Kapitel 1
Grundlagen

1.1 Einleitung

Führungen sind eines der wichtigsten Bauelemente der Werkzeugmaschine, von ihnen wird die Fertigungsgenauigkeit der Werkzeugmaschine entscheidend beeinflusst. Führungen haben die Aufgabe, eine geometrisch bestimmte Lage von Werkzeug und Werkstück zu sichern und die Gewichts- und Schnittkräfte aufzunehmen. Im Hinblick auf eine hohe Arbeitsgenauigkeit der Maschine müssen die Führungen große Steifigkeit und günstiges Reibungs- und Verschleißverhalten aufweisen.

Für Werkzeugmaschinen werden hauptsächlich drei Arten von Führungen angewandt:

- Gleitführungen,
- Wälzführungen,
- hydrostatische Führungen.

Gleitführungen in der Paarung Grauguss gegen Grauguss oder Grauguss gegen Stahl, die früher angewandt wurden, entsprechen den an aktuellen Werkzeugmaschinen gestellten Anforderungen nicht, da bei niedrigen Tischgeschwindigkeiten Mischreibung auftritt. Rückgleiten (*stick-slip*), Verschleiß der Gleitbahnen und erhöhte Erwärmung sind die Folge. An aktuellen Werkzeugmaschinen werden deshalb Gleitführungen angewandt, die aus den Paarungen Gusseisen gegen Kunststoff, d. h. Gusseisen gegen POM (Polyoxymethylen) oder Gusseisen gegen PTFE (Polytetrafluorethylen) bestehen. Die Paarungen Grauguss gegen Kunststoff haben keine Neigung zum Ruckgleiten, haben niedrige Reibungszahlen und gute Notlaufeigenschaften. Gleitführungen weisen im Vergleich mit hydrostatischen Führungen und Wälzführungen jedoch folgende Nachteile auf: es tritt ein relativ großer Verschleiß der Kunststoffgleitbahnen auf, und der sehr geringe Elastizitätsmodul des Kunststoffs führt zu relativ großem Durchfedern des Kunststoffgleitbahnbelages beim Kraftanstieg.

Für moderne numerisch gesteuerte Werkzeugmaschinen werden Wälzführungen und hydrostatische Führungen angewandt.

Wälzführungen haben den *Vorteil*, dass sie als fertige Maschinenelemente zu beziehen sind. Im Vergleich zu hydrostatischen Führungen haben Wälzführungen jedoch

B. Perović, *Hydrostatische Führungen und Lager,*
DOI 10.1007/978-3-642-20298-8_1, © Springer-Verlag Berlin Heidelberg 2012

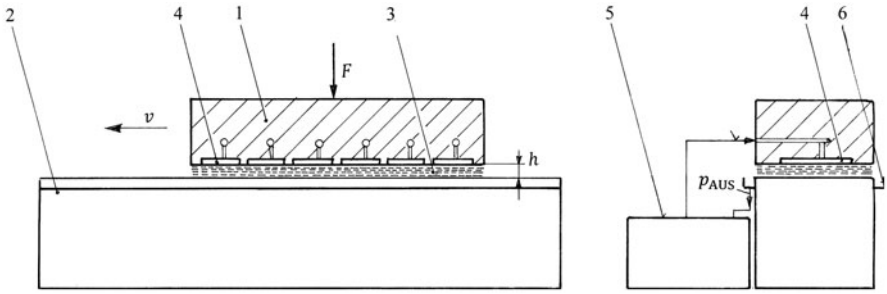


Abb. 1.1 Schematische Darstellung von hydrostatischen Führungen. *1* bewegliches Teil (Tisch, Schlitten oder Ständer), *2* unbewegliches Teil (Bett, Schlittenunterteil), *3* Ölfilm, *4* hydrostatische Tasche, *5* Ölversorgungsaggregat, *6* Ölrinne. *F* Gewichts- und Schnittkraft, *h* Lagerspalt, p_T Öldruck in den hydrostatischen Taschen, p_{AUS} Öldruck beim Austreten aus der Tasche, *v* Geschwindigkeit des beweglichen Teiles

den *Nachteil*, dass sie eine relativ große Bauhöhe aufweisen, dass die Schlittenbewegung bei hoher Flächenpressung und geringer Schwingungsdämpfung stattfindet und dass relativ hohe Herstellungskosten anfallen.

In Abb. 1.1 ist die *schematische Darstellung einer hydrostatischen Führung* mit dem Ölversorgungsaggregat dargestellt. Das bewegliche Teil der Führung 1 (Tisch, Schlitten oder Ständer) verfährt auf dem unbeweglichen Teil 2 (Bett, Schlittenunterteil) mit der Tischgeschwindigkeit v. Die Flächen zwischen dem beweglichen Teil und dem unbeweglichen Teil der Führung sind durch einen Ölfilm 3 unter Druck p_T voneinander getrennt, so dass während des Betriebes ein Lagerspalt h vorhanden ist. In dem beweglichen Teil der Führung sind die hydrostatischen Taschen 4 eingearbeitet, die von einem außerhalb der Maschine angeordneten Ölversorgungsaggregat 5 mit Öl versorgt werden.

Die hydrostatischen Taschen befinden sich im kürzeren und beweglichen Teil der Führung, d. h. im Tisch, Schlitten oder Ständer, damit das Öl ständig zwischen zwei Gleitflächen zugeführt wird. Das aus den hydrostatischen Taschen ausströmende Öl fließt mit dem Druck $p_{AUS} = 0$ in eine im Bett eingegossene Ölrinne 6 und weiter zu dem Ölversorgungsaggregat 5 zurück.

Die Gewichts- und Schnittkräfte F belasten das bewegliche Teil der Führung. Hydrostatische Führungen arbeiten im Gebiet der Flüssigkeitsreibung, da die Gleitflächen in jedem Betriebszustand durch einen Ölfilm voneinander getrennt sind. Nur mit hydrostatischen Führungen können höchste spezifische Drücke ohne plastische Verformung der gleitenden Teile aufgenommen werden.

Vorteile von hydrostatischen Führungen:

- Der Verschleiß der Gleitflächen ist ausgeschlossen
- Der Reibungskoeffizient der Flüssigkeitsreibung ist vernachlässigbar klein
- Auch bei kleinsten Geschwindigkeiten des Tisches ist eine gleichmäßige, ruckfreie Tischbewegung gewährleistet
- Durch entsprechende Wahl der Taschenflächen und des Taschendruckes kann eine große Tragfähigkeit der hydrostatischen Führung erreicht werden

- Die Werkzeugmaschine zeigt über Jahre hinweg gleichbleibende exzellente Eigenschaften: Spielfrei, ohne Verschleiß ohne ruckendes Gleiten, mit ausgezeichneter Dämpfung
- Die Steifigkeit der hydrostatischen Führung hängt vom Pumpendruck, von der Taschenfläche, von dem Lagerspalt und vom Ölversorgungssystem ab, wobei das Ölversorgungssystem den größten Einfluss ausübt
- Die Schwingungsdämpfung normal zur Gleitfläche ist sehr groß
- Bei Einständer- und Konsolmaschinen und überall dort wo extreme Punkt- und Linienbelastungen herrschen, ist die hydrostatische Führung mit dem Ölversorgungssystem „Eine gemeinsame Pumpe und Membrandrosseln“, die einzige Führung, die höchste Flächenpressung ohne plastische Verformung der gleitenden Teile aufnehmen kann
- Sehr kleine Bauhöhe der Führung
- Die Verschmutzungsempfindlichkeit ist gering, da Verschmutzungen durch Öl ausgeschwemmt werden

Nachteile von hydrostatischen Führungen: Mit hydrostatischen Führungen werden bei einer Bewegungsachse höhere Herstellungskosten als bei wälzenden Führungen erreicht. Wenn jedoch mehr als drei Bewegungsachsen hydrostatisch geführt werden, können mit den hydrostatischen Führungen niedrigere Herstellungskosten erreicht werden als mit wälzenden Führungen.

Hydrostatische Führungen haben eine breite Anwendung an Werkzeugmaschinen, Wärmeturbinen und großen Elektromotoren. Vorteilhaft werden die hydrostatischen Führungen an folgenden Werkzeugmaschinen angewandt:

- An Genauigkeitswerkzeugmaschinen zum Schleifen, Drehen und Fräsen wegen hoher Führungsgenauigkeit und guter Schwingungsdämpfung
- an Einständer- und Konsolmaschinen und Maschinen mit Auslegerarmen und überall dort, wo extreme Punkt- und Linienbelastungen herrschen

Abbildung 1.2 zeigt die *schematische Darstellung von kombinierten hydrostatischen Radial- und Axiallagern*.

Die beweglichen Teile der kombinierten hydrostatischen Radial- und Axiallagern sind die Antriebswelle 1, der Rundtisch 2 und der Umgriff 3. Die unbeweglichen Teile der kombinierten hydrostatischen Radial- und Axiallager sind die Lagerscheibe 4 und das Lagergehäuse 5. Die Antriebswelle ist auf zwei Stellen durch je vier Radiallager 6 hydrostatisch gelagert. Der Rundtisch ist von oben durch vier Axiallager-Tragbahn 7, von unten durch vier Axiallager-Umgriff 8 hydrostatisch gelagert. Die Flächen zwischen den beweglichen Teilen und den unbeweglichen Teilen der Lagerung sind durch einen Ölfilm 9 unter Druck p_T voneinander getrennt, so dass während des Betriebes immer ein Lagerspalt h vorhanden ist.

Der Rundtisch wird durch die Gewichts- und Schnittkräfte F belastet. Die Spindel wird durch die radialen Kräfte belastet. Diese Kräfte und die Taschendrücke werden in Kap. 2 behandelt.

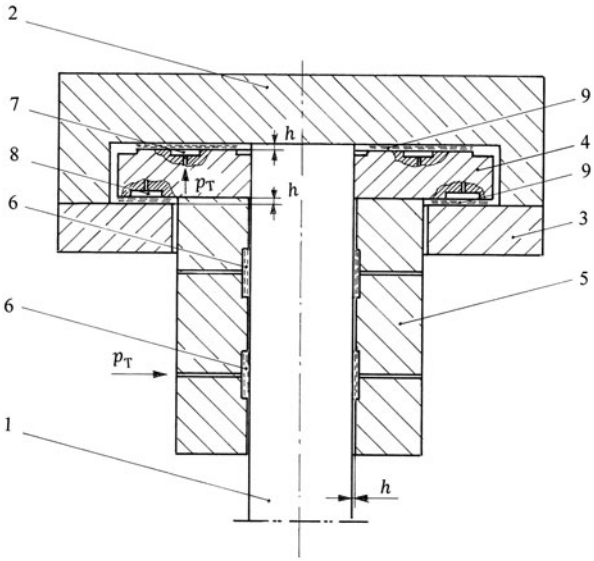


Abb. 1.2 Schematische Darstellung von kombinierten hydrostatischen Radial- und Axiallagern. *1* Antriebswelle, *2* Rundtisch, *3* Umgriff, *4* Lagerscheibe, *5* Lagergehäuse, *6* Radiallager, *7* Axialager-Tragbahn, *8* Axiallager-Umgriff, *9* Ölfilm

Hydrostatische Radial- und Axiallager haben eine breite Anwendung an Werkzeugmaschinen. Vorteilhaft werden hydrostatische Gleitlager an folgenden Werkzeugmaschinen angewandt:

- an Präzisionsschleif-, Dreh- und Fräsmaschinen als Hauptspindellagerung
- an Rundtischen von Werkzeugmaschinen

1.2 Prinzipieller Aufbau eines hydrostatischen Lagers

In Abb. 1.3 ist der prinzipielle Aufbau eines hydrostatischen Lagers dargestellt. Die Flächen zwischen dem beweglichen Teil 1 (Tisch, Schlitten oder Ständer) und dem unbeweglichen Teil 2 (Bett, Schlittenunterteil) sind durch einen während des Betriebes vorhandenen Ölfilm voneinander getrennt. In einem der beiden Führungsteile der Maschine sind die hydrostatischen Taschen eingearbeitet, die von einem außerhalb der Maschine angeordneten Ölversorgungsaggregat mit Öl unter Druck p_T versorgt werden.

Die hydrostatischen Taschen befinden sich im kürzeren und beweglichen Teil der Führung, d. h. im Tisch oder Ständer (wie in Abb. 1.1 dargestellt), damit das Öl ständig zwischen zwei Gleitflächen zugeführt werden kann.

Das Drucköl strömt in allen vier Richtungen über die Stege l aus der Tasche, der Öldruck wird beim Austreten aus der hydrostatischen Tasche vom Taschendruck p_T auf $p_{AUS} = 0$ abgebaut.

Der Abstand zwischen beiden Gleitflächen h wird Lagerspalt genannt.

Die Länge der gestrichelten Umrandungslinie von Abb. 1.3 entspricht der *Abströmbreite* b senkrecht zur Strömungsrichtung:

$$b = 2B_w + 2L_w \tag{1.1}$$

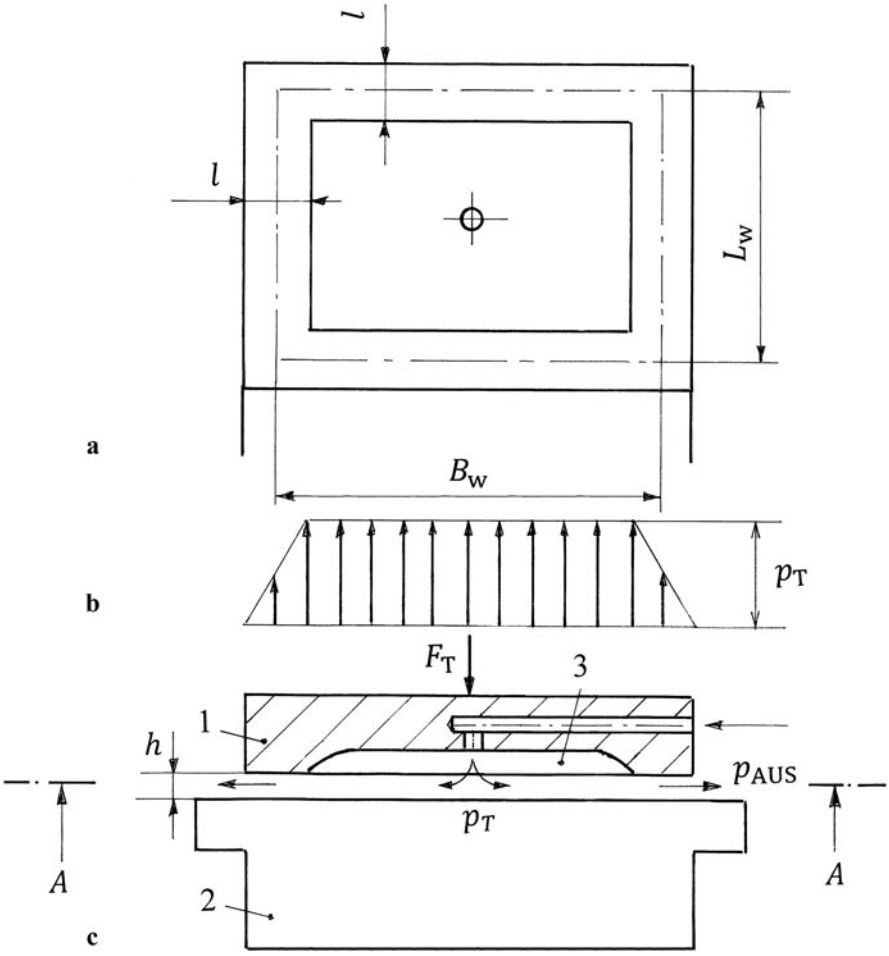


Abb. 1.3 Prinzipieller Aufbau eines hydrostatischen Lagers bei hydrostatischen Führungen. **a** Ansicht A-A, **b** Druckdiagramm, **c** Hydrostatische Führung. *1* bewegliches Teil, *2* unbewegliches Teil, l Abströmlänge, p_T Taschendruck, F_T Gewichts- und Schnittkraft pro Tasche, h Lagerspalt, p_{AUS} Öldruck beim Austreten aus der Tasche, B_W wirksame Taschenbreite, L_W wirksame Taschenlänge

Das Strömungsverhältnis wird als Quotient aus Abströmbreite b und der *Abströmlänge* l definiert:

$$\text{Strömungsverhältnis: } \frac{b}{l} \tag{1.2}$$

Die wirksame Taschenbreite B_W und die wirksame Taschenlänge L_W werden konstruktiv festgelegt und für die Lagerberechnung als Vorgabewerte angegeben.

Die wirksame Taschenfläche A_W wird bei Taschen mit scharfen Ecken und kleinen Verhältnissen l/b nach folgender Näherungsgleichung bestimmt [1]:

$$A_w = B_w L_w \tag{1.3}$$

Die *Taschenkraft*, die auf ein hydrostatisches Lager wirkt, wird nach dem Taschendruck p_T und der wirksamen Taschenfläche A_W bestimmt:

$$F_T = p_T A_w \tag{1.4}$$

Der *Volumenstrom* Q ist die Durchflußmenge V, die in einer Zeiteinheit t durch eine hydrostatische Tasche fließt und wird differential ausgedrückt:

$$Q = \frac{dV}{dt}$$

Der Volumenstrom, der durch eine hydrostatische Tasche fließt, errechnet sich nach dem *Hagen-Poiseuilleschen Gesetz* aus dem *Taschendruck* p_T, dem *Lagerspalt* h, dem Strömungsverhältnis b/l und der *dynamischen Viskosität* des Öles η:

$$Q = \frac{p_T h^3}{12\eta} \frac{b}{l} \tag{1.5}$$

In Abb. 1.4 ist der *prinzipielle Aufbau eines hydrostatischen Lagers bei hydrostatischen Radial- und Axiallagern* dargestellt.

Bestimmung der Kenngrößen beim Radiallager nach Abb. 1.4a
Die Abb. 1.4a einspricht dem Schnitt durch Radiallager von Abb. 1.2.

In der Bohrung des Gehäuses sind mehrere hydrostatische Taschen (in Abb. 1.4 vier) als hydrostatische Radiallager eingearbeitet. Sie werden von einem außerhalb der Maschine angeordneten Ölversorgungsaggregat mit Öl unter Druck p_T versorgt. Das Drucköl wird jeder Tasche zugeführt, es fließt axial über die Stege der Breite l_a und in Umfangsrichtung über die Stege der Breite l_u ab.

Bei hydrostatischen Radiallagern unterscheidet man zwischen axialer Abströmbreite b_a

$$b_a = 2L_w \tag{1.6}$$

und der Abströmbreite in Umfangsrichtung b_u

$$b_u = 2B_w \tag{1.7}$$

Die hydrostatischen Radiallager sollten so ausgelegt werden, dass die *Strömungsverhältnisse* in axialer und radialer Richtung gleich sind:

$$\frac{b_a}{l_a} = \frac{b_u}{l_u} = \frac{b}{l} \tag{1.8}$$

Die *wirksame Taschenbreite* B_W wird konstruktiv festgelegt und für die Lagerberechnung als Vorgabewert angegeben. Die *wirksame Taschenlänge* L_W wird in Abhängigkeit von Lagerdurchmesser D, Nutbreite l_1, Abströmlänge in Umfangsrichtung l_u und der Anzahl der Taschen z nach folgender Gleichung bestimmt:

$$L_w = \frac{\pi D - z l_1}{z} - l_u \tag{1.9}$$

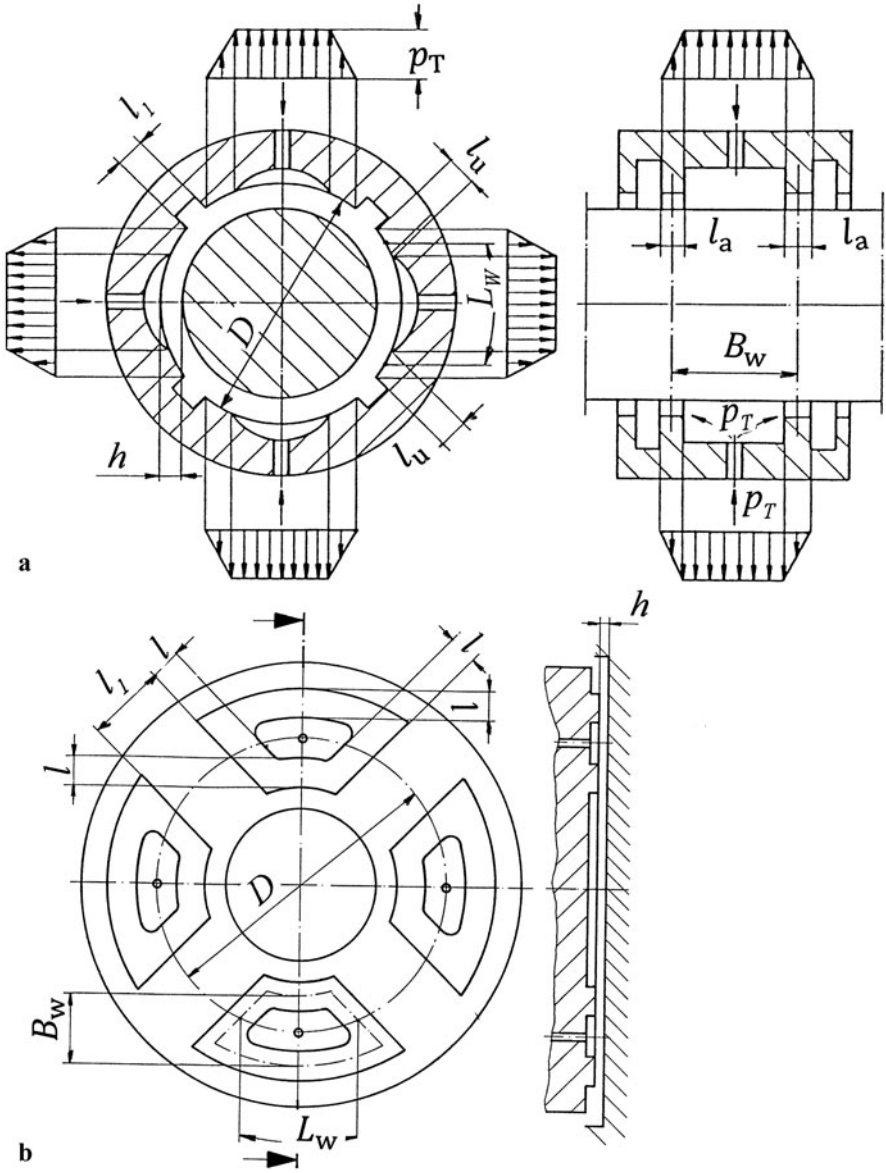


Abb. 1.4 Prinzipieller Aufbau eines hydrostatischen Lagers bei hydrostatischen Radial- und Axiallagern. **a** Radiallager, **b** Axiallager, B_W wirksame Taschenbreite, D Lagerdurchmesser, h Lagerspalt, L_W wirksame Taschenlänge, l Abströmlänge bei Axiallager, l_1 Nutbreite, l_a Abströmlänge in axialer Richtung, l_u Abströmlänge in Umfangsrichtung, p_T Taschendruck

Die *wirksame Taschenfläche* beim Radiallager wird nach folgender Gleichung bestimmt:

$$A_{\mathrm{w}} = B_{\mathrm{w}} L_{\mathrm{w}} \tag{1.3}$$

Bestimmung der Kenngrößen beim Axiallager nach Abb. 1.4b
Die Abströmbreite bei Axiallagern (Abb. 1.4b) wird nach folgender Gleichung bestimmt:

$$b = 2B_{\mathrm{w}} + 2L_{\mathrm{w}} \tag{1.1}$$

Für die wirksame Taschenfläche beim Axiallager gilt:

$$A_{\mathrm{w}} = B_{\mathrm{w}} L_{\mathrm{w}} \tag{1.3}$$

Die wirksame Taschenbreite B_{W} wird bei Axiallagern konstruktiv festgelegt und für die Lagerberechnung als Vorgabewert angegeben. Die wirksame Taschenlänge L_{W} wird in Abhängigkeit von Lagerdurchmesser D, Nutbreite l_1, Abströmlänge l und der Anzahl der Taschen z nach folgender Gleichung bestimmt:

$$L_{\mathrm{w}} = \frac{\pi D - z l_1}{z} - l \tag{1.10}$$

1.3 Kennlinien und Hydraulikpläne der Ölversorgungssysteme

In Abb. 1.5 sind die Kennlinien (Abb. rechts) und Hydraulikpläne (Abb. links) der Ölversorgungssysteme vereinfacht dargestellt.

Es werden drei Ölversorgungssysteme, die wissenschaftlich untersucht worden sind, dargestellt und beschrieben:

- eine gemeinsame Pumpe und Kapillardrosseln (Abb. 1.5a)
- eine Pumpe pro Tasche (Abb. 1.5b)
- eine gemeinsame Pumpe und Membrandrosseln (Abb. 1.5c)

Diese Systeme werden am einfachsten mit Hilfe der *Hagen-Poiseuilleschen-Gleichung*

$$Q = \frac{p_{\mathrm{T}} h^3}{12\eta} \frac{b}{l} \tag{1.5}$$

und der Steifigkeitsgleichung beschrieben.

Die Steifigkeit des hydrostatischen Lagers K ist definiert als Quotient aus Kraftanstieg ΔF und *Lagerspaltänderung* Δh:

$$K = \frac{dF}{dh} = \frac{F_{\mathrm{T}} - F_{T0}}{\Delta h} \tag{1.11}$$

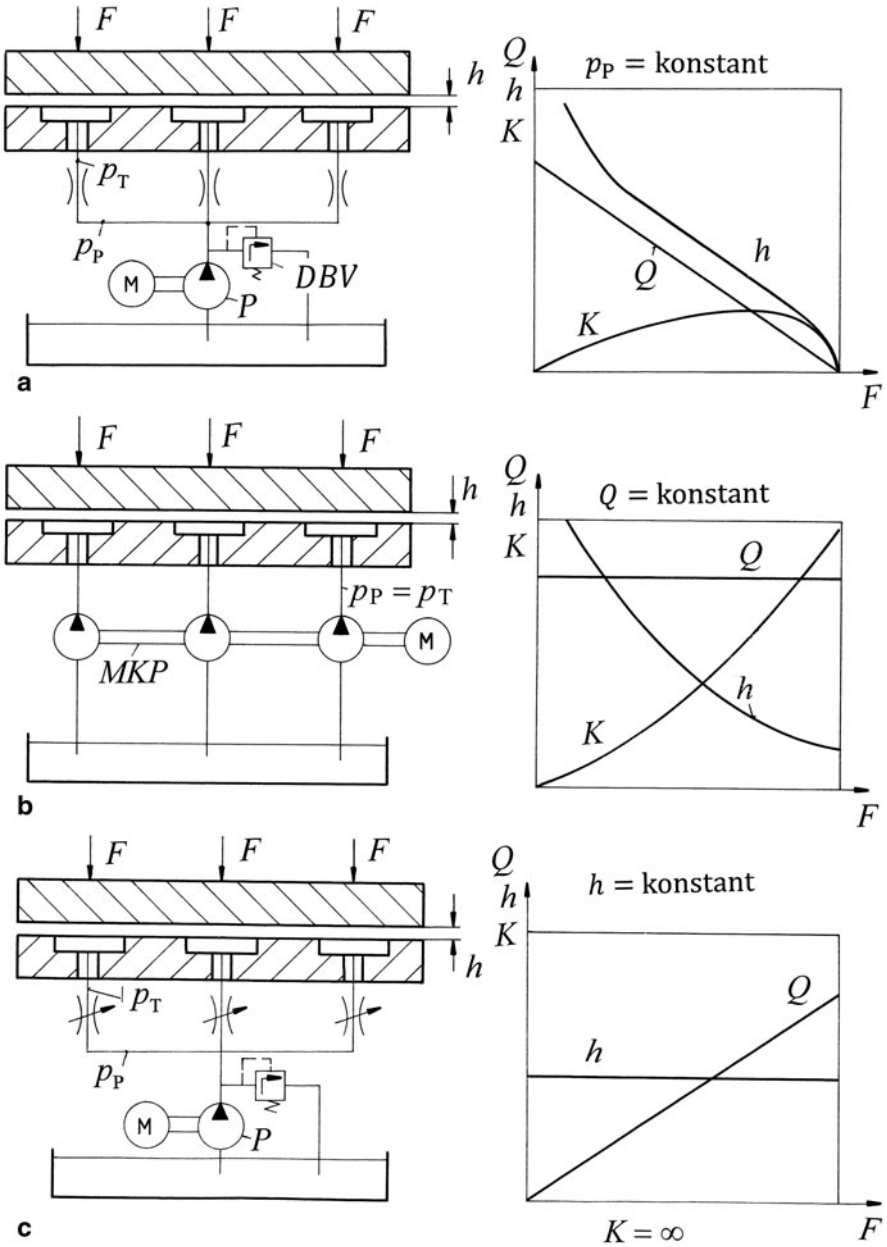


Abb. 1.5 Kennlinien und Hydraulikpläne der Ölversorgungssysteme. **a** Eine gemeinsame Pumpe und Kapillardrosseln (p_P = konstant), **b** Eine Pumpe pro Tasche (Q = konstant), **c** Eine gemeinsame Pumpe and Membrandrosseln (h = konstant, $K = \infty$). *DBV* Druckbegrenzungsventil, *F* Gewichts- und Schnittkraft pro Tasche, *h* Lagerspalt, K Lagersteifigkeit, *MKP* Mehrkreispumpen, *P* Pumpe, p_p Pumpendruck, p_T Taschendruck, Q Volumenstrom durch eine hydrostatische Tasche

Beim Ölversorgungssystem „*Eine gemeinsame Pumpe und Kapillardrosseln*“ werden mit einer Pumpe (Bezeichnung *P*) über die Kapillardrosseln mehrere hydrostatische Taschen (in Abb. 1.5a drei Taschen) versorgt. Charakteristisch für dieses System ist der konstante Pumpendruck (p_p = konstant). Da der Taschendruck p_T beim Kraftanstieg ΔF ansteigt, nehmen der Volumenstrom Q und der Lagerspalt h *ab* (vgl. Gl. 1.5). Die Steifigkeit des hydrostatischen Lagers K ist in Bezug auf die anderen Ölversorgungssysteme gering, da beim Kraftanstieg, der Lagerspalt und der Volumenstrom abnehmen. Dieses Ölversorgungssystem wird an Werkzeugmaschinen mit zentrischer Belastung häufig angewandt, da die einfache Einstellung der Kapillardrosseln eine sehr gute Anpassung an das hydrostatische Lager ermöglicht, und mit diesem System niedrige Herstellungskosten erreicht werden können.

Die Kapillardrosseln sind wie die Blenden feste Vorwiderstände, sie werden eingestellt, bis das optimale Drosselverhältnis erreicht wird.

Das *Drosselverhältnis* wird nach folgender Gleichung definiert:

$$\xi = \frac{p_p}{p_{T0}} - 1, \quad \text{es gilt weiter: } \frac{p_p}{p_{T0}} = \xi + 1 \tag{1.12}$$

Das Verhältnis des Pumpendruckes und des Taschendruckes $\frac{p_p}{p_{T0}}$ *wird in der Praxis Drosselverhältnis genannt.*

Beim Ölversorgungssystem „*Eine Pumpe pro Tasche*“ (Abb. 1.5b) wird für jede hydrostatische Tasche eine gesonderte Verdrängerpumpe vorgeschaltet. Solche Pumpen werden in einem Block als Mehrkreispumpen (Bezeichnung *MKP*) ausgeführt. Charakteristisch für dieses System ist der konstante Volumenstrom (Q = konstant). Beim Kraftanstieg ΔF, erhöht sich der Taschendruck p_T, der Lagerspalt h nimmt ab, der Volumenstrom Q bleibt unverändert, die Steifigkeit K steigt an. Die Steifigkeit dieses Systems ist größer als des Systems „Eine gemeinsame Pumpe und Kapillardrosseln“, aber deutlich geringer als beim Ölversorgungssystem „Eine gemeinsame Pumpe und Membrandrosseln“.

Die Volumenströme Q von Mehrkreispumpen müssen genau bestimmt werden, da die nachträgliche Veränderung zum Zwecke der Anpassung an das hydrostatische Lager nicht möglich ist.

Die Kosten des aufwendigen Ölversorgungssystems werden durch den Einbau von Mehrkreispumpen MKP deutlich gesenkt.

Beim Ölversorgungssystem „*Eine gemeinsame Pumpe und Membrandrosseln*“ (Abb. 1.5c) werden mit einer Pumpe (Bezeichnung *P*) über die Membrandrosseln mehrere hydrostatische Taschen versorgt. Sie werden nicht wie die Kapillardrosseln eingestellt, sondern so ausgelegt, dass sie sich bei jeder Last dem hydrostatischen Lager anpassen. Mit den Membrandrosseln wird die höchste Lagersteifigkeit von allen angegebenen Ölversorgugnssystemen erreicht. Beim Anstieg der Kraft F, erhöht sich der Taschendruck p_T, das Durchbiegen der Membran H wird größer, es fließt mehr Öl durch die Membrandrosseln. Beim gleichzeitigem Anstieg des Taschendruckes p_T, und des Volumenstromes Q bleibt der Lagerspalt h annähernd konstant (siehe *Hagen-Poiseuillesche-Gleichung*).

Die Membrandrosseln sind wie die Ringnuthülsendrosseln, Kolbendrosseln, Laufspaltdrosseln und Progressiv-Mengenregler lastabhängige Vorwiderstände.

Laufspaltdrosseln sind die Erfindung der Fa. Zollern.

Progressiv-Mengenregler wurden bei der Fa. Hyprostatik entwickelt.

Dieses Buch wurde auf den theoretischen Grundlagen Literatur: [1–6] aufgebaut, weitere Literatur [7–10] dient zur Vervollständigung des Buches.

http://www.springer.com/978-3-642-20297-1

Hydrostatische Führungen und Lager
Grundlagen, Berechnung und Auslegung von Hydraulikplänen
Perovic, B.
2012, XIII, 513 S. 106 Abb., Hardcover
ISBN: 978-3-642-20297-1