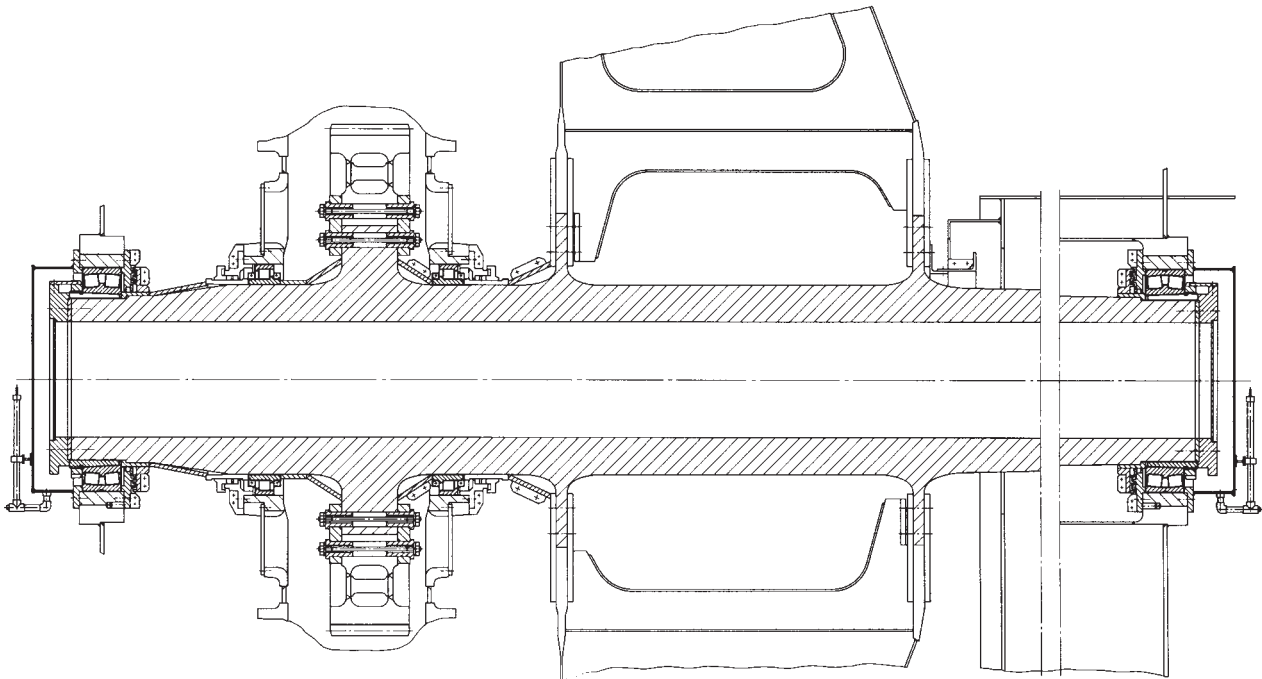
Alle Innenringe haben *Umfangslast*.

Die Pendelrollenlager FAG 239/900K.MB werden mit Abziehhülsen FAG AH39/900H auf der nach h8 bearbeiteten Welle mittels Hydraulikverfahren befestigt. Die geteilten Zylinderrollenlager sitzen direkt auf der Welle, die an dieser Stelle nach m6 bearbeitet ist. Alle Außenringsitze sind nach H7 toleriert.

Schmierung, Abdichtung

Die Pendelrollenlager haben Ölbadschmierung. Die geteilten Zylinderrollenlager werden vom ablaufenden Öl der Zahnradschmierung mitversorgt.

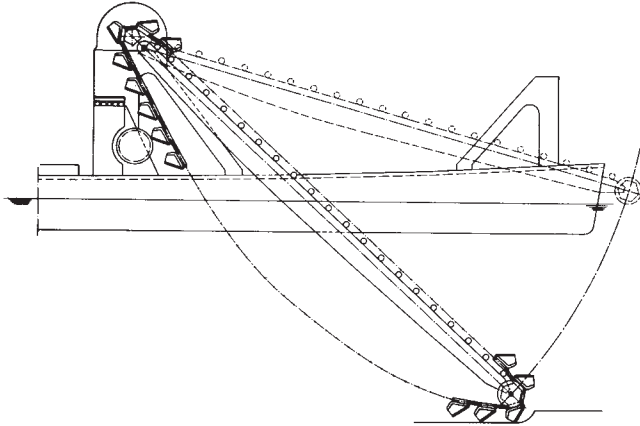
Die *Abdichtung* ist eine Kombination aus Labyrinth und berührender *Dichtung*. Die Labyrinth an den Pendelrollenlagern sind nachschmierbar.



87: Lagerung einer Schaufelradwelle

88 Unterturas eines Eimerkettenbaggers

Zum Ausbaggern von Schiffahrtswegen werden Eimerkettenbagger eingesetzt. Die Eimerkette läuft vom Unterturas über eine größere Anzahl Stützwalzen auf der Eimerleiter zum Oberturas und zurück.



Technische Daten

Länge der Eimerleiter 32 m; Anzahl der Baggereimer 44; größte Baggertiefe ca. 14 m; radiale Belastung der Unterturaslagerung ca. 250 kN.

Lagerwahl

Wegen des rauen Betriebs und der nicht zu vermeidenden Fluchtfehler zwischen den Gehäusen zu beiden

Seiten des Unterturas werden *winkeleinstellbare* Lager verwendet. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 22240B.MB. Beide Lager der Unterturaswelle sind als *Festlager* ausgebildet. Dennoch verspannen sich die Lager nicht, da die Gehäuse in der Leitergabel mit Spiel geführt sind. Zum leichteren Ausbau der Lager sind am Wellenzapfen Ölzuführungskanäle und Ölnuten für das Hydraulikverfahren angebracht.

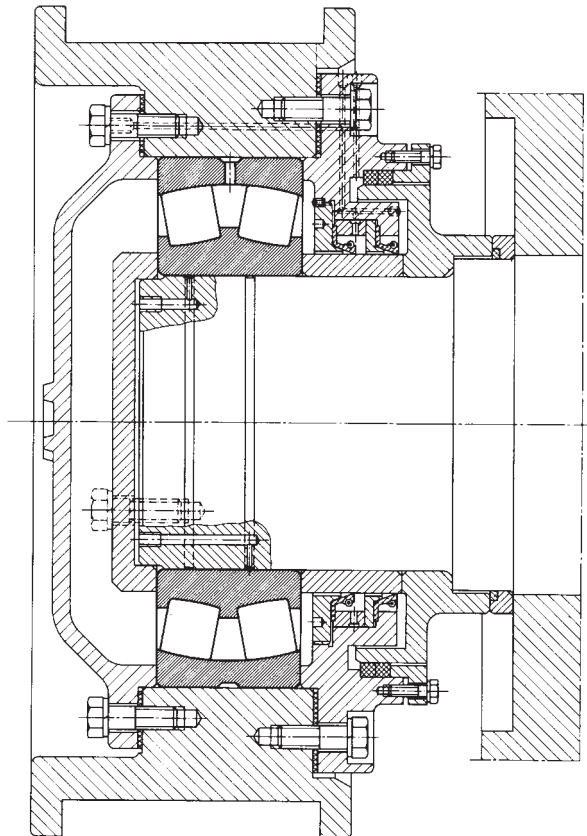
Bearbeitungstoleranzen

Umfangslast am Innenring.
Wellenzapfen m6; Gehäuse J7.

Schmierung, Abdichtung

Die *Fettfüllung* (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V) des Lagers wird bei der Revision der Anlage nach ein- einhalb bis zwei Jahren erneuert.

Da der Unterturas ständig unter Wasser arbeitet, ist eine geeignete *Abdichtung* vorzusehen. Je Lagerstelle werden daher zwei berührende *Dichtungen* (Wellendichtringe mit Bronzefeder) und zusätzlich zwei Packungsringe (Stopfbuchse) angeordnet. Die Wellendichtringe laufen auf einer Buchse aus seewasserbeständigem Material. Die Stopfbuchse kann über einen Deckel nachgespannt werden. In das Labyrinth zwischen Wellendichtringen und Packungsringen wird laufend *Fett* nachgepreßt.



88: Unterturaslagerung eines Eimerkettenbaggers

89 Antrieb eines Fertiggutelevators

Mit Fertiggutelevatoren beschickt man zum Beispiel Salz-Preßgranulieranlagen. Das Fördergut wird in Bechern transportiert, die an einer Kette befestigt sind. Der am oberen Ende sitzende Kettenstern treibt die Kette an.

Technische Daten

Antriebsleistung 22 kW; Drehzahl $13,2 \text{ min}^{-1}$;
radiale Lagerbelastung 90 kN.

Lagerwahl

Weil mit Wellenbiegung und Fluchtfehlern zu rechnen ist, stützt man die Antriebswelle in *Pendellagern* ab. Durch die Wahl geteilter Pendelrollenlager FAG 222SM125T vermeidet man, daß im Reparaturfall das schwere Antriebsaggregat mit Drehmomentstütze abgebaut werden muß.

Die Stillstandszeiten der Anlage und die Kosten für den Produktionsausfall werden dadurch erheblich geringer als bei ungeteilten Lagern. Aus Gründen der Vereinheitlichung wurde auch am freien Wellenende ein geteiltes Pendelrollenlager eingebaut.

Geteilte Pendelrollenlager haben eine zylindrische Bohrung. Innenring, Außenring und *Käfig* mit Rollenkranz sind in Hälften getrennt.

Die geteilten Innenringhälften werden mit vier Paßschrauben zusammengespannt und auf der Welle befestigt. Beide Außenringhälften sind mit zwei Paßschrauben spaltenfrei zusammengefügt.

Das Lager auf der Antriebsseite ist mit zwei Festringen als *Festlager*, das Lager auf der anderen Seite als *Loslager* eingebaut. Geteilte Pendelrollenlager FAG 222SM125T sind so ausgelegt, daß sie anstelle der ungeteilten Pendelrollenlager und der zugehörigen Spannhülse in geteilte Seriengehäuse FAG SNV250 eingebaut werden können. Außendurchmesser, Außenringbreite und Durchmesser des Wellensitzes sind gleich.

Die rechnerische *Ermüdungslaufzeit* L_h der Lager liegt über 100 000 Stunden.

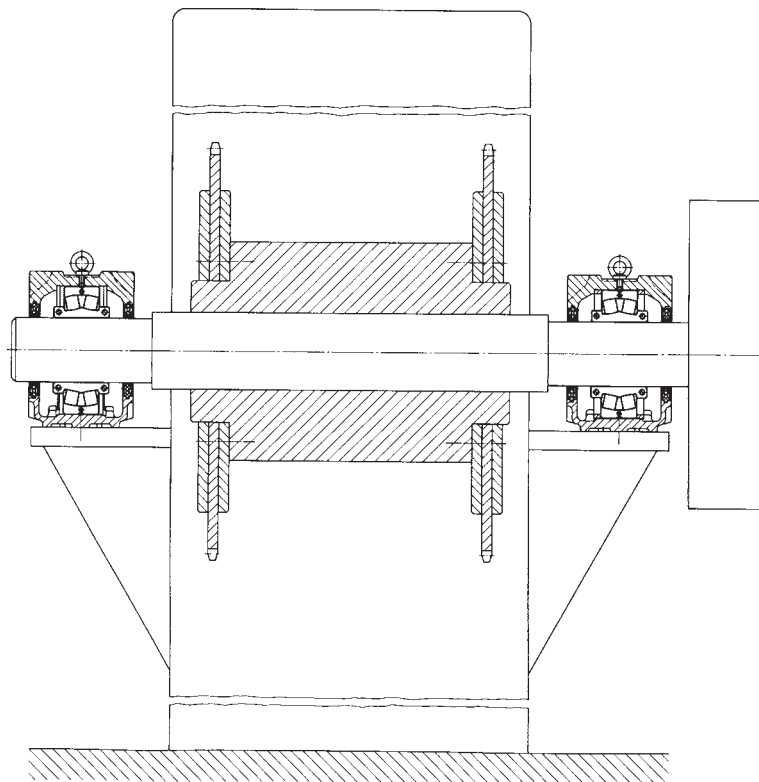
Bearbeitungstoleranzen

Welle h6...h9;
Gehäuse H7

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit *Fett* geschmiert. Die Gehäuse sind an eine Zentralschmieranlage angeschlossen, so daß die Nachschmierung kontinuierlich erfolgt.

Die Wellendurchgänge auf beiden Seiten der Gehäuse sind jeweils durch eine *Zweilippendichtung* abgedichtet.



90 Antriebsachse einer Baumaschine

Bei modernen Baumaschinen werden in der Radnabe Planetengetriebe verwendet. Dadurch erreicht man auf kleinem Raum ein großes Untersetzungsverhältnis, im Beispiel $i_g = 6,35$. Da das hohe Antriebsdrehmoment erst unmittelbar am Rad entsteht, genügt eine leichte Antriebswelle.

Planetenradlagerung

Die Lagerung der Planetenräder soll bei wenig Einbauraum eine hohe Tragfähigkeit haben. Dies erreicht man mit Baueinheiten, bei denen die Außenlaufbahn im Planetenrad integriert ist. Das hier gewählte *winkel-einstellbare* Pendelrollenlager gleicht kleine Fluchtungsfehler zwanglos aus, die sich aus der Durchbiegung des freitragenden Lagerzapfens unter Last ergeben. Hierdurch ergibt sich bei der Verzahnung ein gleichmäßiges Tragbild, was auf einen optimalen Zahneingriff hinweist. Im vorliegenden Beispiel wird die Innenkonstruktion des Pendelrollenlagers FAG 22309E.TVPB verwendet.

Radlagerung

Bei Starrachsen von Baumaschinen besteht die Radlagerung in der Regel aus zwei Kegelrollenlagern, die

in *O-Anordnung* (größere *Stützbasis*) und mit Vorspannung axial gegeneinander *angestellt* sind. Damit hält man Verformungen und Verkipnungen des Planetengetriebes klein und vermeidet unzulässige plastische Verformungen (Brinellierungen) infolge der harten Betriebsbeanspruchungen.

Als Radlager werden die Kegelrollenlager FAG 32021X (nach DIN ISO 355: T4DC105) und FAG 32024X (T4DC120) verwendet.

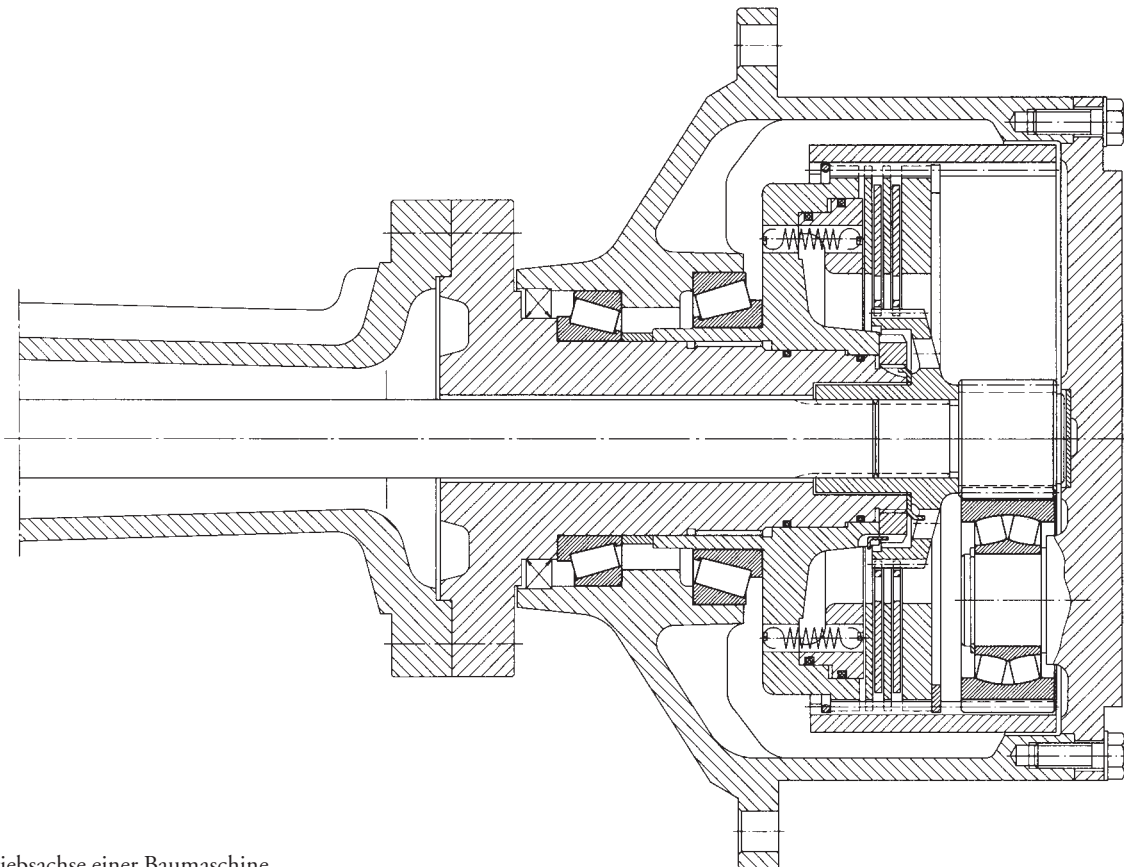
Bearbeitungstoleranzen

Bei der Radlagerung haben die rotierenden Außenringe *Umfangslast*, die stillstehenden Innenringe *Punktlast*, deshalb: Zapfen k6; Nabe N7.

Schmierung, Abdichtung

Wälzlager und Verzahnung werden in der umlaufenden Radnabe vom Getriebeöl umspült.

Radial-Wellendichtringe schützen die Lager vor Schmutz und Spritzwasser.



90: Antriebsachse einer Baumaschine

91 Vibrations-Straßenwalze

Straßenwalzen dieser Art haben eine Unwuchtwellen als Schwingungserreger.

Technische Daten

Drehzahl der Erregerwelle $n = 1800 \text{ min}^{-1}$; Radialkraft $F_r = 238 \text{ kN}$; Lageranzahl $z = 4$; geforderte *nominelle Lebensdauer* $L_n \geq 2\,000$ Stunden.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Zentrifugalkraft der Unwuchtgewichte auf beiden Walzenseiten wird von jeweils zwei Lagern aufgenommen. Die *dynamisch äquivalente Belastung* je Lager errechnet sich:

$$P = 1/z \cdot F_r = 1/4 \cdot F_r = 59,5 \text{ kN}$$

Für obige Bedingungen ergibt sich eine *dynamische Kennzahl* $f_L = 1,52$ und ein *Drehzahlfaktor* von $f_n = 0,302$. Die ungünstige *dynamische Beanspruchung* wird mit einem Zuschlagfaktor $f_z = 1,2$ berücksichtigt. Damit ergibt sich die erforderliche *dynamische Tragzahl* eines Lagers zu

$$C = f_L/f_n \cdot P \cdot f_z = 1,52/0,302 \cdot 59,5 \cdot 1,2 = 359,4 \text{ kN}$$

Eingebaut ist auf jeder Seite der Unwuchtgewichte ein Zylinderrollenlager FAG NJ320E.M1A.C4 (*dynamische Tragzahl* $C = 380 \text{ kN}$). Wegen der Schwingungsbeanspruchung haben die Lager einen außenbordgeführten Messing-Massivkäfig (M1A). Die Winkelfehler zwischen den beiden Lagerstellen, der von der Bearbeitung der Gehäusesitze herrührt, sind kleiner als der für Zylinderrollenlager zulässige Wert.

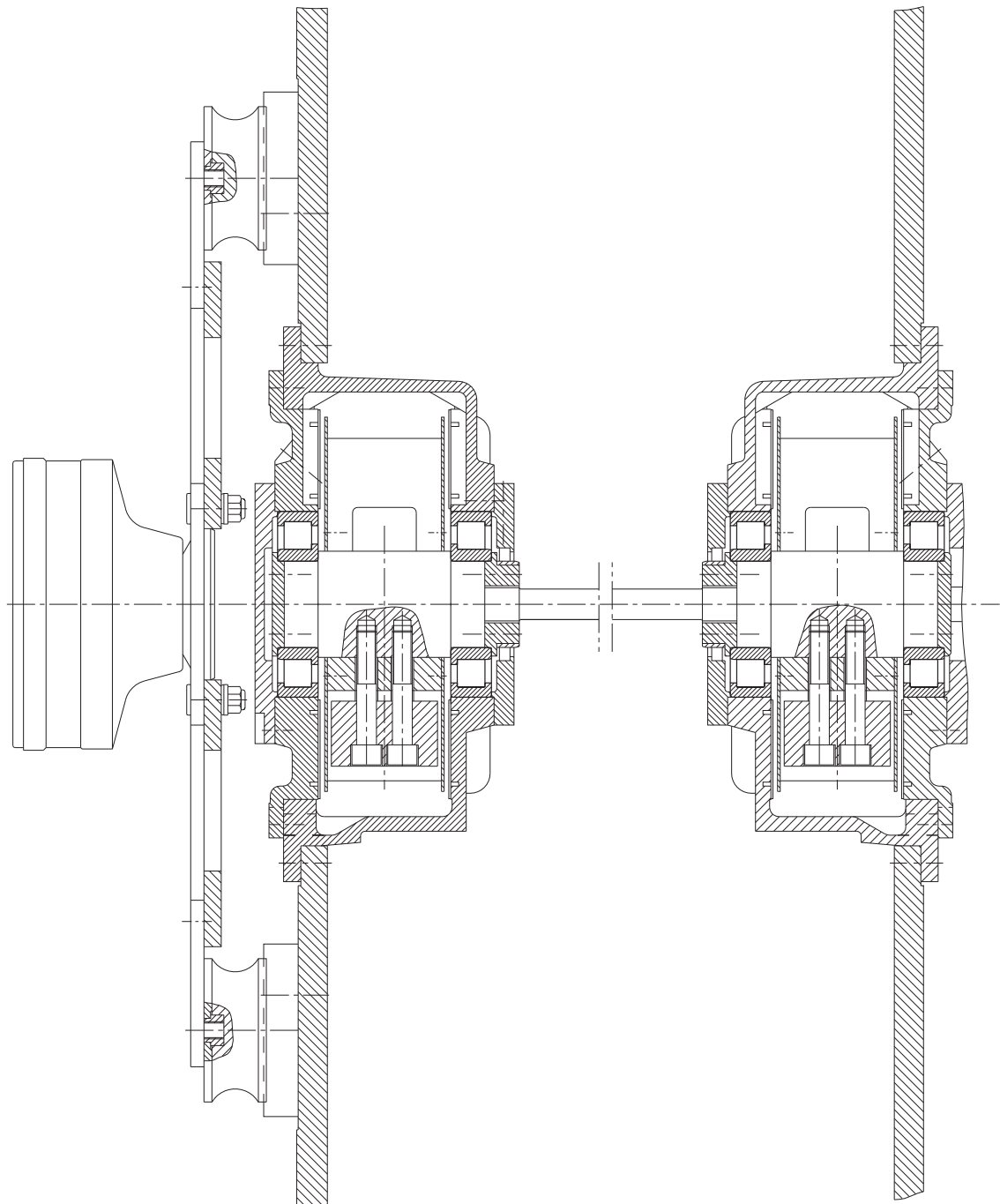
Bearbeitungstoleranzen

Wegen der Schwingungen ist es zweckmäßig, die Lagerinnenringe und die Lageraußenringe mit Festsitz zu passen. Die axiale Führung der Erregerwelle erfolgt über die Borde der Zylinderrollenlager. Erregerwelle k5; Gehäusebohrung M6.

Schmierung, Abdichtung

Zur Schmierung der Lager wird das von den Unwuchtgewichten abgespritzte Öl verwendet. Zusätzliche Führungsbleche verbessern die Schmierstoffversorgung der Lager. Bewährt haben sich *Mineralöle* mit Hochdruck- und Korrosionsschutzzusätzen.

Die *Abdichtung* erfolgt nach innen über Wellendichtringe, nach außen über O-Ringe.



92 Zugstangenbrecher

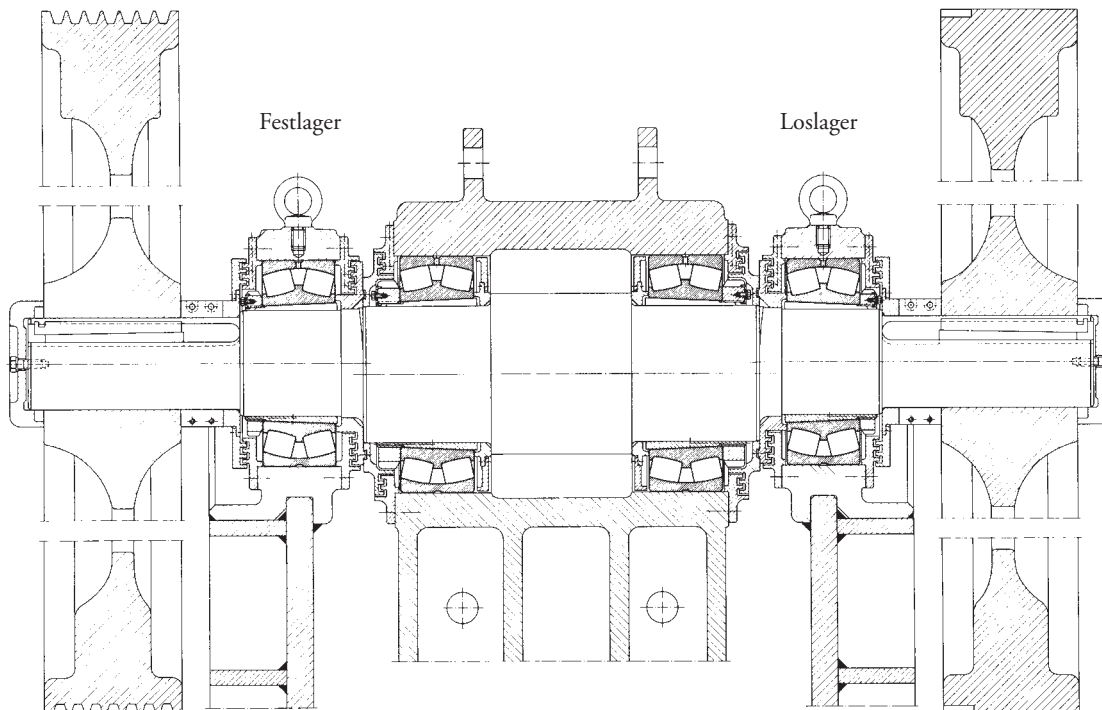
Zugstangenbrecher sind Backenbrecher großer Maulweite. Sie werden z. B. als Vorbrecher bei der Aufbereitung von Gestein für den Straßenbau eingesetzt. Nach dem Grobbrechen folgen weitere Arbeitsgänge, ehe man das fertige Produkt Schotter oder Splitt von bestimmter Größe erhält.

Technische Daten

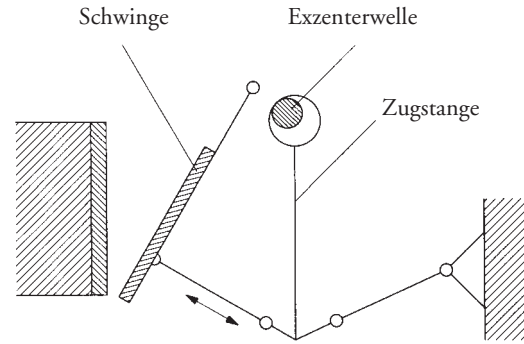
Antriebsleistung 103 kW; Drehzahl der Exzenterwelle $n = 210 \text{ min}^{-1}$; Maulweite 1200 x 900 mm; Exzenter-radius 28 mm.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Zugstange sitzt auf einer horizontalen Exzenterwelle und bewegt über einen Kniehebel die Brechbacke (Schwinge). Die Innenlager der Exzenterwelle, die die Zugstange tragen, sind durch die Brechkräfte sehr hoch belastet. Die Außenlager müssen zusätzlich zu diesen Kräften das Gewicht der Schwungräder und die Umfangskraft aus dem Antrieb übertragen. Wegen der hohen Belastungen und des rauen Betriebs werden Pendelrollenlager eingesetzt. Als Außenlager sind Pendelrollenlager FAG 23260K.MB, als Innenlager FAG 23176K.MB eingebaut. Die Zugstange ist *schwimmend* gelagert. Bei den Außenlagern sitzt auf der Antriebsseite das *Festlager*, auf der Gegenseite das *Loslager*. Mit der *dynamischen Kennzahl* $f_L \approx 4,5$ ist die Lagerung hinsichtlich der *nominellen Lebensdauer* sicher dimensioniert.



92: Lagerung eines Zugstangenbrechers



Bearbeitungstoleranzen

Die Lager werden mit Spannhülsen FAG H3260HGJ bzw. FAG H3176HGJ auf der Welle befestigt. Dazu sind die Lagersitzflächen auf der Welle nach h7 mit einer Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), die Bohrungen der Gehäuse und der Zugstange nach H7 bearbeitet.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse 2* mit *EP-Zusätzen* entsprechend dem FAG Wälzlagerfett *Arcanol L186V*. Das *Nachschmierintervall* der Lager liegt bei 2...3 Monaten. Die Lager sind mit mehrgängigen Labyrinthen *abgedichtet*. In die Labyrinth wird ein- bis zweimal wöchentlich Fett nachgepreßt.

93 Hammermühle

Hammermühlen dienen vorwiegend zur Zerkleinerung von Erzen, Kohle und Gestein.

Technische Daten

Durchsatzleistung 90...120 t Eisenerz je Stunde; Antriebsleistung 280 kW; Rotordrehzahl 1480 min^{-1} ; Rotorgewicht einschließlich der Hämmer 4 000 kg (Gewichtskraft ca. 40 kN); Lagerabstand 2 000 mm.

Lagerwahl

Wegen der hohen Belastungen und wegen des rauen Betriebs werden die Rotoren von Hammermühlen in Pendelrollenlagern gelagert. Mit dieser Lagerbauart, die *winkeleinstellbar* ist, kann man auch die Fluchtungenauigkeiten beider Lagergehäuse und eventuell auftretende Durchbiegungen des Rotors ausgleichen. Eingebaut sind zwei Pendelrollenlager FAG 23228EASK.M.C3, das eine als *Festlager*, das andere als *Loslager*. Die vergrößerte *Radialluft* C3 wurde wegen der hohen Drehzahl gewählt. Die Lagerinnenringe erwärmen sich hierbei stärker als die Außenringe; das führt zu einer Verringerung der Lagerluft während des Betriebs.

Dimensionierung der Lager

Die Lager sind radial durch das Rotorgewicht belastet. Dazu kommen Unwuchtkräfte und Stoßbelastungen, deren Höhe nur geschätzt werden kann. Bei der Berechnung der *nominellen Lebensdauer* werden sie berücksichtigt, indem man die Rotorgewichtskraft G_R – je nach den Betriebsverhältnissen – mit einem Zuschlagfaktor f_z von 2,5...3 multipliziert. In axialer Richtung wirken auf die Lager Führungskräfte, die man bei der *Lebensdauerrechnung* vernachlässigt. Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 915 \text{ kN}$, dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,32$ ($n = 1480 \text{ min}^{-1}$) und der

Gewichtskraft des Rotors $G_R = 40 \text{ kN}$ errechnet sich die *dynamische Kennzahl* f_L für ein Lager:

$$f_L = C \cdot f_n / (0,5 \cdot G_R \cdot f_z) = 915 \cdot 0,32 / (20 \cdot 3) = 4,88$$

Der übliche f_L -Wert liegt bei Hammermühlen zwischen 3,5...4,5. Die Lager sind also hinsichtlich der *nominellen Lebensdauer* (L_h ca. 100 000 h) ausreichend dimensioniert.

Lagereinbau

Die Lager werden mit Abziehhülsen FAG AHX3228 auf der Rotorwelle befestigt. Sie sind in Stehlagergehäuse MGO3228K eingebaut. Beide Gehäuse sind in offener Ausführung als *Festlager* (Ausführung BF) und als *Loslager* (Ausführung BL) ausgeführt.

Die geteilten Gehäuse der Reihe MGO wurden speziell für die Lagerung von Mühlen entwickelt. Sie sind für *Ölschmierung* eingerichtet und haben eine besonders wirksame *Abdichtung*.

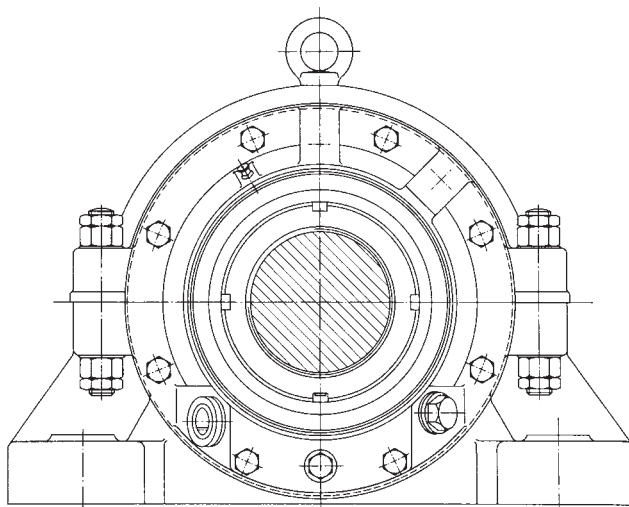
Bearbeitungstoleranzen

Zur Hülsenbefestigung werden die Wellensitze nach h7 mit einer Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101) gefertigt. Die Gehäusebohrungen sind nach G6 bearbeitet. Damit ist die Forderung, daß der Außenring des *Loslagers* im Gehäuse verschiebbar sein muß, erfüllt.

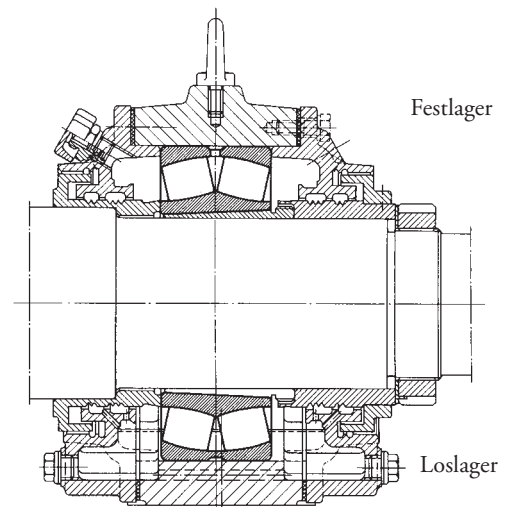
Schmierung, Abdichtung

Die Lager haben eine *Öлтаuchschmierung*. Sie gewährleistet bei der hohen Drehzahl eine ausreichende Betriebssicherheit.

Mit *Fett* geschmierte Labyrinth schützen das Lager vor Verunreinigungen. Zur Unterstützung der Dichtwirkung wird in die Labyrinth häufig *Fett* nachgepreßt. Spritzrillen auf den Wellen und Ölfangnuten in den Gehäusedeckeln verhindernden *Ölaustritt*.



93: Lagerung einer Hammermühle



94 Doppelwellen-Hammerbrecher

Doppelwellen-Hammerbrecher sind eine besondere Bauart der Hammerbrecher oder Hammermühlen. Sie haben zwei gegenläufige Wellen, auf denen die Hämmer befestigt sind. Diese Bauart eignet sich besonders für große Aufgabestücke bei großer Durchsatzleistung und hohem Zerkleinerungsgrad.

Technische Daten

Durchsatzleistung 350...400 t/h Eisenerz; Antriebsleistung 2 x 220 kW; Rotordrehzahl 395 min⁻¹, Rotorgewicht einschließlich Hämmer 100 kN; Lagerabstand 2270 mm.

Lagerwahl

Wegen des rauen Betriebs werden Pendelrollenlager vorgesehen, die Fluchtungenauigkeiten der beiden Stehlagergehäuse und Wellendurchbiegungen ausgleichen können.

Dimensionierung der Lager

Neben der Belastung des Rotorgewichts treten Zusatzkräfte durch Unwucht und Stöße auf. Sie werden mit dem Zuschlagfaktor $f_z = 2,5$ berücksichtigt, d. h. die Rotorgewichtskraft G_R wird mit diesem Faktor multipliziert. Geringe axiale Führungskräfte sind bei der *Lebensdauer*ermittlung vernachlässigbar.

Ausgehend vom Wellendurchmesser an den Lagersitzstellen wurde je ein Pendelrollenlager FAG 23234EASK.M gewählt. Bei der niedrigen Drehzahl genügt die normale *Radialluft* CN.

Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 1370$ kN, dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,476$ ($n = 395$ min⁻¹) und der Gewichtskraft des Rotors $G_R = 100$ kN ergibt sich die *dynamische Kennzahl* f_L pro Lager zu:

$$f_L = C \cdot f_n / (0,5 \cdot G_R \cdot f_z) = 1370 \cdot 0,476 / (50 \cdot 2,5) = 5,2$$

Die Lager sind mit diesem f_L -Wert, der einer *nominellen Lebensdauer* L_h von ca. 120 000 Stunden entspricht, sehr sicher dimensioniert.

Lagereinbau

Die Lager werden mit Abziehhülsen FAG AH3234 auf der Rotorwelle befestigt. Sie sind in FAG Stehlagergehäusen BNM3234KR.132887 eingebaut. Davon ist ein Gehäuse als *Loslager* (einseitig geschlossen, Ausführung AL), das andere als *Festlager* (durchgehende Welle, Ausführung BF) ausgebildet.

Die ungeteilten Gehäuse der Reihe BNM wurden speziell für die Lagerung von Hammermühlen und Hammerbrechern entwickelt. Sie sind für *Fettschmierung* eingerichtet (*Fettregler*) und besonders wirksam *abdichtet*.

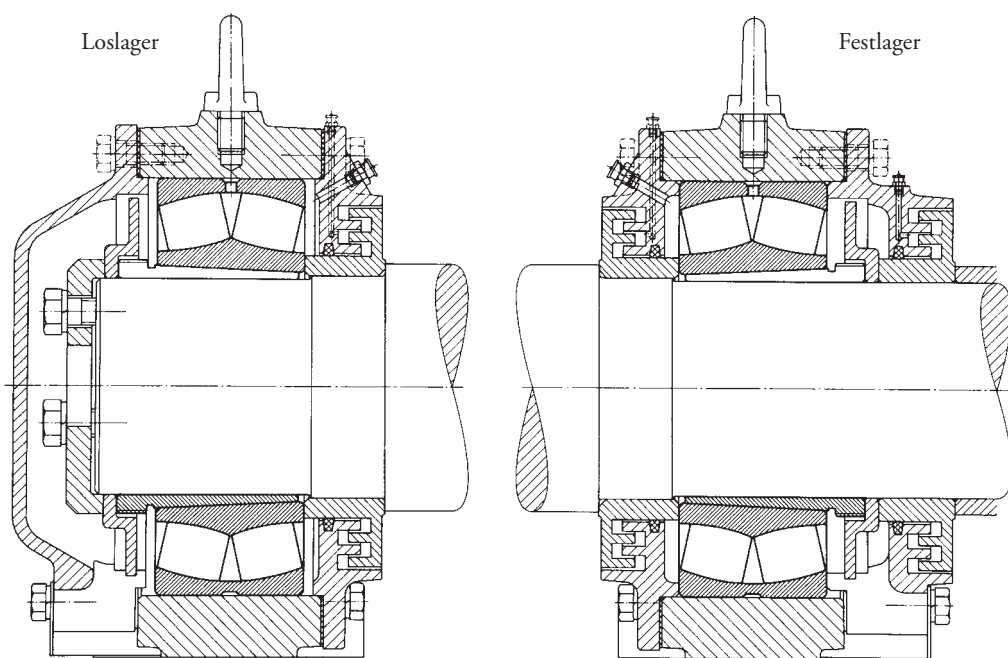
Bearbeitungstoleranzen

Die Wellensitze werden nach h7 mit einer Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101) gefertigt.

Die Gehäusebohrungen sind nach H7 bearbeitet; dies läßt bei der *Loslagerung* eine Verschiebung des Außenrings zu.

Schmierung, Abdichtung

Bei der vorliegenden Drehzahl genügt *Fettschmierung* mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L71V. In Zeitabständen ist Nachschmierung notwendig. Ein *Fettregler* schützt das Lager vor Überschmierung. Wegen der ungünstigen Umgebungsbedingungen ist eine zweigängige *Labyrinthabdichtung* vorgesehen. Die Wirksamkeit der *Dichtung* wird durch häufiges Nachpressen von *Fett* in die Labyrinthgänge unterstützt.



Rohrmühlen werden meist in der Hütten-, Bergbau- und Zementindustrie eingesetzt. Die hier beschriebene Rohrmühle in einer australischen Goldmine zermahlt goldhaltiges Mineral (Korngröße 4...30 mm) durch Mahlkörper (Kugeln) zu Sandkorngröße. Die Feinheit des Materials wird durch die Anzahl der Kugeln und durch die zugesetzte Wassermenge bestimmt. Die um ihre waagerechte Achse drehende zylindrische Mahltrommel ist mit Hartgußplatten ausgekleidet und hat mit dem Mahlgut ein hohes Gewicht.

Technische Daten

Trommel: Durchmesser 5 490 mm, Länge 8 700 mm; Antriebsleistung 3 850 kW; Drehzahl 13,56 min⁻¹; Gewicht der gefüllten Trommel 400 t; maximale Radialbelastung pro Lager $F_r = 1962$ kN; maximale Axialbelastung $F_a = 100$ kN; Lagerabstand 11 680 mm, Materialdurchsatz 250 t/h.

Lagerwahl

Lagerung der Trommelzapfen

Neben den hohen Gewichtskräften sind die Lager bei Rotation der Trommel durch die Mahlkörperfüllung ständigen stoßartigen Belastungen ausgesetzt. Beide Trommelzapfen werden in Pendelrollenlagern der Reihen 239, 248 oder 249 abgestützt. Die Lager gleichen statische und dynamische Winkelfehler aus, die durch Fluchtungenauigkeiten der Lagersitze (großer Lagerabstand) oder bei Durchbiegung der Trommel entstehen können. Eingebaut sind im vorliegenden Fall Pendelrollenlager mit kegeliger Lagerbohrung K 1:30; FAG 248/1500BK30MB auf der Antriebsseite als *Festlager*, auf der Material-Einlaufseite als *Loslager*. Die Lagerbefestigung auf den Zapfen erfolgt mit Hilfe einer Keilhülse.

Lagerung des Antriebsritzels

Das Antriebsritzel ist abgestützt in zwei Pendelrollenlagern FAG 23276BK.MB mit Spannhülse FAG H3276HG in Stehlagergehäusen mit Taconite-*Abdichtung* FAG SD3276TST.

Dimensionierung der Lager

Bei der Dimensionierung der Trommellagerung geht man von der halben Gewichtskraft der gefüllten Trommel aus

$$(400/2 \cdot 9,81 = 1\,962 \text{ kN}).$$

Die Stöße werden durch den Stoßfaktor $f_z = 1,5$ berücksichtigt. Gefordert wird eine *nominelle Lebensdauer* von 100 000 h; dies entspricht einer *dynamischen Kennzahl* $f_L = 4,9$.

Die *dynamisch äquivalente Belastung* ist

$$P = f_z \cdot F_r + Y \cdot F_a = 2 \cdot 1,5 \cdot 1\,962 + 4,5 \cdot 100 = 3\,393 \text{ kN}$$

Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 12\,900$ kN ergibt sich die *dynamische Kennzahl*:

$$f_L = C/P \cdot f_n = 12\,900/3\,393 \cdot 1,31 = 4,98 \quad (L_h > 100\,000 \text{ h}).$$

Die Lagerung ist hinsichtlich der *nominellen Lebensdauer* sehr sicher ausgelegt.

Die Lager sind in geteilte FAG Stehlagergehäuse SZA48/1500HF als *Festlager*ausführung bzw. SZA48/1500HL als *Loslager*ausführung eingebaut. Die Lageraußenringe sitzen fest in Gleitschalen (z. B. aus Grauguß), die sich in der unteren Gehäusehälfte befinden. Sie dienen zum leichteren axialen Längenausgleich. In die Trennfuge Gleitschale/Gehäuse eingepreßtes *Fett* unterstützt den Gleiteffekt.

Bearbeitungstoleranzen

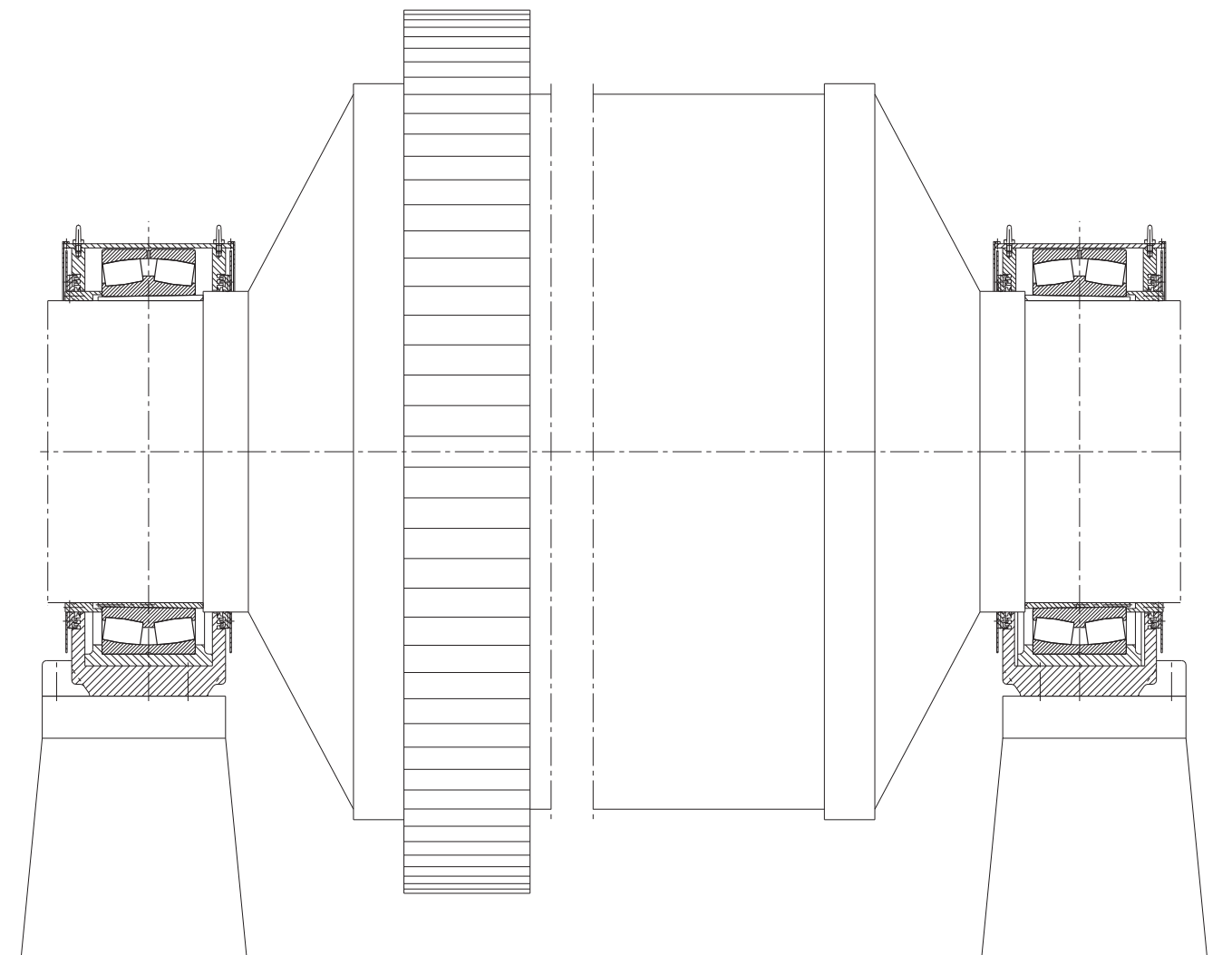
Die Lagerinnenringe haben *Umfangslast* und benötigen einen festen Sitz auf den Trommelzapfen. Dies erreicht man problemlos durch Keilhülsenbefestigung mittels Hydraulikmontage. Hierbei ist die *Radialluft*-verminderung und die *Radialluft* nach dem Einbau zu beachten (siehe Tabelle im FAG-Katalog WL 41 520, Abschnitt Pendelrollenlager).

Die Zylinderzapfen sind nach h9 und einer Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101), die Gehäusebohrungen nach Toleranz H7 bearbeitet.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit einem Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse* 2 mit *EP-Zusätzen*, z. B. FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V. Eine kontinuierliche Nachschmierung mit ca. 5 g/h und Lager sorgt für sichere Schmierverhältnisse.

Die Lager sind mit mehrgängigen Labyrinthen abgedichtet. Wegen der extremen Umweltbedingungen sind den Labyrinthen Schmutzabweisbleche und berührende *Dichtungen* (V-Ringe) vorgeschaltet. Diese Kombination wird auch als Taconite-*Abdichtung* bezeichnet. Auch die Labyrinth werden kontinuierlich mit ca. 5 g/h und Labyrinth nachgeschmiert.



96 Laufrolle eines Drehofens

Drehöfen für die Zementherstellung haben eine Länge von 150 m und mehr. Sie sind in Abständen von ca. 30 m auf Laufrollen abgestützt.

Technische Daten

Außendurchmesser des Ofens 4,4 m; Laufrollendurchmesser 1,6 m; Laufrollenbreite 0,8 m; radiale Belastung je Laufrolle 2400 kN; axiale Belastung 700 kN. Drehzahl 5 min^{-1} ; Masse von Laufrolle und Gehäuse 13 t.

Lagerwahl, Dimensionierung

Zur Lagerung solcher Drehrohröfen bietet FAG komplette Baueinheiten an, bestehend aus einem Zwilingsgehäuse SRL, der Laufrolle mit Achse LRW und den Lagern. Im vorliegenden Beispiel sitzen die beiden Lager der Laufrolle in geteilten Stehlagergehäusen mit einem gemeinsamen Unterteil (Rahmen) aus Grauguß. Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 24184B (*dynamische Tragzahl* $C = 6200 \text{ kN}$) als *schwimmende*

Lagerung, d. h. die Achse kann sich um ein definiertes *Axialspiel* gegenüber dem Gehäuse verschieben. Die Pendelrollenlager nehmen außer den Radialkräften auch Axialkräfte auf, die bei Verschiebungen des Drehofens entstehen.

Mit einer *dynamischen Kennzahl* $f_L = 4,9$, dies entspricht einer *nominellen Lebensdauer* $L_h = 100\,000 \text{ h}$, ist die Lagerung sicher ausgelegt.

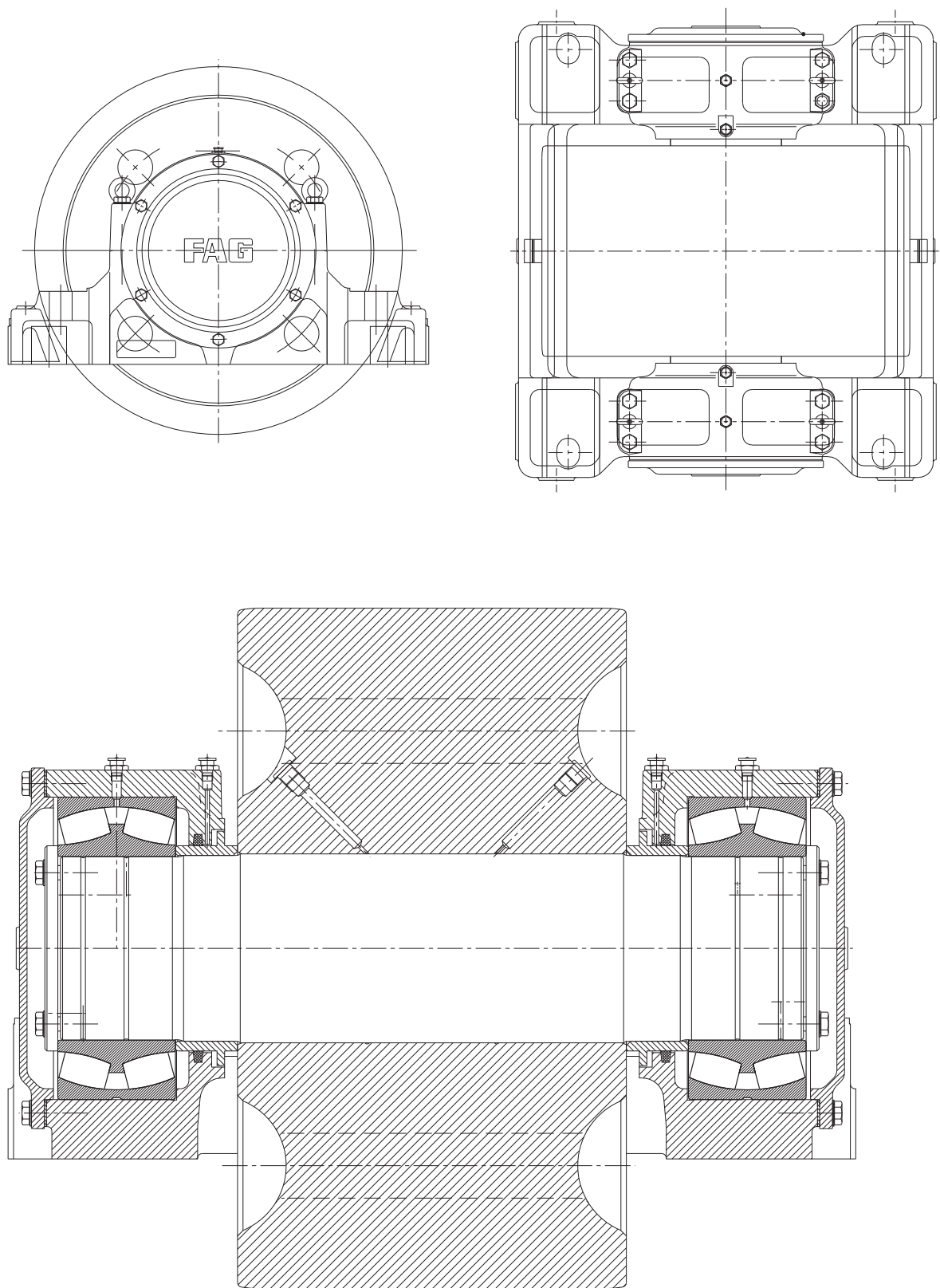
Bearbeitungstoleranzen

Welle nach n6, da *Umfangslast* am Innenring; Gehäusebohrung nach H7.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit einem Lithiumseifenfett, das Hochdruckzusätze enthält (z. B. Wälzlagerfett *Arcanol* L186V).

Zur Laufrolle hin sind die Lager mit Filzstreifen und fettgefüllten Labyrinthen *abgedichtet*.



96: Laufrolle eines Drehofens

Schwingmaschinen

Mit Schwingsieben werden Schüttgüter gefördert und sortiert. Sie laufen im Bergbau, in Steinbrüchen, in Schotterwerken, in Gießereien, in der Lebensmittelindustrie, in der chemischen Industrie und in der Aufbereitungs- und Verfahrenstechnik.

Die wichtigsten Schwingsiebbauformen sind der Freischwinger mit kreisförmiger und der Freischwinger mit linearer Schwingbewegung sowie das Exzentrersieb. Zu den Schwingmaschinen kann man auch Vibrationsmotoren und Vibrations-Straßenwalzen rechnen.

Wahl der Lagerbauart und Lagerausführung

Wälzlager werden in Schwingsieben durch hohe, zu meist stoßartige Kräfte beansprucht, wobei erschwerend hinzukommt, daß die Lagerung während der Drehung um die eigene Achse eine kreisförmige, ellipsenförmige oder lineare Schwingbewegung ausführt. Dabei treten hohe Radialbeschleunigungen (bis 7 g) auf, die die Lager und besonders die *Käfige* zusätzlich beanspruchen. Hohe Betriebsdrehzahlen bei meist ungenauer Fluchtung der Lagerstellen sowie größere Wellendurchbiegungen sind weitere Anforderungen, die sich am besten mit Pendelrollenlagern erfüllen lassen.

Für diese erschwerten Betriebsbedingungen kommen FAG Pendelrollenlager mit eingengter Bohrungs- und Außendurchmessertoleranz und einer vergrößerten *Radialluft* zum Einsatz:

Die FAG-Standardausführung E.T41A ist für Wellendurchmesser von 40...150 mm vorgesehen. Durch zwei Stahlblech-Fenster*käfige* werden die Fliehkräfte der lastfreien Rollen aufgenommen und über einen *Käfigführungsring* im Außenring radial abgestützt.

Für Wellendurchmesser ab 160 mm wird die Schwing-sieblagerausführung A.MA.T41A eingesetzt. Die Lager haben am Innenring einen festen Mittelbord und beidseitig Halteborde. Der zweiteilige Messing-*Massivkäfig* wird im Außenring geführt.

Dimensionierung der Lager

Schwingsieblagerungen, die mit bewährten Lagerungen vergleichbar sind, können anhand der *dynamischen Kennzahl* f_L dimensioniert werden. Voraussetzung ist, daß auch die Randbedingungen vergleichbar sind. Anzustreben sind f_L -Werte zwischen 2,5 und 3.

97 Freischwinger mit kreisförmiger Schwingbewegung

Technische Daten

Siebkastengewichtskraft $G = 35 \text{ kN}$; Schwingradius $r = 0,003 \text{ m}$; Drehzahl $n = 1200 \text{ min}^{-1}$; Lageranzahl $z = 2$; Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Dimensionierung der Lager

Da Freischwinger weit überkritisch arbeiten, rotieren der Schwerpunkt des Siebkastens und der Schwerpunkt der Erregerunwucht um eine gemeinsame Schwerachse. Die Lagerbelastung ergibt sich entsprechend der Fliehkraft des Siebkastens aus:

$$F_r = 1/z \cdot G / g \cdot r \cdot (\pi \cdot n/30)^2 = \\ = 1/2 \cdot 35 / 9,81 \cdot 0,003 \cdot (3,14 \cdot 1200/30)^2 = 84,5 \text{ kN}$$

Wegen der ungünstigen *dynamischen Beanspruchung* ist es zweckmäßig, die Lagerbelastung mit dem Zuschlagfaktor $f_z = 1,2$ zu multiplizieren. Damit wird die *dynamisch äquivalente Belastung*

$$P = f_z \cdot F_r = 1,2 \cdot 84,5 = 101,4 \text{ kN}$$

Mit der *dynamischen Kennzahl* $f_L = 2,72$ ($L_h = 14000 \text{ h}$) und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,34$ ($n = 1200 \text{ min}^{-1}$) errechnet sich die erforderliche *dynamische Tragzahl* C zu

$$C = f_L / f_n \cdot P = 2,72 / 0,34 \cdot 101,4 = 811,2 \text{ kN}$$

Bei Schwingsieben wählt man eine *dynamische Kennzahl* f_L von 2,5...3, entsprechend einer *nominellen Ermüdungslebensdauer* L_h von 11 000 bis 20 000 Stunden. Gewählt wird das Pendelrollenlager FAG 22324ED.T41A mit einer *dynamischen Tragzahl* von 900 kN.

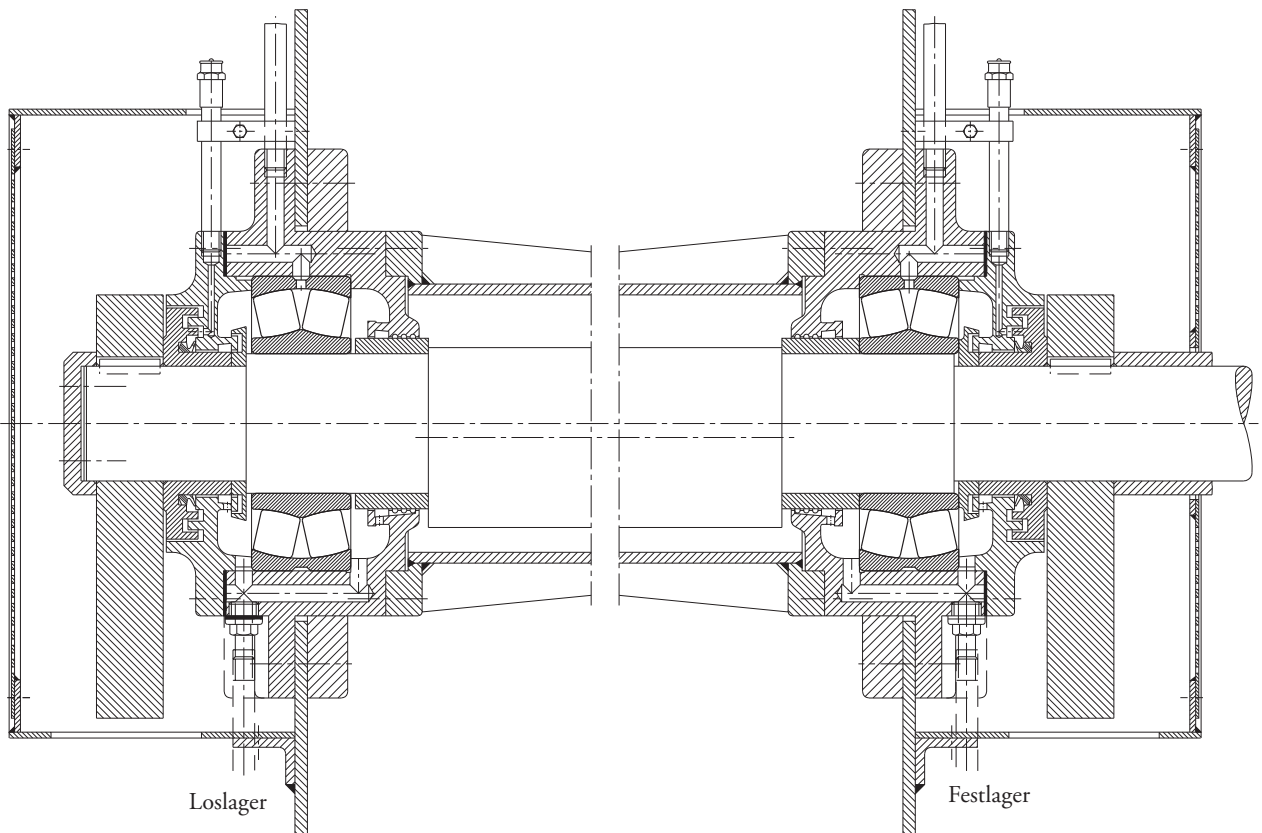
Bearbeitungstoleranzen

Von den beiden Pendelrollenlagern der Unwuchtwellen ist ein Lager als *Festlager*, das andere als *Loslager* eingebaut. Die Innenringe erhalten *Punktlast* und werden mit einer Wellentoleranz g6 oder f6 eingebaut. Die Außenringe erhalten *Umfangslast* und werden in der Gehäusebohrung nach P6 fest gepaßt.

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerung hat Ölumlaufschmierung. Es werden *Mineralöle* mit einer *Mindestviskosität* von $20 \text{ mm}^2/\text{s}$ bei Betriebstemperatur empfohlen. Das Öl sollte *Hochdruckzusätze* und *Korrosionsschutzzusätze* enthalten.

Die Abdichtung nach außen besteht aus einem *fettgefüllten, nachschmierbaren Labyrinth*. Gegen Ölaustritt ist ein *Spritzring mit Ölfangnut* vorgesehen. Zwischen Spritzring und Labyrinth ist zur Trennung von Öl und Fett ein V-Ring angeordnet.



97: Lagerung eines Freischwingers mit kreisförmiger Schwingbewegung

98 Freischwinger mit linearer Schwingbewegung

Im Prinzip besteht der Linearschwinger aus zwei gegenläufigen, synchron arbeitenden Kreisschwingersystemen.

Technische Daten

Siebkastengewichtskraft $G = 33 \text{ kN}$; Gewichtskraft des Erregers $G_1 = 7,5 \text{ kN}$; Amplitude $r = 0,008 \text{ m}$; Drehzahl $n = 900 \text{ min}^{-1}$; Lageranzahl $z = 4$; Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Dimensionierung der Lager

Beim Linearschwinger wechselt die Lagerbelastung während einer Umdrehung der Erregerwellen zweimal zwischen dem Maximalwert $F_{r \max}$ und dem Minimalwert $F_{r \min}$.

Zur Berechnung dieser Kräfte wird der Schwerpunktsabstand R des Erregergewichts benötigt. Zwischen den Gewichtskräften G und G_1 , der Schwingungsamplitude r und dem Abstand R besteht die Beziehung

$$G \cdot r = G_1 \cdot (R - r)$$

Im Beispiel ist $R = 0,043 \text{ m}$

Wenn die Fliehkräfte senkrecht zur Schwingungsrichtung wirken, tritt die maximale Radialkraft $F_{r \max}$ auf. Sie errechnet sich aus

$$F_{r \max} = 1/z \cdot G_1 / g \cdot R \cdot (\pi \cdot n/30)^2 = 1/4 \cdot 7,5 / 9,81 \cdot 0,043 \cdot (3,14 \cdot 900/30)^2 = 73 \text{ kN}$$

Die minimale Radialkraft $F_{r \min}$ liegt vor, wenn die Richtung der Fliehkräfte mit der Schwingbewegung übereinstimmt. Die Radialkraft ergibt sich dann zu

$$F_{r \min} = 1/4 \cdot G_1 / g \cdot (R - r) \cdot (\pi \cdot n/30)^2 = 1/4 \cdot 7,5 / 9,81 \cdot 0,035 \cdot (3,14 \cdot 900/30)^2 = 59,4 \text{ kN}$$

Da die Radialkraft zwischen dem Maximum und dem Minimum sinusförmig verläuft, wird die *dynamisch äquivalente Belastung* P unter Berücksichtigung des

Zuschlagfaktors $f_z = 1,2$ aus folgender Näherungsgleichung berechnet:

$$P = 1,2 \cdot (0,68 \cdot F_{r \max} + 0,32 \cdot F_{r \min}) = 1,2 \cdot (0,68 \cdot 73 + 0,32 \cdot 59,4) = 82,4 \text{ kN}$$

Mit der für Schwingensiebe gewählten *dynamischen Kennzahl* $f_L = 2,53$ ($L_h = 11000 \text{ h}$) und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,372$ ($n = 900 \text{ min}^{-1}$) errechnet sich die erforderliche *dynamische Tragzahl* C zu

$$C = f_L / f_n \cdot P = 2,53 / 0,372 \cdot 82,4 = 560,4 \text{ kN}$$

Gewählt wird das Pendelrollenlager FAG 22320ED.T41A mit einer *dynamischen Tragzahl* von 655 kN.

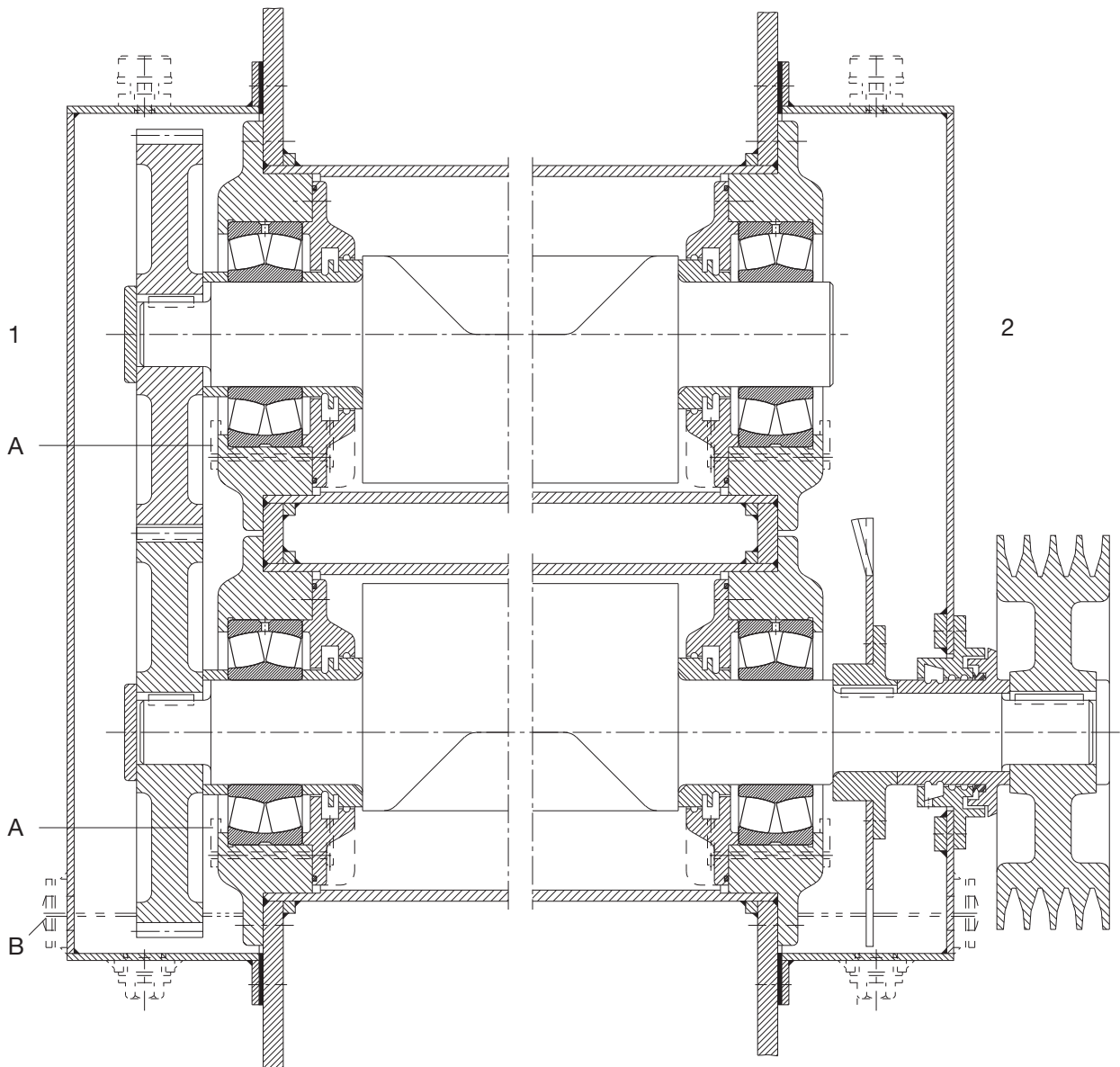
Bearbeitungstoleranzen

Die *Festlagerstellen* der beiden Unwuchtwellen liegen auf der Seite der Zahnräder, die *Loslagerstellen* auf der Antriebsseite. Die Innenringe (*Punktlast*) werden lose gepaßt, d. h. die Welle wird nach g6 oder f6 bearbeitet. Die Lageraußenringe erhalten *Umfangslast* und werden in der Gehäusebohrung nach P6 fest gepaßt.

Schmierung, Abdichtung

Die Lagerung hat *Ölschmierung*. Zur Schmierung der Pendelrollenlager auf der Festlagerseite genügt das Öl, das die Zahnräder, von denen das untere in das Ölbad eintaucht, abschleudern. Auf der Gegenseite hat eine Schleuderscheibe dieselbe Wirkung. Staubleche (A) an den Stirnseiten der Gehäuse erzeugen in den Lagern einen so hohen Ölstand, daß die untersten Rollen etwa zur Hälfte im Öl stehen. Der Ölstand ist so hoch, daß das untere Zahnrad und die Schleuderscheibe gerade noch eintauchen. Der Ölspiegel kann mit einem Ölstandauge kontrolliert werden.

Der Durchgang der Antriebswelle ist mit einem Spritzring und einem V-Ring im Labyrinth *abgedichtet*.



- 1 Festlager
- 2 Loslager
- A Staubleche
- B Ölstandsauge

99 Exzentrersieb

Beim Exzentrersieb ist der Schwingradius so groß wie die Exzentrizität der Welle. Er ist unveränderlich; daher heißen diese Siebe auch Starrschwinger.

Technische Daten

Siebkastengewichtskraft $G = 60 \text{ kN}$; Exzentrerradius $r = 0,005 \text{ m}$; Drehzahl $n = 850 \text{ min}^{-1}$; Anzahl der Innenlager $z = 2$; Erdbeschleunigung $g = 9,81 \text{ m/s}^2$.

Dimensionierung der Lager

Innenlager

Für die beiden Innenlager eines Exzentrersiebs – sie nehmen an der Schwingbewegung teil – ergibt sich die *dynamisch äquivalente Belastung* P wie beim Freischwinger mit kreisförmiger Schwingbewegung zu

$$P = 1,2 \cdot F_r = 1,2/z \cdot G/g \cdot r \cdot (\pi \cdot n/30)^2 = 1,2/2 \cdot 60/9,81 \cdot 0,005 \cdot (3,14 \cdot 850/30)^2 = 145,4 \text{ kN}$$

Erforderliche *dynamische Tragzahl* C :

$$C = f_L/f_n \cdot P = 2,93/0,378 \cdot 145,4 = 1127 \text{ kN}$$

Gewählt werden Pendelrollenlager FAG 22328ED.T41A (*dynamische Tragzahl* $C = 1220 \text{ kN}$).

Außenlager

Die ortsfesten Außenlager sind nur gering belastet, da die Fliehkraft des Siebkastens durch Gegengewichte ausgeglichen wird. Im allgemeinen werden ebenfalls

Pendelrollenlager der Reihe 223 eingebaut. Die Lagergröße richtet sich nach dem Wellendurchmesser. Damit kommt man zu Lagern, deren Tragfähigkeit so hoch ist, daß sich eine Berechnung der *Ermüdungslebensdauer* erübrigt. Da diese Lager nicht an der Schwingbewegung teilnehmen, genügt die Normalausführung mit normaler Lagerluft. Im vorliegenden Fall sind Pendelrollenlager FAG 22320EDK (*dynamische Tragzahl* $C = 655 \text{ kN}$) eingebaut.

Bearbeitungstoleranzen

Innenlagerung

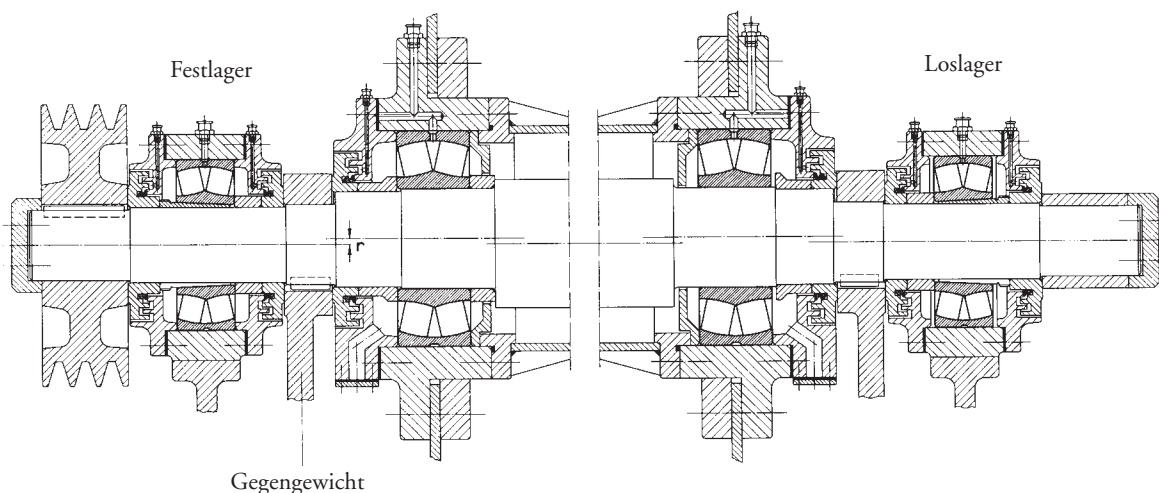
An den Innenlagern (*Festlager-Loslager-Anordnung*) liegt *Punktlast* für die Innenringe vor: Die Welle wird nach g6 oder f6 bearbeitet. Im Gehäuse werden die Lager nach P6 fest gepaßt.

Außenlagerung

Die Außenlager – ebenfalls eine *Festlager-Loslager-Anordnung* – sind mit Abziehhülsen auf der Welle befestigt. Die Welle ist nach h8, die Gehäusebohrung nach H7 bearbeitet.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung mit Lithiumseifenfett der *Konsistenzklasse* 2 mit Korrosionsschutz- und Hochdruckzusätzen. Schmierstoffzuführung zwischen den Rollenreihen durch Schmierbohrungen in den Lageraußenringen. Die *Abdichtung* erfolgt durch fettgefüllte, nachschmierbare Labyrinth.



99: Lagerung eines Exzentrersiebes

100 Vibrationsmotor

Die Schwingungen der Vibrationsgeräte werden von einem oder mehreren Erregern erzeugt. Ein solcher Erreger ist beispielsweise ein Elektromotor, an dessen Rotierenden Unwuchtkörper angebracht sind. Man spricht dann von einem „Vibrationsmotor“. Vibrationsmotoren laufen vorwiegend in Maschinen zur Herstellung von Betonfertigteilen sowie in Sieben und Schüttelrinnen.

Technische Daten

Leistung $N = 0,7 \text{ kW}$, Drehzahl $n = 3000 \text{ min}^{-1}$.
Als Belastung wirken die Gewichtskraft des Rotors und die Zentrifugalkraft der Unwuchtkörper: Maximale Radialbelastung eines Lagers $F_r = 6,5 \text{ kN}$.

Lagerwahl, Dimensionierung

Wegen der hohen Zentrifugalkräfte reicht die Tragfähigkeit der sonst bei mittelgroßen Elektromotoren üblichen Rillenkugellager nicht aus. Vibrationsmotoren lagert man deshalb mit Zylinderrollenlagern. Eingebaut sind zwei Zylinderrollenlager FAG NJ2306E.TVP2.C4; die *dynamische Tragzahl* der Lager beträgt $73,5 \text{ kN}$.

Für die aus der Fliehkraft resultierende ungünstige dynamische Lagerbelastung ist ein Zuschlagfaktor $f_z = 1,2$ vorzusehen. Unter dessen Berücksichtigung ergibt sich die *dynamisch äquivalente Belastung* zu

$$P = 1,2 \cdot F_r = 7,8 \text{ kN}.$$

Mit dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,26$ ($n = 3000 \text{ min}^{-1}$) wird die *dynamische Kennzahl*

$$f_L = C/P \cdot f_n = 73,5/7,8 \cdot 0,26 = 2,45$$

Dieser f_L -Wert entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von $10\,000 \text{ h}$. Die Lager sind somit richtig bemessen.

Bearbeitungstoleranzen

Welle k5; Gehäuse N6.

Die Lageraußenringe haben *Umfangslast* und werden deshalb fest gepaßt. Da am Innenring eine *Pendellast* auftritt, ist es zweckmäßig, auch den Innenring fest auf die Welle zu passen. Bei nicht *zerlegbaren* Lagern würde diese Forderung zu einem schwierigen Lagereinbau und -ausbau führen. Man verwendet deshalb *zerlegbare* Zylinderrollenlager der Bauart NJ.

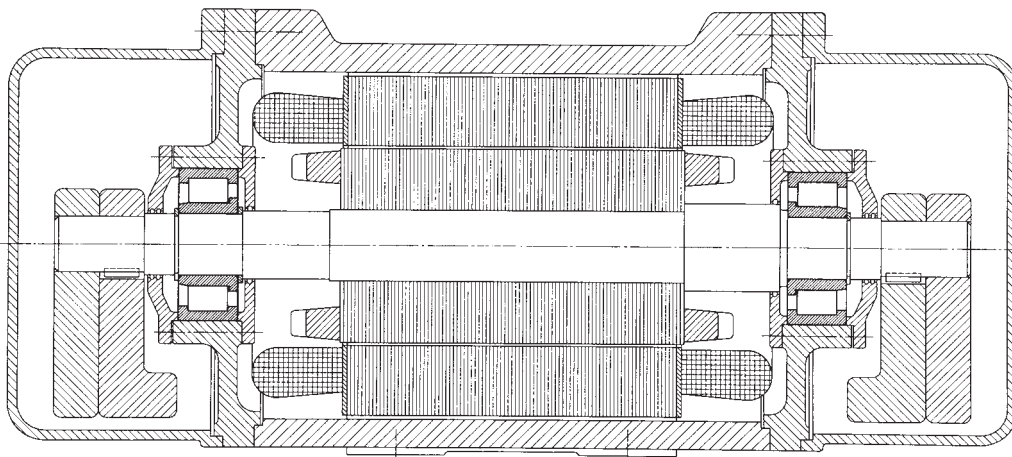
Lagerluft

Durch die festen *Passungen* verringert sich die *Radialluft* der Lager. Außerdem erwärmen sich die Innenringe im Betrieb stärker als die Außenringe, was zu einer zusätzlichen *Radialluftverminderung* führt. Infolgedessen werden Lager der *Radialluftgruppe* C4 (d. h. *Radialluft* größer als C3) eingebaut.

Damit die Lagerung axial nicht verspannt wird, baut man die Innenringe so ein, daß die Rollensätze der beiden Lager zwischen dem Innenringbord eine *Axialluft* von $0,2 \dots 0,3 \text{ mm}$ haben (*Schwimmende Lagerung*).

Schmierung, Abdichtung

Beide Lager werden mit *Fett* geschmiert. Bewährt haben sich Lithiumseifenfette der *Konsistenzklasse* 2 mit *EP-Zusätzen*. Nach etwa $500 \text{ Betriebsstunden}$ wird nachgeschmiert. Da der Vibrationsmotor auf beiden Seiten geschlossen ist, genügen als *Abdichtung* Dichtspalte mit Rillen.



100: Lagerung der Erregerwelle eines Vibrationsmotors

Da Konverter im Schwenkbetrieb arbeiten und nur gelegentlich bis zu 360° drehen, werden die Lager nach ihrer statischen Tragfähigkeit ausgewählt. Wichtige Kriterien bei der Wahl der Lagerbauart sind neben der hohen *statischen Tragzahl* der Ausgleich von größeren Fluchtungenauigkeiten und Längenänderungen. Wegen des großen Lagerabstands und wegen der Verwindung und Durchbiegung des Tragrings sind Fluchtungenauigkeiten bei Konvertern unvermeidlich. Ebenso treten, aufgrund großer Temperaturunterschiede beim Anheizen und Erkalten des Konverters, erhebliche Längenänderungen auf.

Lagerwahl

Beispiel 101 zeigt die übliche Konverterlagerung. Sowohl auf der *Festlager*- als auch auf der *Loslager*-seite sind Pendelrollenlager vorgesehen. Auf der *Loslager*-seite ist im Gehäuse eine Gleitbuchse eingebaut, in der sich das Pendelrollenlager in axialer Richtung verschieben kann. Um den Reibungswiderstand möglichst niedrig zu halten, ist die Bohrung der Buchse geschliffen und mit Festschmierstoff (Molybdändisulfid) behandelt.

Zur Berechnung der Axialbelastung wird ein Reibungsbeiwert von $\mu = 0,1 \dots 0,15$ angesetzt.

Im Beispiel 102 sind beide Pendelrollenlager in den Gehäusen als *Festlager* eingebaut. Die Verschiebung in Längsrichtung erfolgt über zwei seitlich angeordnete Linearlager (Rollen), auf denen das eine der beiden Gehäuse ruht. Bei dieser Konstruktion muß also beim Längenausgleich nur die Rollreibung der Linearlager – Reibungsbeiwert $\mu \approx 0,05$ – überwunden werden.

Dimensionierung der Lager

Bei Konvertern soll die *statische Kennzahl* $f_s = C_0/P_0$ größer als 2 sein; siehe Berechnungsbeispiel.
 C_0 ist die *statische Tragzahl* des Lagers
 P_0 ist die *statisch äquivalente Belastung*

Technische Daten

Berechnungsbeispiel: Zwei Pendelrollenlager mit zusätzlicher Linearlagerung (Beispiel 102).
Festlager: Radialbelastung $F_{rF} = 5800$ kN;
Loslager: Radialbelastung $F_{rL} = 5300$ kN;
Axialbelastung aus dem Antrieb $F_a = 800$ kN und aus der Längsverschiebung $0,05 \cdot F_{rL} = 265$ kN;
Zapfendurchmesser an der Lagersitzstelle 900 mm.

Eingebaut sind zwei Pendelrollenlager FAG 230/900K.MB (*statische Tragzahl* $C_0 = 26\,000$ kN, Axialfaktor $Y_0 = 3,1$).

Festlager

$$P_0 = F_{rF} + Y_0 \cdot (F_a + 0,05 \cdot F_{rL}) \\ = 5\,800 + 3,1 \cdot (800 + 265) = 9\,100 \text{ kN}$$

$$\text{Statische Kennzahl } f_s = 26\,000 / 9\,100 = 2,85$$

Loslager

$$P_0 = F_{rL} + Y_0 \cdot 0,05 \cdot F_{rL} \\ = 5\,300 + 3,1 \cdot 265 = 6\,120 \text{ kN}$$

$$\text{Statische Kennzahl } f_s = 26\,000 / 6\,120 = 4,24$$

Beide Lager sind also sicher dimensioniert. Für die beiden Linearlager sind je fünf Zylinderrollen (80 x 120 mm) erforderlich. Die Führungsschienen (Laufbahnen) haben eine Härte von 59...65 HRC.

Bearbeitungstoleranzen

Bei zylindrischer Lagerbohrung: Zapfen m6. Bei kegeliger Lagerbohrung und Hydraulikhülse: Zapfen h7. Die Wellenzapfen sind mit einer Zylinderformtoleranz IT5/2 (DIN ISO 1101) bearbeitet.

Die Aufnahmebohrungen im Gehäuse haben H7-Toleranz. Eine festere *Passung* ist nicht zu empfehlen, da die Lager wegen der geteilten Gehäuse oval verspannt werden könnten.

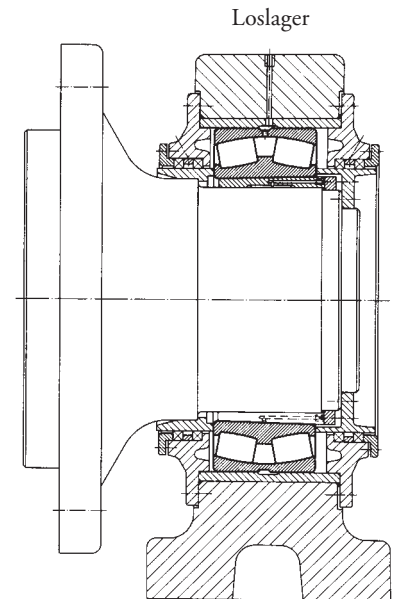
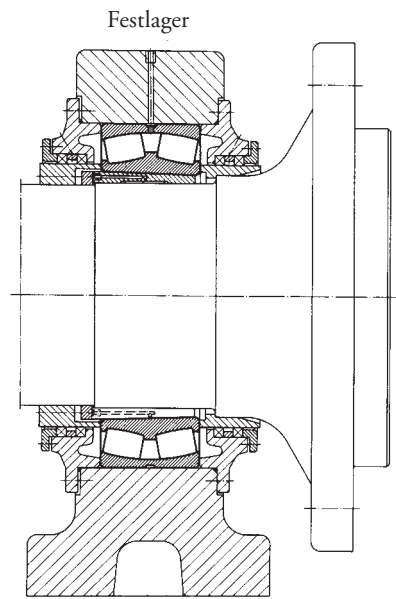
Schmierung, Abdichtung

Konverterlager werden mit *Fett* geschmiert. Zu empfehlen sind Lithiumseifenfette der *Konsistenzklasse* 2 mit EP- und Korrosionsschutzzusatz (z. B. FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V). Eine wirkungsvolle *Abdichtung* erreicht man mit graphitierten Packungsringen.

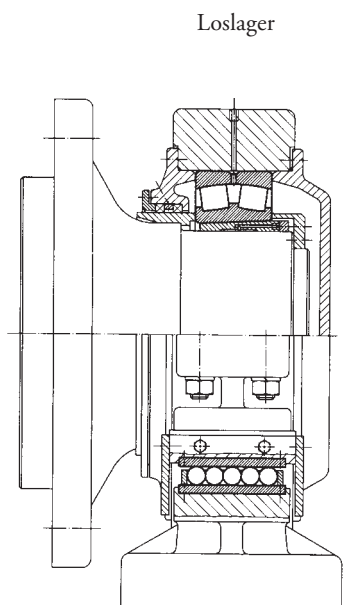
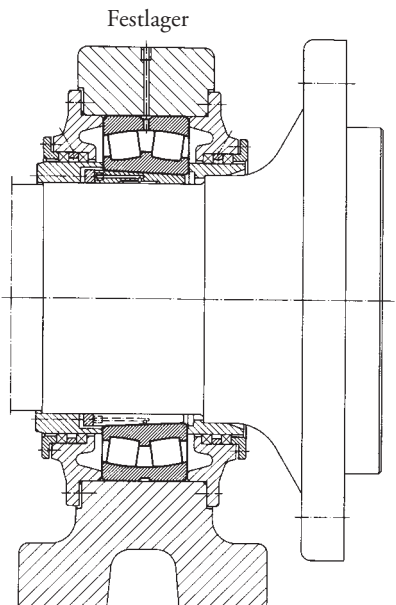
Geteilte Wälzlager

Hüttenwerke fordern vielfach, daß das Lager auf der Antriebsseite eines Konverters ohne Demontage des Antriebsaggregats ausgewechselt werden kann. Das ermöglichen geteilte Pendelrollenlager (Beispiel 103). Aus Preisgründen dienen geteilte Lager meistens als Ersatz.

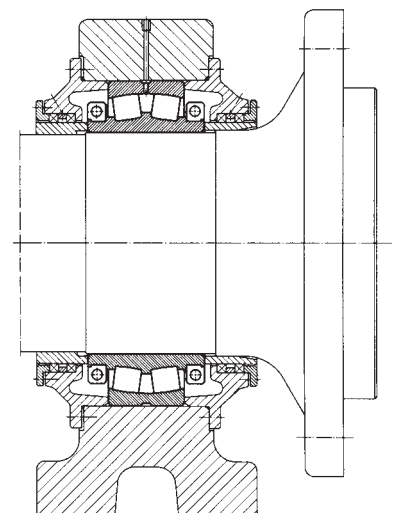
101: Konverterlagerung
(zwei Pendelrollenlager)



102: Konverterlagerung
(zwei Pendelrollenlager
zwei Linearlager)



103: Festlagerseite mit
geteiltem Pendelrollenlager



104 Walzen eines Quarto-Kaltwalzgerüsts für Aluminium

Technische Daten

Stützwalzen: Walzendurchmesser 1 525 mm
Ballenlänge 2 500 mm

Arbeitswalzen: Walzendurchmesser 600 mm
Ballenlänge 2 500 mm

Walzkraft maximal 26 000 kN

Walzgeschwindigkeit max. 1 260 m/min

Wahl der Stützwalzenlager (Bild 104a)

Radiallagerung

Zur Aufnahme der hohen Radialkräfte bei begrenztem Einbauraum und hohen Drehzahlen eignen sich am besten Zylinderrollenlager. Auf jeder Walzenseite ist ein vierreihiges Zylinderrollenlager FAG 527048 (Abmessungen 900 x 1220 x 840 mm) eingebaut. Die Lager haben Bolzenkäfige und erreichen eine *dynamische Tragzahl C* = 31 500 kN.

Die vergrößerte *Radialluft C4* ist erforderlich, weil die Innenringe fest gepaßt sind und sich im Betrieb stärker erwärmen als die Außenringe.

Bearbeitungstoleranzen:

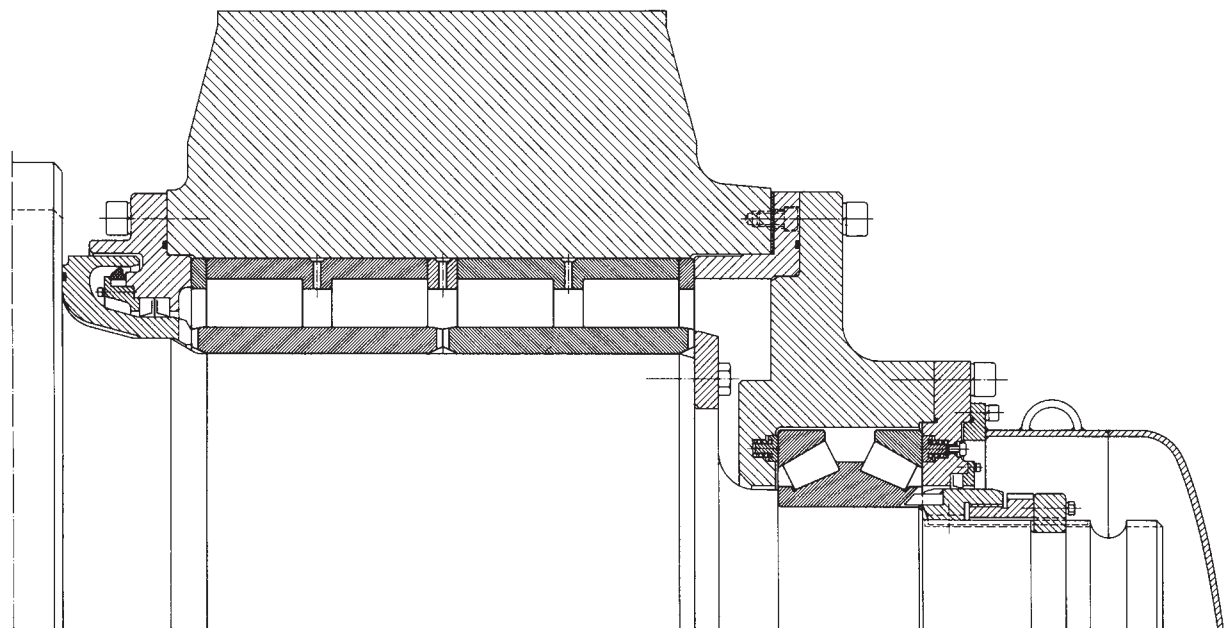
Walzenzapfen +0,350 / +0,440 mm, Einbaustück H7.

Axiallagerung

Weil bei Bandgerüsten die Axialbelastungen niedrig sind, werden *Axiallager* verwendet, die im Vergleich zu den *Radiallagern* klein sind. Auf beiden Seiten der Stützwalze ist ein zweireihiges Kegelrollenlager FAG 531295A (Abmessungen 400 x 650 x 240 mm) eingebaut. Die *dynamische Tragzahl C* beträgt 3450 kN.

Bearbeitungstoleranzen: Welle f6.

Die Außenringe sind radial nicht unterstützt, axial sind sie mit Schraubenfedern angestellt.



104a: Lagerung der Stützwalzen eines Quarto-Kaltwalzgerüsts für Aluminium (Antriebs- und Bedienungsseite sind gleich gelagert)

Wahl der Arbeitswalzenlager (Bild 104b, c)

Radiallagerung

Auf jeder Walzensseite sind zwei zweireihige Zylinderrollenlager FAG 532381.K22 (Abmessungen 350 x 500 x 190 mm) eingebaut. Die Toleranzen der Zylinderrollenlager sind so eingengt, daß alle Rollenreihen gleichmäßig tragen. Die Lager haben *Massivkäfige* aus Messing und eine vergrößerte *Radialluft* C3.

Bearbeitungstoleranzen

Walzenzapfen p6; Bohrung im Einbaustück H6.

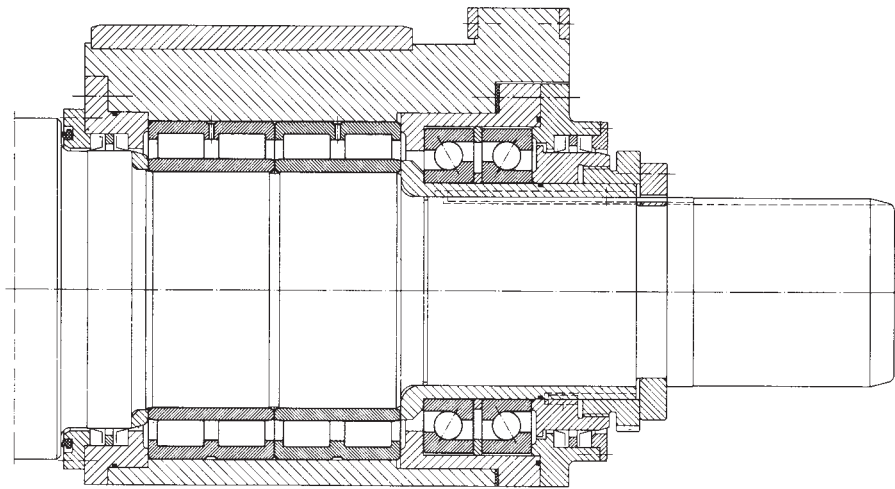
Axiallagerung

Auf der *Festlagerseite* (Bedienungsseite) sind zwei Schrägkugellager FAG 7064MP.UA in *X-Anordnung* eingebaut. Beim Zusammenbau beliebiger Einzellager

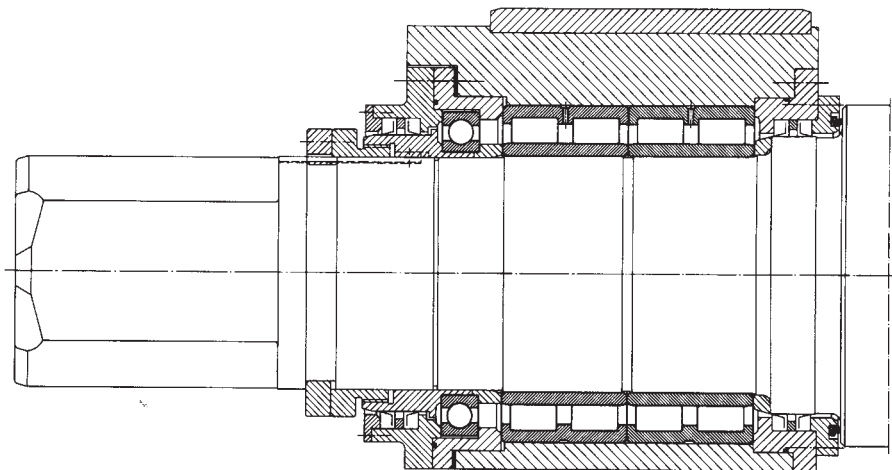
der *Universalausführung* UA entsteht bei *X-* oder *O-Anordnung* ein Lagerpaar mit geringer *Axialluft*. Die Schrägkugellager nehmen die beim Walzen auftretenden Axialkräfte auf. Das Rillenkugellager FAG 61972M.C3 auf der *Loslagerseite* (Antriebsseite) führt lediglich das Einbaustück in axialer Richtung. Bearbeitungstoleranzen: Buchse k6; Außenringe sind radial nicht unterstützt.

Schmierung

Alle Lagerungen der Stütz- und Arbeitswalzen werden mit *Ölnebel* geschmiert. Es wird ein *Öl* hoher *Viskosität* mit Hochdruckzusätzen verwendet, weil die Zylinderrollenlager – besonders an den Stützwalzen – hoch belastet sind und dort auch Betriebstemperaturen bis 70 °C auftreten.



104b: Lagerung der Arbeitswalzen, Bedienungsseite



104c: Lagerung der Arbeitswalzen, Antriebsseite

105 Arbeitswalzen der Fertigstaffel einer Quarto-Warmbreitbandstraße

Die Lagerungen von Arbeitswalzen werden oft durch große Mengen Wasser oder Walzenkühlmittel beaufschlagt. Dazu kommen bei Warmwalzwerken noch erhebliche Mengen an Schmutz. Deshalb müssen die Lagerstellen sorgfältig *abgedichtet* sein. In der Regel werden sie mit *Fett* geschmiert, das die Dichtwirkung unterstützt. Bei modernen Walzwerken ist man bestrebt, den Fettverbrauch und die Umweltbelastung durch austretendes *Fett-Wasser-Gemisch* zu vermindern.

der Schmierung und der Sauberkeit beeinflusst. In der Regel erreichen offene Lager wegen schlechter Schmierungs- und Sauberkeitsbedingungen nicht die *nominelle Lebensdauer*. Dagegen ergibt die *modifizierte Lebensdauerberechnung* für abgedichtete Lager meist *Faktoren* a_{23} größer 1, d. h. die *erreichbare Lebensdauer* übertrifft die *nominelle Lebensdauer*. Der Wert liegt trotz geringerer *Tragzahl* in der Regel über dem eines gleich großen nicht abgedichteten Lagers.

Technische Daten

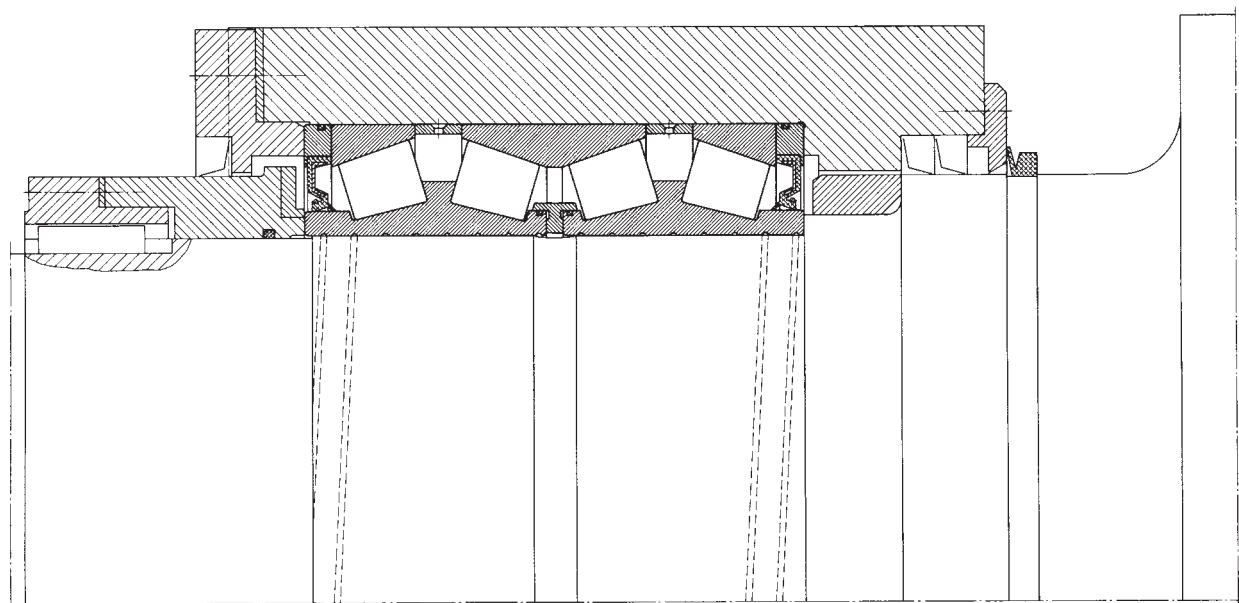
Walzenballendurchmesser 736 mm; Walzenballenlänge 2235 mm; Walzgeschwindigkeit 3,5...15 m/s.

Lagerwahl, Dimensionierung

Als Lagerbauart für Arbeitswalzen haben sich vierreihige Kegelrollenlager bewährt. Sie nehmen zu hohen Radialkräften auch Axialkräfte auf und beanspruchen wenig Einbauraum. Die Lager erhalten auf den Zapfen einen Schiebesitz; dadurch ist ein schneller Walzenwechsel möglich. In diesem Einbaufall werden abgedichtete, vierreihige Kegelrollenlager FAG 563681A (Abmessungen 482,6 x 615,95 x 330,2 mm) verwendet. Die *Gebrauchsdauer* der Arbeitswalzenlager wird hauptsächlich von den Kräften, der Walzgeschwindigkeit,

Schmierung, Abdichtung

Die Lager sind mit relativ kleinen Mengen hochwertigen Wälzlagerfetts gefüllt. Auf jeder Lagerseite ist eine berührende zweilippige *Dichtung* eingebaut. Die innere Dichtlippe verhindert den Austritt von *Fett* aus dem Lager; die äußere Dichtlippe schützt gegen eventuell noch in das Einbaustück eingedrungene Flüssigkeit. Im Walzbetrieb und beim Walzenwechsel braucht nicht nachgeschmiert werden. Die bei der Montage eingebrachte *Fettmenge* reicht in der Regel für eine Einbaustückreise, d. h. für eine Einsatzzeit von 1000...1200 Stunden aus. Die Einbaustücke enthalten die konventionellen *Außendichtungen* (Manschetten-dichtungen). Diese werden mit einem preiswerten, umweltschonenden Dichtfett gefüllt.



105: Arbeitswalzenlagerung der Fertigstaffel einer Quarto-Warmbreitbandstraße

106

Walzen eines Duo-Block-Brammengerüsts oder Duo-Block-Knüppelgerüsts

Technische Daten

Walzendurchmesser 1168 mm (46"); Walzenballenlänge 3100 mm (122"); Walzgeschwindigkeit 2,5...5 m/s; ein Jahresausstoß von 1 Million Tonnen. Das Gerüst arbeitet im Reversierbetrieb, d. h. das Walzgut geht hin und her, die Drehrichtung der Walzen wechselt von Stich zu Stich.

Walzenlagerung

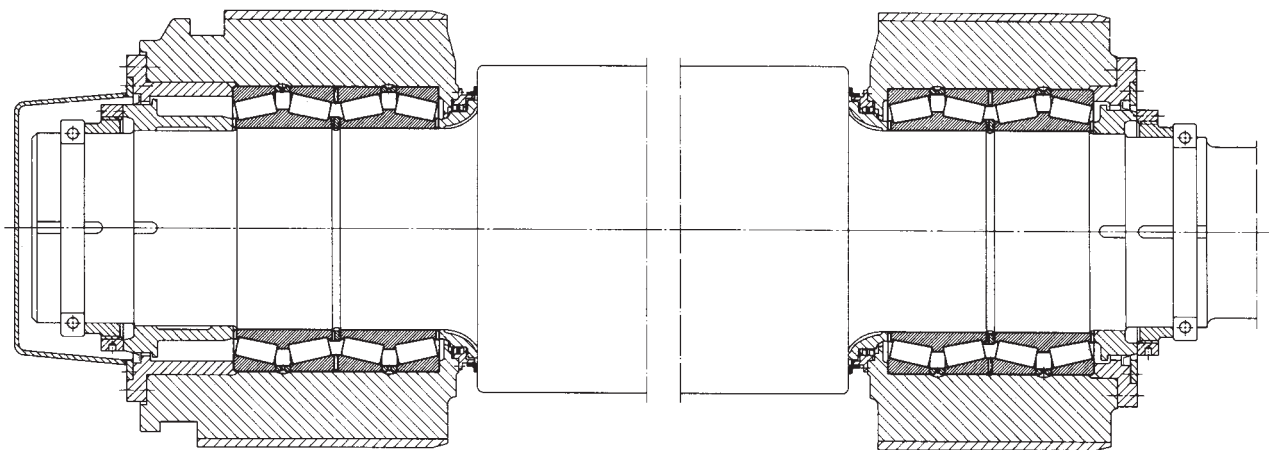
Zur Lagerung der Arbeitswalzen kommen auch hier mehrreihige Kegelrollenlager zum Einsatz. Sie benötigen relativ wenig Einbauraum und nehmen hohe Radial- und Axialkräfte auf. Die Walzen sind auf beiden Seiten in einem vierreihigen Kegelrollenlager FAG 514433A mit den Abmessungen 730,25 x 1035,05 x 755,65 mm abgestützt.

Die Lagerringe haben auf den Walzenzapfen und in den Einbaustücken einen losen Sitz, damit man sie leicht ein- und ausbauen kann. Hierbei wandert der Innenring in Umfangsrichtung auf dem Walzenzapfen. Um dabei *Verschleiß* und Erwärmung zu verringern, werden die Paßflächen meist über eine schraubenförmige Nut in der Lagerbohrung mit *Fett* versorgt.

Schmierung

Die Kegelrollenlager werden mit *Fett* geschmiert. Durch Nuten an den Stirnflächen der Innen- und des Zwischenrings wird kontinuierlich *Fett* zugeführt.

Überschüssiges *Fett* entweicht durch die Bohrungen im mittleren Außenring und in den Zwischenringen.



107 Kombiniertes Untersetzungs- und Kammwalzengetriebe einer Knüppelstraße

Technische Daten

Die Knüppelstraße ist für eine monatliche Produktionsleistung von 55 000 Tonnen ausgelegt. Die Straße besteht aus der Vor- und Fertigstaffel. Jede Staffel hat vier Gerüste, wobei abwechselnd ein Vertikal- und ein Horizontalgerüst angeordnet sind. Der Antrieb der Vertikalgerüste ist nach oben gelegt; das hat u. a. den Vorteil, daß die Fundamente nicht so tief werden; man nimmt allerdings eine große Bauhöhe der Gerüste in Kauf.

Motorleistung 1 100/2 200 kW;
Motordrehzahl 350/750 min⁻¹.

Lagerwahl, Dimensionierung

Radialkräfte und Axialkräfte werden getrennt aufgenommen: die Radialkräfte in Zylinderrollenlagern, die Axialkräfte in Schrägkugellagern und Vierpunktlagern. Zylinderrollenlager als *Radiallager* haben den Vorteil, daß sie bei hoher Tragfähigkeit nur einen kleinen Einbauraum benötigen, d. h. man kann den Abstand zwischen den Getriebewellen gering halten. Mit entscheidend bei der Wahl der Lagergröße ist der Durchmesser der einzelnen Getriebewellen, der sich aus der Festigkeitsrechnung ergibt. Die beiden größten Zylinderrollenlager des Getriebes befinden sich auf der Seite der Kammwalzen und haben die Abmessungen 750 x 1000 x 250 mm. Als *Axiallager* sitzt auf jeder der vier Getriebewellen ein Vierpunktlager (zweiseitig wirkendes Schrägkugellager).

Ein Vierpunktlager bietet gegenüber zwei Schrägkugellagern den Vorteil geringerer Baubreite und gegenüber einem Rillenkugellager den Vorteil geringerer *Axialluft* und höherer axialer Tragfähigkeit. Vierpunktlager können aber nur dann verwendet werden, wenn die Axiallast ihre Richtung nicht zu häufig wechselt. Die Wellen des vorgeschalteten Kegelgetriebes dürfen in Anbetracht der empfindlichen Bogenverzahnung nur sehr wenig *Axialluft* haben. Das erreicht man hier mit je zwei zusammengepaßten Schrägkugellagern auf der Ritzelwelle und auf der Kegelradwelle. Sie übernehmen auch die Axiallast, während Zylinderrollenlager die Radiallast aufnehmen.

Bearbeitungstoleranzen

Zylinderrollenlager: Wellenzapfen p6; Gehäuse H6/H7.

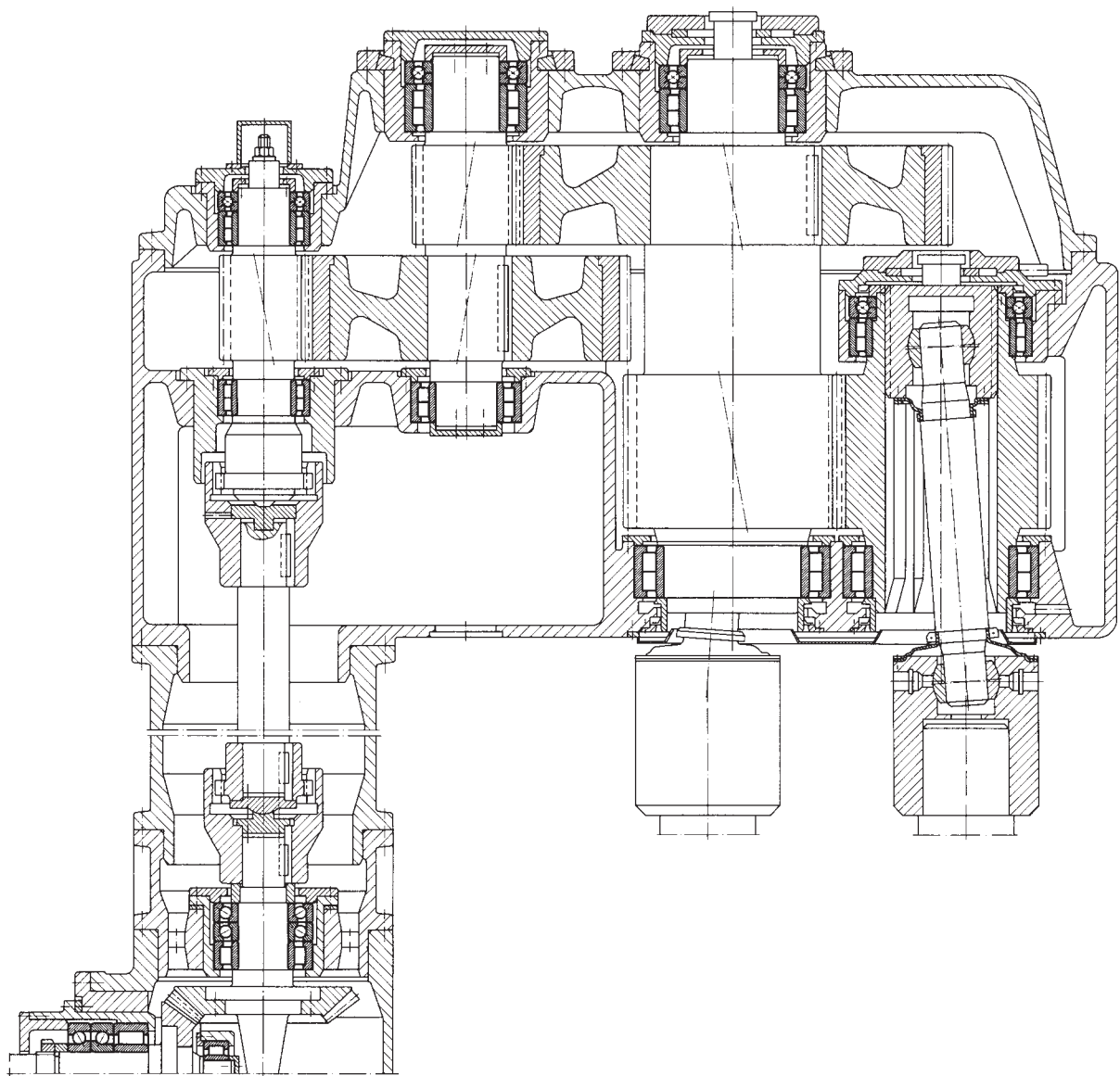
Vierpunktlager und Schrägkugellager: Wellenzapfen f6; Gehäuse D10.

Die Außenringe der Vierpunkt- und Schrägkugellager sind im Gehäuse freigedreht, so daß sichergestellt ist, daß keine Radialkräfte, sondern ausschließlich Axialkräfte aufgenommen werden.

Schmierung

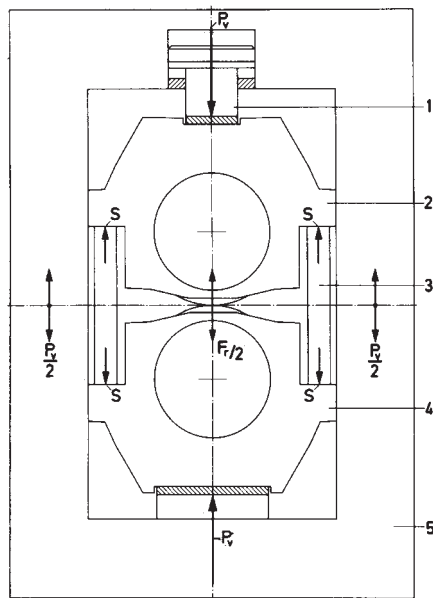
Ölumlaufschmierung.

An den Ölumlaufring für die Getrieberäder sind auch die Wälzlager angeschlossen. Das Öl wird den Lagerstellen vom Ölfilter aus unmittelbar zugeführt, damit der Abrieb der Getrieberäder nicht in die Lager gelangt.



Die Ständer der Walzgerüste dehnen sich unter den großen Walzkräften. Dies kann sich negativ auf die Qualität des Walzgutes auswirken. Um dies zu verhindern, sah man üblicherweise aufwendige Walzen-Verstelleinrichtungen vor. Ein anderer Weg, den störenden Einfluß der Elastizität zu kompensieren, besteht darin, daß man die Einbaustücke, die die Walzen und die Lagerungen tragen, über die Walzenständer hydraulisch gegeneinander vorspannt (siehe Schemazeichnung).

Bei einer Profilstraße haben 9 von insgesamt 13 kontinuierlich arbeitenden Gerüsten die hydraulisch vorgespannten Einbaustücke. Fünf der neun vorgespannten Gerüste können auch als Universalgerüste arbeiten. Sie werden dazu mit zwei vertikal angeordneten Walzenständen ausgerüstet.



- 1 Hydraulikkolben
- 2 Oberes Einbaustück
- 3 Druckstempel
- 4 Unteres Einbaustück
- 5 Ständer

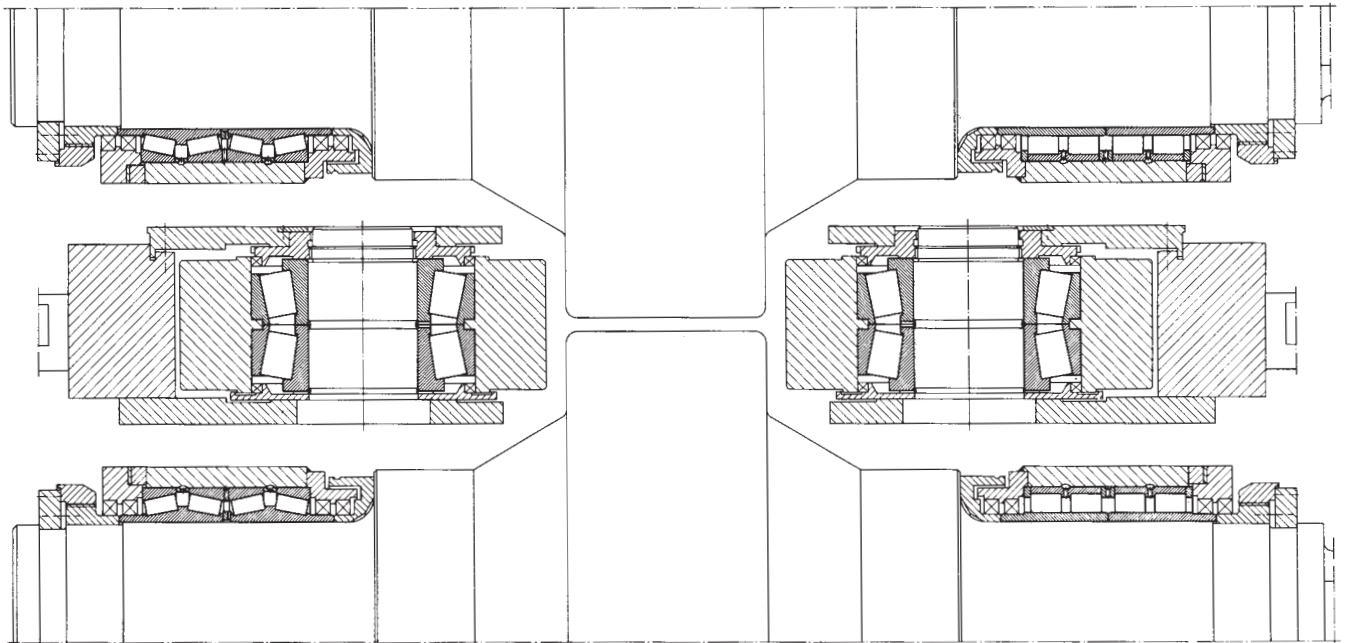
Walzenlagerungen

Die waagerechten Walzen sind in mehrreihigen Zylinderrollenlagern und Kegelrollenlagern abgestützt. Die auf der Antriebsseite sitzenden Zylinderrollenlager gleichen die Längenänderungen bei Wärmedehnungen aus. Der sonst übliche Längenausgleich über das auf der Antriebsseite im Ständer axial frei bewegliche Einbaustück ist bei gegeneinander vorgespannten Einbaustücken nicht möglich.

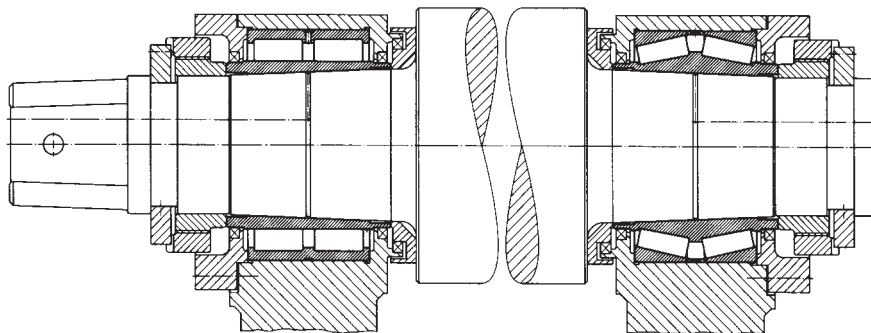
Die Horizontal-Walzen in den Gerüsten am Anfang der Straße, die mit 3 150 kN belastet werden, sind in vierreihigen Zylinderrollenlagern und vierreihigen Kegelrollenlagern mit den Abmessungen 355,6 x 257,2 x 323,8 mm gelagert (Bild a). Die Lager sitzen lose auf dem Wellenzapfen (e7), was die Montage erleichtert.

Bei den Gerüsten, in denen Profilstähle fertig gewalzt werden, ist ein loser Sitz nicht möglich, da die geforderte Qualität nur bei eng geführten Walzen erreicht wird. Deshalb wurden Zylinder- und Kegelrollenlager mit kegeliger Bohrung gewählt und auf die kegeligen Walzenzapfen aufgepreßt. Das eingesetzte Hydraulikverfahren erleichtert hierbei den Ein- und Ausbau. Wegen der geringeren Walzkräfte (2 550 kN) wurden in diesem Fall zur Lagerung der Horizontal-Walzen zweireihige Zylinder- und Kegelrollenlager mit den Abmessungen 220,1 x 336,6 x 244,5 mm eingesetzt (Bild b).

Die Vertikal-Walzen sind jeweils in einem Kegelrollenlagerpaar in *O-Anordnung* (Abmessungen 165,1 x 336,6 x 194,2 mm) abgestützt (Bild a). Die Lager sitzen unmittelbar in den Walzen. Beim Einlaufen des Walzgutes werden die Vertikal-Walzen und deren Lager in kürzester Zeit auf die Betriebsdrehzahl beschleunigt. Damit bei diesen Beschleunigungen die *Rollkörper* ständig im Kontakt mit den Laufbahnen bleiben, sind die Kegelrollenlager vorgespannt. Dazu wurden die Toleranzen der Lager und der Lagersitzstellen so aufeinander abgestimmt, daß die Lager ohne jede Paßarbeit nach dem Einbau die richtige Vorspannung haben.



108a: Lagerung der Horizontal-Walzen in vorgespannten Gerüsten am Anfang der Profilstraße
und Lagerung der Vertikal-Walzen



108b: Lagerung der Horizontal-Walzen für Gerüste, in denen Profilstähle fertig gewalzt werden

109 Duo-Walzen eines Dressiergerüsts für Kupfer- und Messingbänder

Auf diesem Dressiergerüst werden Kupferbänder und Messingbänder mit einer Bandbreite zwischen 500 und 1 050 mm gewalzt. Die Anstichdicke beträgt maximal 4 mm, die Enddicke minimal 0,2 mm.

Eine Besonderheit dieses Gerüsts ist die „Gegenbiegung“. Die Walzkkräfte führen zu einer elastischen Durchbiegung der Walzen. Diese Biegung wird durch Gegenbiegekräfte hydraulisch kompensiert. Die Gegenbiegekräfte werden auf beiden Seiten und außerhalb der Walzenlagerung über Pendelrollenlager auf die Walzenzapfen aufgebracht. Durch die Gegenbiegung wird eine über die ganze Breite gleichbleibende Banddicke erreicht.

Technische Daten

Duo-Walzendurchmesser 690/650 mm; Walzenballenlänge 1150 mm; Walzgeschwindigkeit maximal 230 m/min; Walzkraft maximal 8000 kN; Gegenbiegekraft maximal 1300 kN je Zapfen.

Lagerung für Gegenbiegung

Die Gegenbiegekräfte werden über Pendelrollenlager FAG 24068B.MB aufgebracht.
Bearbeitungstoleranzen: Zapfen e7, Gehäuse H6.

Radiallagerung der Walzen

Auf jeder Seite ist ein vierreihiges Zylinderrollenlager FAG 547961 mit den Abmessungen 445 x 600 x 435 mm eingebaut. Die Zylinderrollenlager haben *Bolzenkäfige*. Diese bestehen aus zwei Seitenscheiben, in denen die durch die Rollen gehenden Bolzen befestigt sind. Nuten an den Seitenflächen der Lagerinnenringe erleichtern die Demontage.

Bearbeitungstoleranzen:

Zapfen +0,160 / +0,200 mm, Einbaustück H6.

Axiallagerung der Walzen

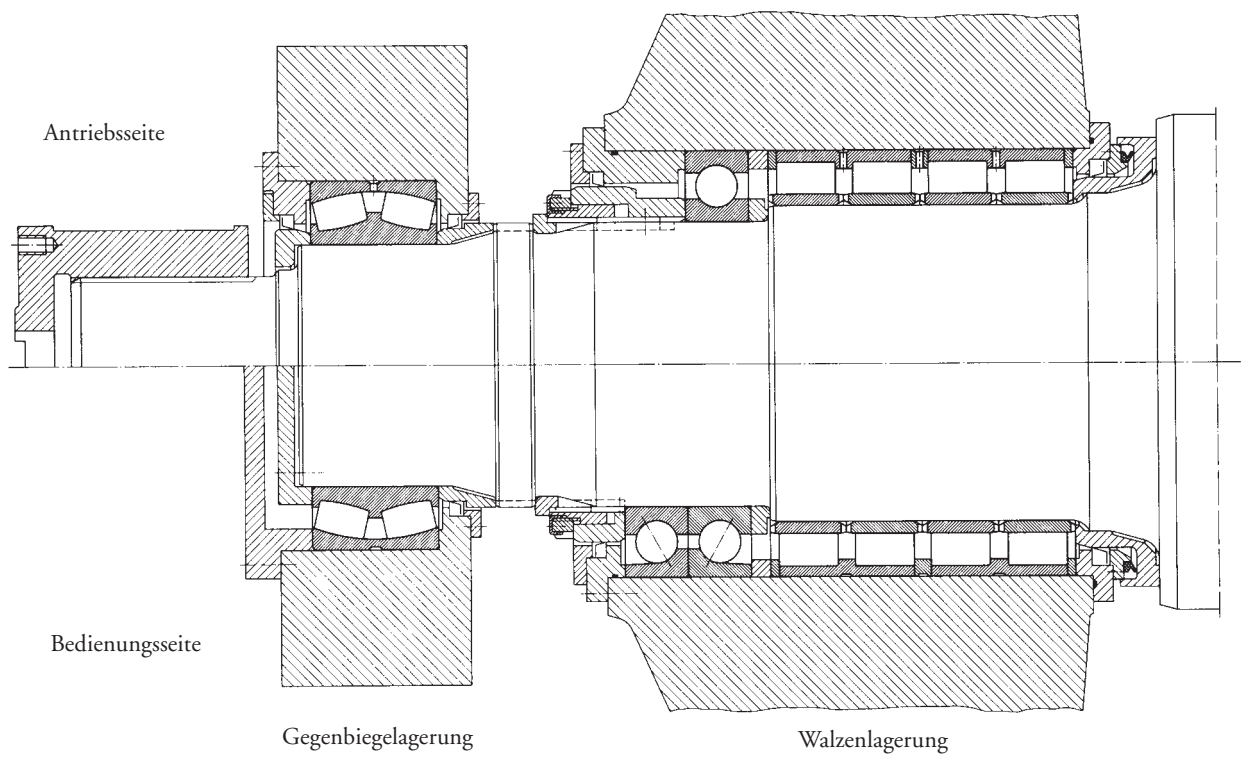
Auf der Bedienungsseite werden die Axialkräfte von zwei in *O-Anordnung* eingebauten Schrägkugellagern FAG 507227.N10BA (Abmessungen 400 x 600 x 90 mm) aufgenommen.

Auf der Antriebsseite wird das Einbaustück mit einem Rillenkugellager FAG 6080M.C3 auf dem Walzenzapfen fixiert.

Bearbeitungstoleranzen: Zapfen f6, Außenringe sind radial frei gedreht.

Schmierung

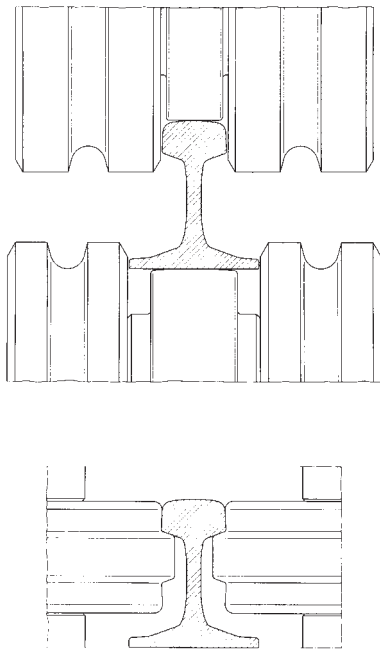
Die Zylinderrollenlager werden, wie auch die übrigen Lager, mit einem Lithiumseifenfett mit Hochdruckzusatz (*EP-Zusatz*) geschmiert. Sie können einfach über Schmierbohrungen und Schmiernuten in den Außen- und Zwischenringen nachgeschmiert werden.



110 Richtrollen einer Schienen-Richtmaschine

Schienen für die Gleisanlagen der Eisenbahnen oder Krane werden in Walzwerken warm ausgewalzt. Nach dem Walzen kühlen die Schienen auf Kühlbetten ab. Da dies nicht gleichmäßig geschieht, verziehen sich die Schienen. Sie müssen anschließend in Richtmaschinen zwischen horizontalen und vertikalen Rollen gerichtet werden.

Die Richtanlage besteht aus zwei hintereinander stehenden Maschinen. In der ersten Maschine laufen die Schienen durch waagrecht angeordnete Rollen, in der zweiten Maschine durch senkrecht angeordnete Rollen. So sind die Schienen nach dem Durchlauf in beiden Ebenen gerichtet.



Jede Maschine hat 9 Richtrollen, von denen 4 angetrieben sind. Die Richtrollen mit Durchmessern zwischen 600...1200 mm sind fliegend gelagert und auswechselbar.

Anforderungen an die Lagerung

Der Lager-Einbauraum ist durch den Abstand der Richtrollen vorgegeben. Es werden Lager eingebaut, mit deren Tragfähigkeit noch angemessene Laufzeiten erreicht werden.

Die Lagerung der Richtrollen erfordert eine höchstmögliche Steifigkeit, weil davon die Genauigkeit des gerichteten Walzguts abhängt.

Die Rollen müssen entsprechend der Lage des Walzguts positionierbar sein. Die Lagerung wurde deshalb so ausgeführt, daß die Position der Richtrollen um ± 50 mm in axialer Richtung variieren konnte.

Waagerechte Richtrollen

Die maximale Radialkraft an den waagerechten Rollen ist 4 200 kN. Je nach Walzgut treten Axialkräfte bis zu 2 000 kN auf.

Die Drehzahlen liegen zwischen 2 und 60 min⁻¹.

Zur Aufnahme der Radialkräfte und wegen der hohen Tragfähigkeit und Steifigkeit wurden zweireihige Zylinderrollenlager vorgesehen. Das höher belastete, unmittelbar neben der Rolle sitzende Zylinderrollenlager wurde speziell für das Abstützen der Richtrollen entwickelt. Es hat die Abmessungen 530 x 780 x 285/475 mm. Das schwächer belastete Zylinderrollenlager mißt 300 x 460 x 180 mm.

Die Zylinderrollenlager haben durchbohrte Rollen. Die Rollen werden mit Bolzen und Käfig-Seitenscheiben auf Abstand gehalten.

Da bei dieser Konstruktion der Abstand zwischen den Rollen beliebig klein sein kann, läßt sich die größtmögliche Anzahl Rollen unterbringen und, abgestimmt auf den Einbauraum, die höchstmögliche Tragfähigkeit des Lagers erzielen.

Die Axialkräfte werden durch zwei Axial-Pendelrollenlager FAG 29448E.MB mit den Abmessungen 240 x 440 x 122 mm aufgenommen. Sie sind durch Federn gegeneinander *angestellt*.

Beim Einstellen der Richtrollen müssen die Lagerungen eine axiale Verschiebung von maximal ± 50 mm ausgleichen können. Dies ermöglicht ein verbreiteter Innenring des neben der Richtrolle sitzenden Zylinderrollenlagers. Die Innenringbreite ist so abgestimmt, daß die Lippen der beiden *Dichtungen* auch bei einer maximalen Axialverschiebung noch sicher auf dem Innenring gleiten.

Das zweite Zylinderrollenlager sitzt zusammen mit den beiden Axial-Pendelrollenlagern in einer Büchse, die im Hohlzylinder verschiebbar ist. Mit Hilfe eines Gewindetriebs wird die Position der Richtrollen zum Walzgut eingestellt.

Senkrechte Richtrollen

Im Prinzip entspricht die Lagerung der senkrechten Richtrollen der der waagerechten Richtrollen. Nur werden wegen der niedrigeren Richtkräfte entsprechend kleinere Wälzlager eingebaut.

Als *Radiallager* sind ein zweireihiges, axial verschiebbares Zylinderrollenlager in den Abmessungen 340 x 520 x 200/305 mm und ein einreihiges Zylinderrollenlager FAG NU2244M.C3 mit den Abmessungen 220 x 400 x 108 mm eingesetzt.

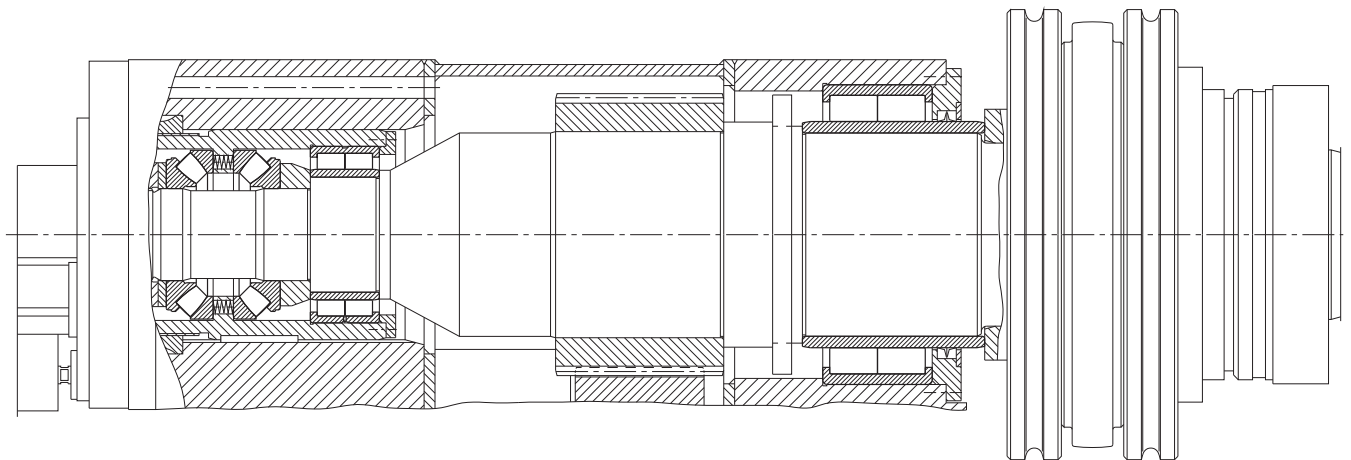
Als *Axiallager* dienen zwei Axial-Pendelrollenlager FAG 29432E mit den Abmessungen 160 x 320 x 95 mm.

Schmierung, Abdichtung

Trotz der hohen Belastung bei geringer Drehzahl wäre es möglich, die Zylinderrollenlager mit *Fett* zu schmieren. Da die Axial-Pendelrollenlager jedoch mit *Öl* geschmiert werden müssen, werden alle Lager von einer Zentralschmieranlage aus mit *Öl* versorgt. Die *Öl*-

durchflußmenge beträgt je Richtrollen-Einheit ungefähr 10 l/min.

Auf der Seite der Axial-Pendelrollenlager ist die Einheit mit einem Deckel verschlossen. Am Wellendurchgang zur Richtrolle hin verhindern zwei spiegelbildlich angeordnete, mit *Fett* geschmierte Dichtringe, daß *Öl* austritt bzw. Verunreinigungen in die Lager gelangen.



111 Scheibenpflug

Beim Scheibenpflug sind die sonst üblichen Pflugschare durch Scheiben, die drehbar am Pflugrahmen angeordnet sind, ersetzt. Die Arbeitsbreite des Pflugs hängt von der Anzahl der Scheiben ab.

Lagerwahl

Beim Pflügen werden die Lager sowohl radial als auch axial belastet. Die Lagerbelastungen hängen von der Bodenbeschaffenheit ab und können daher nicht genau ermittelt werden. Man verwendet aus Sicherheitsgründen möglichst tragfähige Rollenlager. Eingebaut sind ein Kegelrollenlager FAG 30210A (T3DB050 *) und ein FAG 30306A (T2FB030 *). Die Lager sind in *O-Anordnung* über den Innenring des kleineren Lagers spielfrei gegeneinander *angestellt*. Dieser Ring muß daher auf dem Zapfen verschiebbar sein.

*) Bezeichnung nach DIN ISO 355

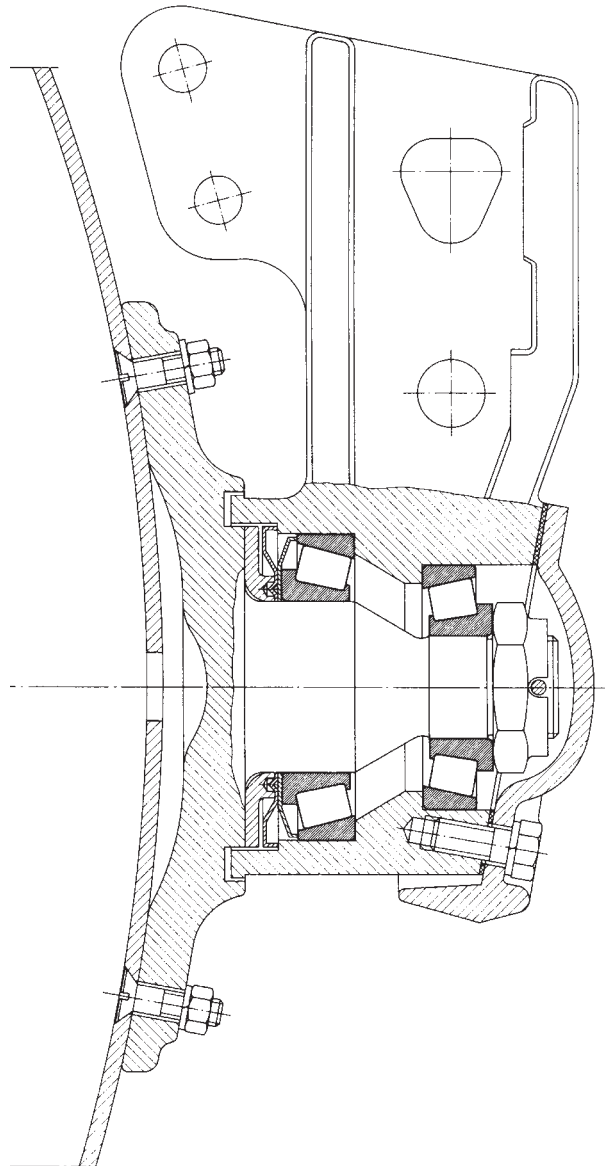
Bearbeitungstoleranzen

auf dem Zapfen:

- für das kleinere Lager j6,
 - für das größere Lager k6;
- im Gehäuse: N7.

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V). Die Lager sind durch federnde Abdeckscheiben und eine zusätzliche *Labyrinthabdichtung* ausreichend gegen Schmutz und Witterungseinflüsse geschützt.



Sichter dienen in der Müllerei zur Trennung verschiedener Fraktionen (Schrot, Grobgrieß, Feingrieß und Mehl). Bei dem beschriebenen Plansichter sind vier Abteile mit je 12 Sieben an einem Rahmen befestigt. Durch einen Unwuchterreger wird der Rahmen mit den Sieben in Kreisschwingungen versetzt.

Technische Daten

Leistungsbedarf beim Anlauf 1,1 kW, im Betrieb 0,22 kW; Drehzahl 220...230 min⁻¹; Gewichtskraft der Ausgleichsmassen zusammen 5,5 kN; Abstand des Schwerpunkts der Ausgleichsmassen von der Drehachse 250 mm; Gesamtgewichtskraft von Rahmen und Sieben einschließlich Füllung 20...25 kN.

Lagerwahl

Die Antriebswelle mit den Ausgleichsmassen 1, 2 ist in der oberen Lagerung *winkeleinstellbar* aufgehängt. Die Lagerung muß *winkeleinstellbar* sein, damit keine Einspannmomente auf die Lager wirken. Eingebaut sind ein Pendelkugellager FAG 1213 (65 x 120 x 23 mm) und ein Axial-Rillenkugellager FAG 53214 (70 x 105 x 28,8 mm). Die kugelige Unterlagscheibe FAG U214 gleicht beim Einbau Fluchtfehler aus.

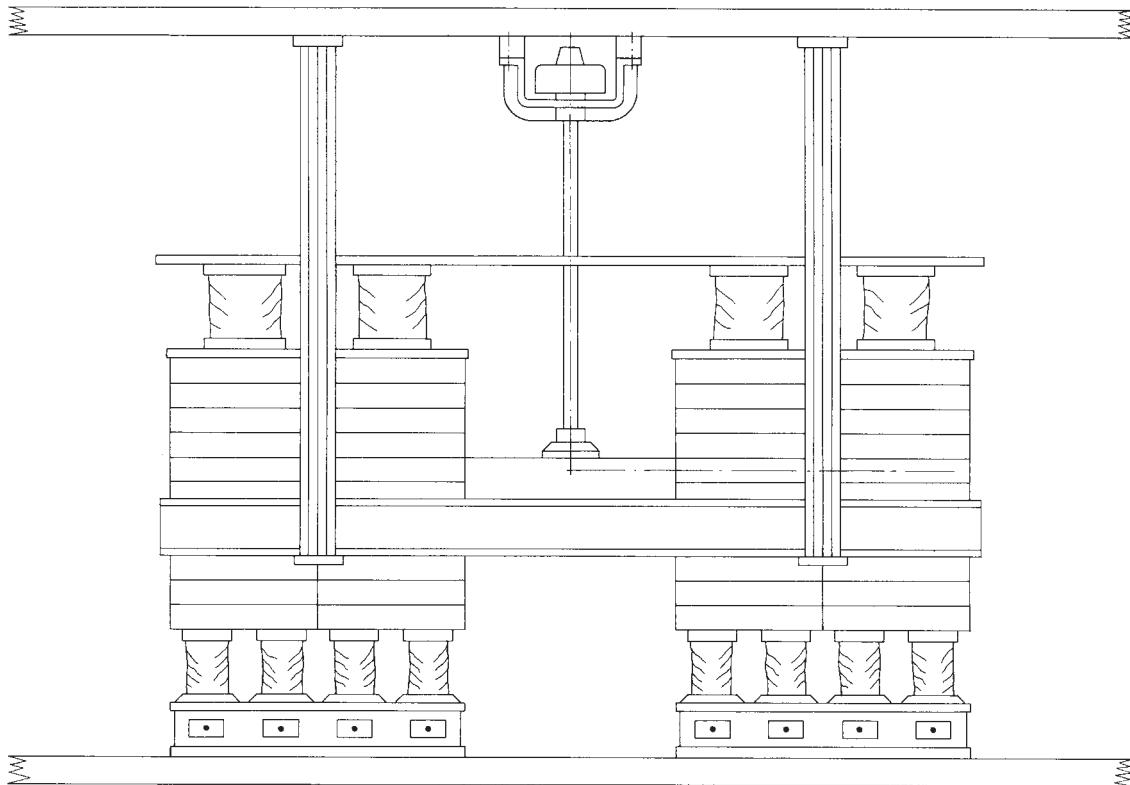
Das *Axiallager* muß die Gewichtskräfte der Antriebswelle und der Ausgleichsmassen übertragen. Die Exzenterwelle des Sichterrahmens ist in einem Pendelrollenlager FAG 22320ED.T41A gelagert. Das Lager muß die hohen Zentrifugalkräfte aufnehmen, die wegen der Kreisschwingungen des Sichterrahmens mit den Sieben auftreten. Die Buchse B ist auf der Exzenterwelle lose gepaßt; das Pendelrollenlager ist damit über die Buchse axial verschiebbar und kann sich axial nicht verspannen.

Bearbeitungstoleranzen

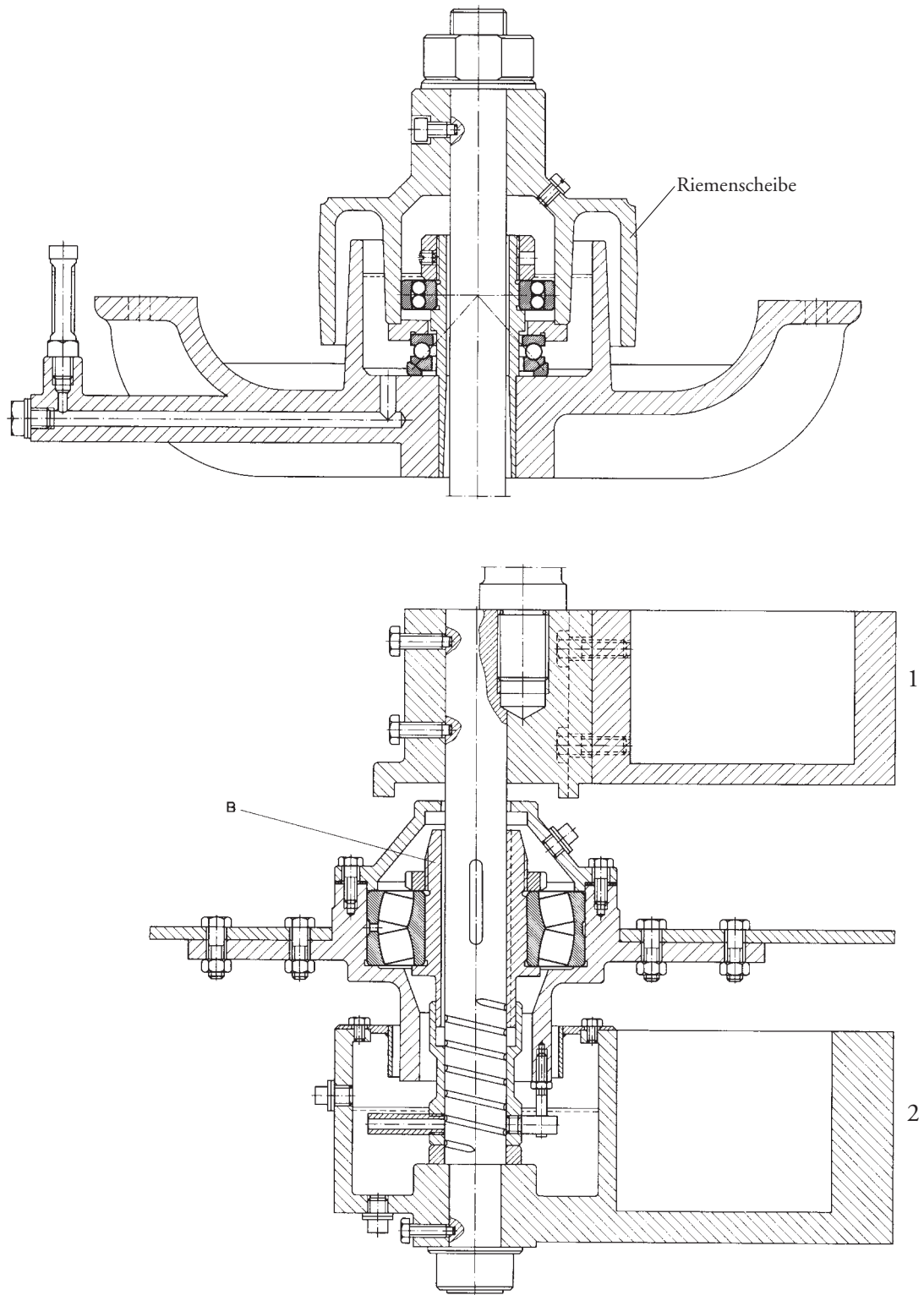
- Pendelkugellager
Hohlwelle k6, Bohrung der Riemenscheibe J6.
- Pendelrollenlager
Buchse k6, Rahmenbohrung K6.

Schmierung

Die Kugellager an der oberen Lagerstelle laufen in Öl. Das Pendelrollenlager an der unteren Lagerstelle hat eine Ölumlaufrschmierung. Ein Gewinde in der Exzenterwelle fördert Öl in der Buchse B nach oben. Von hier fließt das Öl in das Pendelrollenlager und wieder zurück in das Ölbad.



Schema eines Plansichters



Die Druckqualität entsteht im Herzstück der Druckmaschine, im Druckwerk mit seinen Hauptzylindern. Platten-, Gummi- und Druckzylinder werden deshalb in besonders reibungsarmen Wälzlager mit hoher Laufgenauigkeit und radialer Steifigkeit geführt.

Für die Rollenlagerungen der Hauptzylinder hat FAG leistungsfähige *Fest-/Loslager* konzepte erarbeitet. Diese reichen von Lösungen mit Zylinderrollenlagern, Kegelrollenlagerpaaren und Pendelrollenlagern bis hin zu Dreiring-Exzenter-Lagereinheiten.

113 Druckzylinder einer Zeitungsrotationsmaschine

Für die Lagerung von Druckzylindern in einer Zeitungsrotationsmaschine gibt es fallbezogen unterschiedliche Lösungen. Oft ist das bedienseitige *Loslager* ein Zylinderrollenlager und das antriebsseitige *Festlager* ein Pendelrollenlager oder ein Kegelrollenlagerpaar. Das *Loslager* nimmt nur Radialkräfte, das *Festlager* Radial- und Axialkräfte auf. Unterschiedliche Federkonstanten (elastische Formänderung zwischen *Rollkörpern* und Laufbahnen) und Belastungen der Lagerungen können zu einem voneinander abweichenden Schwingungsverhalten auf jeder Zylinderseite führen (ungünstiger Einfluß auf das Druckbild).

Technische Daten

Die auftretenden Kräfte an Druckzylindern in Rotationsdruckmaschinen werden von FAG Wälzlager sicher abgestützt. In Zeitungsrotationsmaschinen läuft z. B. eine bis zu 1 400 mm breite Papierbahn über automatische Papierrollenwechsler mit einer Geschwindigkeit von 9,81 m/s in die Anlage ein. Bei einer maximalen Drehzahl der Druckzylinder von 35 000 Umdrehungen pro Stunde und Doppelproduktion produziert die Rotationsmaschine stündlich 7 000 Zeitungen mit bis zu 80 Seiten Umfang.

Umfang und Breite der Druckzylinder sind den jeweiligen Zeitungsformaten angepaßt (z. B. Zylinderdurchmesser 325 mm, Drehzahl 583,3 min⁻¹, Gewicht 1 100 kg, Betriebstemperatur 50...60 °C, durchschnittliche Laufleistung 7 000 Stunden pro Jahr).

Lagerwahl

Um ein unterschiedliches Schwingungsverhalten auszuschließen, hat FAG die Aufnahme der radialen und axialen Druckzylinderkräfte getrennt. Auf jeder Seite stützt ein zweireihiges Zylinderrollenlager FAG NN3024ASK.M.SP die radialen Kräfte ab. Ein Rillenkugellagerpaar 2 x FAG 16024.C3 übernimmt die Axialführung des Druckzylinders. Hierbei ist der Außenringsatz radial freigedreht, so daß die Kugellager ausschließlich beidseitige axiale Führungskräfte aufnehmen. Durch die gleichartige Lageranordnung auf beiden Seiten des Druckzylinders ergeben sich gleiche Federkonstanten.

Das Trennen der Radial- und Axialkräfte bedeutet symmetrische Belastung der radial tragenden Lager. Daraus ergibt sich das gleiche Schwingungsverhalten auf beiden Seiten der Druckwalze.

Lagerspiel und Anstellung

Die reibungsarmen *Genauigkeitslager* sitzen beidseitig in Exzenterbüchsen, über die unabhängig die An- oder Abstellung der unterschiedlichen Druckzylinder gesteuert wird. Dies setzt hohe Führungsgenauigkeit und geringstes *Radialspiel* voraus. Die notwendige optimale Führungsgenauigkeit wird durch die niedrige Wärmeentwicklung im Lager begünstigt. Das Lagerspiel von 0...10 µm wird über den kegeligen Lagersitz eingestellt. Der wärmeabhängige, zwanglose Längenausgleich findet bei den Zylinderrollenlagern zwischen den Rollen und der Außenringlaufbahn statt, so daß der Außenring trotz *Punktlast* stramm gepaßt werden kann.

Die Rillenkugellager sind spielfrei in *X-Anordnung* (Technische Spezifikation N13CA) abgepaßt. Die *Radialluft* nach C3 sorgt für einen *Druckwinkel*, der die Aufnahme der axialen Führungskräfte begünstigt.

Bearbeitungstoleranzen

Zylinderrollenlager

Innenring: *Umfangslast*; Festsitz auf kegeliger Welle 1:12.

Außenring: *Punktlast*; Gehäusebohrung nach K6.

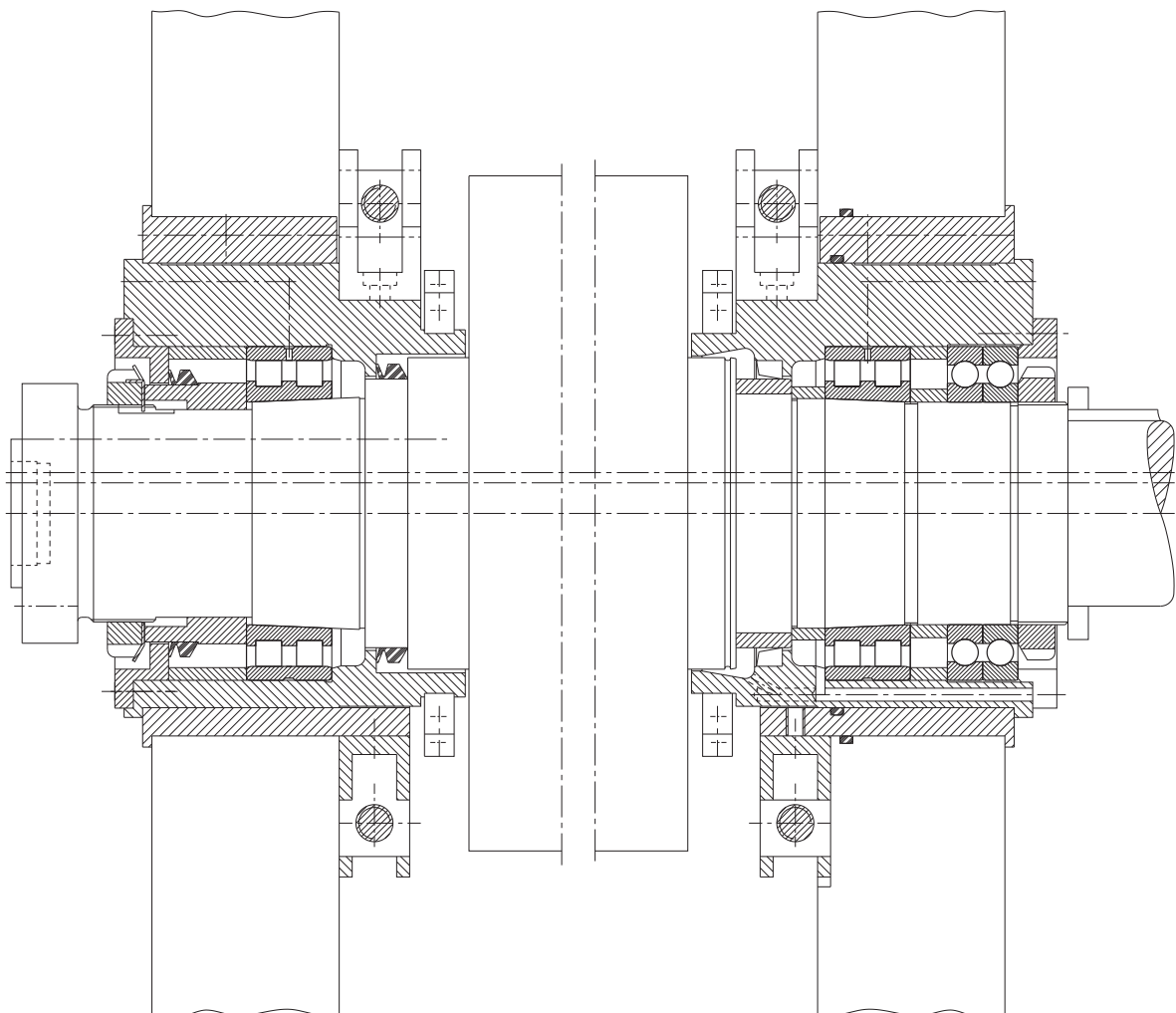
Rillenkugellager

Welle nach j6 (k6),

Außenring im Gehäuse radial frei gedreht.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden automatisch mit Schmierstoff versorgt. Über eine Umfangsnut und Schmierbohrungen im Außenring gelangt der Schmierstoff direkt ins Lager. Auf der Bedienseite ist die Zuführung meist an eine *Fett-Zentralschmierung* angeschlossen. V-Ring-*Dichtungen* verhindern einerseits, daß *Fett* austritt, andererseits, daß Schmutz eindringt. Antriebsseitig versorgt die Getriebe-Ölschmierung die Lagerung über die Zuführungskanäle mit *Öl*. Dieses durchfließt erst das Zylinderrollenlager, dann das Rillenkugellagerpaar. Zylinderseitig hält ein druckentlasteter Wellendichtring das *Öl* im Schmiersystem zurück.



113: Lagerung der Druckwalze einer KBA-Commander Zeitungsrotationsmaschine

114 Gummizylinder einer Bogen-Offset-Druckmaschine

Bisher war es üblich, Zylinderrollenlager, Nadellager oder andere Ausführungen in eine gleitgelagerte Büchse zu integrieren und das komplette Element präzise in die Seitenwandbohrung des Maschinengestells einzupassen; dies war technologisch aufwendig und kostenintensiv. Der Kostenaufwand sowie die Gefahr des Klemmens der Büchse beim An- und Abstellen des Zylinders wird durch eine neue Dreiring-Exzenter-Lagereinheit aufgehoben. Ihr Vorteil ist eine absolute Spielfreiheit, die bei der herkömmlichen Einheit nicht gegeben ist, da die gleitgelagerte Büchse immer etwas Spiel benötigt. Ein weiterer wichtiger Vorteil ist die einstellbare Vorspannung, mit ihr läßt sich die radiale Steifigkeit gegenüber Lagern mit Spiel erheblich steigern.

Lagerkonzept

Die FAG Dreiring-Exzenter-Lagereinheiten (*Loslager*) werden in der Praxis sowohl mit zylindrischer als auch mit kegeliger Bohrung ausgeführt. Die montagefertige Einheit basiert auf einem Zylinderrollenlager in NN-Ausführung, das man als reibungsarmes *Genauigkeitslager* aus dem Werkzeugmaschinenbau kennt, und einem zweireihigen Nadellager, das den Exzentering führt. Die axiale Führung des Zylinders übernehmen Schrägkugellager (FAG 7207B), die in *X-Anordnung* zusammengepaßt sind, oder auch ein Axial-Rillenkugellager.

Technische Daten

Walzengewicht; Anpreßkraft; Nenndrehzahl

Dimensionierung der Lager

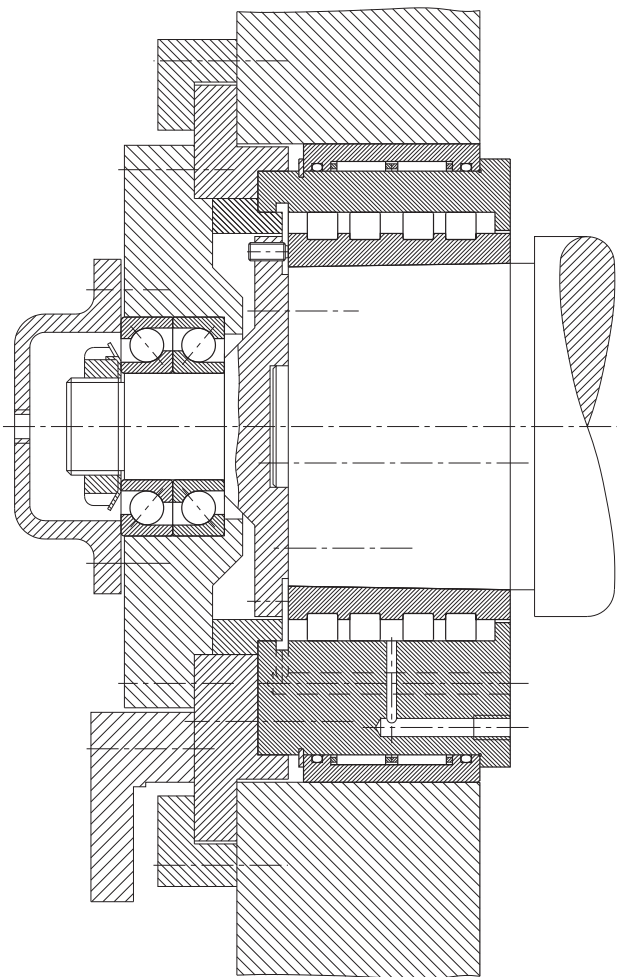
Anzustreben ist eine *dynamische Kennzahl* f_L von 4...4,5. Das entspricht einer *nominellen Lebensdauer* L_h von 50 000 – 80 000 Stunden. Unter den gegebenen Bedingungen sind die Lager ausreichend dimensioniert. Eine *erweiterte Lebensdauerberechnung* ist deshalb nicht erforderlich.

Bearbeitungstoleranzen

Die Innenringe haben *Umfangslast*. Mit der Bearbeitung des Zylinderzapfens nach k4 (k5) erzielt man eine feste *Passung*. Bei kegeligem Lagersitz wird über den Aufschiebeweg ebenfalls ein Festsitz erzeugt. Der Außenring wird mit K5- oder K6-*Passung* bzw. eingengten Toleranzen mit Überdeckung (kleines Übermaß) montiert.

Schmierung, Abdichtung

Die Exzenter-Einheiten können sowohl mit *Fett* als auch mit *Öl* geschmiert werden. Der Schmierstoff wird aufgrund der günstigen Umgebungsbedingungen nur gering beansprucht, so daß lange *Schmierfristen* bei *Fettschmierung* und damit eine lange *Gebrauchsdauer* möglich sind. Eine berührungsfreie *Spaltdichtung* verhindert den *Fett*austritt. Bei *Ölschmierung* fließt das *Öl* über Zuführungskanäle zu den Rollenreihen des Lagers. Über Auffangnuten und Rückführbohrungen gelangt das *Öl* in den Rücklauf.



114: Dreiringlagerung eines Gummizylinders

115 Kreiselpumpe

Technische Daten

Antriebsleistung 44 kW; Fördermenge 24 000 l/min; Förderhöhe 9 m; Drehzahl $n = 1450 \text{ min}^{-1}$; Axialschub 7,7 kN.

Lagerwahl, Dimensionierung

Das Pumpenrad ist fliegend gelagert. Auf der Kuppungsseite der Pumpenwelle sind zwei Schrägkugellager FAG 7314B.TVP.UA in *X-Anordnung* eingebaut. Das Nachsetzzeichen UA bedeutet, daß die Lager beliebig zur *Tandem*-, *O*- und *X-Anordnung* zusammengesetzt werden können. In der *O*- oder *X-Anordnung* ergibt sich bei Toleranz j5 an der Welle und J6 im Gehäuse eine geringe *Axialluft*. Das Lagerpaar hat *Festlager*-funktion und nimmt den Axialschub $F_a = 7,7 \text{ kN}$ auf. Die Radiallast F_r beträgt etwa 5,9 kN.

Da $F_a/F_r = 1,3 > e = 1,14$, wird die *dynamisch äquivalente Belastung* P des Lagerpaars

$$P = 0,57 \cdot F_r + 0,93 \cdot F_a = 10,5 \text{ kN}$$

Damit errechnet sich die *dynamische Kennzahl* f_L zu

$$f_L = C/P \cdot f_n = 186/10,5 \cdot 0,284 = 5,03$$

Die *nominelle Lebensdauer* beträgt rund 60 000 Stunden. Dabei ist der *Drehzahlfaktor* für Kugellager $f_n = 0,284$ ($n = 1450 \text{ min}^{-1}$), die *dynamische Tragzahl* des Lagerpaars

$$C = 1,625 \cdot C_{\text{Einzellager}} = 1,625 \cdot 114 = 186 \text{ kN.}$$

Nahe dem Pumpenrad ist als *Loslager* ein Zylinderrollenlager FAG NU314E.TVP2 eingebaut. Es ist radial mit ca. 11 kN belastet. Die *dynamische Kennzahl* f_L wird damit

$$f_L = C/P \cdot f_n = 204/11 \cdot 0,322 = 5,97$$

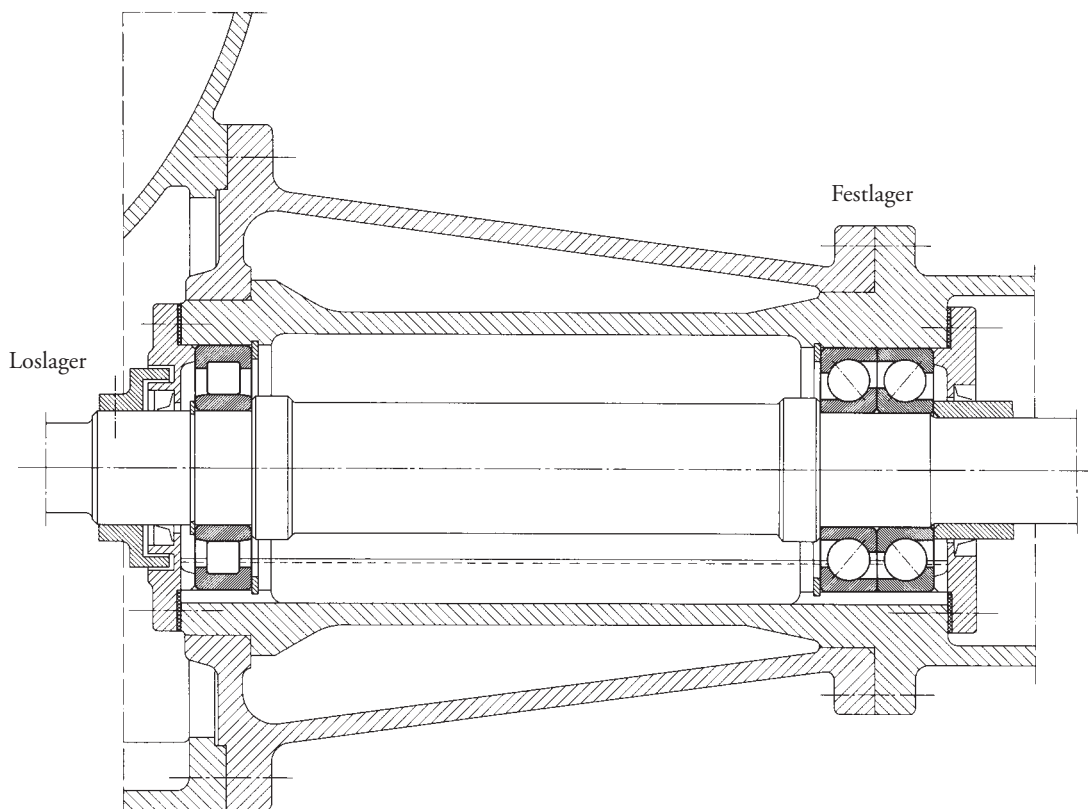
Das entspricht einer *nominellen Lebensdauer* von über 100 000 Stunden.

Dabei ist der *Drehzahlfaktor* für Rollenlager $f_n = 0,322$ ($n = 1450 \text{ min}^{-1}$), die *dynamische Tragzahl* des Lagers $C = 204 \text{ kN}$.

Der anzustrebende f_L -Wert liegt bei Kreiselpumpen zwischen 3 und 4,5. Die Lagerung ist also hinsichtlich der *Ermüdungslaufzeit* reichlich bemessen. Eine kürzere Laufzeit wird sich dann ergeben, wenn im Lageraum mit Kondenswasserbildung oder mit dem Eindringen von Verunreinigungen gerechnet werden muß.

Schmierung, Abdichtung

Ölbadschmierung. Der Ölstand soll etwa bis zur Mitte der untersten *Rollkörper* reichen. Der Lagerraum ist mit Wellendichtringen *abgedichtet*. Zum Pumpenrad hin ist zusätzlich ein Labyrinth vorgeschaltet.

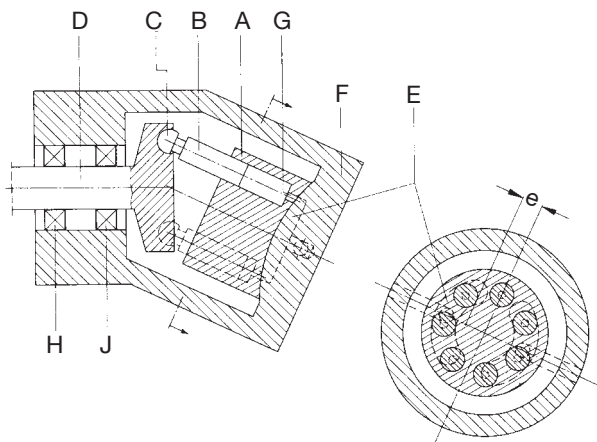


115: Lagerung einer Kreiselpumpe

116 Axialkolbenmaschine

Im Zylinderblock A sind eine Anzahl Kolben B symmetrisch um die Drehachse angeordnet. Die Kolbenstangen C übertragen die Drehbewegungen der Antriebswelle D auf den Zylinderblock. Sie erzeugen auch die Hubbewegung der Kolben – vorausgesetzt die Drehachse des Zylinderblocks ist zur Achse der Antriebswelle geneigt.

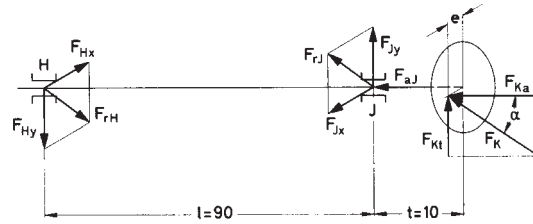
Der Zu- und Ablauf wird über zwei nierenförmige Öffnungen E im Pumpengehäuse F gesteuert. Von jedem Kolbenraum führt eine Bohrung G zu den Steueröffnungen E. Während einer Umdrehung des Zylinderblocks befindet sich diese Bohrung einmal über der Zulauföffnung (Saugöffnung) und einmal über der Ablauföffnung (Drucköffnung). Da die Ablauföffnung unter hohem Druck steht, wirkt von hier eine Kraft auf die Kolben und über die Kolbenstangen auf den Triebflansch der Antriebswelle und schließlich auf die Lager.



Bei Axialkolbenmaschinen ist immer nur ein Teil der Kolben belastet (im Mittel die Hälfte aller Kolben). Aus den Einzelkräften der belasteten Kolben erhält man eine resultierende Kraft, die auf die Taumelscheibe bzw. den Triebflansch wirkt und exzentrisch angreift.

Technische Daten

Nenndruck $p = 100 \text{ bar} = 10 \text{ N/mm}^2$; max. Drehzahl $n_{\text{max}} = 3000 \text{ min}^{-1}$, Nenndrehzahl $n_{\text{Nenn}} = 1800 \text{ min}^{-1}$; Kolbendurchmesser $d_K = 20 \text{ mm}$, Kolbenteilkreis $= 59 \text{ mm}$, Neigungswinkel $\alpha = 25^\circ$, Kolbenzahl $z = 7$; Abstand der Kolbenkraft von der Drehachse $e = 19,3 \text{ mm}$.



Lagerwahl

Bei relativ hohen Drehzahlen müssen die Lager H und J die Reaktionskräfte aus der berechneten Kraftresultierenden aufnehmen. Die Lagerung soll einfach und platzsparend sein.

Für diese Bedingungen hat sich die Abstützung der Antriebswelle in Rillenkugellagern und Schrägkugellagern bewährt. An der Lagerstelle H ist ein Rillenkugellager FAG 6208, an der Lagerstelle J sind zwei Universal-Schrägkugellager FAG 7209B.TVP.UA in Tandem-Anordnung eingebaut. Das Nachsetzzeichen UA bedeutet, daß die Lager beliebig in Tandem-, O- oder X-Anordnung zusammengesetzt werden können.

Dimensionierung der Lager

Unter der Annahme, daß die Hälfte der Kolben belastet ist, errechnet sich die Kolbenkraft F_K zu

$$F_K = z/2 \cdot p \cdot d_K^2 \cdot \pi/4 = 3,5 \cdot 10 \cdot 400 \cdot 3,14/4 = 11\,000 \text{ N} = 11 \text{ kN}$$

Zur Ermittlung der Lagerbelastungen zerlegt man die Kolbenkraft F_K in die Tangentialkraft F_{Kt} und in die Axialkomponente F_{Ka} :

$$F_{Kt} = F_K \cdot \sin \alpha = 11 \cdot 0,4226 = 4,65 \text{ kN}$$

$$F_{Ka} = F_K \cdot \cos \alpha = 11 \cdot 0,906 = 9,97 \text{ kN}$$

Die beiden Komponenten der Kolbenkraft erzeugen an den Lagerstellen senkrecht zueinander stehende Radialkräfte. Mit den Bezeichnungen des Belastungsschemas errechnen sich folgende Lagerbelastungen:

Lagerstelle J

$$F_{Jx} = F_{Ka} \cdot e/l = 9,97 \cdot 19,3/90 = 2,14 \text{ kN}$$

$$F_{Jy} = F_{Kt} \cdot (l + t)/l = 4,65 \cdot (90 + 10)/90 = 5,17 \text{ kN}$$

$$F_{Jf} = \sqrt{F_{Jx}^2 + F_{Jy}^2} = \sqrt{4,58 + 26,73} = 5,59 \text{ kN}$$

Außer dieser Radialkraft F_{rJ} nimmt die Lagerstelle J die Axialkomponente der Kolbenkraft auf:

$$F_{aJ} = F_{Ka} = 9,97 \text{ kN}$$

Damit ergibt sich die *dynamisch äquivalente Belastung* mit $F_a/F_r = 9,97/5,59 > e = 1,14$ und $X = 0,35$ sowie $Y = 0,57$.

$$P = 0,35 \cdot F_{rJ} + 0,57 \cdot F_{aJ} = 0,35 \cdot 5,59 + 0,57 \cdot 9,97 = 7,64 \text{ kN}$$

Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 72 \text{ kN}$ und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,265$ ($n = 1800 \text{ min}^{-1}$) wird die *dynamische Kennzahl* f_L

$$f_L = C/P \cdot f_n = 72/7,64 \cdot 0,265 = 2,5$$

Dabei wird als *Tragzahl* C des Lagerpaars die doppelte *Tragzahl* des Einzellagers eingesetzt.

Lagerstelle H

$$F_{Hx} = F_{Ka} \cdot e/l = 9,97 \cdot 19,3/90 = 2,14 \text{ kN}$$

$$F_{Hy} = F_{Kt} \cdot t/l = 4,65 \cdot 10/90 = 0,52 \text{ kN}$$

$$F_{rH} = \sqrt{F_{Hx}^2 + F_{Hy}^2} = \sqrt{4,58 + 0,27} = 2,2 \text{ kN}$$

Die *dynamisch äquivalente Belastung* für das Rillenkugellager ist gleich der Radialkraft:

$$P = F_{rH} = 2,2 \text{ kN}$$

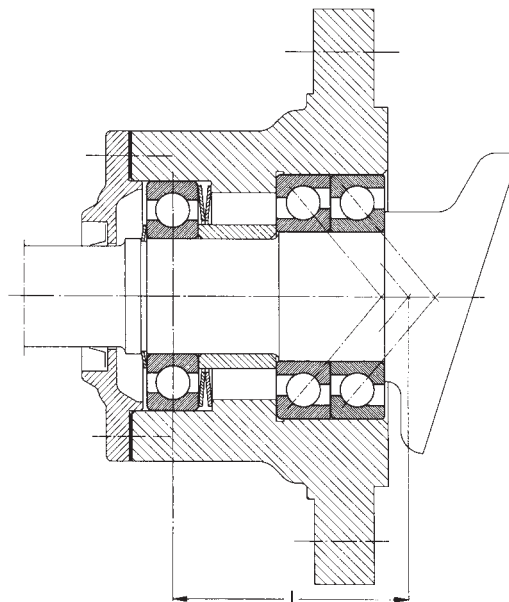
Mit der *dynamischen Tragzahl* $C = 29 \text{ kN}$ und dem *Drehzahlfaktor* $f_n = 0,265$ ($n = 1800 \text{ min}^{-1}$) errechnet sich die *dynamische Kennzahl* f_L zu

$$f_L = C/P \cdot f_n = 29/2,2 \cdot 0,265 = 3,49$$

Der f_L -Wert wird bei Axialkolbenmaschinen zwischen 1 und 2,5 gewählt; somit ist die Lagerung sicher dimensioniert. Kräfte, die bei Zahnrad- oder Keilriementrieb auftreten, sind in diesem Beispiel nicht berücksichtigt.

Bearbeitungstoleranzen

Sitzstelle	Rillenkugellager	Schräggugellager
Welle	j5	k5
Gehäuse	H6	J6



117 Axialkolbenmaschine

Technische Daten

Nenndruck $p = 150 \text{ bar}$; maximale Drehzahl $n_{\max} = 3\,000 \text{ min}^{-1}$, Nenndrehzahl $n_{\text{Nenn}} = 1\,500 \text{ min}^{-1}$; Kolbendurchmesser $d_K = 25 \text{ mm}$, Kolbenteilkreis = $73,5 \text{ mm}$; Neigungswinkel $\alpha = 25^\circ$; Kolbenzahl $z = 7$; Abstand der Kolbenkraft von der Drehachse $e = 24 \text{ mm}$.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lagerbelastungen werden wie im Beispiel 116 ermittelt.

Lagerstelle H: Rillenkugellager FAG 6311
Dynamische Kennzahl $f_L = 2,98$

Lagerstelle J: Schrägkugellager FAG 7311.TVP
Dynamische Kennzahl $f_L = 1,19$

Bei den Beispielen 116 und 117 wird die Axiallast nahe am Triebflansch durch Schrägkugellager aufgenommen. Zur *Gegenführung* dient ein Rillenkugel-

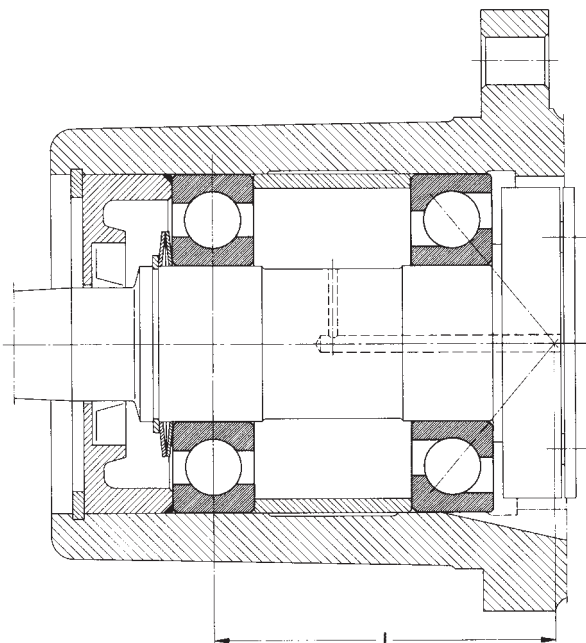
lager. Damit sich die Welle nicht um den Betrag der *Radialluft* dieses Lagers schrägstellt, wird die Lagerung mit Tellerfedern vorgespannt und läuft dann spielfrei. Ein Vergleich der für die Pumpen ermittelten f_L -Werte zeigt, daß die Pumpe nach Beispiel 117 nur für eine kurze Laufzeit (rechnerische *Ermüdungslebensdauer* 850 h) dimensioniert ist. Diese Laufzeit ist jedoch für viele Fälle (z. B. Lkw-Kipper) ausreichend.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit *Lecköl* aus dem Pumpenbetrieb geschmiert. Zur *Abdichtung* genügt ein Wellendicht-ring.

Bearbeitungstoleranzen

Sitzstelle	Rillenkugellager	Schrägkugellager
Welle	h6	j5
Gehäuse	J6	J6



117: Triebflanschlagerung einer Axialkolbenmaschine

Das Gebläse ist zweiflutig; Gewichtskraft des Rotors 22 kN; Drehzahl 1 200 min⁻¹; Rauchgastemperatur ca. 180 °C.

Lagerwahl, Dimensionierung

Die Lagerung der Gebläsewelle in Stehlagergehäusen ist einfach und wirtschaftlich. Da der Durchmesser der Gebläsewelle durch die Festigkeitsrechnung gegeben ist, liegen Gehäuse- und Lagergröße fest.

Eingebaut sind Pendelrollenlager FAG 22226E.C3 in Gehäuse FAG LOE226BF und FAG LOE226AL. Wegen der Rauchgastemperatur von +180 °C und der relativ hohen Drehzahl des Gebläses haben die Lager eine vergrößerte *Radialluft* C3. Sie verhindert bei größeren Temperaturdifferenzen zwischen Innen- und Außenring, daß die Lager unter Vorspannung laufen. Ferner sind zur Begrenzung der Lagertemperatur Kühltaschen angeordnet. Das Gehäuse auf der Antriebsseite ist als *Festlagerung* mit Wellendurchgang (Ausführung BF), das Gehäuse auf der Gegenseite ist als *Loslagerung* mit Abschlußdeckel (Ausführung AL) ausgeführt.

Mit den angegebenen Betriebsdaten errechnet sich eine *dynamische Kennzahl* $f_L \approx 10$; schon ein f_L -Wert von 4...5 (entspricht 55 000...100 000 h) wäre ausreichend. Die Lager sind somit hinsichtlich der *Ermüdungslebensdauer* sehr sicher dimensioniert. Infolge von Schlupf kann es aber zu vorzeitigem *Verschleiß* kommen, der die *Gebrauchsdauer* der Lager beendet, bevor die errechnete *Ermüdungslebensdauer* erreicht ist. Die Stehlagergehäuse werden standardmäßig aus Grauguß gefertigt. Die Gehäusekörper sind geteilt; das erleichtert die Montage.

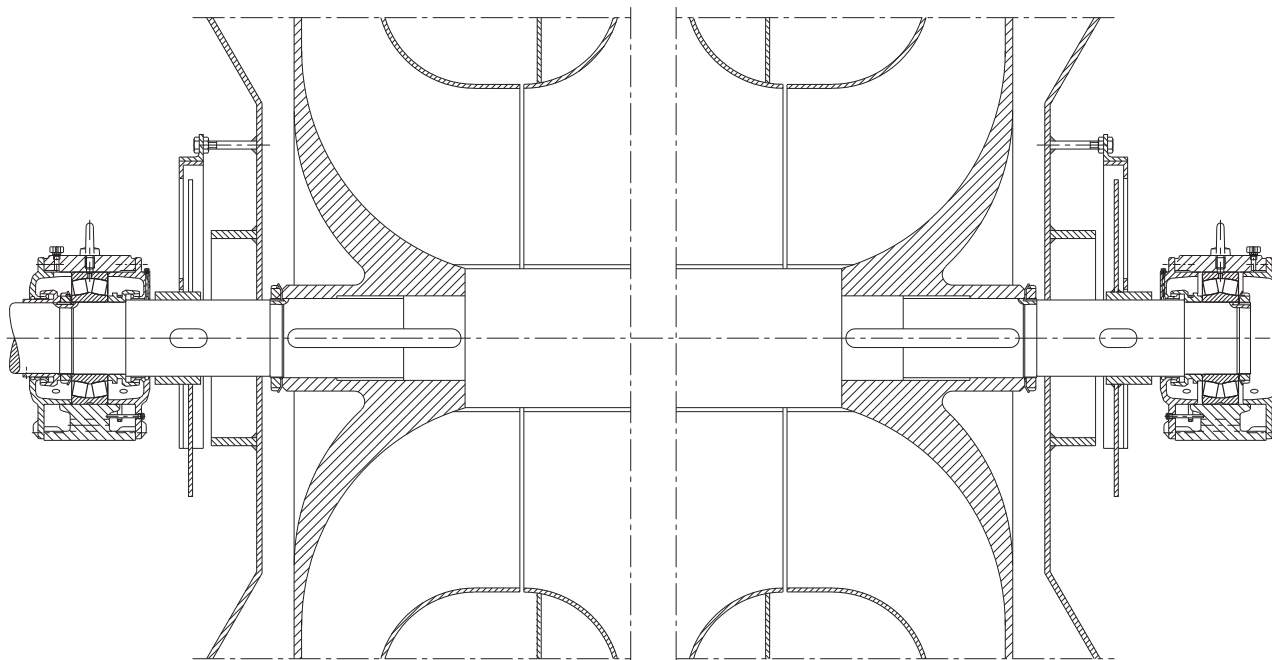
Bearbeitungstoleranzen

Welle m6; Gehäuse G6.

Schmierung, Abdichtung

Die LOE-Gehäuse haben ein Ölbad. Ein Öl-förderring versorgt die Lager mit Öl. Die seitlichen Gehäuse-deckel sind so ausgebildet (Ölfangtaschen und Rücklaufkanäle), daß überschüssiges Öl wieder in das Öl-bad zurückfließt.

Als zusätzliche *Abdichtung* zwischen Deckel und Welle bzw. Labyrinthring ist ein *Fett*raum vorgesehen, in den von Zeit zu Zeit *Fett* nachgepreßt wird.



118: Rotorlagerung eines Saugzuggebläses

119 Heißgasventilator

Gastemperatur 150 °C; Axialschub 3 kN; Betriebsdrehzahl 3 000 min⁻¹.

Lagerwahl

Bei kleinen und mittelgroßen Ventilatoren ist die fliegende Lagerung des Ventilatorrads üblich. Die Lagerung wird besonders einfach und wirtschaftlich, wenn man mit einem einzigen Stehlagergehäuse (mit zwei Lagerstellen) auskommt. Bei der fliegenden Anordnung des Ventilatorrads entsteht jedoch ein Kippmoment aus dem Flügelradgewicht und der Unwucht. Die aus diesem Moment resultierenden Radialkräfte an den Lagerstellen sind gering, wenn der Abstand zwischen den Lagerstellen im Verhältnis zum Abstand zwischen Flügelrad und erster Lagerstelle groß gewählt werden kann. Diese Bedingung erfüllen speziell für Ventilatoren entwickelte Stehlagergehäuse aus der Reihe FAG VR(E) (*Fettschmierung*) oder FAG VOS (*Ölschmierung*). Da die Betriebsdrehzahl relativ hoch ist, werden Wälzlager mit hoher *Drehzahleignung* verwendet, z. B. Zylinderrollenlager zur Aufnahme von Radialkräften und Schrägkugellager für *kombinierte*, d. h. axiale und radiale *Belastungen*. Der Wellendurchmesser ist durch die Festigkeitsrechnung mit 85 mm vorgegeben.

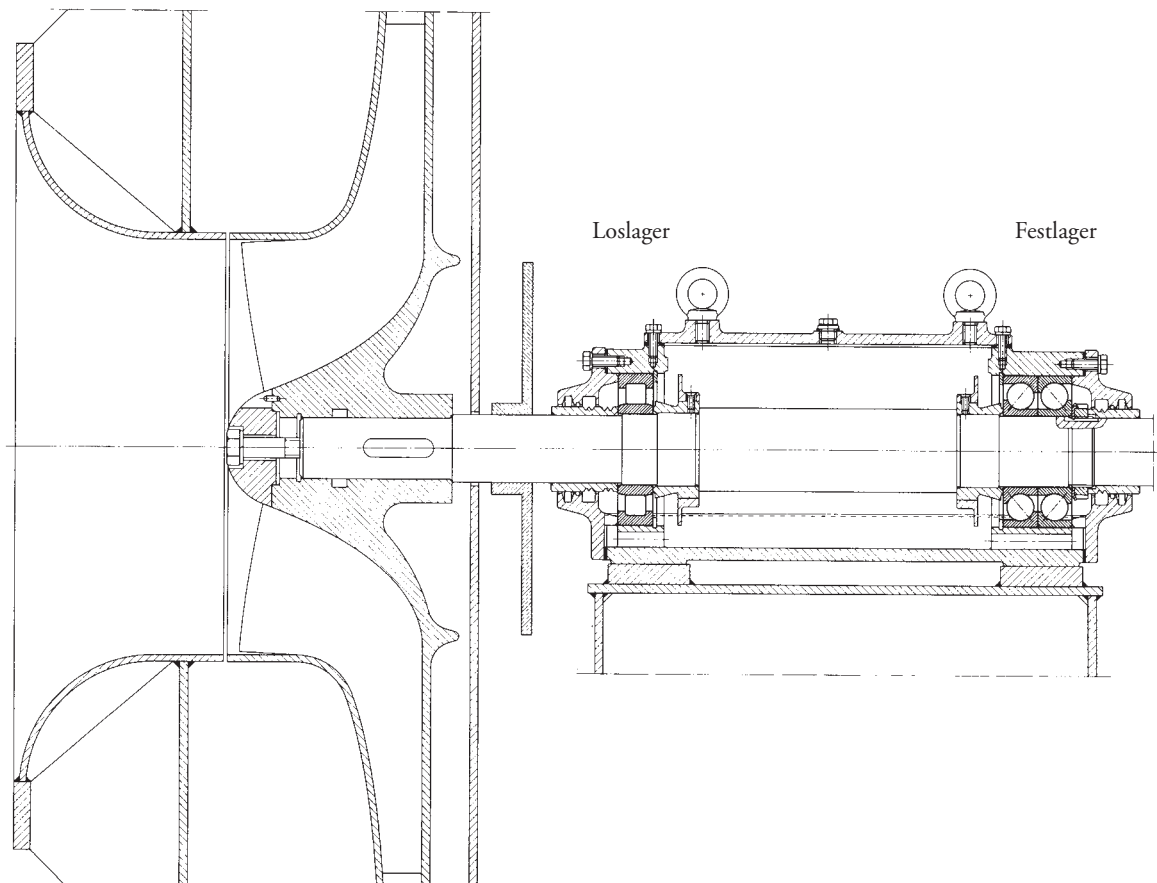
Gewählt wurde ein Stehlagergehäuse (Grundreihe VOS) für *Ölschmierung* FAG VOB317. Auf der Ventilatorseite ist ein Zylinderrollenlager FAG NU317E.M1.C3 als *Loslager*, auf der Antriebsseite zwei *Universal-Schrägkugellager* FAG 7317B.MPUA paarweise in *O-Anordnung* eingebaut. Das Nachsetzzeichen UA bedeutet, daß die Lager beliebig zu *Tandem*-, *O*- oder *X-Anordnung* zusammengesetzt werden können; in der *X*- und *O-Anordnung* hat das Lagerpaar geringe *Axialluft*. Durch die *Axialluft* und die *Ölschmierung* wird eine übermäßige Erwärmung im Lager und somit eine Vorspannung verhindert.

Bearbeitungstoleranzen

Zylinderrollenlager: Welle m5; Gehäuse K6.
Schrägkugellager: Welle k6; Gehäuse J6.

Schmierung, Abdichtung

Die *Ölschmierung* im Gehäuse erfolgt durch ein Ölbad mit ca. 4 l Inhalt. Ölschleuderscheiben fördern das Öl zu den Lagern. In den Büchsen, die auf der Welle sitzen, sind Spritzrillen eingedreht. Die Gehäusedeckel haben Ölfangnuten und nachschmierbare *Fettkammern*.



119: Rotorlagerung eines Heißgasventilators

120 Frischluftgebläse

Gewichtskraft des Ventilatorrads 0,5 kN, Gewichtskraft der Welle 0,2 kN, Axialschub 0,3 kN; Drehzahl 3 000 min⁻¹.

Lagerwahl

Die Lagerung soll einfach und billig sein. Man ordnet daher auf jeder Seite des Gebläserads ein Stehlagergehäuse FAG SNV120.G944AA mit einem Pendelkugellager FAG 2311K.TV.C3 an. *Winkeleinstellbare* Lager sind notwendig, weil es schwierig ist, zwei unabhängig voneinander aufgestellte Gehäuse so auszurichten, daß die Bohrungen exakt fluchten.

Das Gehäuse ist für *Fettnachschmierung* geeignet (Nachsetzzeichen G944AA). Am Gehäuseoberteil ist ein Schmiernippel angebracht, auf der gegenüberliegenden Seite des Gehäuseunterteils eine *Fettaustrittsbohrung*.

Solange das Gebläserad gut ausgewuchtet ist, haben die Lagerinnenringe *Umfangslast*. Sie sind mit Spann-

hülsen FAG H2311 auf der Welle befestigt. Bei größerer Unwucht des Gebläserads erhält jedoch der Außenring *Umfangslast*.

Eine Nachrechnung der *Ermüdungslebensdauer* zeigt, daß die Lager sehr sicher dimensioniert sind.

Die SNV-Gehäuse werden standardmäßig aus Grauguß gefertigt. Die Gehäusekörper sind geteilt; das erleichtert die Montage.

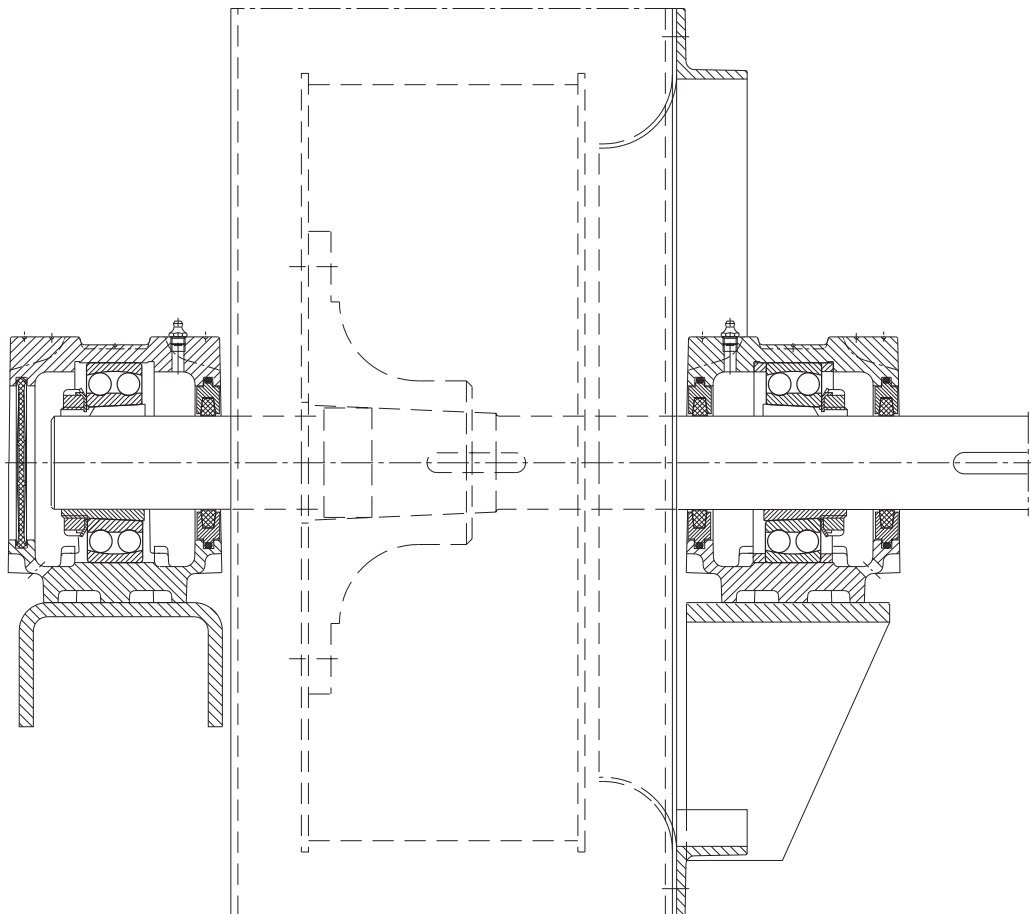
Bearbeitungstoleranzen

Welle h9, Zylinderformtoleranz IT6/2 (DIN ISO 1101); Gehäuse H7.

Schmierung, Abdichtung

Die Lager werden mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol L71V* geschmiert.

Zur *Abdichtung* ist auf jeder Seite des Gehäuses eine FSV-Filzdichtung eingebaut.



120: Rotorlagerung eines Frischluftgebläses

121 Optisches Teleskop

Technische Daten

Das Teleskop ist ca. 7 m hoch, 8 m lang und wiegt etwa 10 t, was einer Gewichtskraft von 100 kN entspricht. Der Spiegel hat einen Durchmesser von 1 m. Wegen der außerordentlich niedrigen Drehzahl der Gabelachse (1 Umdrehung in 24 Stunden) muß die Reibung der Wälzlager sehr gering und vor allem sehr gleichmäßig sein. Außerdem muß die Gabel absolut spielfrei und starr geführt werden. Ein weiteres Problem entsteht dadurch, daß sich die Gabelachse unter dem überhängenden Gewicht durchbiegt.

Lagerwahl

Als *Festlager* am Gabelhals dient ein zweireihiges Schrägkugellager in *Hochgenauigkeitsausführung* mit geteiltem Außenring. Das Lager hat die Abmessungen 600 x 730 x 98 mm. Der Spalt zwischen den beiden Außenringen ist so bemessen, daß bei der axialen *Anstellung* eine Vorspannung von 35 kN erreicht wird. Das Ende der Gabelachse ist in einem Zylinderrollenlager FAG NU1044K.M1.P51 als *Loslager* abgestützt.

Lagereinbau

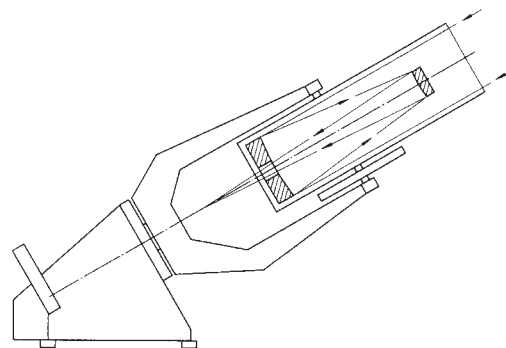
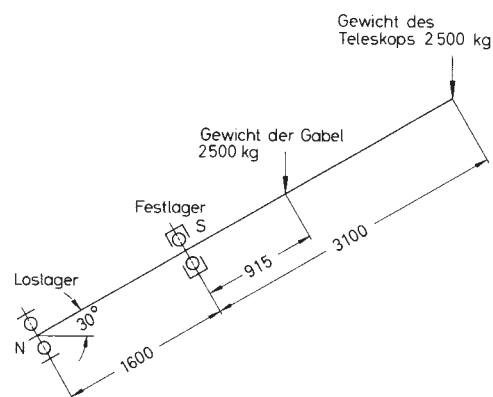
Die Durchbiegung der Gabelachse ist trotz ihrer Dicke so groß, daß ohne besondere Maßnahmen der Drehwiderstand des vorgespannten Schrägkugellagers ansteigen würde. Man versieht deshalb das Zylinderrollenlager mit zwei Überriesen, deren Innendurchmesser zum Außendurchmesser exzentrisch sind. Diese Exzenterringe werden bei der Montage solange gegeneinander verdreht (D), bis die Durchbiegung der Welle an der Sitzstelle des Schrägkugellagers ausgeglichen ist. Wegen der balligen Innenringlaufbahn ist das Zylinderrollenlager unempfindlich gegen geringe Fluchtfehler und Wellendurchbiegungen.

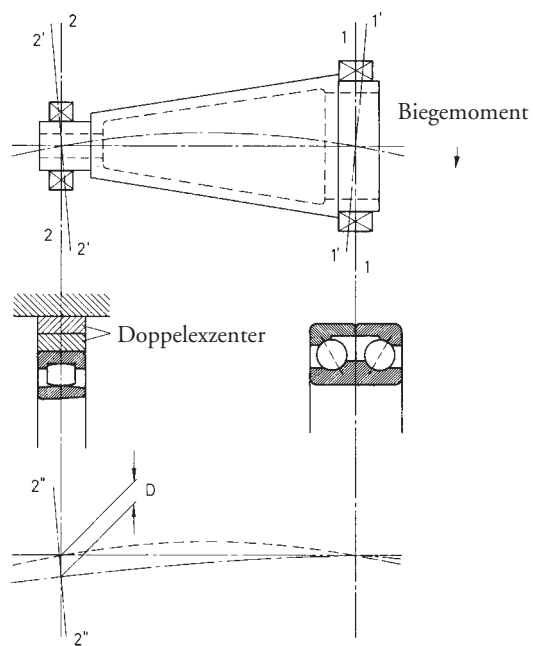
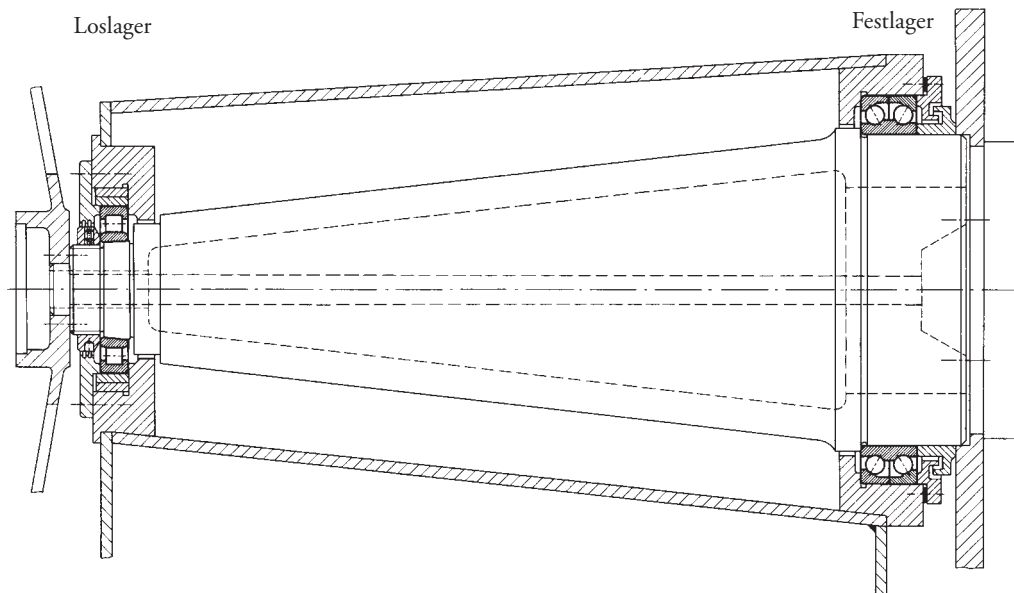
Bearbeitungstoleranzen

Lager	Sitzstelle	Durchmesser-toleranz	Formtoleranz (DIN ISO 1101)	Planlauf-toleranz der Anlageschulter
Schrägkugellager	Welle Gehäuse	j5 J6	IT2/2 IT3/2	IT2 IT2
Zylinderrollenlager	Welle, kegelig Gehäuse	Kegel 1 : 12 K6	IT2/2 IT3/2	IT2 IT2

Schmierung, Abdichtung

Fettschmierung (FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L186V). Als *Abdichtung* ist auf der Seite des Zylinderrollenlagers eine Spaltdichtung mit *Fettrillen*, auf der Seite des Schrägkugellagers ein Labyrinth angeordnet.



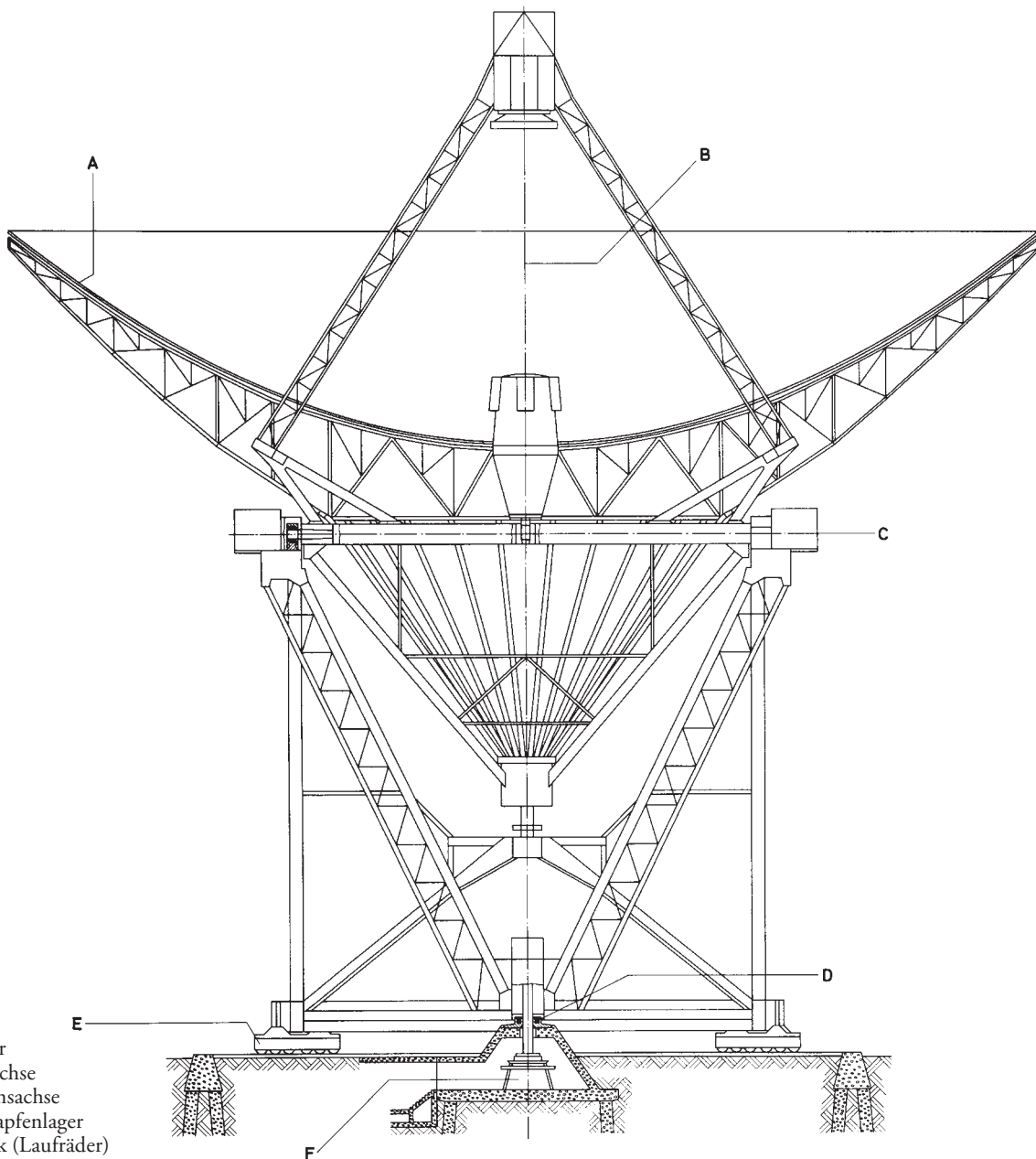


122–124 Radioteleskop

Die Radioastronomie bedient sich zum Empfang der Radiowellen aus dem Universum hochempfindlicher Geräte, der Radioteleskope. Das Radioteleskop hat als Antenne einen riesigen Reflektor in Form eines Paraboloids. Der Reflektor ist um eine zur Erdoberfläche parallele Achse – die Elevationsachse – schwenkbar. Die gesamte Anlage ist um die senkrechte Achse – die Azimutachse – drehbar.

Technische Daten

Gesamtmasse des Radioteleskops 3 000 Tonnen (Gewichtskraft ca. 30 000 kN); Reflektordurchmesser 100 Meter, Reflektormasse 1 600 Tonnen (Gewichtskraft ca. 16 000 kN); Drehzahl der Laufräder $n_{\max} = 8 \text{ min}^{-1}$, $n_{\min} = 0,01 \text{ min}^{-1}$; Durchmesser der Laufschiene 64 m.



- A Reflektor
- B Azimutachse
- C Elevationsachse
- D Königszapfenlager
- E Fahrwerk (Laufräder)
- F Datenrad

122 Elevationsachse

Der Reflektor stützt sich in zwei Pendelrollenlagern FAG 241/850BK30.P62 ab (*statische Tragzahl* $C_0 = 49\,000$ kN). Jedes der beiden Lager hat eine Radiallast von 8 000 kN aufzunehmen. Dazu kommen noch die Kräfte, die sich aus der Wind- und Schneebelastung des Reflektors ergeben. Sie können in horizontaler Richtung maximal 5 500 kN, in vertikaler Richtung maximal 3 000 kN betragen. Der Lagerabstand ist 50 m. Die Lager sind in *Toleranzklasse* P6 und mit *Radialluft* C2 (kleiner als Normalluft CN) gefertigt. Die Befestigung der Lager auf dem Zapfen erfolgt mittels Hydraulikverfahren über Keilhülsen. Bei der Montage wird die *Radialluft* durch Einpressen der Hülsen weggespannt.

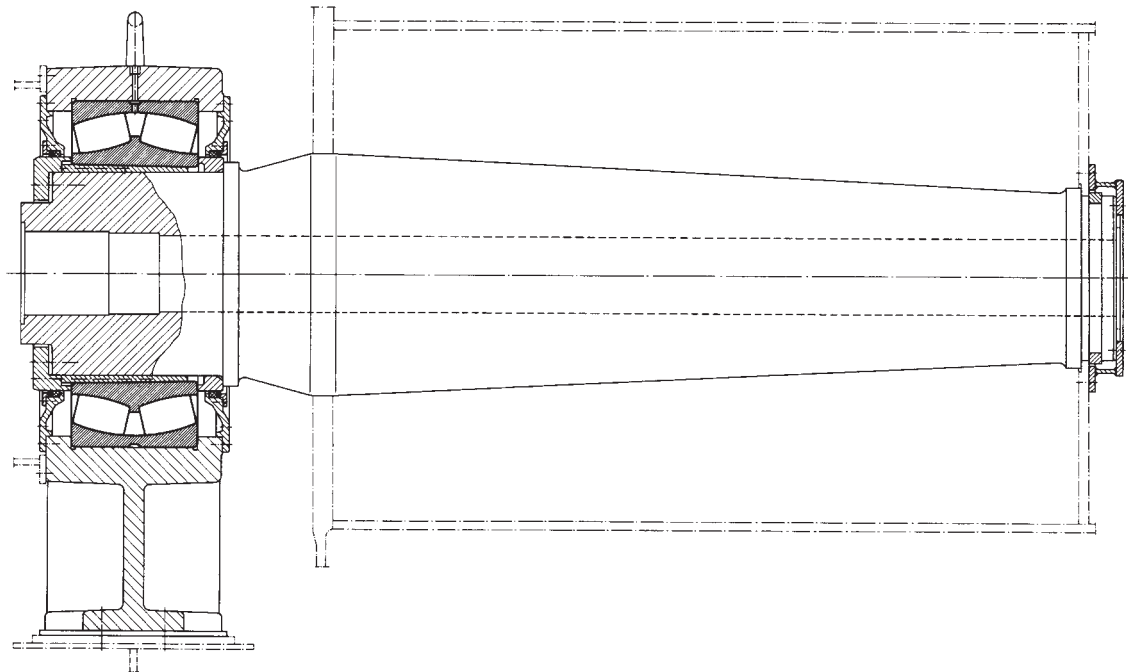
Bearbeitungstoleranzen

Zapfen h7 / Gehäuse H6

Schmierung, Abdichtung

Die Pendelrollenlager sind mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L135V geschmiert.

Die Lagerstellen sind durch eine berührende *Dichtung* abgedichtet.



123 Azimutachse (Lauf- und Königszapfenlagerung)

Das Radioteleskop, einschließlich sämtlicher Aufbauten, stützt sich auf einem Schienenkranz von 64 m Durchmesser ab. Ein Fahrwerk, das aus vier Lauf- radgruppen mit je acht Laufrädern besteht, überträgt die Gewichtskraft von ca. 30 000 kN.

Jedes zweite Lauf- rad einer Lauf- radgruppe wird an- getrieben. Alle Räder sind in jeweils zwei Pendelrollenla- gern FAG 23060K.MB.C2 abgestützt. Auf dem Lauf- radzapfen sind die Lager mit Abziehhülsen FAG AH3060H befestigt. Ein Lager wird im ungünstigsten Fall mit ca. 800 kN belastet. Mit der *statischen Trag- zahl* $C_0 = 3\,550\text{ kN}$ sind die Lager sicher ausgelegt. Die Außenringe der Lager sind in den Gehäusen mit axialem Spiel eingebaut, so daß sich eine *schwimmende Lagerung* ergibt. Wegen der Forderung nach geringer Reibung haben die Laufräder keinen Spurkranz. Es ist daher notwendig, die Aufbauten in einem Königszapfenlager radial zu führen. Das dazu eingebaute FAG Zylinderrollenlager hat die Abmessungen 1580 x 2000

x 250 mm. Die Mantelflächen der Zylinderrollen sind zur Vermeidung von Kantenpressungen leicht ballig. Die Befestigung des Lagers mit einer kegeligen Hülse ermöglicht es, die *Radialluft* wegzuspannen, wodurch eine exakte radiale Führung erreicht wird.

Bearbeitungstoleranzen

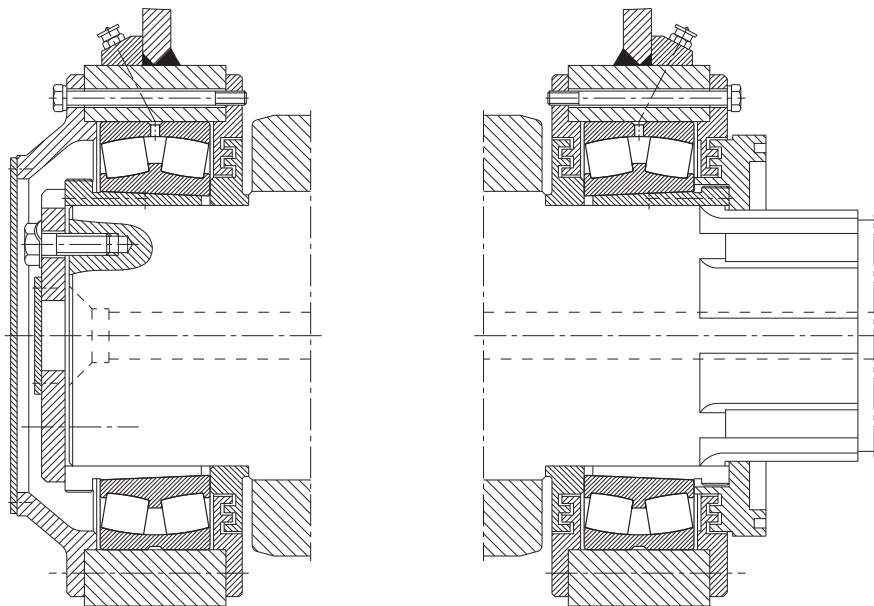
Laufräder: Gehäuse H7

Königszapfen: Zapfen h7/ Gehäuse M7

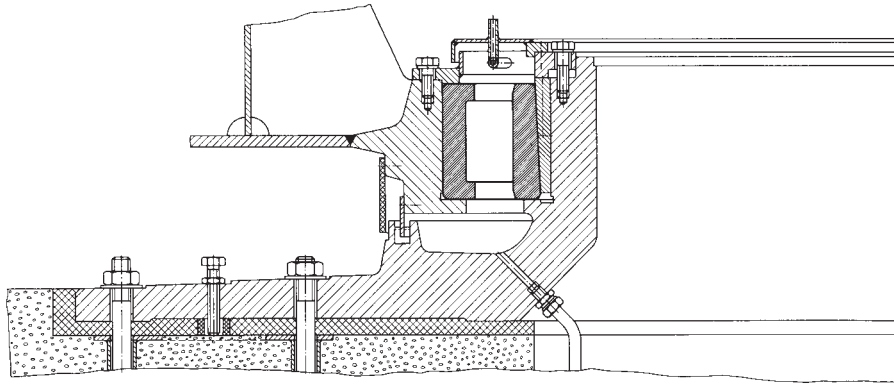
Schmierung, Abdichtung

Die Pendelrollenlager in den Laufrollen sind mit FAG Wälzlagerfett *Arcanol* L135V geschmiert. Das Zylind- derrollenlager des Königszapfens hat Öl-Umlauf- schmierung.

Abdichtung durch mehrgängige Labyrinth.



123a: Lagerung eines Laufrads



123b: Lagerung des Königszapfens

Das Datenrad ist in einem spielfreien FAG Vierpunkt-lager mit den Abmessungen 1300 x 1500 x 80 mm ge-lagert.

Rundlaufabweichung < 10 µm,

Planlaufabweichung < 25 µm.

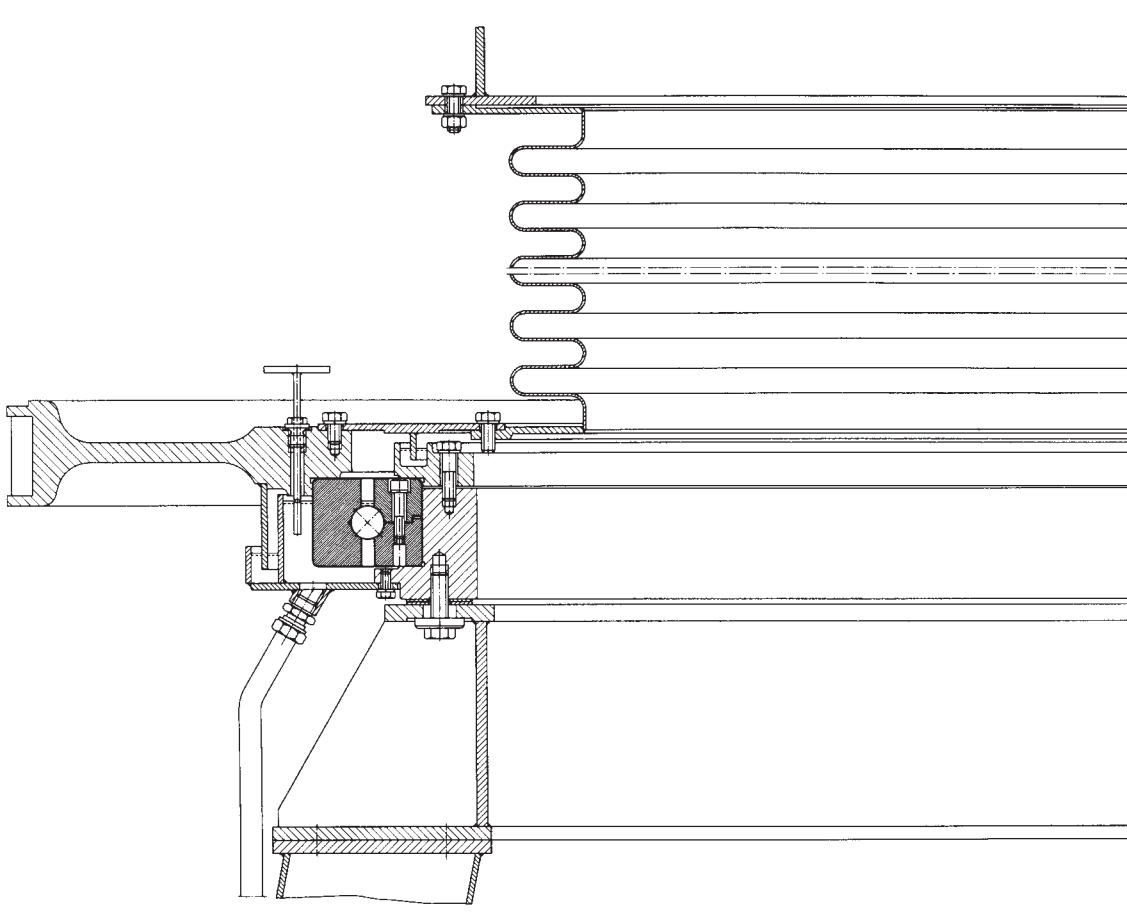
Schmierung, Abdichtung

Das Vierpunktlager taucht voll in Öl ein.

Zur *Abdichtung* dient ein mehrgängiges Labyrinth.

Bearbeitungstoleranzen

Das Vierpunktlager wird nach den Istmaßen des Lagers eingepaßt.



Stichwortverzeichnis

Abdichtung

vgl. *Dichtungen*

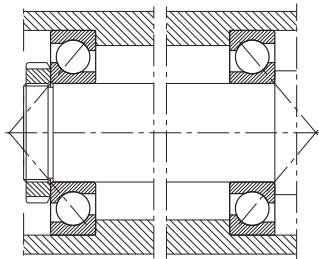
Additive

Additive, auch als Wirkstoffe oder Zusätze bezeichnet, sind öllösliche Stoffe, die *Mineralölen* oder Mineralölprodukten zugegeben werden. Sie verändern oder verbessern durch chemische und oder physikalische Wirkung die Eigenschaften der Schmierstoffe (Oxidationsstabilität, EP-Wirkung, Schaumbildung, *Viskositäts-Temperatur-Verhalten*, Stockpunkt, Fließfähigkeit usw.). Additive spielen eine wichtige Rolle bei der Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer* (vgl. auch *Bestimmungsgröße K*).

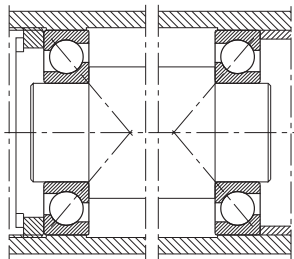
Angestellte Lagerung/Anstellen

Eine angestellte Lagerung besteht aus zwei spiegelbildlich angeordneten *Schräglagern* oder *Axiallagern*. Bei der *O-Anordnung* wird der Innenring, bei der *X-Anordnung* der Außenring axial so weit verschoben, bis die gewünschte *Axialluft* oder die erforderliche Vorspannung erreicht ist. Deshalb eignet sich die angestellte Lagerung besonders für Fälle, in denen eine enge axiale Führung notwendig ist, z. B. Ritzellagerungen mit spiralverzahnten Kegelrädern.

Angestellte Lagerung
in O-Anordnung



Angestellte Lagerung
in X-Anordnung



Arcanol (FAG Wälzlagerfette)

FAG Wälzlagerfette Arcanol sind bewährte *Schmierfette*. Ihren Anwendungsbereich ermittelte FAG mit modernsten Prüfmethoden bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen und mit Wälzlagern aller Bauarten. Mit den in der Tafel (Seite 179) aufgeführten Arcanol-Fetten lassen sich fast alle Anforderungen an die Schmierung von Wälzlagern erfüllen.

Axiallager

Lager für überwiegend axiale Belastung, die einen *Nenndruckwinkel* $\alpha_0 > 45^\circ$ haben, bezeichnet man als Axiallager.

Die *dynamische Tragzahl* und die *statische Tragzahl* beziehen sich bei Axiallagern auf die axiale Belastungsrichtung (vgl. *Radiallager*).

Axialluft/Axialspiel

Die Axialluft eines Lagers ist das Maß, um das sich ein Lagerring von der einen axialen Endlage bis zur anderen ohne Meßbelastung verschieben läßt. Man unterscheidet zwischen der Axialluft des nichteingebauten Lagers und der axialen *Betriebsluft* (dem axialen *Betriebsspiel*) des eingebauten, betriebswarmen Lagers.

Basiswert a_{23II}

Der Basiswert a_{23II} ist der Ausgangswert für die Ermittlung des *Faktors* a_{23} , mit dem man die *erreichbare Lebensdauer* berechnet.

Belastungskennzahl f_{s*}

Bei Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer* wird die Belastungskennzahl f_{s*} als Maß für die in den Rollkontakten auftretenden maximalen Druckspannungen berücksichtigt. Es gilt

$$f_{s*} = C_0/P_{0*}$$

C_0 statische Tragzahl [kN]

P_{0*} äquivalente Lagerbelastung [kN]

$$P_{0*} = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

F_r dynamische Radialbelastung [kN]

F_a dynamische Axialbelastung [kN]

X_0 Radialfaktor (siehe Katalog)

Y_0 Axialfaktor (siehe Katalog)

Stichwortverzeichnis

FAG Wälzlagerfette Arcanol · Chemisch-physikalische Daten · Hinweise zur Anwendung

Arcanol	Verdicker Grundöl	Grundölvis- kosität bei 40 °C mm ² /s	Konsistenz NLGI- Klasse DIN 51818	Gebrauchs- temperatur °C	Hauptcharakteristik Anwendungsbeispiele
L12V	Kalzium- Polyharnstoff PAO	130	2	–40...+160	Spezialfett für hohe Temperatur Kupplungen, elektrische Maschinen (Motoren, Generatoren)
L71V	Lithiumseife Mineralöl	ISO VG 100	3	–30...+140	Standardfett für Lager mit D > 62 mm große E-Motoren, Kfz-Radlager, Lüfter
L74V	Spezialseife Synthetisches Öl	ISO VG 22	2	–40...+100	Spezialfett für hohe Drehzahl und tiefe Temperatur Werkzeugmaschinen, Spindellagerungen, Instrumentenlagerungen
L78V	Lithiumseife Mineralöl	ISO VG 100	2	–30...+140	Standardfett für Lager mit D ≤ 62 mm kleine E-Motoren, Haushaltsgeräte, Land- und Baumaschinen
L79V	PTFE Synthetisches Öl	400	2	–40...+260	Spezialfett für höchste Temperatur und chemisch aggressive Umgebung Laufrollen in Backautomaten, Kolbenbolzen in Kompressoren, Ofenwagen, chemische Anlagen
L135V	Lithiumseife mit EP-Zusatz Mineralöl + Ester	85	2	–40...+150	Spezialfett für hohe Belastung, hohe Drehzahl, hohe Temperatur Walzwerke, Baumaschinen, Kraftfahrzeuge, Schienenfahrzeuge, Spinn- und Schleifspindeln
L166V	Lithiumseife mit EP-Zusatz Mineralöl	170	3	–30...+150	Spezialfett für hohe Temperatur, hohe Belastung, oszillierende Bewegung Blattvertstellung in Rotoren von Windkraftanlagen, Verpackungsmaschinen
L186V	Lithiumseife mit EP-Zusatz Mineralöl	ISO VG 460	2	–20...+140	Spezialfett für höchste Belastung, mittlere Drehzahl, mittlere Temperatur hochbeanspruchte Bergwerksmaschinen, Baumaschinen, Maschinen mit oszillierender Bewegung
L195V	Polyharnstoff mit EP-Zusatz Synthetisches Öl	ISO VG 460	2	–35...+180	Spezialfett für hohe Belastung, hohe Temperatur Stranggießanlagen
L215V	Lithium-/Kalzium- seife mit EP-Zusatz Mineralöl	ISO VG 220	2	–20...+140	Spezialfett für hohe Belastung, großen Drehzahlbereich, hohe Feuchtigkeit Walzwerkslagerungen, Schienenfahrzeuge
L223V	Lithium-/Kalzium- seife mit EP-Zusatz Mineralöl	ISO VG 1000	2	–20...+140	Spezialfett für höchste Belastung, geringe Drehzahl hochbeanspruchte Bergwerksmaschinen, Baumaschinen, vorzugsweise bei Stoßbelastung und großen Lagern

Stichwortverzeichnis

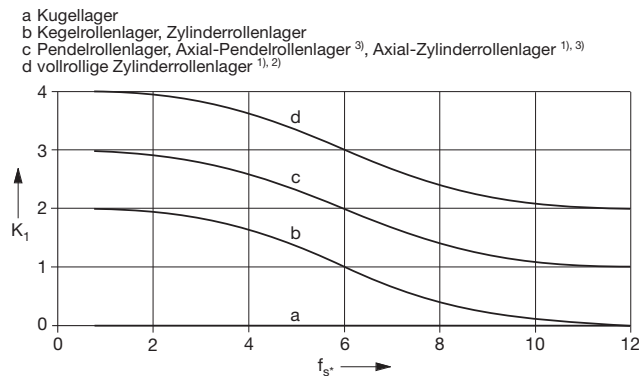
Bestimmungsgröße K

Die Bestimmungsgröße K ist eine Hilfsgröße, um bei der Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer* den *Basiswert* a_{23II} ermitteln zu können. Es gilt:

$$K = K_1 + K_2$$

K_1 hängt ab von der Lagerbauart und der *Belastungskennzahl* f_{s*} , siehe Diagramm.

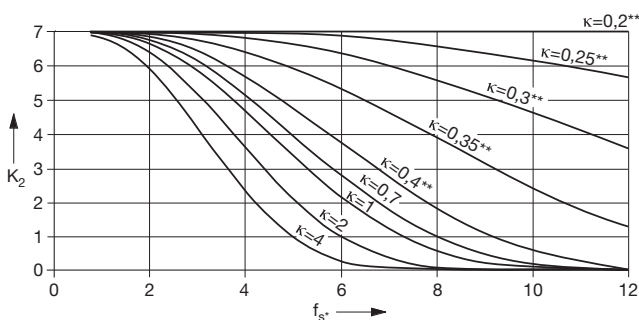
Bestimmungsgröße K_1



- ¹⁾ Nur in Verbindung mit Feinfiltration des Schmierstoffes entsprechend $V < 1$ erreichbar, sonst $K_1 \geq 6$ annehmen.
²⁾ Beachte bei der Bestimmung von ν : Die Reibung ist mindestens doppelt so hoch wie bei Lagern mit Käfigen. Das führt zu höherer Lagertemperatur.
³⁾ Mindestbelastung beachten.

K_2 hängt ab von der *Belastungskennzahl* f_{s*} und vom *Viskositätsverhältnis* κ . Die Werte des Diagramms (unten) gelten für nicht additivierte Schmierstoffe oder für Schmierstoffe mit *Additiven*, deren besondere Wirksamkeit in Wälzlagern nicht geprüft wurde.

Bestimmungsgröße K_2



- K_2 wird gleich 0 bei Schmierstoffen mit Additiven, für die ein entsprechender Nachweis vorliegt.
^{**} Bei $\kappa \leq 0,4$ dominiert der Verschleiß im Lager, wenn er nicht durch geeignete Additive unterbunden wird.

Bei $K = 0$ bis 6 wird der *Basiswert* a_{23II} auf einer der Kurven im Bereich II des Diagramm 3 (Seite 185) abgelesen (vgl. *Faktor* a_{23}).

Betriebsluft/Betriebsspiel

Bei Wälzlagern unterscheidet man zwischen der *Radialluft* oder *Axialluft* des nichteingebauten Lagers und der *Radialluft* oder *Axialluft* des eingebauten, betriebswarmen Lagers (Betriebsluft, Betriebsspiel). Infolge fester Passungen und unterschiedlicher Temperaturen von Innen- und Außenring ist die Betriebsluft im allgemeinen kleiner als die Luft des nichteingebauten Lagers.

Betriebsviskosität ν

Kinematische *Viskosität* eines Öles bei Betriebstemperatur. Die Betriebsviskosität ν kann mit Hilfe eines Viskositäts-Temperatur-Diagrammes ermittelt werden, wenn die Viskositäten bei zwei Temperaturen bekannt sind. Für *Mineralöle* mit durchschnittlichem *Viskositäts-Temperatur-Verhalten* benutzt man das Diagramm 1 (Seite 184).

Zur Beurteilung des Schmierungszustands bildet man bei der Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer* das *Viskositätsverhältnis* κ (Betriebsviskosität ν /Bezugsviskosität ν_1).

Bezugsdrehzahl

Die (thermische) Bezugsdrehzahl ist ein neuer Kennwert für die *Drehzahlleignung* der Wälzlager. Sie wird in DIN 732-1 (Entwurf 1944-12) definiert als die Drehzahl, bei der sich die Bezugstemperatur 70 °C einstellt. Im FAG-Katalog WL 41 520 sind die genormten Bezugsbedingungen aufgeführt, die sich an den normalerweise vorkommenden Betriebsbedingungen der gängigen Wälzlager (Ausnahmen z. B.: Spindellager, Vierpunktlager, Tonnenlager, Axial-Rillenkugellager) orientieren. Die im FAG-Katalog WL 41 520 angegebenen Werte der Bezugsdrehzahl gelten im Gegensatz zu früher (Drehzahlgrenzen) gleichermaßen für Ölschmierung wie für Fettschmierung.

Weichen die Betriebsbedingungen von den Bezugsbedingungen ab, ermittelt man die *thermisch zulässige Betriebsdrehzahl*.

Gilt als Grenzkriterium für die erreichbare Drehzahl nicht die zulässige Lagertemperatur, sondern z. B. die Festigkeit der Lagerteile oder die Gleitgeschwindigkeit berührender Dichtungen, ist statt der Bezugsdrehzahl die *Grenzdrehzahl* anzuwenden.

Stichwortverzeichnis

Bezugsviskosität ν_1

Die Bezugsviskosität ist die einem definierten Schmierzustand zugeordnete kinematische *Viskosität*. Sie ist geschwindigkeitsabhängig und kann mit Hilfe des mittleren Lagerdurchmessers und der Lagerdrehzahl aus dem Diagramm 2 (Seite 184) abgelesen werden. Das *Viskositätsverhältnis* κ (*Betriebsviskosität* ν /Bezugsviskosität ν_1) ermöglicht eine Beurteilung des Schmierzustandes (siehe auch *Faktor* a_{23}).

Blechkäfig

Blechkäfige werden vorwiegend aus Stahl, für einige Lager auch aus Messing hergestellt. Im Vergleich zu *Massivkäfigen* aus Metall haben sie den Vorteil des geringeren Gewichts. Weil ein Blechkäfig den Spalt zwischen Innenring und Außenring nur wenig ausfüllt, gelangt *Schmierfett* leicht ins Lagerinnere. Am *Käfig* wird es gespeichert.

Dauerfestigkeit

Durch Versuche bei FAG und praktische Erfahrungen wurde nachgewiesen, daß Wälzlager dauerfest sein können. Voraussetzungen dafür sind:

- höchste Sauberkeit im Schmierpalt entsprechend der *Verunreinigungskenngröße* $V = 0,3$
- vollständige Trennung der Rollkontakte durch den Schmierfilm (*Viskositätsverhältnis* $\kappa \geq 4$)
- Belastung entsprechend der *Belastungskennzahl* $f_s \geq 8$

Dichtungen

Die *Abdichtung* soll einerseits den Schmierstoff (meist *Schmierfett* oder *Schmieröl*) im Lager halten und andererseits verhindern, daß Verunreinigungen ins Lager gelangen. Sie hat einen erheblichen Einfluß auf die *Gebrauchsdauer* einer Lagerung (vgl. auch *Verschleiß*, *Verunreinigungskenngröße* V).

Man unterscheidet zwischen berührungsfreien Dichtungen (z. B. Spaltdichtungen, Labyrinthdichtungen, Deckscheiben) und berührenden Dichtungen (z. B. Radial-Wellendichtringe, V-Ringe, Filzringe, Dichtscheiben).

Drehzahleignung

Die höchste erreichbare Drehzahl der Wälzlager wird im allgemeinen von der zulässigen Betriebstemperatur

bestimmt. Dieses Grenzkriterium berücksichtigt die (*thermische*) *Bezugsdrehzahl*. Sie wird anhand DIN 732-1 (Entwurf 1994-12) nach genau definierten und einheitlichen Kriterien (Bezugsbedingungen) ermittelt.

Im Katalog WL 41 520 „FAG Wälzlager“ ist ein von DIN 732-2 (Entwurf 1994-12) abgeleitetes Verfahren angegeben, mit dem die *thermisch zulässige Betriebsdrehzahl* aus der *Bezugsdrehzahl* ermittelt wird, wenn die Betriebsbedingungen Belastung, *Ölviskosität* oder zulässige Temperatur von den Bezugsbedingungen abweichen.

Die *Grenzdrehzahl* wird auch für solche Lager angegeben, für die DIN 732 keine *Bezugsdrehzahl* definiert, z. B. für Lager mit berührenden *Dichtungen*.

Drehzahlfaktor f_n

Die Hilfsgröße f_n benutzt man anstelle der Drehzahl n [min^{-1}] zur Bestimmung der *dynamischen Kennzahl* f_L .

$$f_n = \sqrt[p]{\frac{33^{1/3}}{n}}$$

$p = 3$ für Kugellager

$p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager

Drehzahlkennwert $n \cdot d_m$

Das Produkt aus der Betriebsdrehzahl n [min^{-1}] und dem mittleren Lagerdurchmesser d_m [mm] wird vor allem bei der Auswahl geeigneter Schmierstoffe und Schmierverfahren benutzt.

Es gilt

$$d_m = \frac{D + d}{2} \quad [\text{mm}]$$

D Lageraußendurchmesser [mm]

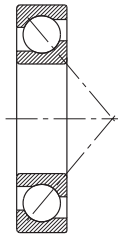
d Lagerbohrung [mm]

Druckkegelspitze

Als Druckkegelspitze bezeichnet man den Punkt, in dem sich die *Drucklinien* eines *Schräglagers* auf der Lagerachse schneiden. Die *Drucklinien* sind Mantellinien des Druckkegels.

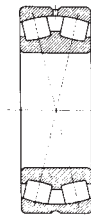
Stichwortverzeichnis

Bei *Schräglagern* greifen die äußeren Kräfte nicht in der Lagermitte, sondern in der Druckkegelspitze an. Das ist bei der Berechnung der *dynamisch äquivalenten Belastung* P und der *statisch äquivalenten Belastung* P_0 zu berücksichtigen.



Drucklinie

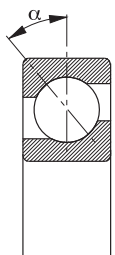
In Richtung der Drucklinie übertragen die *Rollkörper* die Kräfte von dem einen Lagerring auf den anderen.



Druckwinkel α

Der Druckwinkel α ist der Winkel, den die *Drucklinien* der *Rollkörper* mit der Radialebene des Lagers einschließen. Mit α_0 bezeichnet man den Nenndruckwinkel, das ist der Druckwinkel des unbelasteten Lagers.

Bei axialer Belastung vergrößert sich bei Rillenkugellagern, Schrägkugellagern usw. der Druckwinkel. Bei *kombinierter Belastung* ändert er sich von *Rollkörper* zu *Rollkörper*. Diese Druckwinkeländerung wird bei der Berechnung der Druckverteilung im Lager berücksichtigt.



Kugellager und Rollenlager mit symmetrischen *Rollkörpern* haben am Innen- und Außenring denselben Druckwinkel. Bei Rollenlagern mit unsymmetrischen Rollen sind die Druckwinkel am Innenring und am Außenring verschieden. Aus Gründen des Kräftegleichgewichts tritt bei diesen Lagern eine Kraftkomponente auf, die auf den Bord gerichtet ist.

Dynamisch äquivalente Belastung P

Bei dynamisch beanspruchten Wälzlager, die unter *kombinierter Belastung* laufen, rechnet man mit der dynamisch äquivalenten Belastung. Sie ist bei *Radiallagern* eine radiale, bei *Axiallagern* eine axiale und zentrische Belastung, die hinsichtlich der *Ermüdung* die gleiche Wirkung hat wie die *kombinierte Belastung*. Die dynamisch äquivalente Belastung P berechnet man mit der Formel

$$P = X \cdot F_r + Y \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

F_r Radialbelastung [kN]

F_a Axialbelastung [kN]

X Radialfaktor (siehe FAG-Kataloge)

Y Axialfaktor (siehe FAG-Kataloge)

Dynamische Beanspruchung/Dynamische Belastung

Dynamisch beansprucht sind Wälzlager, deren Ringe sich unter Belastung relativ zueinander drehen. „Dynamisch“ bezieht sich also auf den Betriebszustand des Lagers, nicht auf die Wirkungsweise der Belastung. Die Höhe der Belastung und ihre Wirkungsrichtung können konstant bleiben.

Bei der Berechnung der Lager wird eine dynamische Beanspruchung angenommen, wenn die Drehzahl n mindestens 10 min^{-1} beträgt (vgl. *statische Beanspruchung*).

Dynamische Kennzahl f_L

Den Richtwert für die Dimensionierung kann man statt in Stunden in Form der dynamischen Kennzahl f_L angeben. Sie errechnet sich aus der *dynamischen Tragzahl* C , der *dynamisch äquivalenten Belastung* P und dem *Drehzahlfaktor* f_n .

$$f_L = \frac{C}{P} \cdot f_n$$

Stichwortverzeichnis

Der Wert f_L , der für eine richtig dimensionierte Lagerung erreicht werden soll, ergibt sich aus Erfahrung mit gleichen oder ähnlichen Lagerungen, die sich in der Praxis bewährt haben.

Die in verschiedenen FAG-Publikationen aufgeführten Werte berücksichtigen nicht nur die ausreichende *Ermüdungslaufzeit*, sondern auch andere Forderungen, wie geringes Gewicht bei Leichtbaukonstruktionen, Anpassung an vorgegebene Umbauteile, außergewöhnliche Belastungsspitzen und dergleichen. Die f_L -Werte sind der technischen Weiterentwicklung angeglichen. Beim Vergleich mit einer bewährten Lagerung muß man die Beanspruchung nach derselben Methode wie früher bestimmen.

Aus dem errechneten f_L -Wert kann man die *nominelle Lebensdauer* L_h in Stunden ermitteln.

$$L_h = 500 \cdot f_L^p \quad [\text{h}]$$

$p = 3$ für Kugellager

$p = \frac{10}{3}$ für Rollenlager

Dynamische Tragzahl C

Die dynamische Tragzahl C (siehe FAG-Kataloge) ist ein Maß für die Tragfähigkeit eines Wälzlagers bei *dynamischer Belastung*. Sie ist nach DIN ISO 281 definiert als die Belastung umlaufender Wälzlager, die eine *nominelle Lebensdauer* L (*Ermüdungslebensdauer*) von 10^6 Umdrehungen ergibt.

EP-Zusätze

Additive gegen *Verschleiß* in *Schmierfetten* und *Schmierölen*, die man auch als Extreme-Pressure-Schmierstoffe bezeichnet.

Ermüdungslebensdauer/Ermüdungslaufzeit

Als Ermüdungslaufzeit bezeichnet man die Laufzeit eines Wälzlagers von der Inbetriebnahme bis zu einem Ausfall infolge Werkstoffermüdung. Die Ermüdungslaufzeit ist die obere Grenze der *Gebrauchsdauer*.

Mit dem herkömmlichen Berechnungsverfahren, einer Vergleichsrechnung, bestimmt man die *nominelle Lebensdauer* L oder L_h , mit der verfeinerten Methode nach dem FAG-Rechenverfahren die *erreichbare Lebensdauer* L_{na} oder L_{hna} (siehe auch *Faktor a_{23}*).

Erreichbare Lebensdauer L_{na} , L_{hna}

Das FAG-Rechenverfahren zur Ermittlung der erreichbaren Lebensdauer (L_{na} , L_{hna}) lehnt sich an DIN ISO 281 (vgl. *Modifizierte Lebensdauer*) an. Es berücksichtigt zahlenmäßig die Einflüsse der Betriebsbedingungen auf die *Lebensdauer* und nennt die Voraussetzungen für die *Dauerfestigkeit* der Wälzlager.

Es gilt

$$L_{na} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L \quad [10^6 \text{ Umdrehungen}]$$

und

$$L_{hna} = a_1 \cdot a_{23} \cdot L_h \quad [\text{h}]$$

a_1 *Faktor a_1 für Ausfallwahrscheinlichkeit* (DIN ISO 281);

für normale Ausfallwahrscheinlichkeit von 10 % gilt $a_1 = 1$.

a_{23} *Faktor a_{23} (Lebensdauer-Anpassungsfaktor)*

L *Nominelle Lebensdauer* [10^6 Umdrehungen]

L_h *Nominelle Lebensdauer* [h]

Ändern sich die Größen, die die *Lebensdauer* beeinflussen (z. B. Belastung, Drehzahl, Temperatur, Sauberkeit, Sorte und Beschaffenheit des Schmierstoffs), dann ist für jede Wirkungskdauer q [%] mit konstanten Bedingungen die erreichbare Lebensdauer (L_{hna1} , L_{hna2} , ...) zu ermitteln. Die Gesamtlebensdauer wird errechnet mit der Formel

$$L_{hna} = \frac{100}{\frac{q_1}{L_{hna1}} + \frac{q_2}{L_{hna2}} + \frac{q_3}{L_{hna3}}}$$

Erweiterte Lebensdauerberechnung

Die *nominelle Lebensdauer* L oder L_h weicht mehr oder weniger von der praktisch *erreichbaren Lebensdauer* der Wälzlager ab.

Deshalb werden zusätzlich zur Belastung in der erweiterten Lebensdauerberechnung die Ausfallwahrscheinlichkeit (*Faktor a_1*) und weitere wichtige Betriebsbedingungen berücksichtigt (*Faktor a_{23}* beim FAG-Rechenverfahren für die *erreichbare Lebensdauer*).

Vgl. auch *modifizierte Lebensdauer* nach DIN ISO 281.

Faktor a_1

Im Normalfall (*nominelle Lebensdauer* L_{10}) rechnet man mit 10 % Ausfallwahrscheinlichkeit. Um zur Be-

Stichwortverzeichnis

rechnung der *erreichbaren Lebensdauer* auch Ausfallwahrscheinlichkeiten zwischen 10 und 1 % berücksichtigen zu können, wird der Faktor a_1 benutzt, siehe folgende Tafel.

Ausfallwahrscheinlichkeit %	10	5	4	3	2	1
Ermüdungslaufzeit	L_{10}	L_5	L_4	L_3	L_2	L_1
Faktor a_1	1	0,62	0,53	0,44	0,33	0,21

Faktor a_{23} (Lebensdauer-Anpassungsfaktor)

Der Faktor a_{23} dient zur Berechnung der *erreichbaren Lebensdauer*. FAG verwendet a_{23} anstelle der in DIN ISO 281 angegebenen, voneinander abhängigen Anpassungsfaktoren für Werkstoff (a_2) und Betriebsbedingungen (a_3).

$$a_{23} = a_2 \cdot a_3$$

Mit dem Faktor a_{23} berücksichtigt FAG die Einflüsse von:

- Belastungshöhe (*Belastungskennzahl f_s*),
- Schmierfilmdicke (*Viskositätsverhältnis κ*),
- Schmierstoffadditivierung (*Bestimmungsgröße K*),
- Verunreinigungen im Schmier-spalt (*Sauberkeitsfaktor s*),
- Lagerbauart (*Bestimmungsgröße K*).

Ausgangspunkt für die Ermittlung des Faktors a_{23} ist das Diagramm (Seite 185) für den *Basiswert a_{23II}* . Der Faktor a_{23} ergibt sich als Produkt $a_{23II} \cdot s$ (s ist der *Sauberkeitsfaktor*).

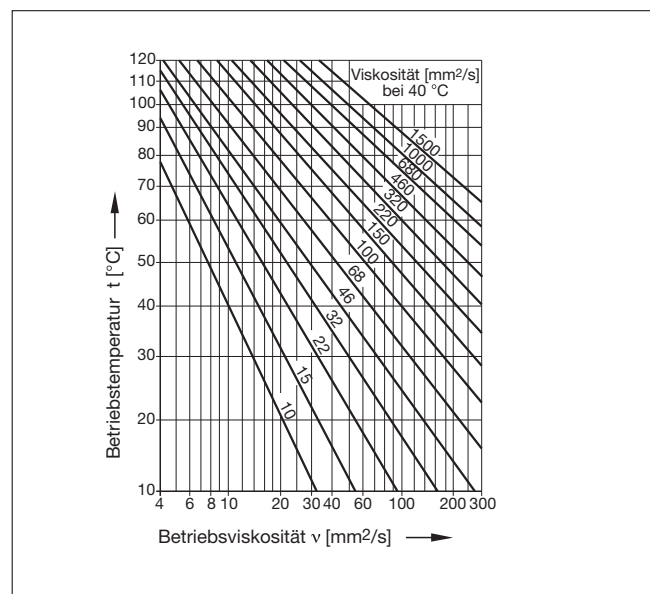
Um den *Basiswert* bestimmen zu können, benötigt man das *Viskositätsverhältnis $\kappa = \nu/\nu_1$* und die *Bestimmungsgröße K* . Der wichtigste Bereich II des Diagramms gilt für normale Sauberkeit ($s = 1$). Das *Viskositätsverhältnis κ* ist das Maß für die Schmierfilmbildung im Lager.

ν *Betriebsviskosität* des Schmierstoffs, abhängig von der Nennviskosität (bei 40 °C) und der Betriebstemperatur t (Bild 1). Bei *Schmierfetten* setzt man für ν die *Betriebsviskosität* des *Grundöls* ein.

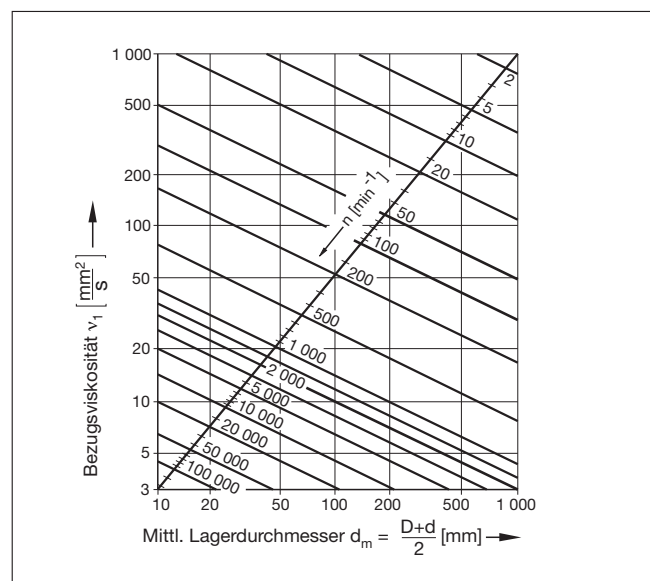
ν_1 *Bezugsviskosität*, abhängig vom mittleren Lagerdurchmesser d_m und der Betriebsdrehzahl n (Bild 2).

Das Diagramm (Bild 3) zur Bestimmung des *Basiswerts a_{23II}* ist in die Bereiche I, II und III unterteilt. Der größte Teil aller Anwendungsfälle in der Wälzlager-technik ist dem Bereich II zuzuordnen. Er gilt für normale Sauberkeit (*Verunreinigungs-kenngröße $V = 1$*). Im Bereich II kann a_{23} in Abhängigkeit von κ mit Hilfe der *Bestimmungsgröße K* ermittelt werden.

1: Durchschnittliches *Viskositäts-Temperatur-Verhalten* von *Mineralölen*; Diagramm zum Bestimmen der *Betriebsviskosität*



2: *Bezugsviskosität ν_1*

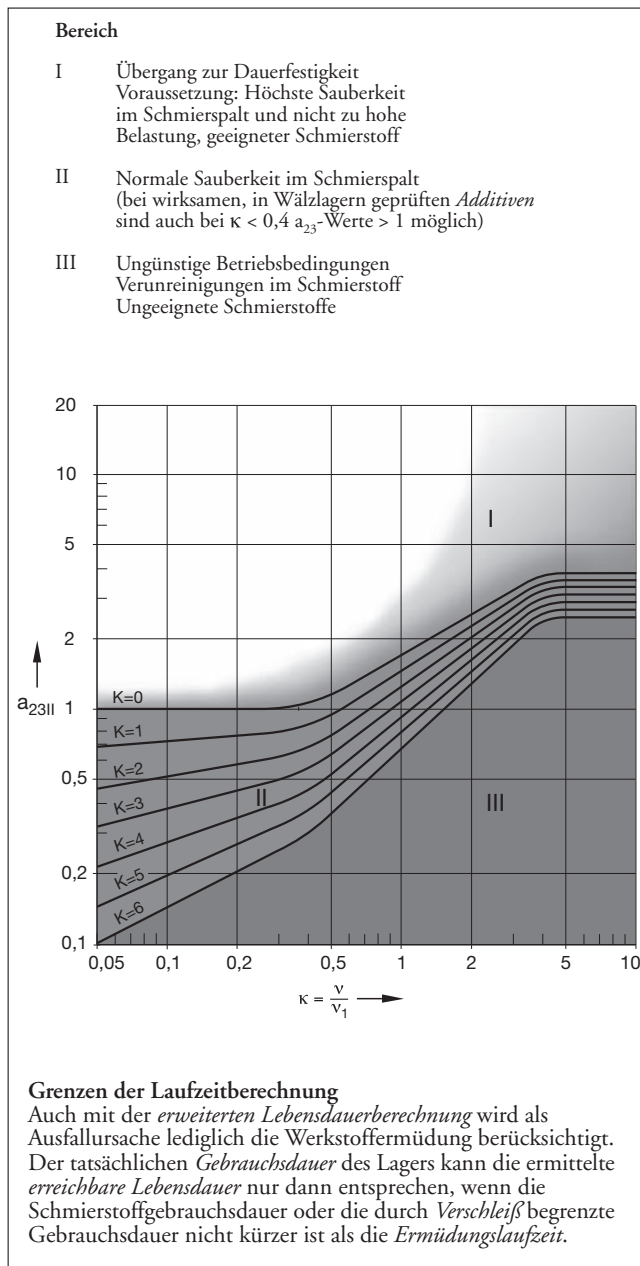


Stichwortverzeichnis

Bei $K = 0$ bis 6 liegt a_{23II} auf einer der Kurven im Bereich II des Diagramms.

Wenn der Wert $K > 6$ ist, kann nur ein a_{23} -Faktor im Bereich III erwartet werden. In diesem Fall sollte man überlegen, wie durch Verbesserung der Verhältnisse der Bereich II zu erreichen ist.

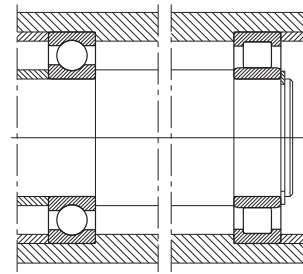
3: Basiswert a_{23II} zur Ermittlung des Faktors a_{23}



Festlager

Bei der *Festlager-Loslager-Anordnung* bezeichnet man das Lager, das die Welle in beiden Richtungen axial fixiert, als Festlager. Als Festlager können alle Bauarten verwendet werden, die neben Radialkräften auch Axialkräfte in beiden Richtungen aufnehmen. Auch Schrägkugellagerpaare (*Universal-Ausführung*) und Kegelrollenlagerpaare in *X-Anordnung* oder *O-Anordnung* wirken als Festlager.

Festlager-Loslager-Anordnung



Bei dieser Lageranordnung fixiert das *Festlager* die Welle axial nach beiden Seiten; im *Loslager* können sich die unterschiedlichen axialen Wärmedehnungen von Welle und Gehäuse ausgleichen. Auch mehrfach gelagerte Wellen erhalten nur ein *Festlager*; alle übrigen Lagerstellen sind als *Loslager* auszubilden.

Fett, Fettschmierung

vgl. *Schmierfett*

Fettgebrauchsdauer

Die Fettgebrauchsdauer ist die Zeit vom Anlauf bis zum Ausfall eines Lagers als Folge eines Versagens der Schmierung.

Die Fettgebrauchsdauer hängt ab von der

- Fettmenge
- Fettart (*Verdicker, Grundöl, Additive*)
- Lagerbauart und -größe
- Höhe und Art der Belastung
- *Drehzahlkennwert*
- Lagertemperatur

Gebrauchsdauer

Die Gebrauchsdauer ist die Laufzeit, während der das Lager in Betrieb bleibt, weil es ausreichend zuverlässig funktioniert.

Stichwortverzeichnis

Die *Ermüdungslaufzeit* ist die obere Grenze der Gebrauchsdauer. Infolge *Verschleiß* oder Versagens der Schmierung (vgl. *Fettgebrauchsdauer*) wird diese Grenze oft nicht erreicht.

Gegenführung

Schräglager und einseitig wirkende *Axiallager* nehmen axiale Kräfte nur in einer Richtung auf. Ein zweites, spiegelbildlich eingebautes Lager muß die „Gegenführung“ übernehmen, d. h. die axialen Kräfte in der anderen Richtung aufnehmen.

Genauigkeitslager/Genauigkeitsausführung

Außer Lagern in normaler Genauigkeit (*Toleranzklasse* PN) werden für erhöhte Ansprüche an Arbeitsgenauigkeit, Drehzahlen oder Laufruhe auch Lager in Genauigkeitsausführung (Genauigkeitslager) gefertigt. Dafür wurden die *Toleranzklassen* P6, P6X, P5, P4 und P2 genormt. Für einzelne Lagerbauarten gibt es zusätzlich die *Toleranzklassen* P4S, SP und UP nach FAG-Werksnorm.

Grenzdrehzahl

Die Grenzdrehzahl wird in den FAG-Katalogen auch für solche Lager angegeben, für die laut DIN 732-1 (Entwurf 1994-12) keine *Bezugsdrehzahl* definiert ist. Sie darf nur nach Rücksprache mit FAG überschritten werden.

Maßgebend für diesen Kennwert sind z. B. die Festigkeitsgrenze der Lagerteile oder die zulässige Gleitgeschwindigkeit berührender *Dichtungen*. Die Grenzdrehzahl ist zu erreichen z. B. durch

- besondere Auslegung der Schmierung
- auf die Betriebsverhältnisse ausgelegte Lagerluft
- genaue Bearbeitung der Lagersitze
- besondere Berücksichtigung der Wärmeabfuhr

Grundöl

Das in einem *Schmierfett* enthaltene Öl wird als Grundöl oder Basisöl bezeichnet. Der Anteil wird, je nach *Verdicker* und Verwendungszweck des Fettes, verschieden hoch gewählt. Mit dem Anteil des Grundöls und seiner *Viskosität* ändern sich die *Penetration* und das Reibungsverhalten des Fettes.

Käfig

Der Käfig eines Wälzlagers verhindert, daß sich die *Rollkörper* gegenseitig berühren. Er hält sie in gleichmäßigem Abstand und führt sie, wenn ein Teil des Laufbahnumfangs unbelastet ist, durch diese Zone. Bei einem Nadellager muß der Käfig auch die Nadelrollen achsparallel führen. Bei *zerlegbaren Lagern* soll der Käfig den *Rollkörperkranz* halten und dadurch den Einbau des Lagers erleichtern. Die Wälzlagerkäfige unterteilt man in *Blechkäfige* und *Massivkäfige*.

Kombinierte Belastung

Von kombinierter Belastung spricht man, wenn ein Wälzlager gleichzeitig radial und axial belastet ist, die resultierende Belastung somit unter dem *Lastwinkel* β angreift.

Mit der Radialkomponente F_r und der Axialkomponente F_a der kombinierten Belastung wird bei der Lagerberechnung je nach der Belastungsart die *dynamisch äquivalente Belastung* P oder die *statisch äquivalente Belastung* P_0 ermittelt.

Konsistenz

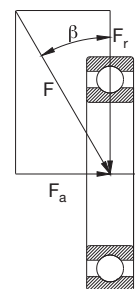
Maß für die Verformbarkeit von *Schmierfetten*.

Konsistenzenteilung nach NLGI-Klassen vgl. *Penetration*.

Lastwinkel

Der Lastwinkel β ist der Winkel zwischen der Wirkungslinie der resultierenden äußeren Belastung F und der Radialebene des Lagers. Er ergibt sich aus der Radialkomponente F_r und der Axialkomponente F_a zu:

$$\tan \beta = F_a / F_r$$



Stichwortverzeichnis

Lebensdauer

Als Lebensdauer der *dynamisch beanspruchten* Wälzlager gibt DIN ISO 281 die Laufzeit bis zum Ausfall durch Werkstoffermüdung (*Ermüdungslaufzeit*) an.

Mit dem herkömmlichen Berechnungsverfahren, einer Vergleichsrechnung, bestimmt man die *nominelle Lebensdauer* L oder L_{10} , mit der verfeinerten Methode nach dem FAG-Rechenverfahren die *erreichbare Lebensdauer* L_{na} oder L_{hna} (siehe auch *Faktor* a_{23}).

Loslager

Bei der *Festlager-Loslager-Anordnung* bezeichnet man das Lager, das axiale Wärmedehnungen ausgleicht, als Loslager.

Die idealen Loslager sind Zylinderrollenlager der Bauformen NU und N sowie Nadellager. Bei diesen Lagern gleichen sich Längenunterschiede im Lager selbst aus. Die Lagerringe können feste *Passungen* erhalten. Auch nichtzerlegbare Lager, wie Rillenkugellager und Pendelrollenlager, werden als Loslager eingebaut. Einer der beiden Lagerringe erhält dann eine lose *Passung* und keine axiale Anlagefläche, damit er sich auf seiner Sitzfläche verschieben kann.

Massivkäfig

Massivkäfige aus Metall und Hartgewebe werden durch spanabhebende Bearbeitung hergestellt. Als Ausgangsmaterial dienen Rohre aus Stahl, Leichtmetall oder Hartgewebe oder gegossene Ringe aus Messing. Massivkäfige aus Polyamid 66 (*Polyamidkäfige*) stellt man im Spritzgießverfahren her. Wie *Blechkäfige* eignen sie sich für Großserienlager.

Massivkäfige aus Metall und Hartgewebe kommen vor allem für Lager in Betracht, die nur in kleinen Serien hergestellt werden. Große, hochbelastete Lager erhalten aus Festigkeitsgründen Massivkäfige. Diese werden auch verwendet, wenn eine Bordführung des *Käfigs* notwendig ist. Bordgeführte *Käfige* für schnelllaufende Lager werden vielfach aus leichten Werkstoffen, wie Leichtmetall oder Hartgewebe gefertigt, damit die Massenkräfte klein bleiben.

Mineralöle

Erdöle bzw. deren flüssige Derivate.
Vgl. auch *Synthetische Schmierstoffe*.

Modifizierte Lebensdauer

Die Norm DIN ISO 281 hat zusätzlich zur *nominellen Lebensdauer* L_{10} die modifizierte Lebensdauer L_{na} eingeführt, um zusätzlich zur Belastung den Einfluß der Ausfallwahrscheinlichkeit (*Faktor* a_1) sowie des Werkstoffs (*Faktor* a_2) und der Betriebsbedingungen (*Faktor* a_3) zu berücksichtigen.

Für den *Faktor* a_{23} ($a_{23} = a_2 \cdot a_3$) wurden in DIN ISO 281 keine Zahlenwerte angegeben. Beim FAG-Berechnungsverfahren für die *erreichbare Lebensdauer* (L_{na} , L_{hna}) können Betriebsbedingungen dagegen mit dem *Faktor* a_{23} zahlenmäßig erfaßt werden.

Nachschmierintervall

Zeitraum, nach dem die Lager nachgeschmiert werden. Das Nachschmierintervall soll kürzer als die *Schmierfrist* festgelegt werden.

NLGI-Klasse

vgl. *Penetration*.

Nominelle Lebensdauer

Das genormte Berechnungsverfahren für *dynamisch beanspruchte* Wälzlager beruht auf der Werkstoffermüdung (Pittingbildung) als Ausfallursache. Die Lebensdauerformel lautet

$$L_{10} = L = \left(\frac{C}{P} \right)^p \quad [10^6 \text{ Umdrehungen}]$$

L_{10} ist die nominelle Lebensdauer in Millionen Umdrehungen, die mindestens 90 % einer größeren Anzahl gleicher Lager erreichen oder überschreiten.

In der Formel bedeuten:

C *dynamische Tragzahl* [kN]

P *dynamisch äquivalente Belastung* [kN]

p Lebensdauerexponent

$p = 3$ für Kugellager

$p = 10/3$ für Rollenlager

Wenn die Drehzahl des Lagers konstant ist, kann man die Lebensdauer in Stunden ausdrücken.

$$L_{h10} = L_h = \frac{L \cdot 10^6}{n \cdot 60} \quad [\text{h}]$$

n Drehzahl [min^{-1}]

Stichwortverzeichnis

L_h kann auch mit Hilfe der *dynamischen Kennzahl* f_L bestimmt werden.

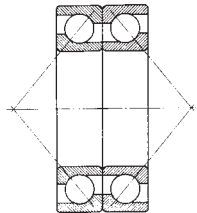
Die nominelle Lebensdauer L oder L_h gilt für Lager aus konventionellem Wälzlagerstahl und übliche Betriebsverhältnisse (gute Schmierung, keine extreme Temperatur, normale Sauberkeit).

Die nominelle Lebensdauer weicht mehr oder weniger von der praktisch *erreichbaren Lebensdauer* der Wälzlager ab. Die Einflüsse wie Schmierfilmdicke, Sauberkeit im Schmier-spalt, Schmierstoff*additivierung* und Lagerbauart werden bei der *erweiterten Lebensdauerberechnung* mit dem Faktor a_{23} berücksichtigt.

O-Anordnung

Werden zwei *Schräglager* spiegelbildlich so eingebaut, daß die *Druckkegelspitze* des linken Lagers nach links und die *Druckkegelspitze* des rechten Lagers nach rechts zeigt, dann spricht man von O-Anordnung (*angestellte Lagerung*).

Bei der O-Anordnung wird einer der Lagerinnenringe *angestellt*. Man erhält eine Lagerung mit einer großen *Stützbasis*, die auch bei kurzem Lagerabstand ein hohes Kippmoment aufnimmt. Um die Verschiebbarkeit des Innenrings sicherzustellen, muß eine geeignete *Passung* gewählt werden.



Öl/Ölschmierung

siehe *Schmieröl*.

Passungen

Die Toleranzen für die Bohrung und für den Außendurchmesser von Wälzlagern sind in DIN 620 genormt (vgl. auch *Toleranzklasse*). Den für einen sicheren Betrieb eines Lagers notwendigen, von den Betriebsverhältnissen abhängigen Sitzcharakter erzielt man durch die Wahl der Bearbeitungstoleranzen von Welle und Gehäuse.

In der Wälzlagertechnik genügt es daher, den jeweiligen Sitzcharakter der Ringe lediglich mit dem Passungskurzzeichen der Wellen- oder Gehäusetoleranz zu kennzeichnen.

Bei der Wahl der Passungen gelten vor allem drei Gesichtspunkte:

1. Sichere Befestigung und gleichmäßige Unterstützung der Lagerringe
2. Einfacher Ein- und Ausbau
3. Verschiebbarkeit des *Loslagers*

Die einfachste und sicherste Befestigung der Ringe in Umfangsrichtung besteht in einer festen Passung. Damit wird auch die gleichmäßige Unterstützung der Ringe erreicht, die zur vollen Nutzung der Tragfähigkeit notwendig ist. Lagerringe, die mit *Umfangslast* oder *Pendellast* beaufschlagt sind, erhalten grundsätzlich eine feste Passung. Bei *Punktlast* kann eine lose Passung zugelassen werden. Je größer die Belastung, desto größer ist das Passungsübermaß zu wählen, vor allem, wenn die Belastung stoßartig wirkt. Auch das Temperaturgefälle zwischen Lagerring und Gegenstück ist zu beachten. Ferner spielen Lagerart und Lagergröße bei der Wahl der Passung eine Rolle.

Pendellager

Die Bezeichnung Pendellager wird als Sammelbegriff für alle Wälzlagerbauarten benutzt, die sich bei Fluchtfehlern sowie bei Wellen- und Gehäusedurchbiegungen während des Laufs pendelnd einstellen. Diese Lager besitzen eine kugelige Außenringlaufbahn. Zu den Pendellagern gehören Pendelkugellager, Tonnenlager, Radial-Pendelrollenlager und Axial-Pendelrollenlager. Axial-Rillenkugellager mit Unterlagscheibe und Spannlager gehören nicht zu den Pendellagern, weil sie Fluchtfehler und Schiefstellungen nur beim Einbau, also nicht während des Laufs, ausgleichen.

Pendellast

Für die Auswahl der *Passungen* von *Radiallagern* und *Schräglagern* sind die Umlaufbedingungen maßgebend. Führen der betrachtete Ring und die Richtung der Radiallast relativ zueinander Pendelbewegungen aus, so spricht man von Pendellast. Bei Pendellast müssen beide Lagerringe eine feste *Passung* erhalten, damit sie nicht in Umfangsrichtung wandern (vgl. *Umfangslast*).

Penetration

Die Penetration ist ein Maß für die *Konsistenz* eines *Schmierfettes*. Im Handel gibt man die sogenannte Walkpenetration bei 25 °C an. Das zu prüfende Fett

Stichwortverzeichnis

wird unter genau festgelegten Bedingungen durchgewalkt. Dann mißt man die Eindringtiefe – in Zehntel mm – eines genormten Kegels in ein mit Fett gefülltes Gefäß.

Penetration üblicher Wälzlagerfette

NLGI-Klasse (Penetrationsklasse)	Walkpenetration 0,1 mm
-------------------------------------	---------------------------

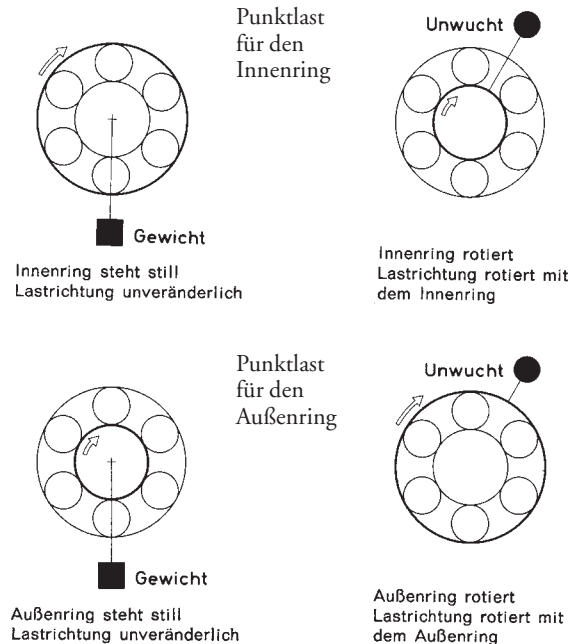
1	310...340
2	265...295
3	220...250
4	175...205

Polyamidkäfig

Massivkäfige aus glasfaserverstärktem Polyamid PA66-GF25 werden durch Spritzgießen hergestellt und in zahlreichen Großserienlagern verwendet. Mit dem Spritzgießverfahren können in der Regel *Käfig*formen verwirklicht werden, die besonders tragfähige Konstruktionen ermöglichen. Die Elastizität und das geringe Gewicht der *Käfige* wirken sich günstig aus bei stoßartigen Lagerbeanspruchungen, hohen Beschleunigungen und Verzögerungen sowie Verkippungen der Lagerringe zueinander. Polyamidkäfige haben sehr gute Gleit- und Notlaufeigenschaften. *Käfige* aus glasfaserverstärktem Polyamid 66 eignen sich für Dauertemperaturen bis 120 °C. Bei Ölschmierung können im Öl enthaltene *Additive* zu einer Beeinträchtigung der Käfiggebrauchsdauer führen. Auch gealtertes Öl kann bei höheren Temperaturen die Käfiggebrauchsdauer beeinträchtigen, so daß auf die Einhaltung der Ölwechselfristen zu achten ist.

Punktlast

Für die Auswahl der *Passungen* der Lagerringe sind bei *Radiallagern* und *Schräglagern* die Belastungsverhältnisse maßgebend. Steht der betrachtete Ring relativ zur Richtung der Radiallast still, so ist ein bestimmter Punkt des Ringumfangs immer der Höchstbelastung ausgesetzt. Dieser Ring erhält Punktlast. Weil bei Punktlast die Gefahr klein ist, daß der Ring auf seiner Sitzfläche rutscht, ist eine feste *Passung* nicht unbedingt erforderlich. Bei *Umfangslast* oder *Pendellast* dagegen ist eine feste *Passung* unerlässlich.



Radiallager

Lager für überwiegend radiale Belastung, die einen *Nenndruckwinkel* $\alpha_0 \leq 45^\circ$ haben, bezeichnet man als Radiallager. Die *dynamische Tragzahl* und die *statische Tragzahl* beziehen sich bei Radiallagern auf die radiale Belastungsrichtung (vgl. *Axiallager*).

Radialluft/Radialspiel

Die Radialluft eines Lagers ist das Maß, um das sich ein Lagerring in radialer Richtung von einer Endlage in die andere Endlage ohne Meßbelastung verschieben läßt. Man unterscheidet zwischen der Radialluft des nicht eingebauten Lagers und dem radialen *Betriebspiel* (der radialen *Betriebsluft*) des eingebauten, betriebswarmen Lagers.

Radialluftgruppe

Die *Radialluft* eines Wälzlagers muß den Verhältnissen an der Einbaustelle – *Passungen*, Temperaturgefälle, Drehzahl – angepaßt sein. Deswegen werden Wälzlager in mehreren Radialluftgruppen gefertigt, von denen jede eine bestimmte Radialluftspanne umfaßt. Die Radialluftgruppe CN (normal) ist so bemessen, daß das Lager bei üblichen Einbau- und Betriebsverhältnissen eine zweckentsprechende *Betriebsluft* hat. Daneben gibt es noch folgende Radialluftgruppen:

Stichwortverzeichnis

C2 Radialluft kleiner als normal
C3 Radialluft größer als normal
C4 Radialluft größer als C3.

Rollkörper/Wälzkörper

Rollkörper oder Wälzkörper ist der Sammelbegriff für die auf den Laufbahnen abrollenden Kugeln, Zylinderrollen, Tonnenrollen, Kegelrollen oder Nadelrollen.

Sauberkeitsfaktor s

Der Sauberkeitsfaktor s quantifiziert den Einfluß der Verschmutzung auf die *erreichbare Lebensdauer*. Das Produkt aus s und dem *Basiswert* a_{23II} ergibt den *Faktor* a_{23} .

Zur Ermittlung von s benötigt man die *Verunreinigungs-kenngröße* V . Für normale Sauberkeit ($V = 1$) gilt immer $s = 1$.

Bei erhöhter Sauberkeit ($V = 0,5$) und höchster Sauberkeit ($V = 0,3$) erhält man, ausgehend von der *Belastungskennzahl* f_{s*} und in Abhängigkeit vom *Viskositäts-verhältnis* κ , über das rechte Feld (a) des Diagramms (unten) einen Sauberkeitsfaktor $s \geq 1$.

Bei $\kappa \leq 0,4$ gilt $s = 1$.

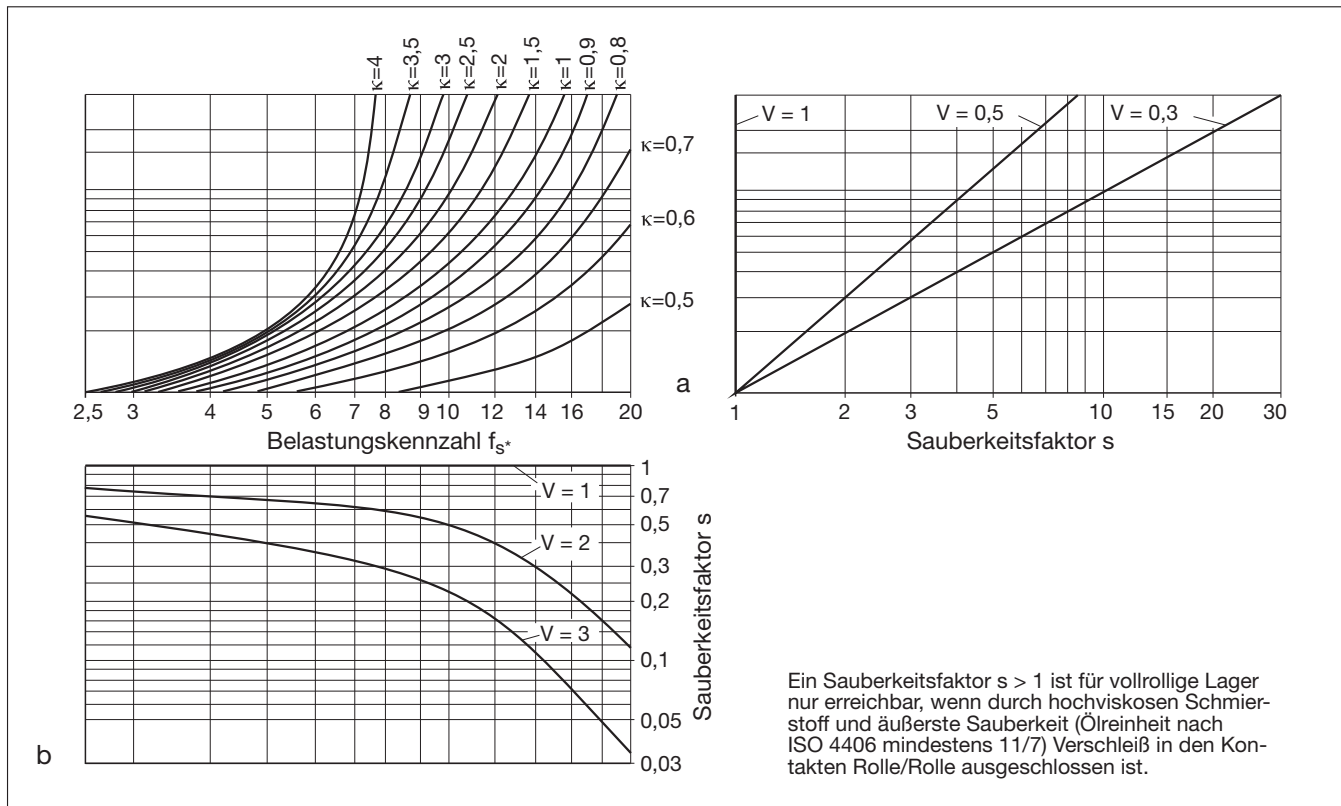
Bei $V = 2$ (mäßig verunreinigter Schmierstoff) bis $V = 3$ (stark verunreinigter Schmierstoff) ergibt sich $s < 1$ aus dem Bereich (b) des Diagramms.

Schmiegung

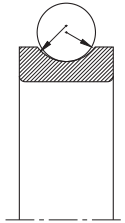
Bei allen Wälzlager, deren Laufbahnprofil im Axial-schnitt gekrümmt ist, hat die Laufbahn einen etwas größeren Radius als der *Rollkörper*. Dieser Krümmungsunterschied in der Axialebene wird durch die *Schmiegung* κ gekennzeichnet. Man versteht darunter das auf den *Rollkörperradius* bezogene Rillenübermaß.

Diagramm zum Bestimmen des Sauberkeitsfaktors s

- a Bereich für erhöhte bis höchste Sauberkeit
- b Bereich für mäßig verunreinigten Schmierstoff und stark verunreinigten Schmierstoff



$$\text{Schmiegung } \kappa = \frac{\text{Rillenradius} - \text{Rollkörperradius}}{\text{Rollkörperradius}}$$



Schmierfett

Schmierfette sind konsistente Gemische aus *Verdickern* und *Grundölen*. Man unterscheidet zwischen

- Metallseifenschmierfetten, die sich aus Metallseifen als *Verdickern* und *Schmierölen* zusammensetzen,
- seifenfreien Schmierfetten mit anorganischen Gelbildnern oder organischen *Verdickern* und *Schmierölen*
- synthetischen Schmierfetten, die sich aus organischen oder anorganischen *Verdickern* und *Syntheseölen* zusammensetzen.

Schmierfrist

Die Schmierfrist entspricht der mindestens erreichten *Fettgebrauchsdauer* von Standardfetten (siehe FAG-Publikation WL 81 115). Dieser Wert wird zur Abschätzung genommen, wenn die *Fettgebrauchsdauer* für das verwendete Fett nicht bekannt ist.

Schmieröl

Zur Schmierung von Wälzlager sind grundsätzlich *Mineralöle* und *Syntheseöle* geeignet. Schmieröle auf *Mineralöl*-basis werden heute am häufigsten verwendet.

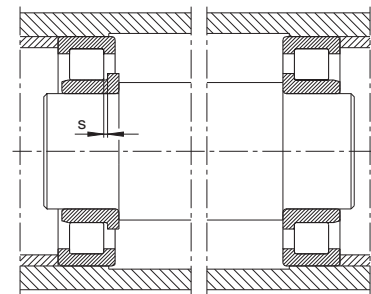
Schräglager

Die Bezeichnung Schräglager ist der Sammelbegriff für einreihige Lager, deren *Drucklinien* schräg zur Radialebene verlaufen. Schräglager sind also Schrägkugellager, Kegelrollenlager und Axial-Pendelrollenlager. Auch axial belastete Rillenkugellager wirken wie Schräglager.

Schwimmende Lagerung

Die schwimmende Lagerung ist eine wirtschaftliche Lösung, wenn keine enge axiale Führung der Welle verlangt wird. Der Aufbau ist ähnlich wie bei der *angestellten Lagerung*. Die Welle kann sich bei der schwimmenden Lagerung jedoch um das *Axialspiel* s gegenüber dem Gehäuse verschieben. Der Wert für s wird in Abhängigkeit von der geforderten Führungsgenauigkeit so festgelegt, daß die Lager auch bei ungünstigen thermischen Verhältnissen nicht axial verspannt werden.

Bei schwimmenden Lagerungen mit Zylinderrollenlagern NJ findet der Längenausgleich in den Lagern statt. Innen- und Außenringe können fest gepaßt werden.



Auch nichtzerlegbare *Radiallager* wie Rillenkugellager, Pendelkugellager und Pendelrollenlager können verwendet werden. Bei beiden Lagern erhält je ein Ring – gewöhnlich ein Außenring – eine lose *Passung*.

Statisch äquivalente Belastung P_0

Bei statisch beanspruchten Wälzlager, die einer *kombinierten Belastung* ausgesetzt sind, rechnet man mit der statisch äquivalenten Belastung. Sie ist bei *Radiallagern* eine radiale, bei *Axiallagern* eine axiale und zentrische Belastung, die gleich große plastische Verformungen hervorruft wie die *kombinierte Belastung*. Die statisch äquivalente Belastung P_0 berechnet man mit der Formel

$$P_0 = X_0 \cdot F_r + Y_0 \cdot F_a \quad [\text{kN}]$$

F_r Radialbelastung [kN]

F_a Axialbelastung [kN]

X_0 Radialfaktor (siehe FAG-Kataloge)

Y_0 Axialfaktor (siehe FAG-Kataloge)

Stichwortverzeichnis

Statische Beanspruchung/Statische Belastung

Als statische Belastung bezeichnet man eine Belastung des stillstehenden Lagers (keine Relativbewegung zwischen den Lagerringen).

„Statisch“ bezieht sich also auf den Betriebszustand des Lagers, nicht auf die Wirkungsweise der Belastung. Die Höhe der Belastung und ihre Wirkungsrichtung können sich ändern.

Langsam schwenkende oder mit geringer Drehzahl ($n < 10 \text{ min}^{-1}$) umlaufende Lager werden wie statisch belastete Lager berechnet (vgl. *dynamische Beanspruchung*).

Statische Kennzahl f_s

Bei *statischer Belastung* errechnet man zur Kontrolle, ob ein ausreichend tragfähiges Lager gewählt wurde, die statische Kennzahl f_s . Sie ergibt sich aus der *statischen Tragzahl* C_0 und der *statisch äquivalenten Belastung* P_0 .

$$f_s = \frac{C_0}{P_0}$$

Die Kennzahl f_s ist ein Maß für die Sicherheit gegen eine zu große plastische Gesamtverformung an der Berührungsstelle Laufbahn/höchstbelasteter *Rollkörper*. Für Lager, die sehr leichtgängig sein müssen und besonders ruhig laufen sollen, ist eine große Kennzahl f_s erforderlich. Kleinere Werte genügen bei geringen Ansprüchen an die Laufruhe. Im allgemeinen strebt man an:

$f_s = 1,5 \dots 2,5$	bei hohen Ansprüchen
$f_s = 1 \dots 1,5$	bei normalen Ansprüchen
$f_s = 0,7 \dots 1$	bei geringen Ansprüchen

Statische Tragzahl C_0

Die statische Tragzahl C_0 ist die Belastung eines stillstehenden Wälzlagers, die in der Mitte der Berührungsfläche zwischen dem höchstbelasteten *Rollkörper* und der Laufbahn eine plastische Gesamtverformung von etwa 1/10 000 des *Rollkörper*durchmessers erzeugt. Das entspricht bei normalen *Schmiegungsverhältnissen* einer Hertzschen Flächenpressung von etwa

4000 N/mm² bei Rollenlagern,
4600 N/mm² bei Pendelkugellagern und
4200 N/mm² bei allen übrigen Kugellagern.

Werte für C_0 siehe FAG-Wälzlagerkataloge.

Stützbasis

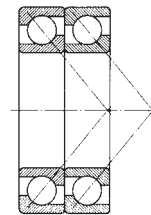
Die Stützbasis eines in zwei Wälzlagern abgestützten Maschinenteils ist im allgemeinen der Abstand der beiden Lagerstellen. Während man den Abstand bei Rillenkugellagern usw. von den Lagermitten aus mißt, muß man bei einreihigen Schrägkugellagern und Kegelrollenlagern mit dem Abstand der *Druckkegelspitzen* rechnen.

Synthetische Schmierstoffe/Syntheseöle

Durch Synthese hergestellte *Schmieröle*, die teilweise, abgestimmt auf ihre Anwendung, folgende Eigenschaften aufweisen: sehr niedriger Stockpunkt, gutes *V-T-Verhalten*, geringer Verdampfungsverlust, lange Lebensdauer, hohe Oxidationsstabilität.

Tandem-Anordnung

Werden zwei oder mehrere *Schräglager* gleichsinnig, d. h. nicht spiegelbildlich, unmittelbar nebeneinander eingebaut, so spricht man von „Tandem-Anordnung“. Dabei verteilt sich die Axialkraft auf alle Lager. Eine gleichmäßige Verteilung ergibt sich bei *Schräglagern* in *Universalausführung*.



Thermisch zulässige Betriebsdrehzahl

Wenn die Belastung, die *Ölviskosität* oder die zulässige Temperatur von den für die *Bezugsdrehzahl* gültigen Bezugsbedingungen abweichen, kann man mit Hilfe von Diagrammen die thermisch zulässige Betriebsdrehzahl ermitteln.

Das Verfahren basiert auf DIN 732-2 (Entwurf 1994-12) und wird im FAG-Katalog WL 41 520 beschrieben.

Stichwortverzeichnis

Toleranzklasse

Neben der Normaltoleranz (Toleranzklasse PN) der Wälzlager gibt es für *Genauigkeitslager* die Toleranzklassen P6, P6X, P5, P4 und P2.

Die Genauigkeit nimmt mit abnehmender Ziffer zu (DIN 620).

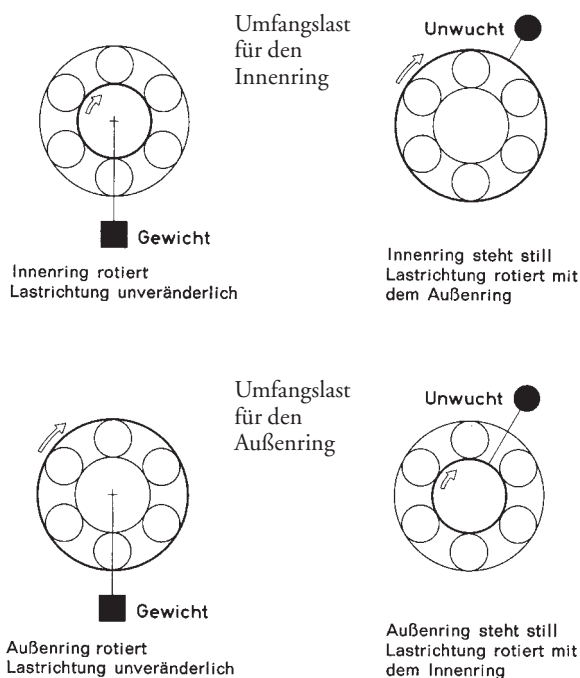
FAG fertigt Wälzlager außer in den genormten Toleranzklassen auch in den Toleranzklassen P4S, SP (Super-Präzision) und UP (Ultra-Präzision).

Tragzahl

Die Tragzahl eines Lagers ist ein Maß für die Belastbarkeit. Jedes Wälzlager hat eine *dynamische Tragzahl* (DIN ISO 281) und eine *statische Tragzahl* (DIN ISO 76). Die Werte sind den FAG-Wälzlagerkatalogen zu entnehmen.

Umfangslast

Läuft der betrachtete Ring relativ zur Richtung der Radiallast um, so ist der ganze Umfang des Ringes bei jeder Umdrehung der Höchstbelastung ausgesetzt. Dieser Ring erhält Umfangslast. Lagerringe mit Umfangslast müssen mit fester *Passung* eingebaut werden, weil sie sonst in Umfangsrichtung wandern (vgl. *Punktlast*, *Pendellast*).



Universalausführung

Besondere Ausführung von FAG Schrägkugellagern. Die Lage der Laufring-Stirnflächen zu den Laufrillen ist so eng toleriert, daß die Lager ohne Paßscheiben in *O*-, *X*- oder *Tandem-Anordnung* beliebig gepaart werden können.

Lager mit dem Nachsetzzeichen UA sind so abgestimmt, daß nicht eingebaute Lagerpaare in der *O*- oder *X*-Anordnung eine geringe *Axialluft* haben. Unter den gleichen Bedingungen ergibt sich für die Universalausführung UO keine *Axialluft* und für UL eine leichte Vorspannung. Bei festen *Passungen* vermindert sich die *Axialluft* oder erhöht sich die Vorspannung des Lagerpaares.

Verdicker

Verdicker und *Grundöl* sind die Bestandteile von *Schmierfetten*. Die häufigsten Verdicker sind Metallseifen (z. B. Li-, Ca-) sowie Verbindungen vom Typ Polyharnstoff, PTFE und Mg-Al-Schichtsilikate.

Verschleiß

Die *Gebrauchsdauer* der Wälzlager kann außer durch *Ermüdung* durch Verschleiß beendet werden. Dabei wird das Spiel der Lagerung zu groß. Eine häufige Ursache für Verschleiß sind Fremdkörper, die infolge unzureichender *Abdichtung* ins Lager gelangen und als Schmirgel wirken. Auch bei Mangel-schmierung und verbrauchtem Schmierstoff entsteht Verschleiß. Entscheidend für wenig Verschleiß sind also gute Schmierung (*Viskositätsverhältnis* κ möglichst > 2) und hohe Sauberkeit im Wälzlager. Bei $\kappa \leq 0,4$ dominiert der Verschleiß im Lager, wenn er nicht durch entsprechende *Additive* (EP-Zusätze) unterbunden wird.

Verunreinigungskenngröße V

Die Verunreinigungskenngröße V stellt eine feste Beziehung her zwischen der in ISO 4406 genormten Ölreinheitsklasse und der Sauberkeit im Schmier-spalt von Wälzlagern.

Bei der Ermittlung des *Faktors* a_{23} und der *erreichbaren Lebensdauer* dient V in Verbindung mit der *Belastungskennzahl* f_s und dem *Viskositätsverhältnis* κ zur Bestimmung des *Sauberkeitsfaktors* s .

Stichwortverzeichnis

V hängt ab vom Lagerquerschnitt $(D - d)/2$, der Berührungsart im Rollkontakt und insbesondere der Ölrreinheitsklasse.

Werden im höchstbeanspruchten Kontaktbereich eines Wälzlagers harte Partikel ab einer bestimmten Größe überrollt, so führen Eindrücke in den Rollkontaktflächen zu vorzeitiger Werkstoffermüdung. Je kleiner die Kontaktfläche, desto schädlicher ist die Wirkung einer bestimmten Partikelgröße. Besonders empfindlich sind kleine Lager mit Punktberührung. Kleine Lager reagieren also bei gleichem Verschmutzungsgrad empfindlicher als große und Lager mit Punktberührung (Kugellager) empfindlicher als solche mit Linienberührung (Rollenlager).

Die erforderliche Ölrreinheitsklasse nach ISO 4406 ist eine objektiv meßbare Größe für den Grad der Ver-

schmutzung eines Schmierstoffs. Zu ihrer Bestimmung benutzt man die genormte Partikel-Zählmethode. Dabei wird die Anzahl aller Partikel $> 5\mu\text{m}$ und die aller Partikel $> 15\mu\text{m}$ einer bestimmten ISO-Ölrreinheitsklasse zugeordnet. So bedeutet eine Ölrreinheit 15/12 nach ISO 4406, daß je 100 ml Flüssigkeit zwischen 16000 und 32000 Partikel $> 5\mu\text{m}$ und zwischen 2000 und 4000 Partikel $> 15\mu\text{m}$ vorhanden sind. Der Unterschied von einer Klasse zur anderen besteht in einer Verdoppelung bzw. Halbierung der Partikelzahl.

Insbesondere Partikel mit einer Härte > 50 HRC wirken sich lebensdauerermindernd im Wälzlager aus. Dies sind Teilchen aus gehärtetem Stahl, Sand und Schleifmittelmittelrückstände. Vor allem letztere sind extrem schädlich.

Orientierungswerte für V

(D-d)/2	V	Punktberührung	Richtwerte für	Linienberührung	Richtwerte für
		erforderliche Ölreinheits- klasse nach ISO 4406 ¹⁾	geeignete Filterrück- halterate nach ISO 4572	erforderliche Ölreinheits- klasse nach ISO 4406 ¹⁾	geeignete Filterrück- halterate nach ISO 4572
mm					
≤ 12,5	0,3	11/8	β ₃ ≥200	12/9	β ₃ ≥200
	0,5	12/9	β ₃ ≥200	13/10	β ₃ ≥75
	1	14/11	β ₆ ≥75	15/12	β ₆ ≥75
	2	15/12	β ₆ ≥75	16/13	β ₁₂ ≥75
	3	16/13	β ₁₂ ≥75	17/14	β ₂₅ ≥75
> 12,5...20	0,3	12/9	β ₃ ≥200	13/10	β ₃ ≥75
	0,5	13/10	β ₃ ≥75	14/11	β ₆ ≥75
	1	15/12	β ₆ ≥75	16/13	β ₁₂ ≥75
	2	16/13	β ₁₂ ≥75	17/14	β ₂₅ ≥75
	3	18/14	β ₂₅ ≥75	19/15	β ₂₅ ≥75
> 20...35	0,3	13/10	β ₃ ≥75	14/11	β ₆ ≥75
	0,5	14/11	β ₆ ≥75	15/12	β ₆ ≥75
	1	16/13	β ₁₂ ≥75	17/14	β ₁₂ ≥75
	2	17/14	β ₂₅ ≥75	18/15	β ₂₅ ≥75
	3	19/15	β ₂₅ ≥75	20/16	β ₂₅ ≥75
>35	0,3	14/11	β ₆ ≥75	14/11	β ₆ ≥75
	0,5	15/12	β ₆ ≥75	15/12	β ₁₂ ≥75
	1	17/14	β ₁₂ ≥75	18/14	β ₂₅ ≥75
	2	18/15	β ₂₅ ≥75	19/16	β ₂₅ ≥75
	3	20/16	β ₂₅ ≥75	21/17	β ₂₅ ≥75

Die Ölrreinheitsklasse als Maß für die Wahrscheinlichkeit der Überrollung lebensdauerermindernder Partikel im Lager kann anhand von Proben z. B. durch Filterhersteller und Institute bestimmt werden. Auf geeignete Probenahme (siehe z. B. DIN 51570) ist zu achten. Auch Online-Meßgeräte stehen heute zur Verfügung. Die Reinheitsklassen werden erreicht, wenn die gesamte umlaufende Ölmenge das Filter in wenigen Minuten einmal durchläuft.

Vor Inbetriebnahme der Lagerung ist zur Sicherung guter Sauberkeit ein Spülvorgang erforderlich.

Eine Filterrückhalterate $\beta_3 \geq 200$ (ISO 4572) bedeutet z. B., daß im sog. Multi-Pass-Test von 200 Partikeln $\geq 3\mu\text{m}$ nur ein einziges das Filter passiert. Größere Filter als $\beta_{25} \geq 75$ sollen wegen nachteiliger Folgen auch für die übrigen im Ölkreislauf liegenden Aggregate nicht verwendet werden.

¹⁾ Es sind nur Partikel zu berücksichtigen, die eine Härte > 50 HRC aufweisen.

Stichwortverzeichnis

Liegt – wie in vielen technischen Anwendungsfällen – der überwiegende Anteil der in Ölproben vorhandenen Fremdstoffe im lebensdauermindernden Härtebereich, kann die mit einem Partikelzähler ermittelte Reinheitsklasse direkt mit den Werten der Tabelle verglichen werden. Stellt sich jedoch bei der Untersuchung des Filtrerrückstands nach der Partikelzählung heraus, daß es sich z. B. nahezu ausschließlich um mineralische Verschmutzung wie besonders lebensdauermindernden Formsand oder Schleifkörner handelt, sind die Meßwerte um eine bis zwei Reinheitsklassen zu erhöhen, bevor die Verunreinigungs Kenngröße V ermittelt wird. Umgekehrt sollte, wenn vorwiegend weiche Teilchen wie Holz, Fasern oder Farbe im Schmierstoff nachgewiesen werden, der Meßwert des Partikelzählers entsprechend verringert werden.

Um die geforderte Öleinheit zu erzielen, sollte eine bestimmte Filtrerrückhalterate β_x vorhanden sein.

Sie ist das Verhältnis aller Partikel $> x \mu\text{m}$ vor dem Filter zu den Partikeln $> x \mu\text{m}$ nach dem Filter. Eine Rückhalterate $\beta_3 \geq 200$ bedeutet z. B., daß im sog. Multi-Pass-Test (ISO 4572) von 200 Partikeln $\geq 3 \mu\text{m}$ nur ein einziges das Filter passieren kann.

Bei Verwendung eines Filters mit einer bestimmten Rückhalterate kann nicht automatisch auf eine Öleinheitsklasse geschlossen werden.

Nach derzeitigem Kenntnisstand ist folgende Abstufung der V -Werte sinnvoll (die wichtigsten sind fett gedruckt):

$V = 0,3$	höchste Sauberkeit
$V = 0,5$	erhöhte Sauberkeit
$V = 1$	normale Sauberkeit
$V = 2$	mäßig verunreinigter Schmierstoff
$V = 3$	stark verunreinigter Schmierstoff

Bedingungen für höchste Sauberkeit ($V = 0,3$):

- Lager vom Hersteller gefettet und mit Dicht- oder Deckscheiben gegen Staub abgedichtet (bei dauerfester Auslegung begrenzt meist die Schmierstoffgebrauchsdauer die Lebensdauer)
- Fettschmierung durch den Anwender, der die Lager unter Einhaltung höchster Sauberkeit in saubere Gehäuse einbaut, mit sauberem Fett schmiert und Vorkehrungen trifft, daß im Betrieb kein Schmutz ins Lager gelangen kann
- Spülen des Ömlaufsystems vor Inbetriebnahme der sauber montierten Lager (Einfüllen des neuen Öls über Feinstfilter) und Erhaltung der Öleinheit während der gesamten Betriebszeit

Bedingungen für normale Sauberkeit ($V = 1$):

- gute, auf die Umgebung abgestimmte *Abdichtung*
- Sauberkeit bei der Montage
- Öleinheit entsprechend $V = 1$
- Einhalten der empfohlenen Ölwechselfristen

Mögliche Ursachen für stark verunreinigten Schmierstoff ($V = 3$):

- Gußgehäuse schlecht gereinigt (Rückstände von Formsand, Partikel aus dem Bearbeitungsprozeß)
- Abrieb verschleißender Bauteile im Ölkreislauf der Maschine
- Eindringen von Fremdpartikeln in das Lager bei unzureichender *Abdichtung*
- Stillstandskorrosion oder verschlechterte Schmierung durch eingetretenes Wasser, auch Kondenswasser

Viskosität

Die Viskosität ist die grundlegende physikalische Eigenschaft von *Schmierölen*, aus der sich die Tragfähigkeit des Ölfilmes im Lager bei flüssiger Reibung ergibt. Sie nimmt mit steigender Temperatur ab und mit fallender Temperatur zu (siehe *V-T-Verhalten*). Daher muß bei jedem Viskositätswert die Temperatur, auf die er sich bezieht, angegeben werden. Die Nennviskosität ν_{40} ist die kinematische Viskosität bei 40 °C.

SI-Einheiten für die kinematische Viskosität sind m^2/s und mm^2/s . Die früher gebräuchliche Einheit Centistoke (cSt) entspricht der SI-Einheit mm^2/s . Die dynamische Viskosität ist das Produkt aus der kinematischen Viskosität und der Dichte (Dichte von *Mine-ralölen*: $0,9 \text{ g/cm}^3$ bei 15 °C).

Viskositäts-Temperatur-Verhalten (V-T-Verhalten)

Mit dem Ausdruck V-T-Verhalten bezeichnet man bei *Schmierölen* die Änderung der *Viskosität* mit der Temperatur. Man spricht von günstigem V-T-Verhalten, wenn das Öl seine *Viskosität* mit der Temperatur nicht stark ändert.

Viskositätsverhältnis κ

Das Viskositätsverhältnis als Quotient aus *Betriebsviskosität* ν und *Bezugsviskosität* ν_1 ist ein Maß für die Schmierfilmbildung im Lager, vgl. *Faktor a_{23}* .

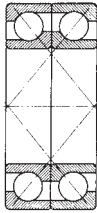
Stichwortverzeichnis

Winkleinstellbarkeit

Zum Ausgleich von Fluchtfehlern und Verkipnungen verwendet man winkeleinstellbare Lager, sog. *Pendellager*.

X-Anordnung

Werden zwei *Schräglager* spiegelbildlich so eingebaut, daß die *Druckkegelspitze* des linken Lagers nach rechts und die des rechten Lagers nach links zeigt, dann spricht man von X-Anordnung.



Bei der X-Anordnung erzielt man die Lagerluft durch *Anstellen* eines Außenrings. Er soll *Punktlast* haben, weil er als verschiebbarer Ring nicht fest gepaßt werden kann (*Passungen*). Die X-Anordnung wendet man deshalb an, wenn der Außenring *Punktlast* hat oder wenn es einfacher ist, den Außenring anzustellen als den Innenring. Dabei wird in Kauf genommen, daß die *Stützbasis* nicht so groß ist wie bei der *O-Anordnung*.

Zerlegbare Lager

Als zerlegbar bezeichnet man Wälzlager, deren beide Ringe getrennt eingebaut werden können. Bei fester *Passung* für beide Lagerringe ist das von Vorteil.

Zerlegbar sind z. B. Vierpunktlager, Zylinderrollenlager, Kegelrollenlager, Axial-Rillenkugellager, Axial-Zylinderrollenlager und Axial-Pendelrollenlager.

Nicht zerlegbar sind dagegen z. B. Rillenkugellager, einreihige Schrägkugellager, Pendelkugellager, Tonnenlager und Pendelrollenlager.

Zusätze

vgl. *Additive*

**Schaeffler Technologies
AG & Co. KG**

Georg-Schäfer-Straße 30
97421 Schweinfurt
Deutschland
Internet www.schaeffler.de
E-Mail info.de@schaeffler.com

In Deutschland:

Telefon 0180 5003872
Telefax 0180 5003873

Aus anderen Ländern:

Telefon +49 9721 91-0
Telefax +49 9721 91-3435

Alle Angaben wurden sorgfältig erstellt und überprüft. Für eventuelle Fehler oder Unvollständigkeiten können wir jedoch keine Haftung übernehmen. Technische Änderungen behalten wir uns vor.

© Schaeffler Technologies AG & Co. KG
Ausgabe: 2017-05

Nachdruck, auch auszugsweise, nur mit unserer Genehmigung.

WL 00200 / 06 / de-DE / DE / 2017-05