

---

## 2.1 Arbeitsspindeln (Hauptspindeln) und ihre Lagerungen

Haupt- oder Arbeitsspindeln dienen zur Realisierung der Drehbewegung als Komponente der Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug in Arbeitsrichtung, siehe auch Abb. 1.2.

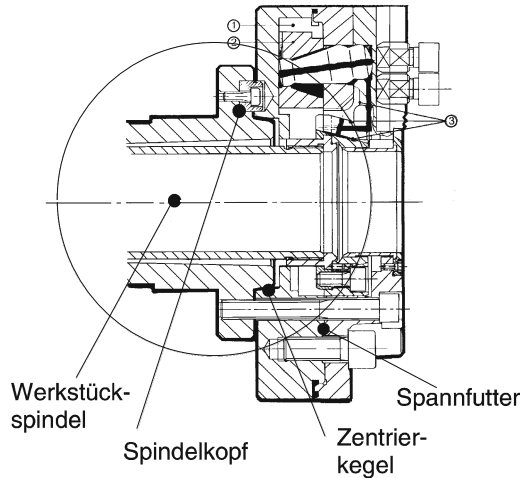
Haupt- oder Arbeitsspindeln können in Abhängigkeit vom jeweiligen Fertigungsverfahren entweder *Werkstückspindeln* (z. B. bei Drehmaschinen, Rundschleifmaschinen, Drehfräsmaschinen u. a.) oder *Werkzeugspindeln* (z. B. bei Fräs- und Bohrbearbeitungszentren, Rund- und Flachsleifmaschinen u. a.) sein.

### 2.1.1 Anforderung an das System Arbeitsspindel – Lagerung

1. *Aufnahme der Spannmittel* für Werkstücke oder Werkzeuge in der Arbeitsspindel
2. *Stabiles Führen der Arbeitsspindel* auf einer in ihrer Lage vorgeschriebenen Drehachse unter Einwirkung von *Spannungs-, Antriebs- und Massenkräften*. Dabei darf die Lage der Arbeitsspindelachse zur Drehachse nur um kleinste zulässige Werte abweichen
3. *Sicherung der Leistungsübertragung* entsprechend des vorgegebenen *Drehzahlbereiches* und der erforderlichen *Drehmomente*

#### 2.1.1.1 Aufnahmen für Werkstückspanner

Die Arbeits- oder Werkstückspindel ist mit einem Spindelkopf, Abb. 2.1, ausgebildet, der aus einem Kurzkegel zur Zentrierung und einem Flansch mit Planfläche hoher Ebenheit und Laufgenauigkeit besteht. Die Tolerierung der Flächen muss so gewählt werden, dass mit der Aufspannung des Futters die Planfläche und der Zentrierkegel zum Tragen kommen. Damit werden hohe Spanngenauigkeit und Steife erreicht.



**Abb. 2.1** Werkstückspindelkopf mit Kurzkegel und Plananlage nach DIN 55026 ... 55029 mit aufgespanntem Kraftspannfutter. (Quelle: Forkardt, Erkrath)

### 2.1.1.2 Aufnahmen für Werkzeugspanner

#### ■ *Steilkegel 7:24*

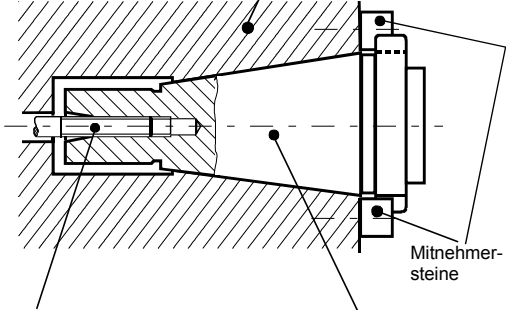
Steilkegelwerkzeuge werden in allen Bearbeitungszentren verwandt, wo ein automatischer Werkzeugwechsel installiert ist. Auch für manuellen Werkzeugwechsel mit Kraftspannung werden sie an Fräsmaschinen, Waagrecht-Bohr- und Fräswerken u. a. eingesetzt. Bei automatischem Werkzeugwechsel wird durch Anzugsbolzen und Zange der Schaft zentriert. Das Drehmoment wird über Mitnehmersteine übertragen, Abb. 2.2 und 2.3.

#### ■ *Metrischer (Kegelwinkel $1^{\circ}25'56''$ ) und Morse-Innenkegel ( $1^{\circ}26'43'' \dots 1^{\circ}30'26''$ ) – selbsthemmend*

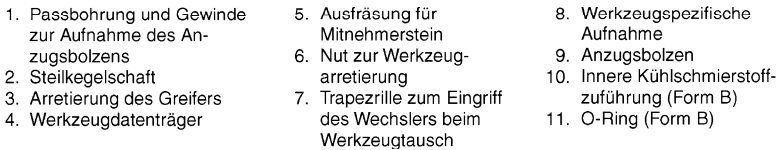
Nach DIN 228 insbesondere für Bohrmaschinen oder als Innenaufnahme an Drehmaschinen-Hauptspindeln.

#### ■ *Zylindrische Bohrung mit koaxialem Präzisionsgewinde für die Schleifdornaufnahme an Innenschleifspindeln (ungenormt).*

#### ■ *Steilkegel 1:5 für Schleifspindelköpfe von Außenrundscheifmaschinen.*



**Abb. 2.2** Werkzeugspindelkopf mit Steilkegelschaft 7:24 für Werkzeuge nach DIN 69872/DIN 2080



**Abb. 2.3** Steilkegelschaft für Werkzeuge mit Steilkegel 7:24 für automatischen Werkzeugwechsel (DIN 69871). Die Trapezrille 7 ermöglicht die Betätigung durch einen Werkzeugwechsler. Ein Werkzeugdatenträger ermöglicht die Kennung des jeweiligen Werkzeuges für den Datenspeicher der CNC-Steuerung der WZM. (Quelle: Deckel, München)

### 2.1.1.3 Belastung der Arbeitsspindel und ihrer Lagerung

Diese ergibt sich aus den Bearbeitungskräften, den Antriebskräften, den Massenkraften, dem Gewicht der Werkstückspindel, des Spannmittels und des Werkstückes oder dem Gewicht der Werkzeugspindel, des Werkzeugträgers und des Werkzeuges.

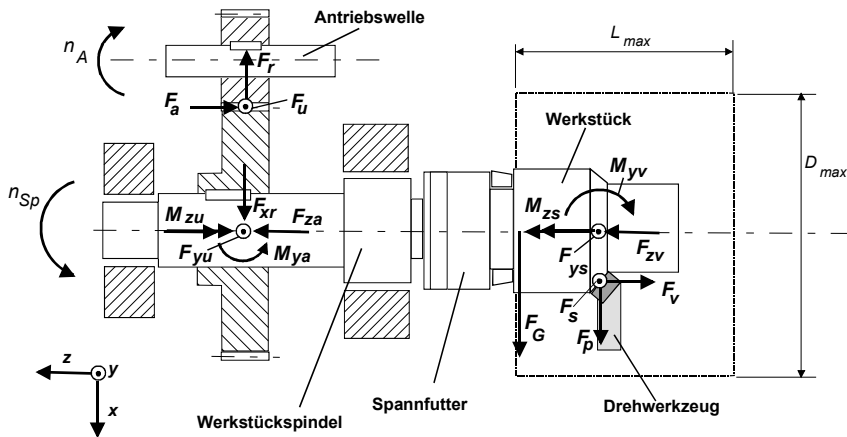
In Abb. 2.4a und b sind die bei der Bearbeitung auftretenden Kräfte und Momente an einer Drehmaschinen-Werkstückspindel dargestellt.

Für eine *effektive Schrappzerspanung* ist erforderlich: Hohe *statische und dynamische Steife des Systems Arbeitsspindel – Lagerung* im gesamten Drehzahlbereich, um bei voller Auslastung der Antriebsleistung das Auftreten selbsterregter Schwingungen zu vermeiden.

Für eine ausreichend genaue *Schlicht- und Fertigbearbeitung* sind erforderlich geringste Relativbewegungen zwischen Werkstück und Werkzeug in radialer und axialer Richtung durch:

- Hohe *statische Steife des Systems Arbeitsspindel-Lagerung* im gesamten Drehzahlbereich, um durch geringste Verformung (gemessen in N/ $\mu$ m am Spindelkopf) eine hohe Maß- und Formgenauigkeit des Werkstückes zu erreichen.
- Hohe *dynamische Steife des Systems Arbeitsspindel-Lagerung einschließlich des Arbeitsspindelantriebs* im gesamten Drehzahlbereich, um durch geringe Relativschwingungen zwischen Werkstück und Werkzeug eine gute Welligkeit und Oberflächenrauigkeit bei der Fertigbearbeitung zu sichern.
- Hohe *Koaxialität* von Arbeitsspindelachse und Werkstückeinspannachse und *geringste Laufabweichungen* über die Gebrauchsdauer der WZM (10.000 ... 45.000 h) durch geeignete Konstruktion und hochgenaue Fertigung der Aufnahmeflächen.
- Geringe *Lagerreibung* und hohe *thermische Stabilität*.

**Zukünftige Entwicklung** Sie geht zu *höheren* Arbeitsspindel-Drehzahlen bei gleichzeitiger Erhöhung der Spanungsleistungen und der Arbeitsgenauigkeit durch Einsatz neuer Schneidstoffe, wie Schneidkeramik, kubisches Bornitrid (CBN), Hochgeschwindigkeitsfräsen und -schleifen.



**Abb. 2.4a** Kräfte und Momente an der Werkstückspindel bei einer Drehmaschine

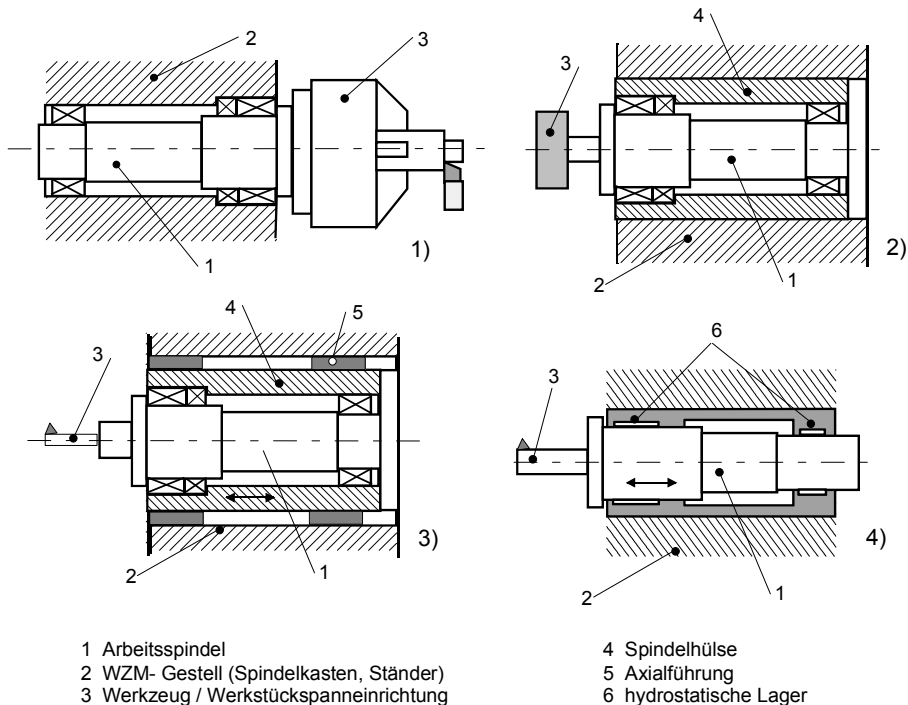
Belastungsart	Ursache	Belastungsart	Ursache
Radialkräfte $F_{ys}, F_{yu}$ $F_{xr}, F_{xp}$ $F_{G1} \dots F_{Gi}$	Schnittkraft $F_s$ Passivkraft $F_p$ Umfangskraft $F_u$ Radialkraft $F_r$ Eigengewicht $F_G$	Torsions- Momente $M_{zs}, M_{zu}$	Schnittkraft am Werk- stückradius Umfangskraft am Teilkreis- radius Massenträgheitsmoment
Axialkräfte $F_{za}, F_{zv}$	Vorschubkraft $F_v$ Axialkraft $F_a$	Biegemomente $M_{ya}, M_{yv}$	Vorschubkraft am Werk- stückradius Axialkraft am Teilkreisradius

**Abb. 2.4b** Beschreibung der Kräfte und Momente der Werkstückspindel in Abb. 2.4a

**2.1.1.4 Art der Aufnahme des Systems Arbeitsspindel – Lagerung in der WZM-Gestellbaugruppe (Spindelkasten, Ständer)**

In Abb. 2.5 sind verschiedene Möglichkeiten dargestellt:

1. Direkte Lagerung im Spindelkasten oder Ständer  
*Vorteil:* kostengünstige Konstruktion  
*Nachteil:* Herstellung sehr genauer Lageraufnahmeflächen nur schwer möglich
2. Lagerung in einer Spindelhülse  
*Vorteil:* hohe Bearbeitungsgenauigkeit der Lageraufnahmeflächen durch Schleifen oder Innenfeindreihen in einer Aufspannung möglich  
*Nachteil:* höherer Arbeits- und Kostenaufwand
3. Lagerung in axial verschiebbarer Spindelhülse
4. Spindel axial in den Lagern verschiebbar (bei Anwendung hydrostatischer Lager)



**Abb. 2.5** Verschiedene Arten der Aufnahme des Systems Arbeitsspindel-Lagerung in der Gestellbaugruppe

### 2.1.1.5 Gestaltung und Dimensionierung von Arbeitsspindel und Lagerung

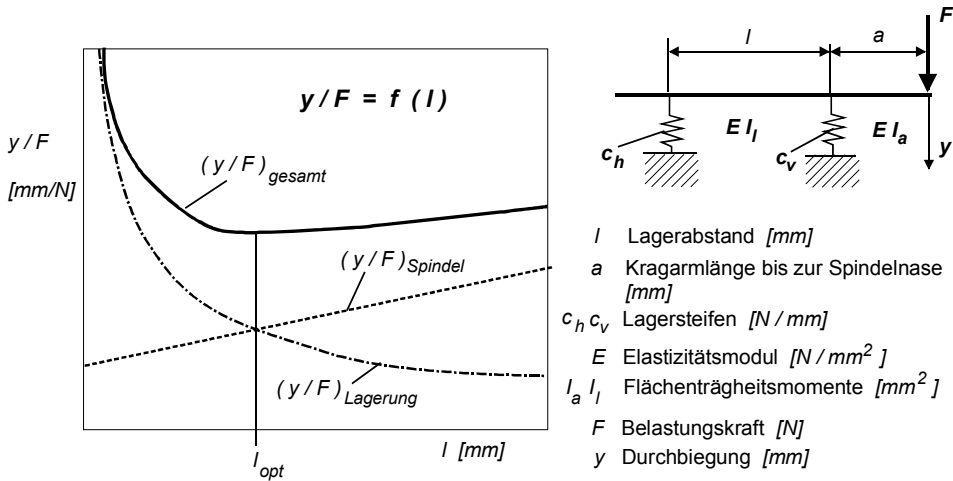
Bei der Auslegung des Systems Arbeitsspindel-Lagerung ist stets neben der Durchbiegung der Spindel auch die elastische Verformung der Lager mit in die Berechnung einzubeziehen, Abb. 2.6. Es ist:

$$\frac{y}{F} = \underbrace{\frac{a^3}{3EI_a} + \frac{a^2l}{3EI_l}}_{(y/F) \text{ der Spindel}} + \underbrace{\left(\frac{a+1}{l}\right)^2 \frac{1}{c_v} + \left(\frac{a}{l}\right)^2 \frac{1}{c_h}}_{(y/F) \text{ der Lagerung}} \quad (2.1)$$

Die Formel zeigt, dass die *Auskraglänge*  $a$  klein und die *Steife des vorderen Lagers* groß sein muss, um eine geringe Durchbiegung, bezogen auf die Spindelnase, oder eine hohe Steife zu erreichen.

Beim Lagerabstand  $l_{\text{opt}}$  tritt ein Durchbiegungsminimum oder ein Steifemaximum auf. In Abhängigkeit von den Spindel- und Lagerungsparametern gilt:

$$l_{\text{opt}} \approx 2 \dots (5) a \quad \left| \frac{l_{\text{opt}}}{\text{mm}} \right| \frac{a}{\text{mm}} \quad (2.2)$$



**Abb. 2.6** Die bezogene Durchbiegung des Systems Arbeitsspindel-Lagerung als Funktion des Lagerabstandes

Als Werkstoffe für Arbeitsspindeln werden eingesetzt: C45E und C60E (DIN EN 10 083) sowie 16 Mn Cr 4 und 20 Mn Cr 5 (DIN EN 10 084).

## 2.1.2 Lagerbauarten für Arbeitsspindeln

### 2.1.2.1 Einflächengleitlager

Diese werden im WZM-Bau für Arbeitsspindeln heute kaum noch verwandt. Sie arbeiten im Mischreibungsbereich und genügen trotz guter Dämpfungseigenschaften nicht mehr den Anforderungen moderner Werkzeugmaschinen.

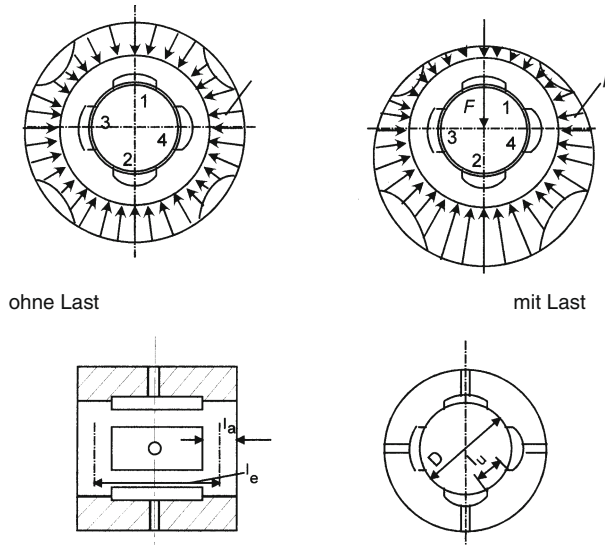
### 2.1.2.2 Mehrflächengleitlager

Arbeiten als hydrodynamische Lager mit guten Laufeigenschaften und hoher Belastbarkeit. Größter Nachteil dieser Lagerbauart ist die Auslegung nach einem Drehzahlwert. Da aber bei WZM fast immer die Forderung nach einem großem Drehzahlbereich besteht, sind sie in fast allen Anwendungsfällen ungeeignet. Dort, wo nur eine Arbeitsdrehzahl vorliegt, wie beispielsweise bei der Schleifspindellagerung von spitzenlosen Schleifmaschinen, finden sie noch Anwendung.

### 2.1.2.3 Hydrostatische Lager

Diese Lagerbauart wird in zunehmendem Maße verwendet bei Präzisionswerkzeugmaschinen, wie Feindreh- und -bohrmaschinen und wenn langsame Drehbewegungen gefordert werden, z. B. bei Werkstücktischen von Verzahnungsmaschinen sowie bei Großwerkzeugmaschinen.

Das Prinzip des hydrostatischen Lagers ist in Abb. 2.7 dargestellt.



**Abb. 2.7** Bestimmungsgrößen des hydrostatischen Lagers

Prinzip des hydrostatischen Lagers:

- Einbringung von Taschen in zylindrische oder kegelförmige Innenflächen der Lagerbuchse, in der Regel 4, Abb. 2.7
- Jede der Taschen ist über eine Bohrung und eine Drosselstelle mit der Ölversorgung (Abb. 2.8) verbunden. Das Hydrauliköl wird über ein Druckstromaggregat in die Taschen gefördert und fließt dann von dort axial über die Stege der Lagerbuchse in den Ölbehälter zurück.
- Der Öldruck  $p$  erhöht sich bei Belastung des Lagers in den Taschen gegenüber der Belastungsrichtung, Abb. 2.7 oben. Dadurch entsteht nur eine geringe Verlagerung des Spindelachsmittelpunktes.
- Bedingung für die ordnungsgemäße Funktion des hydrostatischen Lagers ist, dass vor dem Einschalten der Spindeldrehbewegung die Ölversorgung im Betrieb ist und damit der Öldruck am Lager anliegt. Deshalb ist auch der Begriff „Gleitlager“ hier unangebracht. Der Spindelzapfen wird durch das durchströmende Öl „getragen“. Bei sehr hohen Umfangsgeschwindigkeiten treten damit erhebliche Flüssigkeitsreibleistungen auf, die sich in Wärme umsetzen.

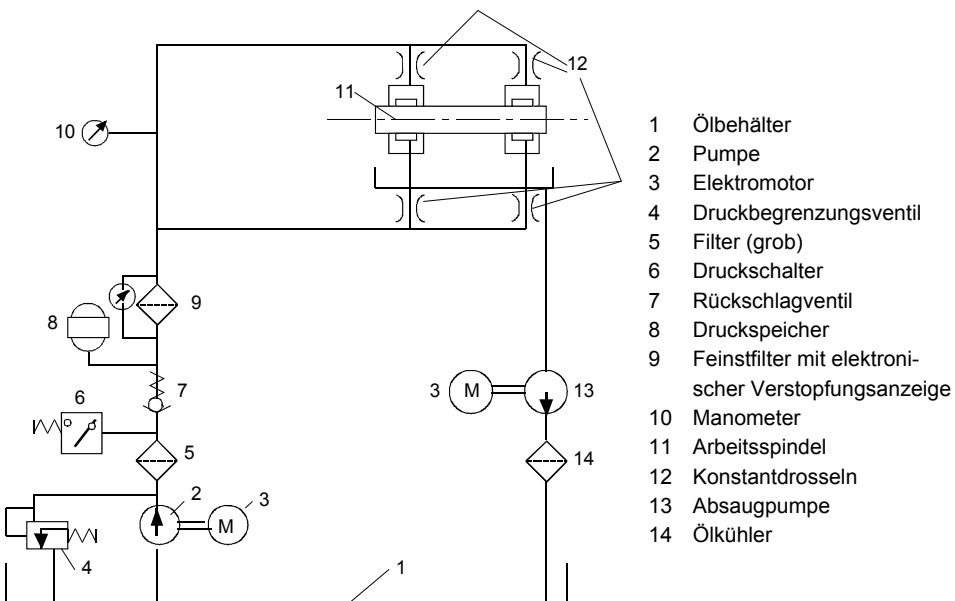
Die statische Steife eines hydrostatischen Lagers ermittelt sich zu:

$$c = \frac{dF}{de} = \frac{0,24}{h_0} \sqrt[3]{\frac{z^2}{\kappa} \cdot p_p \cdot D \cdot l_E} \quad \left| \frac{c}{\text{N/mm}} \right| \quad (2.3), \quad \kappa = \frac{l_a \cdot z \cdot l_E}{l_u \cdot \pi \cdot D} \quad \left| \frac{\kappa}{-} \right| \quad (2.4)$$



Dabei ist:

$h_0 = \frac{D-d}{2}$ [mm]	Lagerspalt im unbelasteten Lager
$d, D$ [mm]	Durchmesser Spindelzapfen, Lagerbuchse
$e$ [mm]	Lagerspaltänderung
$p_p$ [N/mm <sup>2</sup> ]	Pumpendruck
$z$	Anzahl der Öltaschen
$l_w, l_E, l_U$ [mm]	geometrische Werte, siehe Abb. 2.7
$\kappa$	Geometriefaktor



**Abb. 2.8** Ölversorgung eines hydrostatischen Lagers

#### *Vorteile des hydrostatischen Lagers*

- hohe Dämpfung in radialer Richtung
- hohe Laufruhe

#### *Nachteile des hydrostatischen Lagers*

- Zusätzlicher Aufwand für das Ölversorgungssystem einschließlich sorgfältiger Ölfilterung.
- Eine hohe thermische Steife ist nur durch Ölkühler mit Temperaturregelung zu erreichen.

### 2.1.2.4 Aerostatische Lager

Entspricht in seiner Wirkungsweise dem hydrostatischen Lager, nur dass an Stelle des Öls Luft als Druckmedium tritt. Ein erheblicher Aufwand muss hier dem Reinigen und Trocknen (Ausfrieren) der Druckluft gewidmet werden. Anwendungen gibt es gegenwärtig bei Ultrapräzisions-Werkzeugmaschinen, so unter anderem bei der Laserspiegelherstellung.

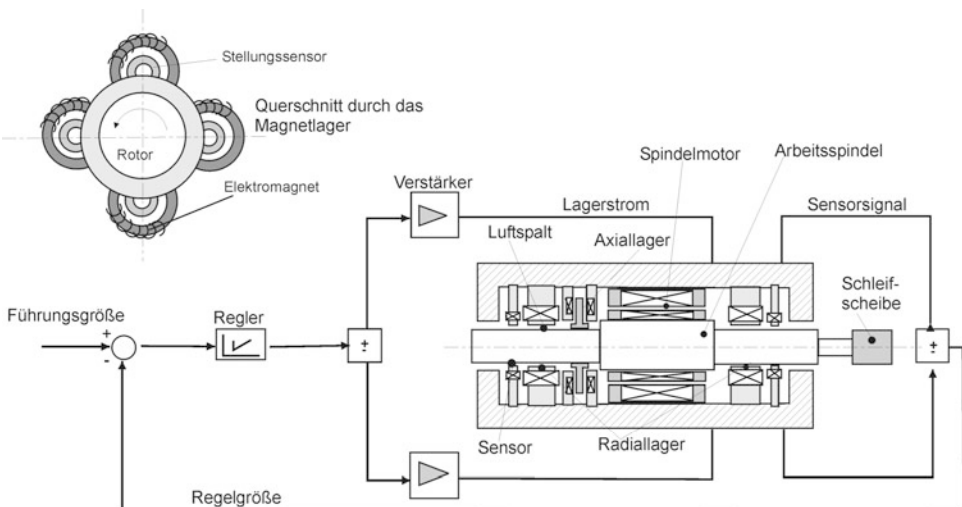
### 2.1.2.5 Magnetlager

Durch die Fortschritte in der Elektronik und Sensortechnik sind Magnetlager anwendungsreif.

*Prinzip:* Der Spindelzapfen oder Rotor wird durch magnetische Felder (in der Regel vier) berührungslos im Schwebezustand gehalten, Abb. 2.9 oben links. Die Rotorsoll-Lage wird von Stellungssensoren überwacht. Die Sensorsignale regeln Ströme in den Elektromagneten nach der Führungsgröße „Soll-Lage des Rotors beibehalten“ (Abb. 2.9 unten). Insofern liegt eine Analogie zum hydrostatischen Lager vor, nur dass hier an Stelle des Öldruckes magnetische Kräfte wirken.

Magnetlager werden heute eingesetzt bis zu Werkstückspindeldrehzahlen von 60.000 1/min bei Antriebsleistungen von 20 KW. Allerdings liegen die aufnehmbaren Radial- und Axialkräfte unter 350 ... 400 N. Radialsteifen, an der Spindelnase von Schleifspindeln gemessen, liegen bei 100 N/ $\mu\text{m}$ .

Magnetlager eignen sich besonders für hochtourige Motorschleifspindeln, da außerdem mittels der vorhandenen Luftspaltregelung auch durch gewollte Schrägstellung der Arbeitsspindel die Schleifdorn-Durchbiegung beim Innenrundscheifen eliminiert werden kann. Auch gewolltes Unrundscheifen ist mit der Regeleinrichtung möglich.



**Abb. 2.9** Motorspindleinheit zum Innenrundscheifen, mit Magnetlagern ausgerüstet. (Quelle: GMN Nürnberg)

### 2.1.2.6 Wälzlager

Die Wälzlagerung ist die heute am häufigsten verwendete Lagerbauart für Arbeitsspindeln. Sie sichert eine ausreichend hohe Laufgenauigkeit sowie hohe statische und dynamische Steife bei vergleichsweise *günstigen Kosten*.

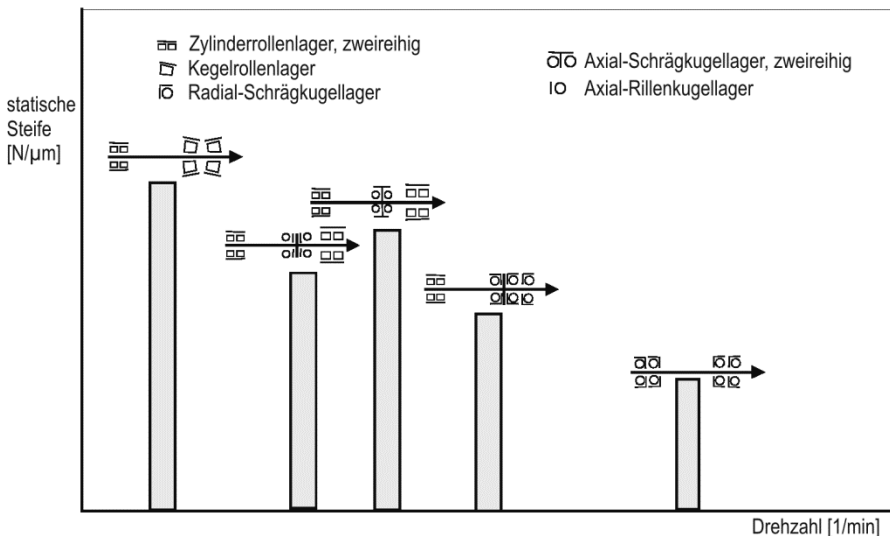
Dabei gilt für die Anwendung als Arbeitsspindellagerung, dass die Wälzlager ausnahmslos *vorgespannt*, also *spielfrei* eingebaut werden. Die Vorspannung darf auch nicht durch äußere Belastungskräfte aufgehoben werden. Deshalb finden auch nur bestimmte Wälzlagerbauarten Anwendung für Arbeitsspindellagerungen.

Folgende Lagerbauarten werden eingesetzt:

- Radial-Zylinderrollenlager zweireihig mit Innenkegel 1:12 im Innenring
- Kegelrollenlager mit Kontaktwinkel  $\alpha = 10 \dots 17^\circ$
- Radial-Schräggugellager mit Kontaktwinkel  $\alpha = 12^\circ, 15^\circ$ , oder  $25^\circ$  in O-, X- oder T-Anordnung
- Axial-Kugellager mit Kontaktwinkel  $\alpha = 90^\circ$
- Axial-Schräggugellager, ein- oder zweireihig, mit Kontaktwinkel  $\alpha = 60^\circ$

Die Lagerberechnung ist ausführlich in den Anwendungskatalogen der Wälzlagerhersteller (FAG, SKF, INA u. a.) beschrieben. Die Berechnung sollte unbedingt nach den Vorschriften des jeweiligen Herstellers ausgeführt werden.

Die Einsatzgebiete der genannten Lagerbauarten sind im Diagramm Abb. 2.10 in Abhängigkeit von der geforderten statischen Steife und der oberen Grenzdrehzahl der Arbeitsspindel dargestellt.



**Abb. 2.10** Statische Steife und obere Grenzdrehzahl bei verschiedenen Arbeitsspindel-Wälzlagerbauarten

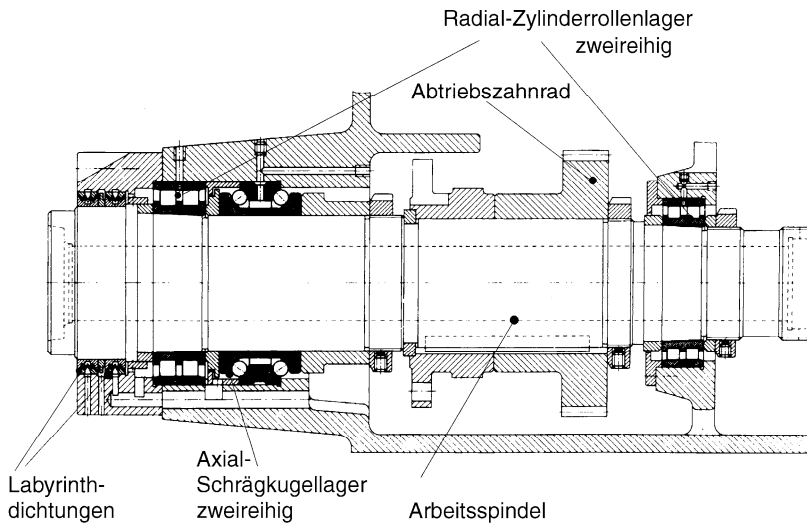
Es zeigt, dass im mittleren Grenzdrehzahlbereich ( $n = 3.000 \dots 5.000 \text{ 1/min}$ ) die zwei-reihigen Zylinderrollenlager als Radiallager bevorzugte Verwendung finden, im oberen Bereich (ab  $10.000 \text{ 1/min}$ ) die Radial-Schräggugellager als Spindellager in Hochgenauigkeitsausführung.

Bei Schwerwerkzeugmaschinen für die ausgesprochene Schruppbearbeitung und damit einer niedrigen oberen Grenzdrehzahl finden häufig Präzisionskegelrollenlager Anwendung.

Hinsichtlich der Axiallagerung zeigt sich, dass Axial-Schräggugellager in doppelreihiger Ausführung mit  $60^\circ$  Kontaktwinkel höhere Drehzahlen und größere Belastungen zulassen als Axialrillenkugellager.

### 2.1.3 Anwendungsbeispiele des Systems Arbeitsspindel – Wälzlagerung mit Antriebskopplung

#### 2.1.3.1 Arbeitsspindel für ein CNC-Bearbeitungszentrum, Abb. 2.11



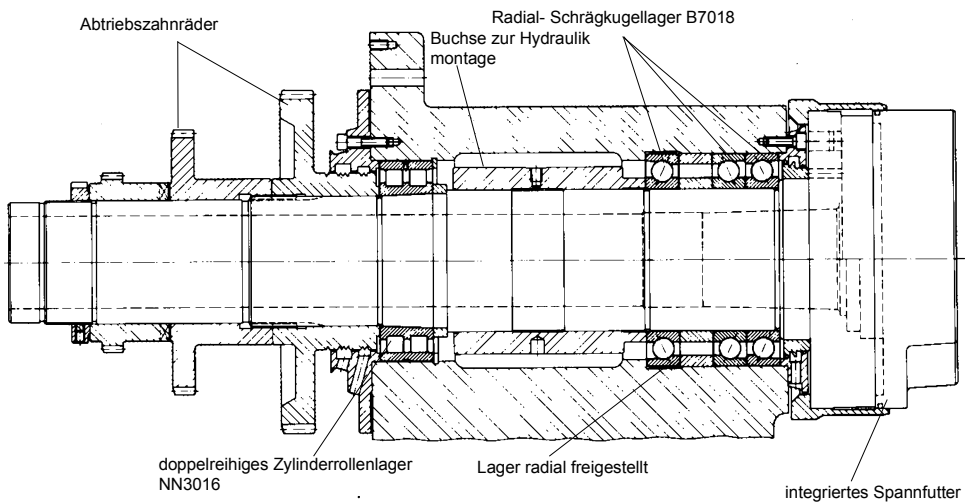
**Abb. 2.11** Arbeitsspindel als Werkzeugspindel zum Fräsen, Bohren u. a. für ein CNC-Bearbeitungszentrum. (Quelle: nach FAG)

Die Antriebsleistung für die gezeigte Arbeitsspindel beträgt  $20 \text{ kW}$ , der Drehzahlbereich liegt bei  $n = 11 \dots 2.240 \text{ 1/min}$ . Der Antrieb erfolgt über ein schrägverzahntes Radpaar auf die Spindel. Dieses Beispiel stellt die klassische Wälzlagerung für einen großen Drehzahlbereich und hohe radiale und axiale Belastungen dar, wie sie vor allem beim Fräsen auftreten. Die definierte Vorspannung der Radial-Zylinderrollenlager (DIN 5412) wird

erreicht über eine Mutter und die Innenkegelfläche im Verhältnis 1:12 des Innenrings, durch die dieser bei axialer Verschiebung geweitet wird. Um zu vermeiden, dass durch den Monteur eine zu große Vorspannung eingestellt wird, befindet sich in Abb. links vor dem Lager-Innenring ein Distanzring, der auf eine der gewünschten Vorspannung entsprechende Breite geschliffen und plan geläpft wurde. Das doppelreihige Axial-Schräggugellager besitzt zwei Innenringe und dazwischen ebenfalls einen Distanzring, dessen Breite die axiale Vorspannung bestimmt.

Positiv ist, dass nur eine Bohrung für das vordere Radiallager und das Axiallager herzustellen ist und der Radiallager-Außenring gleichzeitig den Zentriersitz für die vordere Abdeckkappe bildet, in welcher eine Labyrinthdichtung gegen das Eindringen von Kühlschmiermittel und eine zweite gegen das Auslaufen von Schmieröl aus dem Spindelkasten (Öl-Umlaufschmierung) angebracht ist.

### 2.1.3.2 Arbeitsspindel für eine CNC-Drehmaschine, Abb. 2.12



**Abb. 2.12** Werkstückspindel mit Lagerung für eine CNC-Drehmaschine. (Quelle: nach FAG)

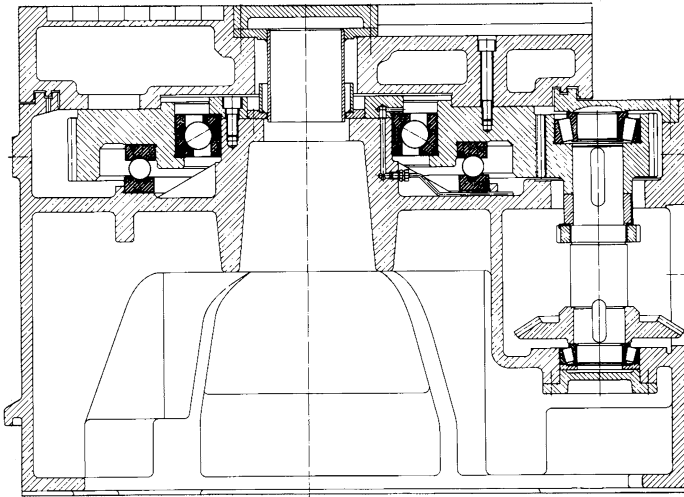
Die Antriebsleistung beträgt 25 kW. Der Drehzahlbereich ist mit  $n = 31,5 \dots 5.000$  1/min groß bei einer sehr hohen oberen Grenzdrehzahl. Es besteht an die Drehmaschine außerdem die Forderung nach Sicherung einer hohen Arbeitsgenauigkeit.

Durch den Einsatz von drei Spindellagern als vorderes Hauptlager wird eine ausreichende Steife und hohe Laufruhe erreicht. Durch „Freistellen“ des dritten (linken) Spindellagers in radialer Richtung und damit nur zur Aufnahme der Axialkräfte entsteht eine geringere Wärmeentwicklung. Die Vorspannung wird über Distanzringe unterschiedlicher Breite zwischen den Lagern erreicht. Als hinteres Lager kann ein doppelreihiges

Zylinderrollenlager mit leichter Vorspannung verwendet werden, da eine geringere Belastung vorliegt. Das integrierte Spannfutter verringert den Kragarm  $a$  (Abb. 2.6.) um ca. 30 % gegenüber einem normalen Spannfutter.

Die Schmierung erfolgt „for life“, mit einem Spezial-Wälzlagerfett (FAG-Arcanol). Die Abdichtung gegen Eindringen von Kühlschmiermittel übernehmen wiederum Labyrinth.

### 2.1.3.3 Planscheibenlagerung einer Senkrecht-Drehmaschine (Karussell), Abb. 2.13

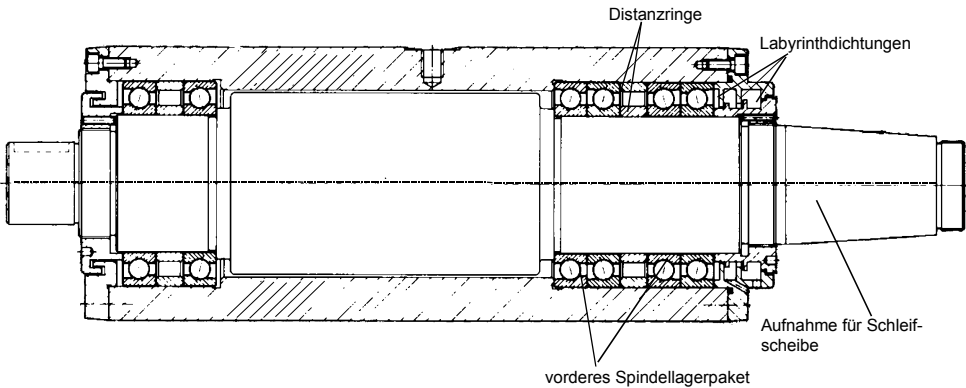


**Abb. 2.13** Planscheibenlagerung einer Karusselldrehmaschine. (Quelle: nach FAG)

Die Antriebsleistung beträgt 55 kW, der Drehzahlbereich liegt bei  $n = 4 \dots 300$  1/min. Die radiale Führung und die axiale Gegenführung übernimmt ein Radial-Schräggugellager. Hauptstützlager ist ein Axial-Rillenkugellager.

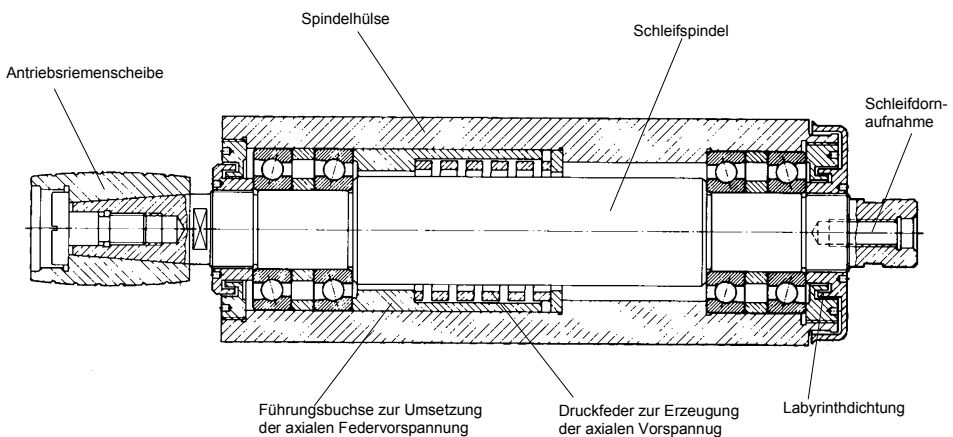
### 2.1.3.4 Schleifspindel für Außenrundschleifmaschinen, Abb. 2.14

Von Außenrundschleifmaschinen wird einerseits eine hohe Zerspanungsleistung beim Schruppschleifen gefordert, andererseits die Sicherung enger Formtoleranzen und guter Oberflächengüten beim Fertigschleifen. Die damit erforderliche hohe Steife wird erreicht durch großen Spindeldurchmesser, verstärkten Spindelkern zwischen den Lagern und durch die Anordnung von vier Hochpräzisions-Spindellagern auf der Schleifscheibenseite. Die Drehzahl liegt im Durchschnitt bei 3.500 ... 4.000 1/min. Die Lagervorspannung des vorderen und hinteren Lagerpaketes übernehmen auch hier Distanzringe, wobei der innere Ring um wenige  $\mu\text{m}$  (je nach Größe der Vorspannkraft) gegenüber dem äußeren Ring in seiner Breite zurückgesetzt wird. Die Schmierung erfolgt „for life“ durch Fett.



**Abb. 2.14** Werkzeugspindeleinheit für Außenrundscheifmaschinen. (Quelle: Weiss Spindeltechnologie GmbH, Schweinfurt)

### 2.1.3.5 Werkzeugspindeleinheit zum Bohrungsschleifen, Abb. 2.15



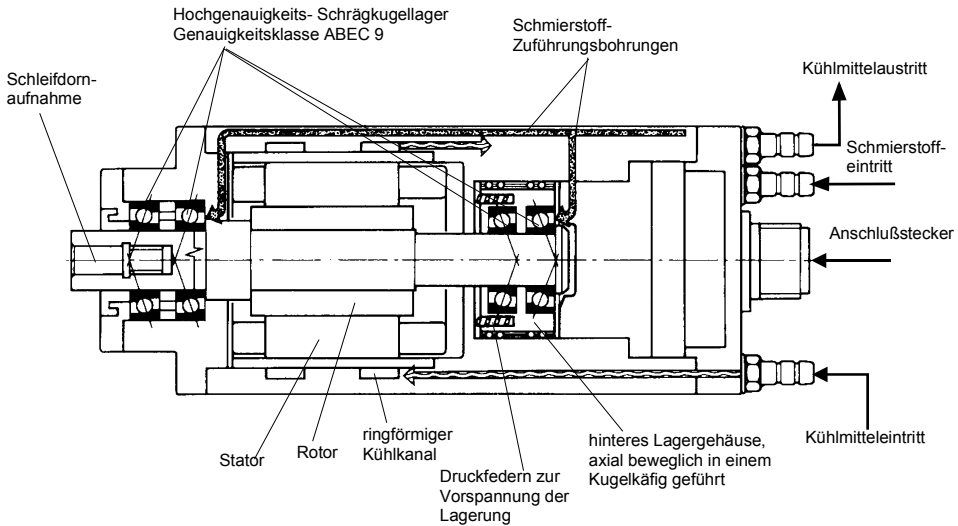
**Abb. 2.15** Riemengetriebene Schleifspindeleinheit zum Innenrundscheifen. (Quelle: Weiss Spindeltechnologie GmbH, Schweinfurt)

Riemengetriebene Schleifspindeln werden bis maximal 30.000 1/min eingesetzt. Darüber hinaus ergeben sich ungünstige Umschlingungswinkel des Flachriemens an der auf der Schleifspindel sitzenden Riemenscheibe, da diese sehr klein gewählt werden muss, um die erforderliche Übersetzung beim meist verwandten Drehstrom-Asynchronmotor mit  $n = 3.000$  1/min als Antrieb zu erreichen.

Zur Sicherung, des hochtourigen Laufs muss das System Spindel-Lagerung steif und sehr genau sein. Um Veränderungen unter anderem durch thermische Einflüsse zu begegnen, werden beide Lagerpakete über eine Druckfeder, die auf das hintere Lagerpaket

wirkt, axial vorgespannt. Die Lagerpakete in sich erhalten die Vorspannung wiederum über Distanzringe unterschiedlicher Breite. Die Schmierung erfolgt in der Regel „for life“ mit Fett.

### 2.1.3.6 Motorschleifspindel, Abb. 2.16



**Abb. 2.16** Hochfrequenz-Schleifspindereinheit 120 EG 60-6 mit  $n_{\max} = 60.000$  1/min, Antriebsleistung  $P = 6$  kW. Statischer Frequenzumformer CS2000/12/P mit einer Leistung von 12 kVA und 2.000 Hz Maximalfrequenz, vorzugsweise für Bohrungsdurchmesser zwischen 20 ... 25 mm. (Quelle: Gamfior S.p.A., Turin, Italien)

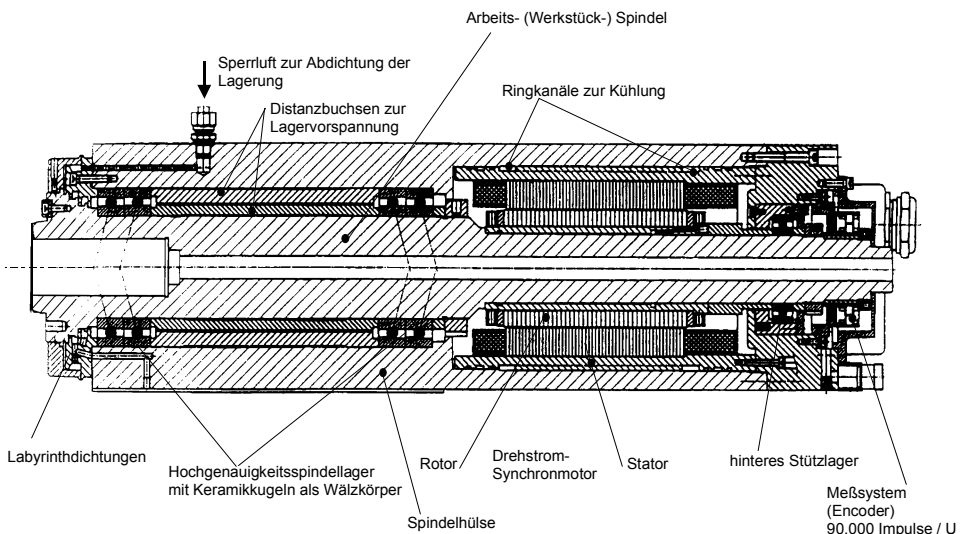
Bereits 1960 wurden für das Innenrundscheifen Spindereinheiten mit integriertem, auf gleicher Achse angeordneten Antriebsmotor, welcher als Hochfrequenzmotor mit maximaler Leistung und geringsten Abmessungen gestaltet war, entwickelt. Mittels Motorumformer wurde die gewünschte hohe Frequenz erzeugt. Diese Entwicklung war notwendig geworden, weil beim Bohrungsschleifen wegen der Anwendung höherer Schleifscheiben-Umfangsgeschwindigkeiten dank neuer Schleifstoffe und hochfester Bindungen diese nur durch Drehzahlerhöhung bei gleicher Spindelsteife im Gegensatz zum Außenrundscheifen (Vergrößerung des Schleifscheiben-Durchmessers) möglich war. So konnten Schleifspindereinheiten bis 180.000 1/min entwickelt werden, wie sie beispielsweise zum Schleifen von Einspritzdüsenbohrungen zur Anwendung kommen.

In der Zwischenzeit haben sich mit der Entwicklung der Leistungselektronik *statische Frequenzumformer* durchgesetzt, die Ausgangsfrequenzen bis zu 4.000 Hz zulassen und Nennleistungen bis zu 43 kVA bei Möglichkeit der Drehzahlvariabilität (in Grenzen), so zur Beibehaltung konstanter Schnittgeschwindigkeit bei zunehmenden Scheibenverschleiß durch das Abrichten.



Der zwischen beiden Lagerpaketen sitzende Hochfrequenzmotor wird mittels Kühlmittel über Kühlkanäle auf konstanter Temperatur gehalten. Die Lager werden mittels Öl-Luft-Gemisch oder Ölnebel geschmiert. Ölnebel oder Luft dienen gleichzeitig zur Sperrung gegen Schleifhilfsstoffeintritt in die Spindellagerung. Jedes Lagerpaket ist wieder über Distanzringe vorgespannt. Beide Lagerpakete werden mittels Druckfedern über die axial in einem Kugelkäfig geführte hintere Lagerbuchse axial vorgespannt. Durch die Kugelführung entsteht rollende Reibung und damit kein negativer Einfluss durch die Reibungskraft. Über Anschlussstecker und Spezialkabel ist die Schleifspindel mit dem Frequenzumformer verbunden.

### 2.1.3.7 Motorspindeleinheit für die Hartfeinbearbeitung kurzer, vorwiegend runder Teile (im Futter spannbar), Abb. 2.17



**Abb. 2.17** Werkstückspindeleinheit für Hartbearbeitungsmaschinen zum Hartfeindrehen und Schleifen in einer Aufspannung. (Quelle: Weiss Spindeltechnologie GmbH, Schweinfurt)

In zunehmendem Maße finden Motorspindeln als Werkstück- und Werkzeugspindeln Anwendung im Werkzeugmaschinenbau.

Die *Vorteile* liegen auf der Hand:

- Wegfall mechanischer Getriebe
- querkraftfreie Arbeitsspindel, damit Reduzierung von Relativschwingungen zwischen Werkstück und Werkzeug auf ein Minimum, besonders wichtig bei Präzisionsmaschinen
- stufenlose Drehzahleinstellung und Regelung

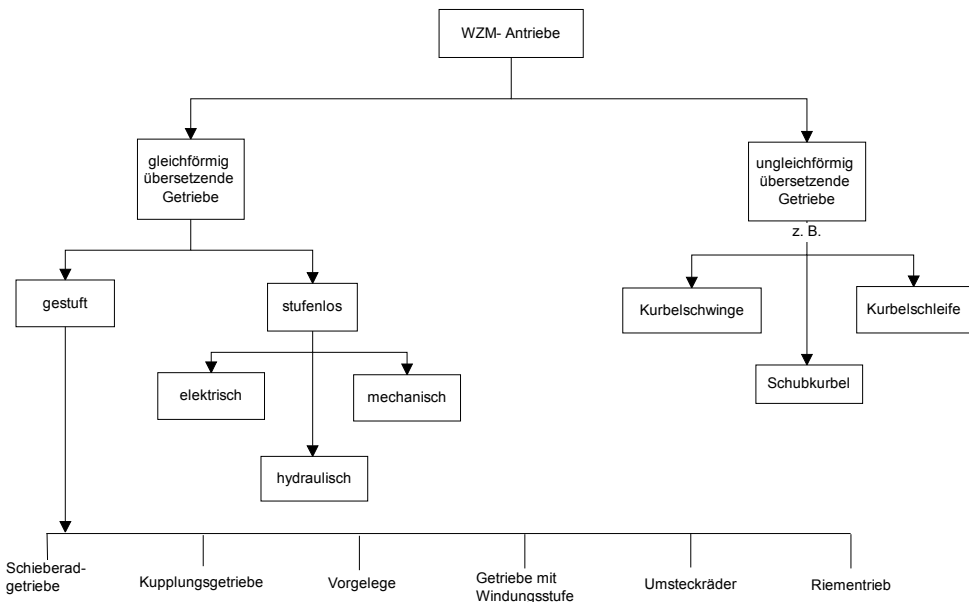
- Anwendung hoher Schnittgeschwindigkeiten durch hohe Drehzahlen und leistungsstarke Motoren, z. B. beim Hochgeschwindigkeits(HSC)-Fräsen
- leichte Verfahrbarkeit der Spindeleinheit in den kartesischen Koordinaten durch deren kompakten Aufbau

Die in der Abbildung gezeigte Spindeleinheit besitzt als Antrieb einen stufenlos stellbaren Drehstrom-Synchronmotor (Siemens AG). Da dieser bei Belastung relativ kalt bleibt und ein zusätzliches Kühlsystem vorhanden ist, wird eine hohe thermische Steife erreicht. Der Motor ist bei dieser Spindel hinter den beiden Hauptlagern angeordnet. Dadurch wird ein drittes Lager am Spindelende benötigt. Zusätzliche Sperrluft sorgt für eine einwandfreie Abdichtung gegen Eindringen besonders von Schleifhilfsstoff (Hartfeindrehen erfolgt trocken).

## 2.2 Hauptantriebe

Hauptantriebe dienen zum Antrieb der Arbeitsspindel von Werkzeugmaschinen, sichern die Übertragung der *Antriebsleistung*, den Wandel der *Drehmomente* und ermöglichen die Sicherung des meistens geforderten *Drehzahlbereichs* der Arbeitsspindel.

In Abb. 2.18 sind die prinzipiellen Möglichkeiten der Hauptantriebe dargestellt.



**Abb. 2.18** Als Werkzeugmaschinen-Hauptantrieb einsetzbare Getriebe und Antriebe

## 2.2.1 Gleichförmig übersetzende Getriebe oder Antriebe

### Stufenlose Getriebe

**Mechanisch** Früher in Form der Reibgetriebe oder Ketten- bzw. Riemengetriebe mit Spreizkegelscheiben (PIV-Getriebe) in Anwendung. Sie haben heute im Werkzeugmaschinenbau ihre Bedeutung, besonders als Hauptantrieb, durch die Entwicklung der elektrischen Antriebe verloren.

**Hydraulisch** Auch hydrostatische Getriebe, bestehend aus Hydrogenerator (Verstellpumpe) und rotatorischem Hydromotor, haben wegen schlechter thermischer Eigenschaften und hoher Verlustleistung keine Bedeutung mehr als Werkzeugmaschinen-Hauptantrieb. Hydrostatische Getriebe mit translatorischem Hydromotor (Hydrozylinder- und -kolben) finden dagegen Anwendungen als Hauptantrieb in Langhobelmaschinen und vor allem als Vorschubantrieb und für Längsbewegungen von Arbeitsschlitten, z. B. bei Rund- und Flachsleifmaschinen. Diese Antriebe werden deshalb im Kapitel 2.3.4 behandelt.

**Elektrisch** Direkte stufenlos stell- und regelbare elektrische Hauptantriebe (als Motor-Arbeitsspindeln) oder in Kombination mit mechanischen Getriebestufen zur Drehzahlbereichserweiterung gewinnen mit der Entwicklung der Leistungselektronik und der CNC-Technik immer mehr an Bedeutung. Ihnen ist das Kapitel 2.2.4 gewidmet.

### Gestufte Getriebe

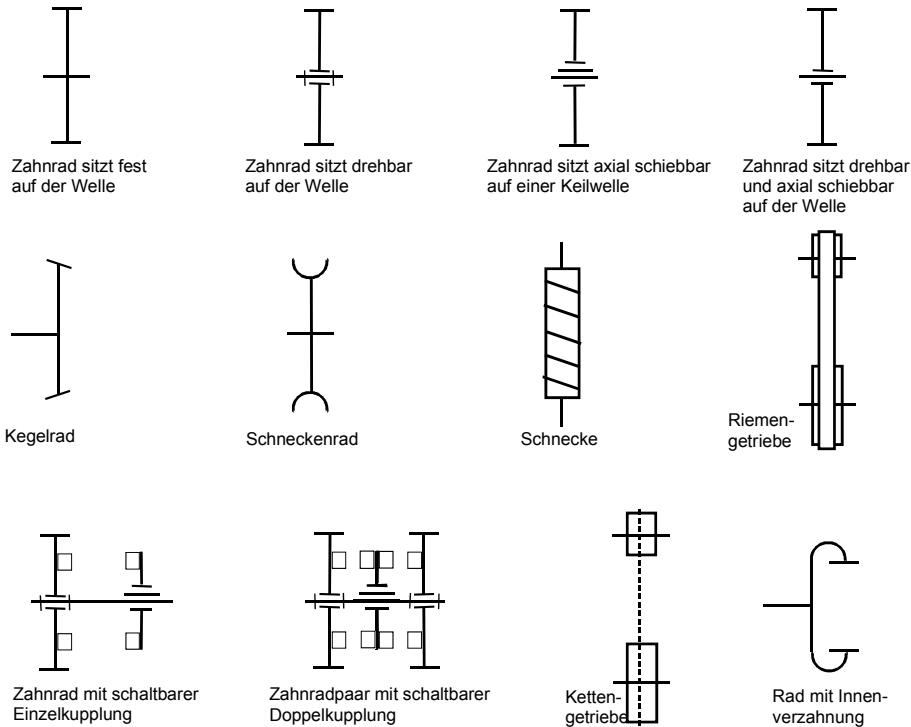
Gestufte mechanische Antriebe in Form von Zahnradgetrieben oder Riementrieben haben auch im Zeitalter der CNC-Technik und der elektronischen Antriebe ihre Bedeutung nicht verloren. Besonders in klassischen Universalwerkzeugmaschinen, wie sie auch heute noch von Klein- und Handwerksbetrieben und im Instandhaltungssektor eingesetzt werden, sind insbesondere Zahnradgetriebe, auch gekoppelt mit Riementrieben, in Anwendung.

### Ungleichförmig übersetzende Getriebe

Die aus der Getriebelehre bekannten Prinzipien, wie *Schubkurbel*, *Kurbelschwinge* und *Kurbelschleife* kommen besonders bei Maschinen der Umformtechnik (Kurbelpressen u. a.), Verzahnmaschinen (Schneidrad-Stoßmaschinen), Hobel- und Stoßmaschinen sowie Oszillationsgetrieben (hohe mechanische Frequenz) zur Anwendung.

## 2.2.2 Gestufte mechanische Getriebe, gleichförmig übersetzend

### 2.2.2.1 Getriebesymbole



**Abb. 2.19** Getriebesymbole zur vereinfachten Darstellung des Getriebeaufbaus

#### 2.2.2.2 Schieberadgetriebe, Abb. 2.20 (unter Anwendung der Getriebesymbole, Abb. 2.19)

**Zweierblock** Um axial klein zu bauen, Schieberad-Zweierblock zwischen die beiden Festräder legen, (linke Abb.), ansonsten vergrößert sich die Blockbreite  $b$  von  $4 \times \text{Radbreite } b_R$  auf  $6 \times b_R$ .

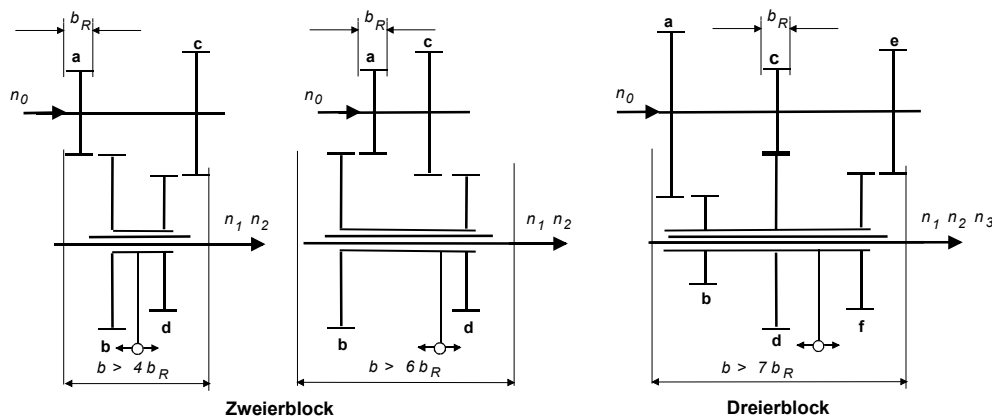
**Dreierblock** Die axiale Breite beträgt mindestens  $7 \times b_R$ .

*Vorteile von Schieberadgetrieben*

- Übertragung hoher Drehmomente bei geringem Platzbedarf
- kostengünstig
- guter Wirkungsgrad

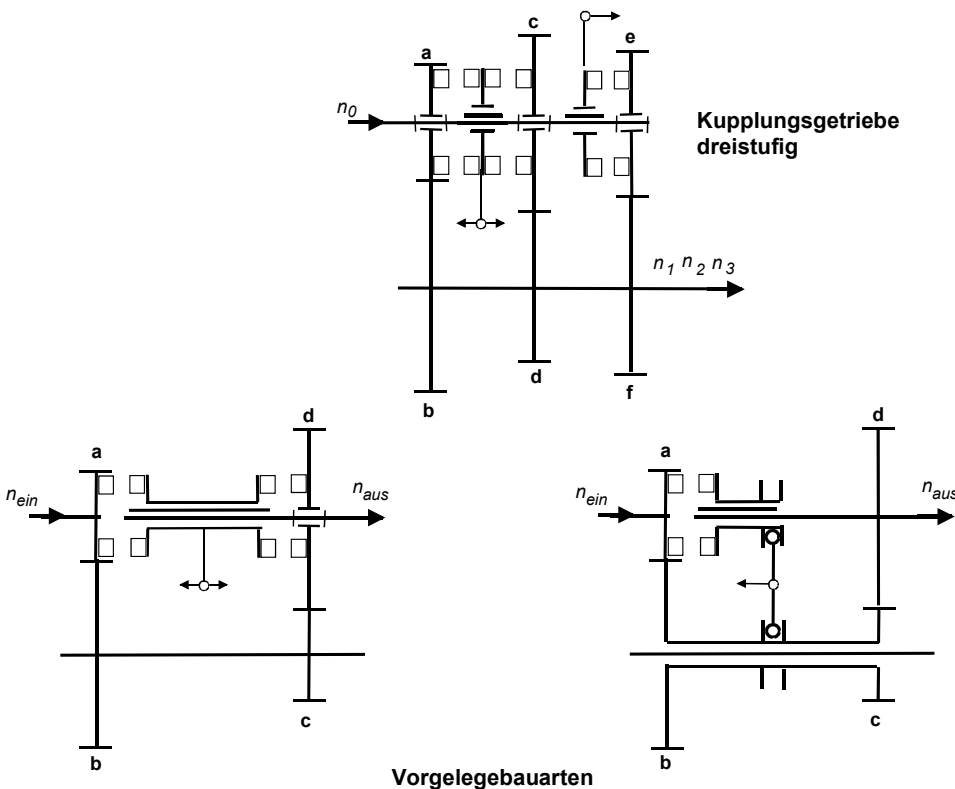
*Nachteile von Schieberadgetrieben*

- nur im Stillstand schaltbar
- Automatisierung nur mit viel Aufwand möglich



**Abb. 2.20** Schieberadgetriebebauarten (Zweier- und Dreierblock). Die Buchstaben  $a, b, c, \dots$  bezeichnen die einzelnen Räder und ihre Zähnezahlen, z. B.  $a = 22$  Zähne

**2.2.2.3 Kupplungsgetriebe, Abb. 2.21 oben**



**Abb. 2.21** Kupplungsgetriebe und Vorgelegebauarten

Jede der drei dargestellten Getriebestufen befindet sich ständig im Eingriff, während jeweils nur eine der drei Kupplungen wirkt.

#### *Vorteile der Kupplungsgetriebe*

- unter Last schaltbar, da meist kraftschlüssige, schleifringlose Elektromagnet-Lamellenkupplungen verwendet werden
- gut automatisierbar

#### *Nachteile der Kupplungsgetriebe*

- hohe Erwärmung durch Restmomente der nicht geschalteten Kupplungen
- ungünstiger Wirkungsgrad
- großes Bauvolumen, da oft die zur Drehmoment-Übertragung notwendige Kupplungsabmessung die Baugröße bestimmt

#### **2.2.2.4 Vorgelege**, Abb. 2.21 unten

Vorgelege werden in der Regel über eine parallel zur Arbeitsspindel angeordnete Vorgelegewelle aufgebaut (in der Abbildung als unten liegende Welle dargestellt).

Der mittels vorgelagerter Getriebestufen oder durch einen stufenlosen Antrieb erzeugte Drehzahlbereich wird beim Schalten der Kupplung nach links direkt an der Arbeitsspindel wirksam. Dabei wird bei der in Abbildung unten rechts dargestellten Bauart die auf der Vorgelegewelle sitzende Hülse mit den Zahnrädern b und c nach links verschoben und damit die Räder außer Eingriff gebracht.

Durch Trennen der linken Kupplung und Eingriff der Räder oder Schalten der rechten Kupplung (in Abbildung unten links) erfolgt die Drehmomentübertragung über die Zahnräder a, b, c und d. Damit wird der niedrige Drehzahlbereich wirksam.

Vorteil ist eine große Gesamtübersetzung  $i_V = b/a \cdot d/c$ , mit der eine Verdopplung des Drehzahlbereiches auf relativ einfache und kostengünstige Weise erreicht wird.

#### **2.2.2.5 Kupplungsgetriebe mit Windungsstufe**, Abb. 2.22 oben

Beim Getriebe mit Windungsstufe können mit drei Zahnradpaaren und zwei Doppelkupplungen *vier Abtriebsdrehzahlen* erreicht werden.

Die Übersetzungen ergeben sich aus:

$$\begin{aligned} i_1 &= b/a, K_1 \text{ nach links und } K_2 \text{ nach links} \\ i_2 &= d/c, K_1 \text{ nach rechts und } K_2 \text{ nach links} \\ i_3 &= f/e, K_1 \text{ nach rechts und } K_2 \text{ nach rechts} \end{aligned}$$

$$\text{Windungsstufe } i_4 = \frac{b}{a} \frac{d}{c} \frac{f}{e} \cdot K_1 \quad K_1 \text{ nach links und } K_2 \text{ nach rechts}$$

#### *Vorteil*

- große Übersetzung bei geringem radialen Bauraum

#### *Nachteile*

- großer axialer Bauraum
- schlechter Wirkungsgrad
- hohe Erwärmung

### 2.2.2.6 Umsteckräder, Abb. 2.22 unten links

Anwendung meist bei Sondermaschinen. Durch Umstecken der Zahnräder a und b gegen solche mit anderen Zähnezahlen kann der Drehzahlbereich der Arbeitsspindel nach niedrigeren oder höheren Drehzahlen verlegt werden.

### 2.2.2.7 Riementrieb, Abb. 2.22 unten rechts

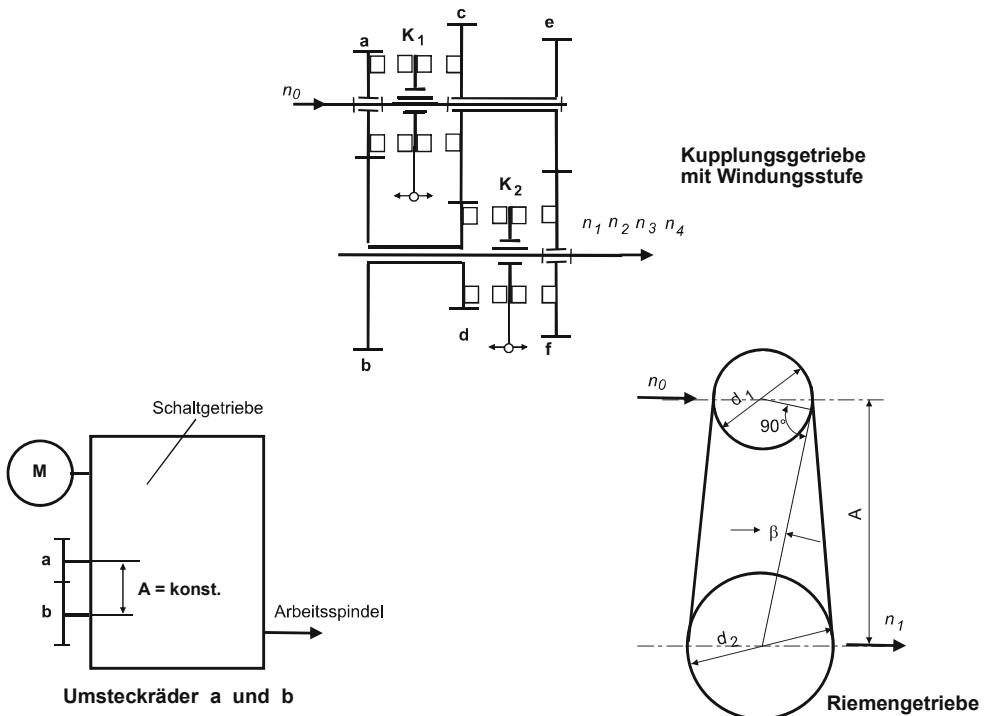
Als Riementriebe werden im Werkzeugmaschinenbau neben Flach- und Keilriemen in zunehmendem Maße Zahnriementriebe und Keilrippenriementriebe, auch Poly-V-Riementriebe genannt, verwandt, Abb. 2.23.

#### Vorteile der Riementriebe

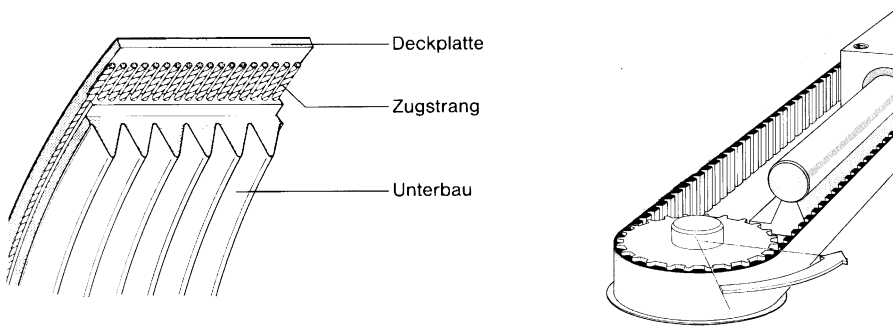
- ruhiger Lauf
- bei Zahnriementrieb kein Schlupf und somit genaue Drehwinkelübertragung. Damit Verwendung besonders bei NC-Maschinen.

#### Nachteile der Riementriebe

- Schlupf bei kraftschlüssigem Riemenprinzip (kaum Schlupf bei Poly-V-Riemen)
- Spannen erforderlich über Achsversatz oder zusätzliche Spannrolle.



**Abb. 2.22** Getriebe mit Windungsstufe, Umsteckrädern und Riementriebe



Aufbau des Keilrippenriemens  
(ContiTech, Hannover)

Zahnriemen zum Antrieb einer Lineareinheit  
(Mulco Hannover)

**Abb. 2.23** Keilrippenriemen (Poly-V) und Zahnriemengetriebe

### Übersetzung

$$i = \frac{n_0}{n_1} = \frac{d_2}{d_1}$$

Riemenlänge bei Flachriemen:

$$L = \frac{\pi}{2}(d_1 + d_2) + 2A \cos \beta + \frac{\pi \beta}{180^\circ}(d_1 + d_2) \quad \frac{L}{\text{mm}} \left| \frac{d_1}{\text{mm}} \right| \frac{d_2}{\text{mm}} \left| \frac{A}{\text{mm}} \right| \quad (2.5)$$

Die Berechnung von Keilrippen- und Zahnriemenantrieben sollten nach den Berechnungsunterlagen der Hersteller erfolgen.

#### 2.2.2.8 Getriebeentwurf

Haupt- und auch Vorschubgetriebe werden geometrisch gestuft (arithmetrische Stufung nur bei Vorschubantrieben zur Erzeugung metrischer Gewindesteigungen). Die Drehzahlstufung folgt der Reihe:

$$\begin{aligned} n_1 \\ n_2 &= n_1 \varphi \\ n_3 &= n_2 \varphi = n_1 \varphi^2 \\ \dots &= \dots \\ n_z &= n_1 \varphi^{z-1} \end{aligned}$$

Dabei ist  $z$  die Zahl der Drehzahlstufen,  $n_1$  die niedrigste und  $n_z$  die höchste Drehzahl, damit ergibt sich der Stufensprung  $\varphi$  zu:

$$\varphi = \sqrt[z-1]{\frac{n_z}{n_1}} \quad (2.6)$$



Bei den Drehzahlreihen nach DIN 804, Tab. 2.1, bilden die Grundreihen nach DIN 323 die Basis.

Geometrische Stufung bedeutet:

- Im niedrigen Drehzahlbereich liegt ein großes Drehzahlangebot vor. Dies ist günstig für die Schruppbearbeitung zur besseren Ausnutzung des Zerspanungsvorgangs.
- Im hohen Drehzahlbereich reicht das kleine Drehzahlangebot für die Schlicht- und Feinbearbeitung wegen der geringen Zerspankräfte aus.
- Bei einer geometrischen Reihe entstehen Multipliziergetriebe, die wieder geometrisch gestufte Drehzahlen ergeben, z. B.  $z = 6$ , dann ist  $6 = 3 \cdot 2$ , d. h., die erste Übersetzung besteht aus drei Schaltstufen, die zweite aus zwei. Es genügen also  $3 + 2 = 5$  Zahnradpaare.

### Drehzahlplan nach Gerni

Regeln:

1. Getriebewellen (I, II, III ... ) werden als waagerechte parallele Geraden gleichen Abstandes dargestellt.
2. Im Plan werden senkrecht Markierungslinien mit gleichen Abständen eingetragen. Sie symbolisieren eine logarithmische Teilung. Damit entspricht der Abstand zwischen zwei Linien dem Stufensprung  $\varphi$ .
3. Zwischen den Drehzahlen der Wellen werden entsprechend der jeweiligen Zahnradübersetzung Drehzahlleitern gezogen. Dabei bedeuten:

Senkrechte Drehzahlleiter	Übersetzung	$i = 1$
Drehzahlleiter nach links	$i > 1$ ,	
Übersetzung ins Langsame		
Drehzahlleiter nach rechts	$i < 1$ ,	
Übersetzung ins Schnelle		

4. Im Bereich des Schaltgetriebeteils sollte als zulässige Übersetzung gelten:

$$\left(\frac{1}{2}\right) \dots \frac{1}{1,25} \dots \leq i_{zul} \leq \dots 2,8 \dots (4) , \quad (2.7)$$

dabei sollten die Klammerwerte nur in geeigneter geometrischer Konfiguration zur Anwendung kommen.

Am Entwurf eines sechsstufigen Dreiwellengetriebes sollen Drehzahl- und Getriebeplan erläutert werden:

Es sei: Motordrehzahl  $n_{mot} = 1.400$  1/min (Lastdrehzahl nach DIN 804),

$$n_z = n_6 = n_{mot}, z = 6, n_1 = 250 \text{ 1/min.}$$

Daraus folgt:

$$\varphi = z \sqrt[5]{\frac{n_z}{n_1}} = \sqrt[5]{\frac{1400}{250}} \approx 1,4$$

In der Tab. 2.1 können in Spalte 3 unter  $\varphi = 1,4$  die sechs Drehzahlen abgelesen werden. Diese sind:

$n_1 = 250, n_2 = 355, n_3 = 500, n_4 = 710, n_5 = 1.000, n_6 = 1.400 \text{ 1/min.}$

Danach erfolgt die Überprüfung auf die zulässigen Werte für  $\varphi$  nach (2.7).

Es ist: zulässiges i ins Langsame:  $\varphi^x \leq 2,8, \text{ d. h. } \cdot \leq \log 2,8 / \log 1,4, \cdot \leq 3,$   
zulässiges i ins Schnelle:  $\varphi^x \geq 1/1,25, \text{ d. h. } \cdot \geq \log 0,8 / \log 1,4 \geq -0,66, \cdot \geq 1/2$

Die Aufteilung der Getriebestufen ergibt sich aus den Primfaktoren der Zahl  $z = 6$  zu 3 und 2, das bedeutet zwei Stufenfaktoren.

Die Anzahl der Getriebewellen ergibt sich aus der Zahl der Stufenfaktoren +1, d. h.  $2 + 1 = 3$  Wellen.

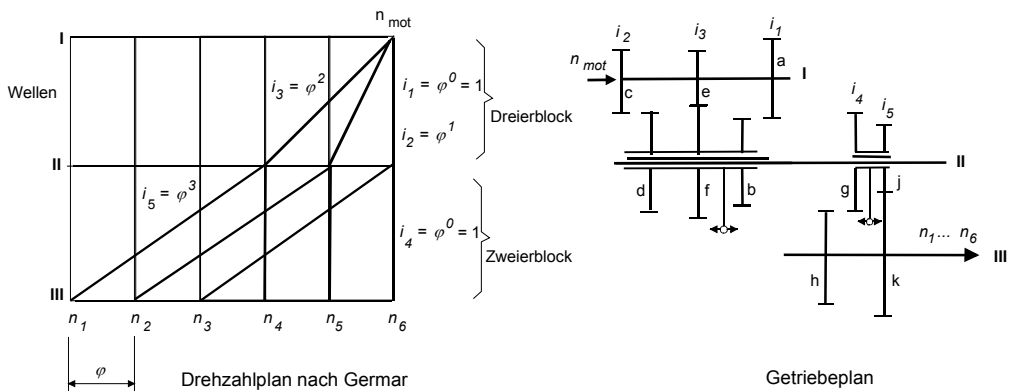
Damit kann der Drehzahlplan nach Gerni entworfen werden (Abb. 2.24).

**Tab. 2.1** Lastdrehzahlen der Arbeitsspindel [1/min] nach DIN 804. (Die Drehzahlen können beliebig nach oben oder unten erweitert werden: Beispiel: Auf  $n = 1.000$  folgen 1.120, 1.250, 1.400, ... 1/min)

Grundreihe	Abgeleitete Reihen				
	R 20 / 2	R 20 / 3 (... 2.800 ...)	R 20 / 4 (... 1.400 ...) ( ... 2.800 ... )		R 20 / 8 (... 2.800 )
$\varphi = 1,12$	$\varphi = 1,25$	$\varphi = 1,4$	$\varphi = 1,6$	$\varphi = 1,6$	$\varphi = 2$
1	2	3	4	5	6
100					
112	112	11,2	140	112	11,2
125	140	125			1.400
140		1.400			
160		16			
180	180	180		180	180
200	224	2.000	224	280	22,4
224	280	22,4			2.800
250		250			
280		2.800			
315		31,5			
355	355	355	355	450	355
400	450	4.000			45
450		45			
500		500			
560	560	5.600	560		5.600
630	710	63	900	710	710
710	900	710			90
800		8.000			
900		90			
1.000		1.000			

### Regeln für den Getriebeentwurf

1. Hohe Drehzahlen der Zwischenwellen (in Abb. 2.24, Welle II) ergeben kleinere Drehmomente und damit geringere Bauteilabmessungen (Zahnräder und deren Moduln, Wellen, Schieberadblöcke). Deshalb zunächst mit dem Dreierblock als aufwendige Baugruppe zwischen den Wellen I und II beginnen. Dadurch weist im Beispiel die minimale Drehzahl der Welle II immerhin noch 710 1/min auf.
2. Es sollte angestrebt werden, Übersetzungen ins Schnelle nur für Getriebestufen anzuwenden, die der Schlichtbearbeitung dienen.
3. Mit den Übersetzungen  $i_1$ ,  $i_2$  und  $i_3$  werden die drei hohen Abtriebsdrehzahlen bereits auf Welle II erreicht. Damit ist die Übersetzung  $i_4 = 1$  zwischen den Wellen II und III vorgegeben (senkrechte Drehzahlleiter). Um eine lückenlose Drehzahlreihe nach unten zu bekommen, muss die zweite Drehzahlleiter zwischen den Wellen II und III von der höchsten Drehzahl  $n_6$  der Welle II zur Drehzahl  $n_3$  auf der Welle III geführt werden. Damit ist die Übersetzung  $i_5 = \varphi^3$  bestimmt. Diese ist nach der Ermittlung der Grenzbedingungen  $i_{zul}$  gestattet.
4. Vor- oder nachgelagerte konstante Übersetzungen können größere zulässige Übersetzungswerte enthalten. Dabei sollten konstante größere Übersetzungen nach dem Schaltgetriebe liegen.
5. Das Getriebe sollte so gebaut werden, dass ein Minimum an Bauteilen entsteht und insbesondere komplizierte Bauteile reduziert werden. Deshalb kommt im Getriebeplan Abb. 2.24 nur eine Keilwelle (Welle II) zur Anwendung. Sie trägt beide Schieberadblöcke.



**Abb. 2.24** Sechsstufiges Dreiwelenge triebe – Drehzahl- und Getriebeplan

### 2.2.3 Ungleichförmig ü bersetzende mechanische Getriebe

Diese dienen der Erzeugung reversierender geradliniger Bewegungen an Werkzeugmaschinen.

### Schubkurbel

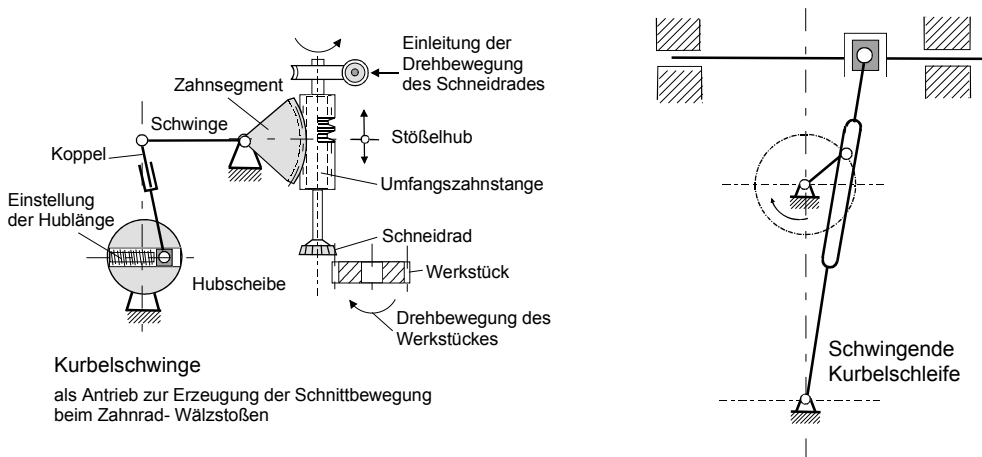
Die klassische Anwendung findet sich im Stößelantrieb von Kurbelpressen, aber auch in Superfinishmaschinen (Feinziehschleifen) als Oszillationsantrieb für das Werkzeug (Honstein), welcher mit hoher Frequenz erfolgen muss ( $> 500$  Doppelhübe/min). Durch den Sinus-Verlauf der Beschleunigung wird eine hohe Laufruhe erreicht.

### Kurbelschwinge, Abb. 2.25 links

Auch hier liegt ein analoges Verhalten vor. Am Beispiel der Stößelhubbewegung einer Zahnrad-Wälzstoßmaschine ist das Wirkungsprinzip zu erkennen. Mittels Hubscheibe, Koppel und Schwinge wird die Hubbewegung erzeugt und über Zahnsegment und Umfangszahnstange auf die Stoßspindel und das Schneidrad übertragen.

### Schwingende Kurbelschleife, Abb. 2.25 rechts

Der hauptsächlich gewählte Antrieb für Kurzhub-Hobelmaschinen (Shaping-Maschinen). Hublänge und Hublage sind leicht einstellbar.



**Abb. 2.25** Beispiele für häufig in Werkzeugmaschinen angewandte ungleichförmig übersetzende Getriebe

## 2.2.4 Elektrische Hauptantriebe

### Anforderungen an elektrische Hauptantriebe

Moderne Werkzeugmaschinen, besonders CNC-Maschinen, stellen aus technologischer und verfahrenstechnischer Sicht folgende Forderungen:

- hohe Dynamik, d. h. größtmögliche Beschleunigungen und Verzögerungen der Arbeitsspindel
- hohe maximale Drehzahlen, besonders bei HSC-Frässpindeln

- hoher Drehzahlbereich, da auch geringste Geschwindigkeiten beispielsweise bei Fräsoperationen auf der CNC-Drehmaschine von deren Werkstückspindel gefordert werden
- stufenlose Einstellung und Regelung der Drehzahl
- wechselnde hohe Drehmomente und Antriebsleistungen
- Wird die Arbeitsspindel als numerische Achse genutzt, dann ist das Einfahren in eine gewünschte Winkelposition schnell und mit höchster Präzision erforderlich (im Winkelsekunden-Bereich).

### 2.2.4.1 Gleichstrom-Nebenschlussmotor

Mit der Entwicklung der Leistungselektronik in den siebziger Jahren war zunächst in Gestalt der Thyristoren (Stromtore), später der Leistungstransistoren, die Voraussetzung gegeben, die Arbeitsspindel, aber besonders die Vorschubantriebe der NC-Maschinen mittels des Gleichstrom-Nebenschlussmotors stufenlos einstell- und regelbar anzutreiben.

Für den Gleichstrom-Nebenschlussmotor gelten die Grundgleichungen:

$$\text{Drehzahl:} \quad n = c_1 \frac{U_A}{\varphi} \quad \left| \frac{n}{1/\text{min}} \right| \left| \frac{U_A}{\text{V}} \right| \left| \frac{\varphi}{\text{Vs}} \right| \quad (2.8)$$

$$\text{Drehmoment:} \quad M = c_2 \cdot \varphi \cdot I_A \quad \left| \frac{M}{\text{Nm}} \right| \left| \frac{I_A}{\text{A}} \right| \left| \frac{\varphi}{\text{Vs}} \right| \quad (2.9)$$

Dabei ist:

$U_A$       Ankerspannung  $I_A$  Ankerstrom

$\varphi$         magnetischer Fluss

$c_1 \dots c_3$     Maschinenkonstanten

Die abgegebene mechanische Leistung ist:

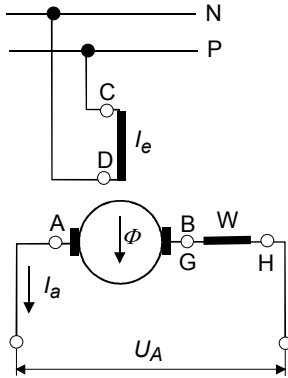
$$P = c_3 \cdot \frac{M \cdot n}{9.550} \quad \left| \frac{M}{\text{Nm}} \right| \left| \frac{P}{\text{kW}} \right| \left| \frac{n}{1/\text{min}} \right| \quad (2.10)$$

In Abb. 2.26 ist das Prinzip des Gleichstrom-Nebenschlussmotors dargestellt. Die Motordrehzahl lässt sich durch zwei Maßnahmen verändern: durch Änderung der Ankerspannung (Ankerstellbereich) oder durch Flussschwächung (Feldstellbereich) im Verhältnis 1:3 zum Ankerstellbereich, Abb. 2.27.

Der benötigte Gleichstrom wird über Schaltungen mit Thyristoren (für hohe Antriebsleistungen) oder Leistungstransistoren aus dem Drehstromnetz gewonnen.

#### *Vorteile des Hauptantriebs mit Gleichstrom-Nebenschlussmotor*

- gute Dynamik, aber begrenzt durch Kommutierung
- großer Drehzahlstellbereich, wobei Drehmoment und Leistung als Funktion der Spindeldrehzahl den Anforderungen, die von Universal-Werkzeugmaschinen gestellt werden, entsprechen, siehe Abb. 1.3 in Kapitel 1.3
- ausreichende Gleichlaufgüte, zumindest über 80 1/min
- kostengünstig



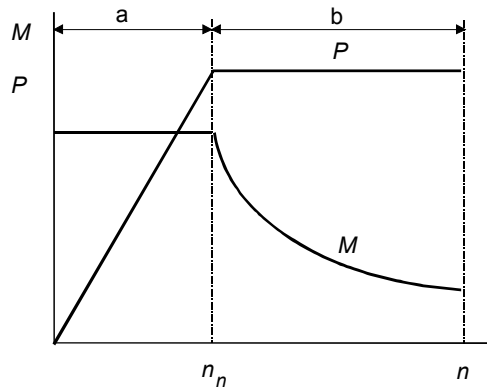
Gleichstrom- Nebenschlußmotor

**Abb. 2.26** Prinzip des Gleichstrom- Nebenschlussmotors

A – B Ankerkreis

G – H Wendepolwicklung

C – D Erregerkreis

 $I_e$  Erregerstrom $U_A$  Ankerspannung $I_a$  Ankerstrom $\Phi$  Magnetfluss (durch  $I_e$  erzeugt)

Drehmoment und Leistung bei Drehzahländerung eines Gleichstrom- Nebenschlußmotors

**Abb. 2.27**  $M, P = f(n)$  $M$  Drehmoment $P$  Leistung $n$  Drehzahl $n_n$  Nenndrehzahl

a Bereich der Drehzahländerung durch Änderung der Ankerspannung,

b Bereich der Drehzahländerung durch Flussschwächung

### Nachteile des Hauptantriebs mit Gleichstrom-Nebenschlussmotor

- Verschleiß von Kommutator und Bürsten, damit sind Ausfälle schlecht oder nicht vorhersehbar. Dieser Nachteil wirkt sich besonders negativ auf die Verfügbarkeit aus und führt dazu, dass die Anwendung in Neukonstruktionen immer weiter zurückgeht.
- ungünstige Wärmeabfuhr über Rotorwelle
- unter  $n = 50 \dots 80$  1/min nicht einsetzbar

### 2.2.4.2 Stufenlos stell- und regelbarer Drehstrom-Asynchronmotor

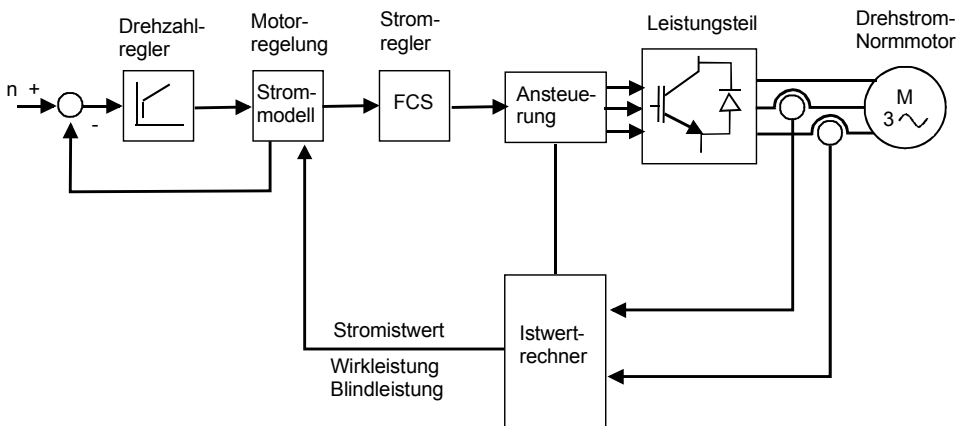
Der Drehstrom-Asynchronmotor mit seinem einfachen Aufbau und seiner hohen Verfügbarkeit ist der ideale Hauptantrieb für Werkzeugmaschinen, wenn seine Drehzahl stufenlos geregelt werden kann. Dies ist seit Mitte der 1980er Jahre mit Motoren in spezieller Ausführung möglich.

In der zweiten Hälfte der 1990er Jahre ist es nunmehr gelungen, mit elektronischen Umrichtersystemen auch Norm-Asynchronmotoren mit einem stufenlos regelbaren Drehzahlbereich auszustatten.

Für die meisten Ansprüche von Arbeitsspindelantrieben sind spezielle Hauptspindelmotoren erforderlich, beispielsweise die 1PH-Reihe der Siemens AG.

### Asynchron-Normmotor, Regelung

Die Regelung erfolgt entsprechend Abb. 2.28 mit Hilfe eines *Mikroprozessors*, der die Strom- und Drehzahlregelung enthält. Mittels feldorientiertem Regelalgorithmus, die Regelstrecken-Nachbildung über ein *Motormodell* und die Ableitung der Istwertgrößen für die Regelung ergibt dies eine hohe Regelgüte. Die Drehzahlregelung erfolgt ohne zusätzliche Gebersysteme. Selbstinbetriebnahme-Routinen sind im Umrichtersystem integriert.



**Abb. 2.28** Regelung für Asynchron-Normmotoren mit dem analogen System SIMODRIVE 611. (Quelle: Siemens AG)

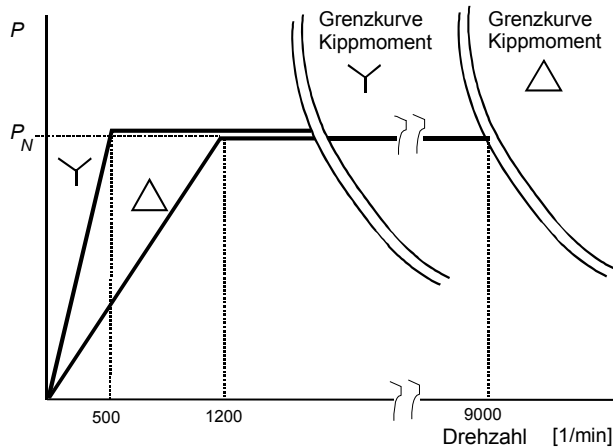
### Asynchron-Hauptspindelmotoren, Aufbau und Regelung

**Drehstrom-Hauptspindelmotoren mit Luftkühlung** Die Maximaldrehzahlen liegen zwischen 9.000 bis 12.000 1/min bei konstanter Leistung bis 1:10 durch *Wide-range*-Charakteristik. Damit können in den meisten Fällen Zusatzgetriebe entfallen.

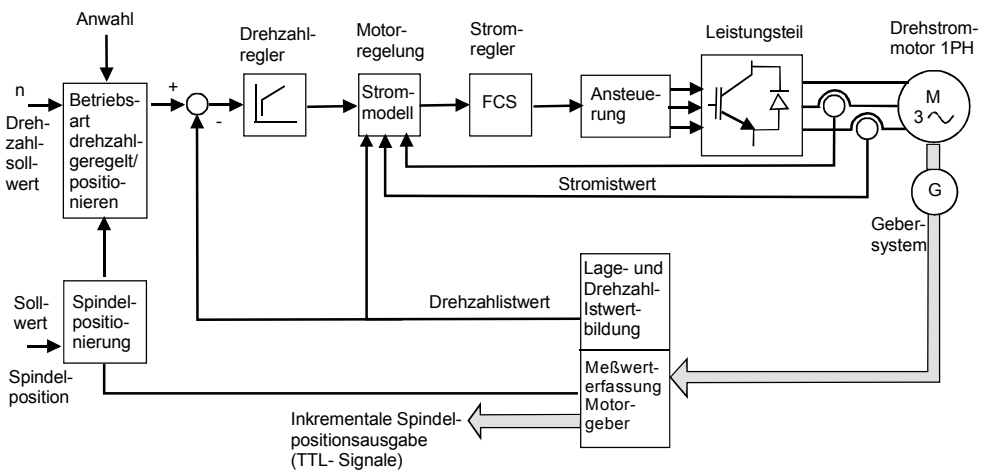
Diese Charakteristik wird durch eine Stern-/Dreieck-Umschaltung erreicht, welche über ein externes Motorschütz erfolgt, dass durch den Umrichter angesteuert wird, Abb. 2.29.

Alle Hauptspindelmotoren sind für die Anwendung in CNC-Werkzeugmaschinen standardmäßig C-achs-fähig durch eingebauten Motorgeber G, Abb. 2.30. Sie weisen eine hohe Rundlaufgüte auf. Das volle Drehmoment ist mit hoher Überlastbarkeit auch im Stillstand dauernd verfügbar.

Die Regelung ist digital auf der Basis eines Mikroprozessors aufgebaut. Sie erfolgt über Sinus-Cosinus-Geber. Es ist sowohl drehzahl geregelter als auch drehmomentge-steuerter Betrieb möglich.



**Abb. 2.29** Stern-/Dreieck-Umschaltung zur Realisierung eines Wide-range-Drehzahlbereichs bei konstanter Leistung. (Quelle: Siemens AG)



**Abb. 2.30** Regelung des Asynchron-Hauptspindelmotors im analogen Antriebssystem SIMODRIVE 611. (Quelle: Siemens AG)

**Drehstrom-Hauptspindelmotoren mit Wasserkühlung** Der Einsatz erfolgt dort, wo keine thermische Belastung erfolgen darf, beispielsweise bei beschränktem Einbauraum und Vollkapselung. Ein kleineres Motorbauvolumen und eine hohe Schutzart (IP 65) ist möglich. Die maximale Leistung beträgt heute 50 kW, die Maximaldrehzahl 9.000 1/min. Für die Regelung gilt auch Abb. 2.30.

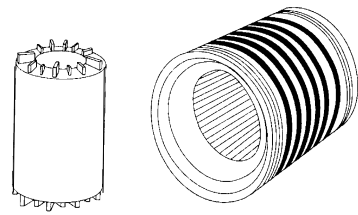


**Drehstrom-Hauptspindel-Einbaumotoren**, Abb 2.31: In der Abbildung sind Rotor (Kurzschlussläufer) und Stator dargestellt. Die Motoren werden wassergekühlt und sind ausgelegt bis 18.000 1/min.

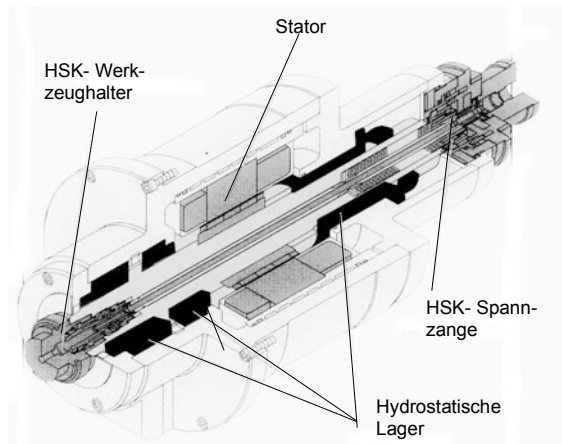
Abb. 2.32 zeigt eine Hochgeschwindigkeitsfrässpindel mit Einbaumotor für eine Maximaldrehzahl von 20.000 1/min. In Abb. 2.33 ist gezeigt, dass auch bei Drehstrom-Hauptspindelmotoren ein nachgeschaltetes Schieberadgetriebe mit zwei Stufen eine leistungsgünstige Drehzahlerweiterung ermöglicht.

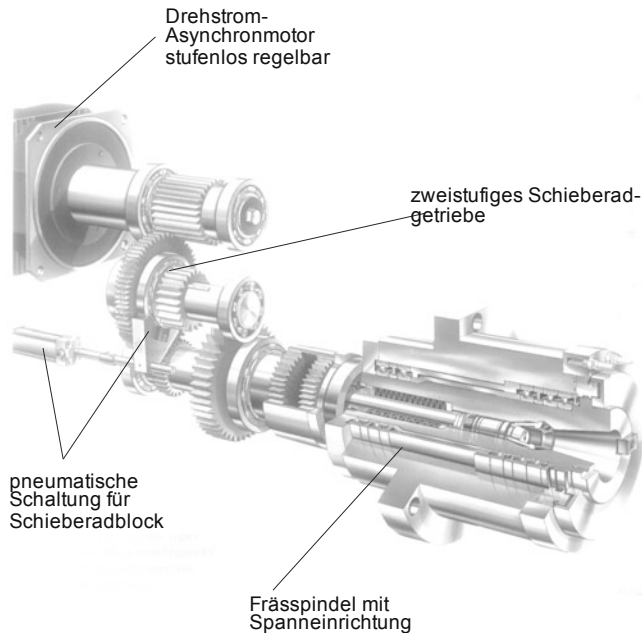
**Permanenterregte Drehstromsynchronmotoren** Seit Ende der 1990er Jahre auch als Hauptspindelmotoren in der Anwendung, besonders dort, wo es auf hohe Anforderungen aus thermischer Sicht ankommt, d. h. bei Präzisionsmaschinen für die Hartfeinbearbeitung, siehe Abb. 2.17.

**Abb. 2.31** Rotor und Stator eines Asynchron-Einbaumotors.  
(Quelle: Siemens AG)



**Abb. 2.32** Frässpindeleinheit als Motorspindel mit Drehstrom-Asynchron-Einbaumotor, hydrostatischer Lagerung und HSK (Hohlspannkegel)-Spannung.  
(Quelle: Ingersoll Milling Machine Company, Burbach)





**Abb.2.33** Hauptantrieb eines Großbearbeitungszentrums mit einem Drehstrom-Asynchronmotor und nachgelagerten pneumatisch geschalteten zweistufigen Getriebe. (Quelle: Heckert, Chemnitz)

## 2.3 Vorschub- und Stellantriebe

### 2.3.1 Ausführungsvarianten von Vorschubantrieben

Vorschubbewegungen haben ihren Ursprung fast immer in rotatorischen Antrieben. Außerdem sind meist niedrige Geschwindigkeiten gefordert. Arbeitstische oder -schlitzen müssen vor oder nach der für die Zerspanung erforderlichen Bewegung sehr schnelle Eilbewegungen ausführen, um in kürzester Zeit Leerwege zu überbrücken.

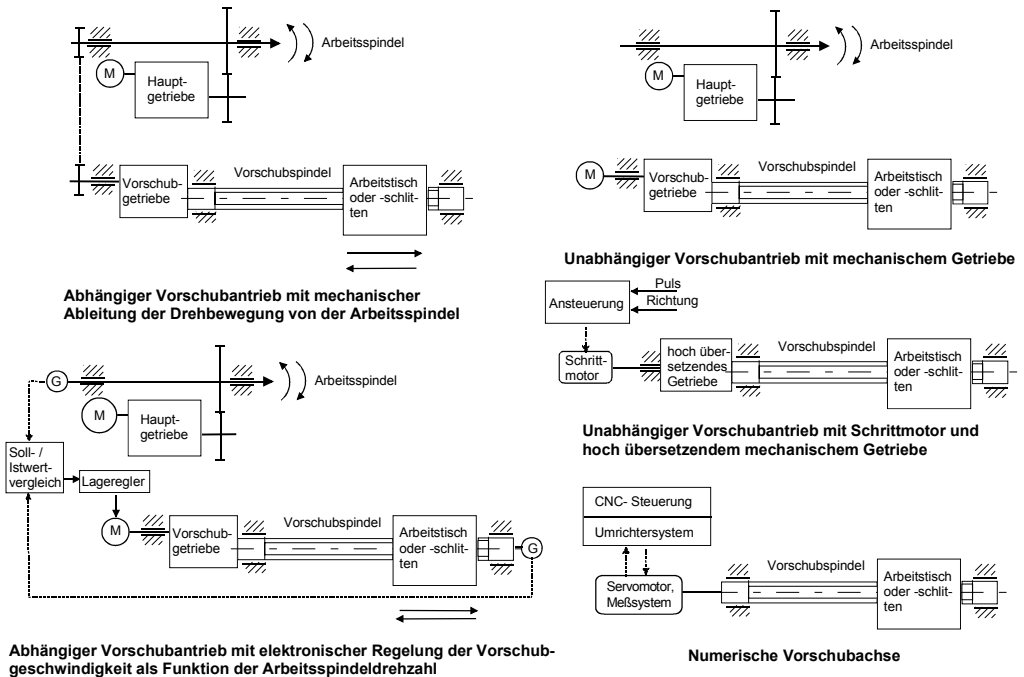
Vorschubantriebe erzeugen *Vorschubbewegungen* von Werkstücken oder/und Werkzeugen:

- als *geradlinige* Vorschubbewegung (z. B. bei Drehmaschinen)
- als *kreisende* Vorschubbewegung (z. B. bei Verzahnmaschinen)
- mit *kontinuierlicher* Bewegung (z. B. bei Fräsmaschinen)
- mit *intermittierender* Bewegung (z. B. bei Hobelmaschinen)
- als *unabhängige* Vorschubbewegung (Vorschubgeschwindigkeit in mm/min, eigener Vorschubantrieb, z. B. Fräsmaschinen)

- als von der Schnitt- oder Hauptbewegung des Werkstückes/Werkzeuges *abhängige* Vorschubbewegung (Vorschubgeschwindigkeit in mm/U, wobei  $U$  = eine Umdrehung des Werkstückes/Werkzeuges)

Folgende *Ausführungsvarianten* von *Vorschubantrieben* sind möglich, Abb. 2.34:

1. Abhängiger Vorschubantrieb mit mechanischer Ableitung der Drehbewegung von der Arbeitsspindel, Abb. 2.34, oben links. Die Antriebsmittler von der Arbeitsspindel sind in der Regel Zahnradstufen, Zahnräder als Wechselräder insbesondere zur Gewindeherstellung oder Zahnriementriebe. Über das Vorschubgetriebe werden die gewünschten Vorschubwerte eingestellt.
2. Abhängiger Vorschubantrieb mit elektronischer Regelung, Abb. 2.34, unten links. Über Drehgeber auf Arbeitsspindel und Vorschubspindel werden Lage-Soll- und Istwert verglichen und über einen Lageregler erfolgt die Konstanthaltung der Vorschubspindeldrehzahl.
3. Unabhängiger Vorschubantrieb mit mechanischem Getriebe, Abb. 2.34, oben rechts. Die Anwendung ist bei Vorschüben möglich, die keine direkte Beziehung zur Arbeitsspindeldrehzahl aufweisen müssen. Dies gilt meist dann, wenn die Arbeitsspindel als Werkzeugspindel eingesetzt wird, z. B. beim Fräsen, Bohren, aber auch beim Schleifen für die Zustellbewegung der Schleifscheibe zum Werkstück.
4. Unabhängiger Vorschubantrieb mit Schrittmotor und hoch übersetzendem mechanischem Getriebe, Abb. 2.34, Mitte rechts.  
Der *Schrittmotor* ist ein reiner Stellantrieb und damit nicht regelungsfähig. Er setzt eine Steuerimpulsfolge unmittelbar in eine entsprechende Winkelposition um. Der Rotor des Schrittmotors kann bis zu 50 Polpaare enthalten und damit bis zu 200 Schritt/Umdrehung erreichen, was einem Schrittwinkel von  $1,8^\circ$  entspricht. Er ist in der Lage, im Stillstand ein Haltemoment auszuüben. Für den Positionierbetrieb genügt ein einfaches Steuergerät.  
Für die Vorgabe von *Position* und *Drehzahl* werden nur zwei binäre Signale benötigt, nämlich *Puls* und *Richtung*. Die *Zahl der Pulse* legt den *Verfahrweg* fest, die *Pulsfrequenz* bestimmt die momentane *Verfahrgeschwindigkeit*. Er ist nur für geringe Leistungen ( $< 1$  kW) geeignet.  
Um die letztgenannten Nachteile des Schrittmotors auszugleichen, wird er in der Regel zusammen mit einem hoch übersetzenden Getriebe (Harmonic Drive, Planetengetriebe u. a.) in Vorschubantrieben eingesetzt.
5. Numerische Vorschubachse, Abb. 2.34, unten rechts. Die numerische Achse wird im Kapitel 3.4 in Verbindung mit den CNC-Steuerungen eingehend erläutert.



**Abb. 2.34** Ausführungsvarianten von Vorschubantrieben

## 2.3.2 Gestufte mechanische Vorschubgetriebe

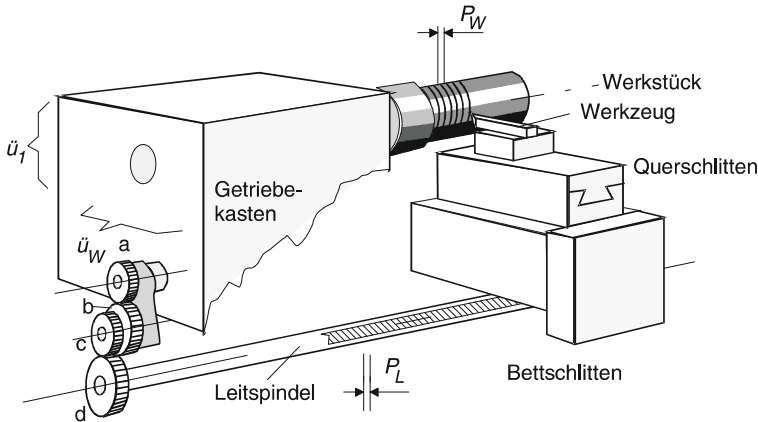
*Vorschubgetriebe* erzeugen die gewünschten Vorschübe hinsichtlich Zahl (bei gestuften Getrieben) und Größe. Die benötigten geringen Vorschubgeschwindigkeiten werden einmal durch hohe Übersetzungen als auch durch die nach dem Vorschubgetriebe meist eingesetzten Schraubtriebe erreicht.

### 2.3.2.1 Manuell schaltbare Getriebe

1. Sämtliche Schieberadgetriebe-Bauarten, im Kapitel 2.2.2 beschrieben

2. Wechselradgetriebe, Abb. 2.35

Angewandt werden diese an konventionellen Drehmaschinen zur Gewindeherstellung und an konventionellen Verzahnmaschinen zur Herstellung der Abhängigkeit der Drehbewegungen zwischen Werkstück und Werkzeug (Wälzbewegungen u. a.). Mit der ständig breiteren Anwendung von NC-WZM verlieren sie immer mehr an Bedeutung.



Räderverhältnis:

$$\ddot{u} = \frac{P_W}{P_L} = \ddot{u}_1 \cdot \ddot{u}_W \cdot \frac{a \cdot c}{b \cdot d}$$

Dabei sind:

a, b, c, d = Zähnezahlen der Wechselräder

$P_W$  = Gewindesteigung am Werkstück [mm, "]

$P_L$  = Leitspindelsteigung [mm, "] = 3, 6, 12, 16 mm oder 2, 4, (6) Gang auf 1"

$\ddot{u}_1, \ddot{u}_W$  = feste Räderverhältnisse (Wendegetriebe) in der Regel = 1

Wechselradsatz, besteht aus Rädern mit

$z$  = 20 ... 125 Zähne im Abstand von 5 zu 5 Zähnen

$z$  = 127, 157, 71, 113 Zähne

**Abb. 2.35** Wechselradgetriebe, Aufbau am Beispiel einer Leitspindeldrehmaschine

Es muss die Möglichkeit bestehen, die verschiedenen Gewindearten, wie metrisches Gewinde, Zollgewinde (1 Zoll = 1" = 25,4 mm), Schneckengewinde (Modul-G.) mit  $m \cdot \pi$  ( $m$  = Modul [mm]) oder englisches Schneckengewinde (Diametral Pitch G. [DP]) herzustellen. Dazu dienen die Räder außerhalb des Fünfersatzes. So ist beispielsweise  $z = 127$  Zähne  $\equiv 5 \cdot 25,4 \text{ mm} = 5 \cdot 1''$  oder die Zahl  $\pi = 5 \cdot 71 / 113$ . Beide Zähnezahlen sind unter den Rädern des Wechselradsatzes vorhanden.

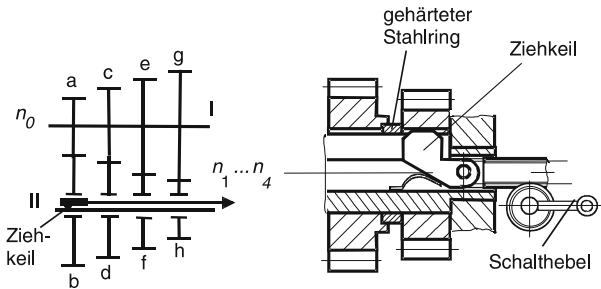
Des Weiteren ist noch die *Aufsteckregel* zur bauseitigen Realisierbarkeit des Wechselradaufsteckens zu beachten. Es gilt das Zähnezahlverhältnis:

$$(a + b) < (c + x)$$

$$(c + d) > (b + x)$$

Der Wert  $x$  wird mit 15 Zähnen angenommen, allgemein – Zähnezahl des kleinsten Wechselrades minus 5 Zähne.

### 3. Ziehkeilgetriebe, Abb. 2.36

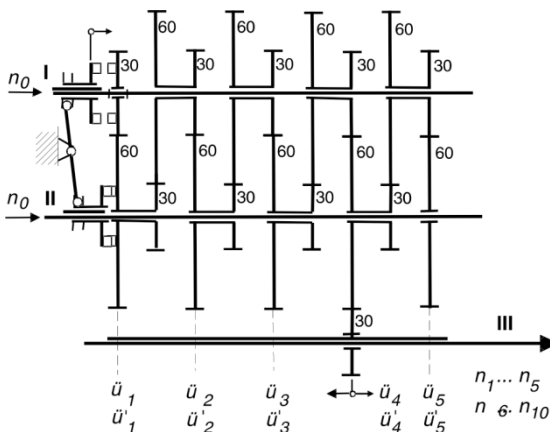


**Abb. 2.36** Ziehkeilgetriebe, Getriebeplan und konstruktiver Aufbau

Dieses Getriebe wird als Vorschubgetriebe an kleineren konventionellen WZM genutzt. Der Ziehkeil kann über einen Schalthebel, Ritzel und verzahnte Schiebestange jeweils unter eines der lose laufenden Räder geschoben werden und bewirkt dann dessen Mitnahme. Wegen der geschlitzten Welle können nur geringe Drehmomente übertragen werden.

### 4. Mäandergetriebe, Abb. 2.37

Mäandergetriebe dienen als Dividier- oder Multipliziergetriebe zur Erweiterung von Vorschub-Grundreihen. Mit dem axial verschiebbaren Abtriebsrad auf Keilwelle III können fünf Übersetzungsstufen realisiert werden. Durch zwei Getriebeeingänge über die Wellen I und II sind insgesamt zehn Abtriebsdrehzahlen erreichbar.



**Abb. 2.37** Mäandergetriebe

Im Getriebebeispiel werden folgende Übersetzungen beim Eingang über Welle I realisiert:

$$\ddot{u}_1 = \frac{30}{60} \cdot \frac{60}{30} = 1,$$

$$\ddot{u}_2 = \frac{30}{60} \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{60}{30} = 1/4,$$

$$\ddot{u}_3 = \frac{1}{16} \dots$$

$$\ddot{u}_4 = \frac{1}{64} \dots$$

$$\ddot{u}_5 = \frac{1}{256}$$

Beim Eingang über Welle II ergeben sich:

$$\ddot{u}_1' = \frac{60}{30} = 2,$$

$$\ddot{u}_2' = \frac{30}{60} \cdot \frac{30}{60} \cdot \frac{60}{30} = \frac{1}{2},$$

$$\ddot{u}_3' = \frac{1}{8} \dots$$

$$\ddot{u}_4' = \frac{1}{32} \dots$$

$$\ddot{u}_5' = \frac{1}{128}$$

### 2.3.2.2 Automatisch schaltbare gestufte mechanische Vorschubgetriebe

1. Kupplungsgetriebe entsprechend Abb. 2.21. Diese sind als Vorschubgetriebe wegen der niedrigen Drehzahlen relativ gut geeignet, da sie weniger Wärme erzeugen als beim Einsatz in Hauptgetrieben.
2. Kupplungsgetriebe mit Windungsstufe entsprechend Abb. 2.22
3. Ziehkeilgetriebe ist automatisierbar
4. Mäandergetriebe ist automatisierbar

### 2.3.2.3 Getriebe mit konstanter hoher Übersetzung

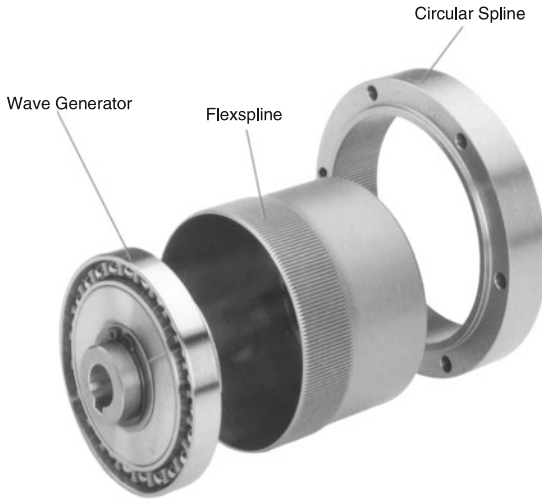
Diese werden benötigt bei der Anwendung von Antriebsmotoren, beispielsweise Schrittmotoren, die im normalen Drehzahlbereich (maximale Drehzahl 500 bis 2.000 U/min) arbeiten und langsame Vorschubbewegungen erzeugen sollen.

#### 1. Wellgetriebe (Harmonic Drive), Abb. 2.38

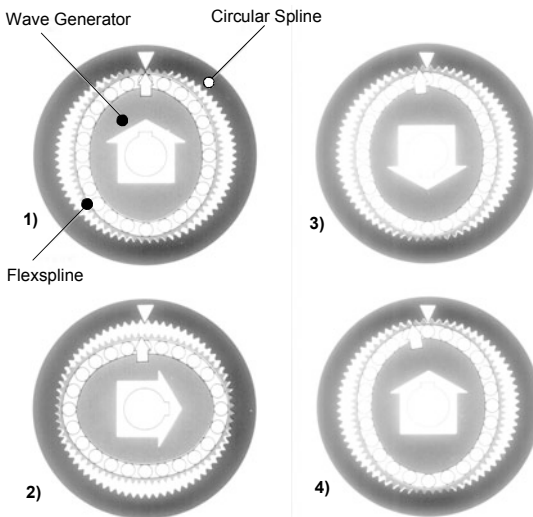
Bestandteile:

- Wave Generator – eine elliptische Stahlscheibe mit zentrischer Nabe und aufgezogenem, elliptisch verformbarem Spezialkugellager
- Flexspline – eine zylindrische, verformbare Stahlbuchse mit Außenverzahnung
- Circular Spline – ein steifer, zylindrischer Ring mit Innenverzahnung.

Die Funktionsweise ist in Abb. 2.39 dargestellt.



**Abb. 2.38** Harmonic Drive Getriebeeinbausatz HDUC. (Quelle: Harmonic Drive, Limburg a. d. Lahn)



**Abb. 2.39** Funktionsweise des Harmonic-Drive-Wellgetriebes, in vier Schritten dargestellt. (Quelle: Harmonic Drive, Limburg a. d. Lahn)

*Schritt 1:* Der elliptische *Wave Generator* (angetriebenes Teil) verformt über das Kugellager den *Flexspline*, der sich in den gegenüberliegenden Bereichen der großen Ellipsenachse mit dem innenverzahnten *Circular Spline* im Eingriff befindet.

*Schritt 2:* Mit der Drehung des *Wave Generators* verlagert sich die große Ellipsenachse und damit der Zahneingriffsbereich. Da der *Flexspline* zwei Zähne weniger als *Circular Spline* besitzt, vollzieht sich im

*Schritt 3:* Nach einer halben Umdrehung des *Wave Generators* eine Relativbewegung zwischen *Flexspline* und *Circular Spline* um die Größe eines Zahnes und



**Schritt 4:** ... nach einer ganzen Umdrehung um die Größe zweier Zähne.

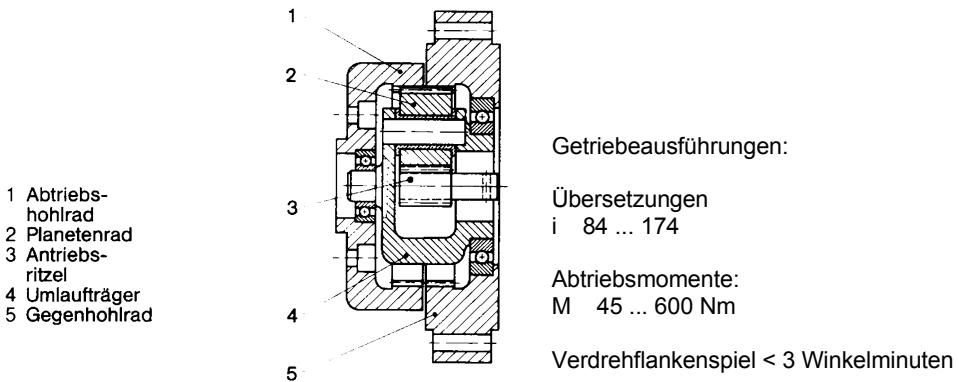
Bei fixiertem *Circular Spline* dreht sich der *Flexspline* als Abtriebsselement entgegen der Drehrichtung des Antriebs.

Merkmale des Wellgetriebes:

- hohe Verdrehsteifigkeit, kein Spiel in der Verzahnung, dadurch große Positionier- und Wiederholgenauigkeit
- kompakte Bauweise durch koaxialen An- und Abtrieb, geringes Gewicht, kleine Außendurchmesser
- hohe Übersetzungsverhältnisse in einer Stufe bei sehr gutem Wirkungsgrad
- lange Lebensdauer
- Übersetzungen je nach Baugröße von  $i = 50$  bis  $i = 260$
- Bei Nenndrehzahl 2.000 U/min sind Nenndrehmomente von 0,3 ... 529 Nm übertragbar.

## 2. Planetengetriebe, Abb. 2.40

Auch Planetengetriebe können konstante große Übersetzungen spielarm auf kleinem Raum verwirklichen. Das niedrige Trägheitsmoment ermöglicht hohe Beschleunigungen und Verzögerungen. Ein weiterer Vorteil ist die koaxiale Bauweise bei kleinem Bauraum.



**Abb. 2.40** Planetengetriebe-Einbausatz WPE. (Quelle: alpha Getriebebau GmbH, Igersheim)

## 2.3.3 Schraubtriebe

### 2.3.3.1 Der Gleitschraubtrieb

Gleitschraubtriebe sind heute weitgehend auf konventionelle Werkzeugmaschinen und auf untergeordnete Beistellbewegungen beschränkt. Sie werden in der Regel mit Trapezgewinde (Spitzenwinkel  $\beta = 30^\circ$ ) als Transportgewinde ausgeführt. Dieses Gewinde ermöglicht eine einfache Herstellung durch Drehen, Fräsen und Schleifen.

### Vorteile der Gleitschraubtriebe

- kostengünstig
- bei entsprechender Konstruktion Spielausgleich möglich

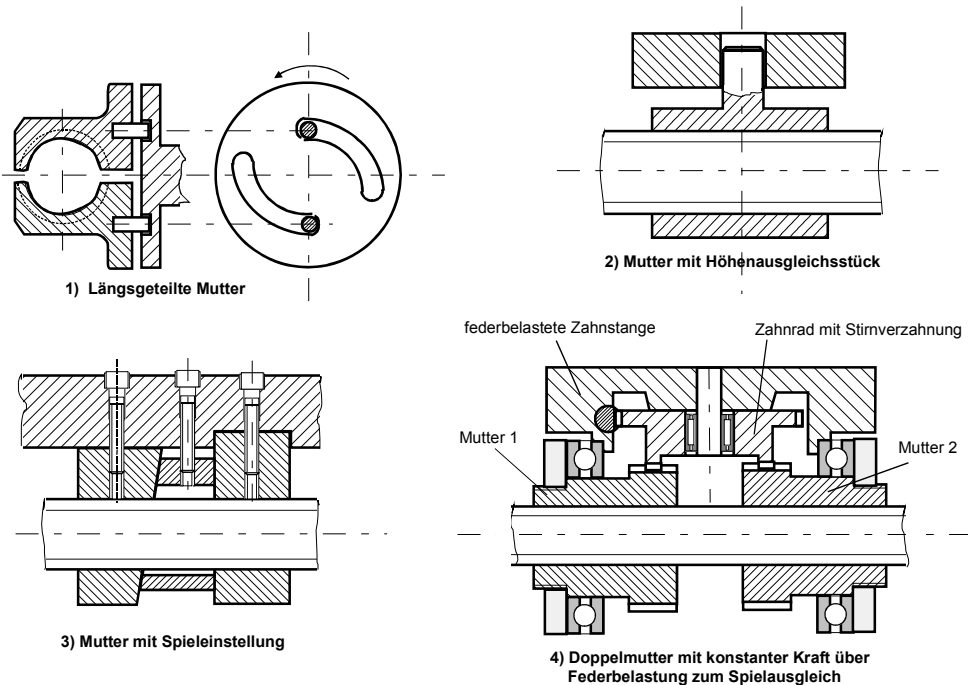
### Nachteile der Gleitschraubtriebe

- schlechter Wirkungsgrad
- bei kleinen Geschwindigkeiten und großer Reibung kann Ruckgleiten (Stick-slip-Effekt) auftreten

Der übliche Durchmesserbereich liegt bei Anwendung in spanenden Werkzeugmaschinen zwischen 18 und 60 mm.

- Bevorzugte Spindelsteigungen sind:  $P_h = 3, 6, 8, 10, 12$  und  $16$  mm.
- Spindelwerkstoffe: C 35, C 60 oder 35 Cr Al 6 (bei nitriergelärteten Spindeln)
- Spindelmutter-Werkstoffe: GGL 25 (bei Handbetätigung), G – Cu Al 9 Fe Mn F 45, G – Cu Sn 10 Zn 7, G – Cu 57 Zn Al Fe Mn F 45

In Abb. 2.41 sind verschiedene Ausführungen von Gleitschraubtrieben dargestellt. In der Abbildung wird unter 1) eine längsgeteilte Mutter gezeigt, wie sie bei Leitspindeln an Drehmaschinen Anwendung findet. Durch Drehen der Nutscheibe mittels Handhebel wird die Mutter geschlossen oder geöffnet.



**Abb. 2.41** Ausführungen des Systems Spindel – Mutter bei Gleitschraubtrieben

In Abb. 2.41 oben rechts ist eine Spindelmutter mit Höhendifferenzausgleich dargestellt. Lageveränderungen zwischen Schlittenführung und Spindel führen nicht zu Zwängen bei Verfahren des Schlittens.

Abb. 2.41 unten links zeigt eine Spindelmutter, bei welcher das Spiel im Gewinde mittels der mittleren Schraube eingestellt werden kann. Ist das gewünschte Spiel erreicht, wird das linke Mutterteil mittels Schraube festgezogen.

Abb. 2.41 unten rechts stellt einen ständig mit gleicher Kraft wirkenden elastischen Spielausgleich dar. Die Belastung wird durch eine Feder aufgebracht und über eine Zahnstange auf ein Zahnrad übertragen. Dieses besitzt außerdem eine Stirnverzahnung, mittels derer beide Muttern 1 und 2 gegenläufig verdreht werden, sodass beide Gewindeflanken ständig anliegen. Durch die Einstellung der Federvorspannung kann die Belastung der Flanken verändert werden.

### Dimensionierung der Spindel

Spindeln werden auf Zug, Druck, Torsion und Knickung beansprucht. Es wird von einer Zugspannung ausgegangen, die maximal 30 % der zulässigen Spannung betragen darf. Dann ist:

$$\sigma = \frac{4F_a}{d_1^2 \cdot \pi} \leq 0,3\sigma_{zul} \quad \left| \frac{\frac{F_a}{N}}{\frac{\sigma}{N}} \right| \frac{d_1}{\text{mm}} \quad (2.11)$$

Es sind:  $F_a$  [N] Axiallast,  $d_1$  [mm] Kerndurchmesser des Spindelgewindes,  $\sigma_{zul} = 80 \dots 100$  N/mm<sup>2</sup>

$$d_1 = \sqrt{\frac{4F_a}{\pi \cdot 0,3\sigma_{zul}}} \quad (2.12)$$

Festlegung der Spindelmutterlänge  $H$ : Die mittlere Flächenpressung ist

$$p_m \approx \frac{4F_a}{(d^2 - D_1^2) \pi z} \quad \left| \frac{\frac{p_m}{N}}{\frac{F_a}{N}} \right| \frac{D_1}{\text{mm}} \left| \frac{d}{\text{mm}} \right| \frac{z}{-} \quad (2.13)$$

Dabei sind:

$d$  [mm] Gewinde-Nenndurchmesser

$D_1$  [mm] Mutter-Kerndurchmesser

$z$  Anzahl der Gewindegänge

Mit  $P_{m \text{ zul}} = 10 \dots 15$  N/mm<sup>2</sup> (Stahl gegen Bronze) erhält man  $z$  aus (2.13). Die Mutterlänge ist

$$H = z \cdot P_h \quad \left| \frac{H}{\text{mm}} \right| \frac{P_h}{\text{mm}} \quad (2.14)$$

Es sollte sein:  $H / d \approx 1,5 \dots 4$ . Das Spindelmoment ergibt sich zu

$$M_{Sp} = F_a \frac{d_2}{2} \cdot \tan(\alpha + \rho') \quad \left| \frac{M_{Sp}}{\text{Nmm}} \right| \left| \frac{d_2}{\text{mm}} \right| \left| \frac{F_a}{\text{N}} \right| \left| \frac{\alpha}{^\circ} \right| \left| \frac{\rho'}{^\circ} \right| \quad (2.15)$$

Dabei sind:

$F_a$  [N] Axiallast

$d_2$  [mm] Flankendurchmesser des Gewindes

$\mu = 0,08 \dots 0,15$  Reibwert für Gleitschraubtriebe

$\alpha$  [°] Steigungswinkel des Gewindes

$\rho'$  [°] Reibungswinkel für Trapezgewinde mit  $\tan \rho' \approx \mu$

### 2.3.3.2 Der Wälzschraubtrieb WST (Kugelgewindetrieb KGT)

Die Grundlagen und Definitionen sind in DIN 69051 enthalten. Haupteinsatzgebiete im WZM-Bau:

- wesentliche Baugruppe der linearen NC-Vorschub- oder Zustellachse bei rotatorischem Antrieb (Servomotor)
- als Antriebsachse für Pendelbewegungen, beispielsweise der Arbeitstische an NC-Schleifmaschinen
- für die Realisierung des Werkstück- und Werkzeug-„handlings“ und in der Robotertechnik

Bei vielen Arbeitsaufgaben hat der Wälzschraubtrieb eine Doppelfunktion, als Antriebsübertragungselement und überall dort als Messelement, wo zur Lageistwerterfassung eines Arbeitsschlittens ein rotatorisches Messsystem eingesetzt wird.

Das Grundprinzip des Kugelgewindetriebs ist in Abb. 2.42 dargestellt.

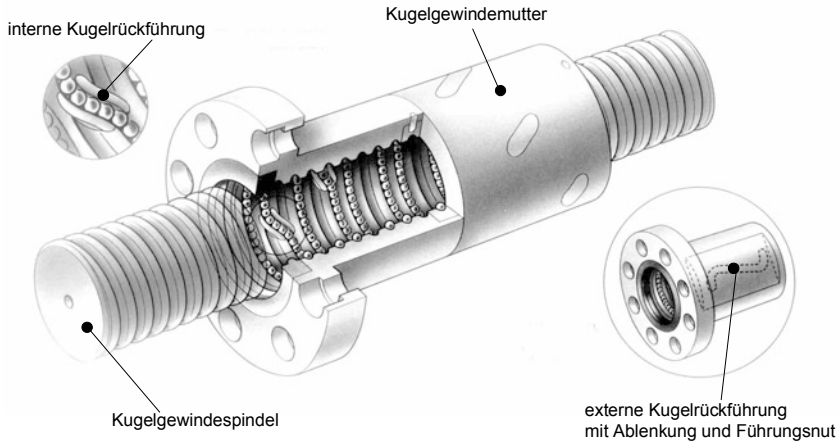
Zwischen Gewindespindel und Mutter werden die Außen- und die Innengewindebahn als Kugelführung wie bei einem Wälzlager genutzt. Damit liegt *rollende Reibung* vor. Die Bedingung für einen spielfreien Lauf als Voraussetzung für hohe Präzision bei der Positionierung ist die Vorspannung des Systems mit einer solchen Höhe, dass bei maximaler äußerer Belastung kein Spiel auftreten kann.

*Vorteile des Kugelgewindetriebs*

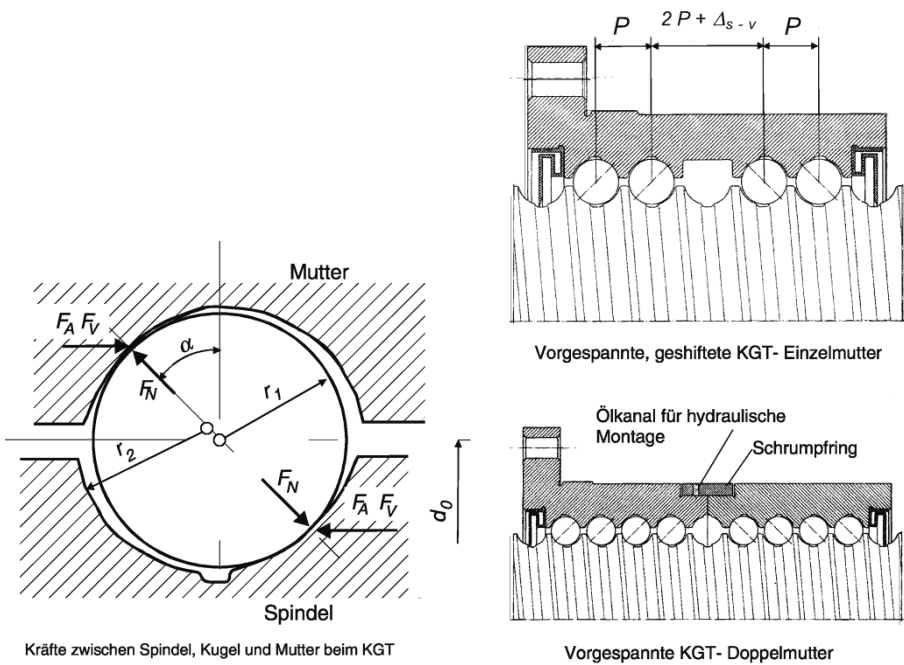
- hohe Übertragungsgenauigkeit
- hohe Positioniergenauigkeit
- geringer Verschleiß
- stick-slip-freie Bewegung (kein Ruckgleiten) auch bei geringen Geschwindigkeiten
- hohe Steifigkeit, Spielfreiheit und geringste Umkehrspanne bei geeigneten Vorspannungsmaßnahmen

*Nachteile des Kugelgewindetriebs*

- geringe Dämpfung
- keine Selbsthemmung, die Position muss über den Antriebsregelkreis oder nach dessen Abschalten durch eine meist in den Servomotoren eingebaute Bremse bzw. Schlittenklemmungen gehalten werden. Besonders wichtig bei senkrechtem Einbau!



**Abb. 2.42** Prinzip des Kugelgewindetriebes. (Quelle: Gamfior SpA. Turin, Italien)



**Abb. 2.43** Kräfte und Vorspannmöglichkeiten beim Kugelgewindetrieb KGT. (Quelle: nach FAG)

Die geometrischen Beziehungen ergeben sich aus Abb. 2.43 links zu:

$$\text{Schmiegun}g \ s = \frac{r_1}{r_2} \approx 0,96 \dots 0,98 \quad \frac{s}{-} \left| \frac{r_1}{\text{mm}} \right| \frac{r_2}{\text{mm}} \quad (2.16)$$

Dabei sind  $r_1$  = Radius der Kugel  
 $r_2$  = Radius des Gewindeprofils [mm]

Der Druckwinkel  $\alpha = 45^\circ$ , das Verhältnis

$$i = \frac{d_1}{P} = 0,8 \dots 0,85,$$

wobei  $d_1$  = Kugeldurchmesser [mm]  
 $P$  = Gewindesteigung [mm]

Auf die Kugeln wirken die Axiallast  $F_A$  und die Vorspannkraft  $F_V$ . Unter Berücksichtigung des Druckwinkels entsteht die Normalkraft  $F_N$ .

Zur Vorspannung gibt es zwei Möglichkeiten, Abb. 2.43 rechts. Oben ist eine Mutter dargestellt, in welcher von vornherein bei der Fertigung die Vorspannung durch das Shiften über zwei Gewindegänge (Steigung  $P$ ) in der Mitte der Mutter um den Shiftbetrag  $2P + \Delta_{s-v}$  erreicht wird.

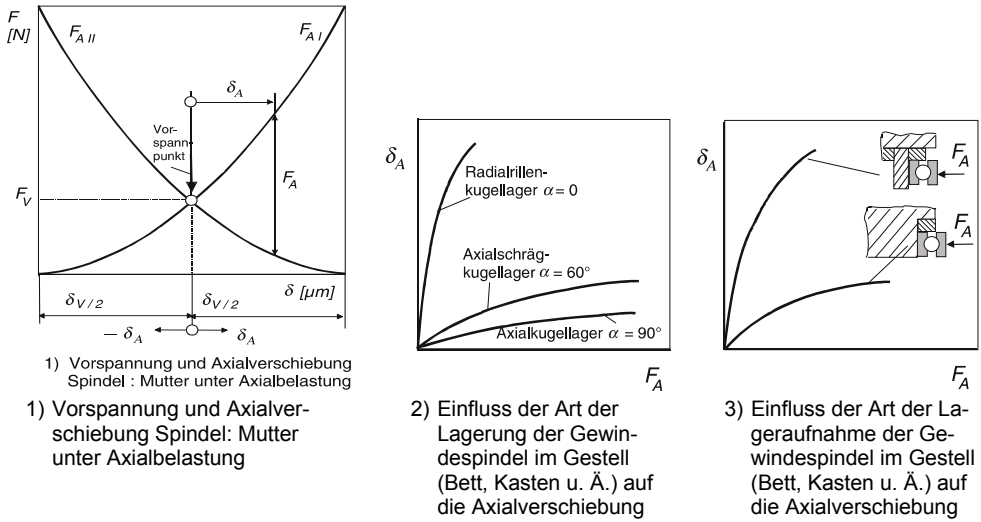
Bei der zweiten Ausführung, Abb. 2.43 rechts unten, werden zwei Doppelmuttern planseitig durch Schleifen nachgesetzt und gegenseitig axial verspannt. Danach erfolgt die Fixierung über einen Schrumpfring mittels Hydraulik-Montage.

Wenn der KGT gleichzeitig Messbasis für den Lageistwert ist, werden an die Fertigung der Gewindespindel hohe Anforderungen gestellt. Maximale Steigungsfehler von  $5 \mu\text{m}/300 \text{ mm}$  Länge sind Standard. Darüber hinaus erfolgt eine elektronische Korrektur der Steigungsfehler mittels Vermessung und elektronischer Korrektur (+/-Zählung) über die CNC-Steuerung der Werkzeugmaschinen.

In Abb. 2.44 ist unter 1) die Axialverschiebung unter Last dargestellt. Das Diagramm zeigt die Kraft (Last)  $F$  als Funktion der Axialverschiebung  $\delta$ . Dabei stellt die Kurve  $F_{AI}$  die Verschiebung in Abhängigkeit der Belastung in einer Richtung dar (Axiallast – rechte Mutter), die Kurve  $F_{AII}$  zeigt die Funktion bei Belastung in der Gegenrichtung (Axiallast – linke Mutter). Beide Kurven kreuzen sich im Vorspannpunkt. Dieser entspricht der Vorspannkraft  $F_V$  mit der Vorspannungsverschiebung  $\delta_{V/2}$ . Die Axiallast  $F_A$  darf nur so groß werden, dass die zugeordnete Axialverschiebung  $\delta_A$  den Wert  $\delta_{V/2}$  in beiden Richtungen nicht überschreitet. Anderenfalls würde Spiel entstehen und die präzise Positionierung wäre nicht mehr möglich.

Die Abb. 2.44 2) und 3) zeigen, welchen Einfluss die axiale Lagerung der Gewindespindel im Maschinengestell auf die Axialverschiebung hat. Werden an diesen Stellen konstruktionsseitig nur geringe Steifen vorgesehen, so sind Positionsfehler des Arbeitsschlittens unter Last vorprogrammiert.

Die Berechnungen von Lebensdauer, zulässige statische Belastung und zulässige Drehzahl entsprechen weitgehend denen der Wälzlager.



**Abb. 2.44** Einflüsse auf die Axialverschiebung unter Last beim Wälzschraubtrieb

Die Lebensdauer ergibt sich zu

$$L = \left( \frac{c_a}{F_A f_w} \right)^3 \cdot 10^6 \quad \begin{array}{c|c|c|c} L & c_a & F_a & f_w \\ \hline \text{Umdr.} & \text{daN} & \text{daN} & - \end{array} \quad (2.17)$$

mit

$c_a$  dynamische Tragzahl

$F_A$  Axiallast

$f_w$  Faktor für Betriebsbedingungen = vibrations- und erschütterungsfreie Bewegungen = 1,0 ... 1,2

normale Bewegungen

= 1,2 ... 1,5

Bewegungen mit Vibration und Erschütterungen

= 1,2 ... 2,5

Die Lebensdauer in Arbeitsstunden ist:

$$L_h = \frac{LP}{2l_s n_1 60 \cdot 10^3} \quad \begin{array}{c|c|c|c} L_h & P & l_s & n_1 \\ \hline \text{h} & \text{mm} & \text{m} & \frac{1}{\text{min}} \end{array} \quad (2.18)$$

Dabei sind

$l_s$  Weg (Hub)

$n_1$  Anzahl der Zyklen der Mutter pro min

$P$  Steigung

Die zulässige statische Axiallast bei Stillstand der Spindel ergibt sich aus:

$$F_A \leq \frac{c_{oa}}{f_s} \quad \begin{array}{c|c|c} F_A & c_{oa} & f_s \\ \hline \text{daN} & \text{daN} & 1 - 3 \end{array} \quad (2.19)$$

Dabei sind:

$f_s$  statischer Sicherheitsfaktor, bei normaler Bewegung 1 ... 2, bei Vibrationen 2 ... 3  
 $c_{oa}$  statische Tragzahl

Die zulässige Drehzahl

$$n_{zul} = 0,8 \, n_{kr} f_{ko} \quad \begin{array}{c|c|c} n_{zul} & n_{kr} & f_{ko} \\ \hline \frac{1}{\text{min}} & \frac{1}{\text{min}} & 0,32 - 2,24 \end{array} \quad (2.20)$$

mit

$$n_{kr} = \sqrt{\frac{g}{f}} \quad \begin{array}{c|c|c} n_{zul} & n_{kr} & f_{ko} \\ \hline \frac{1}{\text{min}} & \text{mm} & \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} \end{array} \quad (2.21)$$

und

$n_{kr}$  kritische Drehzahl

$g$  Erdbeschleunigung

$f$  maximale Durchbiegung bei Eigengewicht der Spindel als Streckenlast  
mit Korrekturfaktor

$f_{ko} = 0,32$  einseitig eingespannte Gewindespindel

1,00 beidseitig frei aufliegende Spindel

1,55 einseitig eingespannte, ansonsten frei aufliegende Spindel

2,24 beidseitig eingespannte Spindel

In Abb. 2.45 sind diese Fälle an Hand von verschiedenen Lagerungsmöglichkeiten der Gewindespindel dargestellt.

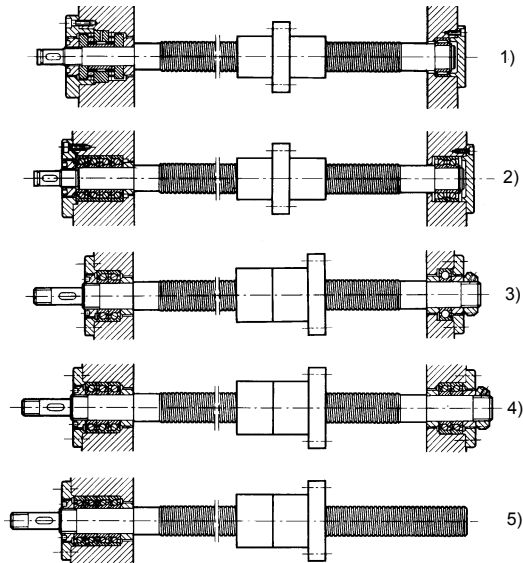
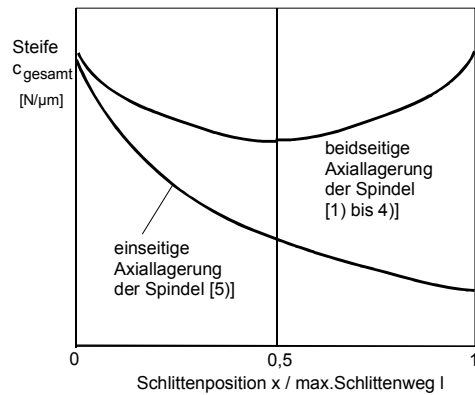
Einbaufall 5) reduziert den Korrekturfaktor  $f_{ko}$  auf den Wert 0,32 und setzt damit die zulässige Drehzahl erheblich herab. Außerdem zeigt das Diagramm in Abbildung oben, dass die Steife des Systems mit wachsendem Schlittenweg nach rechts erheblich abnimmt, während bei beidseitiger Axiallagerung der Gewindespindel die Steife ein Minimum in der Wegmitte aufweist. Die besten Werte werden mit der axial vorgespannten Spindel, Einbaufall 4), erzielt.

Die Gesamtsteife  $c_{\text{gesamt}}$  [N/μm] ergibt sich aus:

$$\frac{1}{c_{\text{gesamt}}} = \frac{1}{c_{\text{Maschine-Gestell}}} + \frac{1}{c_{\text{Festlager}}} + \frac{1}{c_{\text{Spindel}}} + \frac{1}{c_{\text{Spindelbefestigung}}} + \frac{1}{c_{\text{Muttereinheit}}} + \frac{1}{c_{\text{Muttereinheit-Verbindung}}} \quad (2.22)$$



**Abb. 2.45** Möglichkeiten des Einbaus von Wälzschraubtrieben und Steife-Verhalten. (Quelle: Gamfior SpA, Turin, Italien)



Das schwächste Glied, d. h. die kleinste Einzelsteife, bestimmt die Gesamtsteife. Es ist in den meisten Fällen die KGT-Spindel mit Werten für  $c_{\text{Spindel}} < 100 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Bei sorgfältiger Konstruktion und Montage sind alle anderen Steifen in (Abb. 2.45) wesentlich größer als  $100 \text{ N}/\mu\text{m}$ . Durch die in der Gleichung dargestellten verschiedenen Einflüsse erreicht die Gesamtsteife  $c_{\text{gesamt}}$  in der Regel nur Werte unter  $60 \text{ N}/\mu\text{m}$ .

### 2.3.4 Hydraulische (hydrostatische) Vorschubantriebe

*Hydraulische Antriebe* hatten bis in die achtziger Jahre hinein einen hohen Stellenwert im Werkzeugmaschinenbau. Besonders mit der immer stärkeren Automatisierung der Produktion wurde die Hydraulik dank ihrer Eignung für automatisierte Einrichtungen

umfassend eingesetzt. Mit der Entwicklung der NC-Technik, insbesondere der CNC-Steuerungen und der elektronischen Drehstromantriebstechnik, wird die Hydraulik an WZM-Vorschubantrieben immer weiter zurückgedrängt, ohne ihre Anwendungsgebiete, bezogen auf die Werkzeugmaschine insgesamt, zu verlieren. Diese liegen insbesondere bei der Betätigung von Spanneinrichtungen, bei Antrieben von Lade- und Entladesystemen und bei der Speicherung für Werkstücke und Werkzeuge u. Ä. Dort treten jedoch als einflussreiche Konkurrenten die *pneumatischen Systeme* auf.

#### *Vorteile der Hydraulik*

- hohe Energiedichte, d. h. Erzeugung großer Kräfte bei geringen Abmessungen
- einfache Erzeugung geradliniger Bewegungen
- stufenlose Einstellung und Regelung der Geschwindigkeit des Hydromotors
- einfache Umkehr der Bewegungsrichtung
- einfacher Überlastungsschutz durch einstellbare Druckbegrenzungsventile
- Elektrische bzw. elektronische Ansteuerung hydraulischer Ventile sichert eine gute Automatisierbarkeit. Deswegen wird die Hydrostatik im Verbund mit der CNC-Technik auch die künftige Basis der meisten Werkzeugmaschinen bilden.

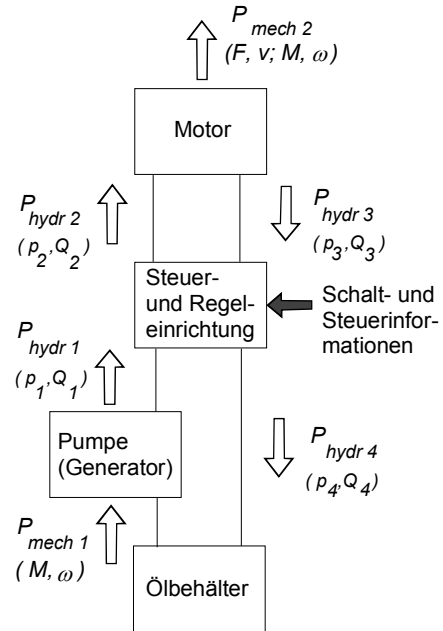
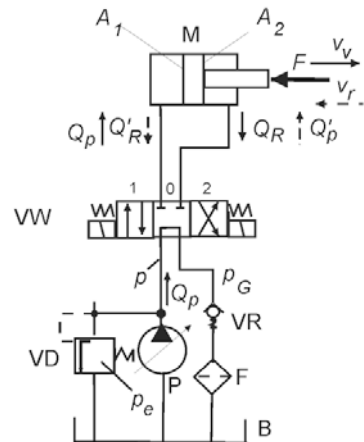
#### *Nachteile der Hydraulik*

- Abhängigkeit der Viskosität und Kompressibilität des Hydrauliköls von Druck und Temperatur
- Erwärmung des Hydrauliköls, damit negative thermische Einflüsse auf die Arbeitsgenauigkeit der WZM
- hohe Anforderungen an die Filterung des Hydrauliköls
- notwendige Abführung des Lecköls in den Ölbehälter

### **2.3.4.1 Grundsätzlicher Aufbau einer hydraulischen Anlage**

In Abb. 2.46 ist der grundsätzliche Aufbau einer hydraulischen Anlage dargestellt. Zu dieser gehört eine Ölpumpe, die auch in Analogie zur Elektrotechnik als Generator bezeichnet werden kann. Hier wird die durch den Antriebsmotor (in der Regel ein Elektromotor, aber im mobilen Bereich auch Verbrennungsmotoren) eingebrachte mechanische Leistung  $P_{\text{mech1}} \sim M \cdot \omega$  in hydraulische umgeformt,  $p_1 \cdot Q_1$ . Dabei ist  $p_1$  [bar] der Hydraulikdruck.  $Q_1$  [l/min] der Förderstrom der Pumpe, den diese aus dem Ölbehälter ansaugt.

Über Steuer- und Regeleinrichtungen werden notwendige Schalt- und Steuerinformationen in den Hydraulikkreislauf eingebracht. Im Motor, der entweder ein Arbeitszylinder mit Kolben oder ein Hydro-Rotationsmotor sein kann, wird die hydraulische Leistung wieder in mechanische ( $P_{\text{mech2}}$ ) umgeformt, die bei Linearmotoren  $\sim F \cdot v$ , also *Kraft · Geschwindigkeit* oder bei Rotationsmotoren  $\sim M \cdot \omega$  ist.

**Abb. 2.46** Grundsätzlicher Aufbau**Abb. 2.47** Aufbau eines offenen Hydraulikkreislaufes Symbole nach DIN ISO 1219

### Offener Hydraulikkreislauf

In Abb. 2.47 ist ein offener Hydraulikkreislauf beispielsweise zur Erzeugung einer linearen Vorschubbewegung eines Arbeitsschlittens dargestellt. Durch den Einsatz eines Hydrozylinders mit Scheibenkolben und einseitiger Kolbenstange (sog. Differentialkolben) als Motor **M** erfolgt bei Öldruckbeaufschlagung des linken Zylinderraums eine Kolbenbewegung mit der Geschwindigkeit  $v_v$  nach rechts gegen die Bearbeitungskraft **F**. Die linksseitige Druckbeaufschlagung erfolgt über die Schaltstellung 1 des 4/3-Wegeventils **VW**. Der Hydraulikschaltplan in Abb. 2.47 ist in Symboldarstellung ausgeführt.

Das 4/3-Wegeventil VW wird durch Elektromagnete in die Schaltstellungen 1 und 2 geschaltet. Die Mittelstellung 0 (Kreislauf-Kurzschluss: Die Pumpe fördert gegen das Rückschlagventil VR mit Gegendruck  $p_G$  zurück in den Behälter B) wird über die beiden im Ventil eingebauten Federn erreicht. Während dieser Stellung sind die Leitungen vom Zylinder zum Ventil blockiert, d. h., der Kolben kann sich nicht bewegen.

Die Kolbengeschwindigkeit  $v_v$  nach rechts ergibt sich aus:

$$v_v = \frac{Q_p}{A_1} \quad [\text{cm/min}], \quad (2.23)$$

wobei  $Q_p$  der Förderstrom in  $[\text{l/min}]$  und  $A_1$  die Kolbenfläche in  $[\text{cm}^2]$  ist.

Beim Schalten des Ventils in die Stellung 2 erfolgt ein Vertauschen der Leitungen: Der Druckstrom der Pumpe gelangt nunmehr in den rechten Zylinderraum. Bei gleichem Förderstrom  $Q'_p = Q_p$  der Pumpe gilt:

$$v_r = \frac{Q_p}{A_2} \quad [\text{cm/min}], \quad (2.24),$$

wobei die Fläche  $A_2$  die Kolbenringfläche ist. Es ist  $A_1 > A_2$ , damit ist die Geschwindigkeit des Kolbens bei der Rückbewegung nach links entsprechend des Flächenverhältnisses  $A_1:A_2$  größer.

Mit diesem Kreislaufaufbau ergibt sich auf einfache Weise eine Vorschubgeschwindigkeit nach rechts und ein Eilrücklauf (ohne Belastung) nach links.

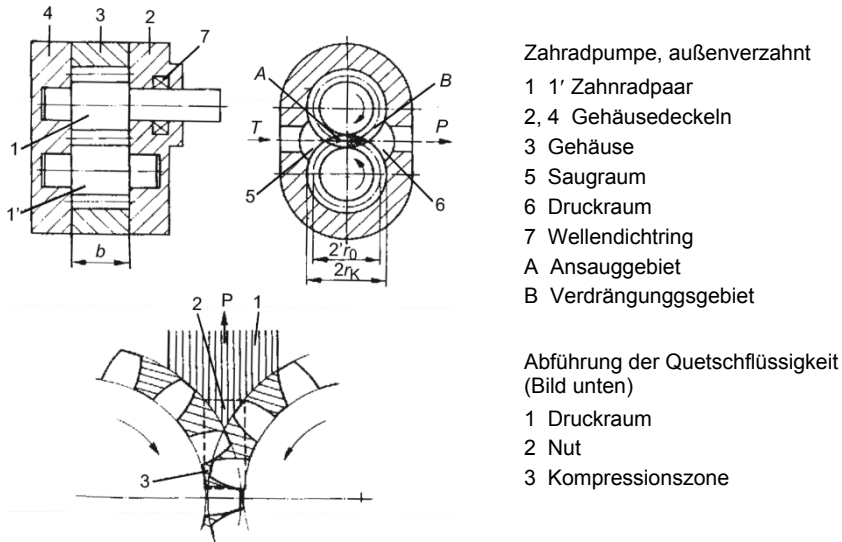
Wird als Pumpe eine Verstellpumpe eingesetzt, wie im Kreislauf dargestellt, so kann durch Veränderung des Pumpenförderstroms die gewünschte Kolbengeschwindigkeit eingestellt werden.

Zum Kreislauf gehört stets ein Druckbegrenzungsventil VD, an welchem der Grenzdruck  $p_e$  mittels Veränderung der Vorspannung der Ventilsfeder eingestellt werden kann. Ein ÖlfILTER F in der Abflussleitung vervollständigt diesen offenen Hydraulikkreislauf als Vorschubantrieb.

### 2.3.4.2 Prinzipien wichtiger an Werkzeugmaschinen eingesetzter Hydraulikbaugruppen

#### 1. Hydraulikpumpen

*Konstantförderpumpen* Am Beispiel der Zahnradpumpe wird das Prinzip der Konstantförderpumpe erläutert, Abb. 2.48. Ein Zahnradpaar 1, 1' ist in einem Gehäuse 3 angeordnet und wird von den beiden Gehäusedeckeln 2, 4 axial eingeschlossen. Die Ölförderung geschieht über die Zahnücken beider Räder, die gegen das Gehäuse abgeschlossen sind. Das Ansaugen wird durch die nach dem Eingriff frei werdenden Zahnücken und das sich dabei bildende Vakuum erreicht. Mit dem Zahneingriff wird auf der Druckseite das Öl in den Druckraum verdrängt. Um Quetschöl und damit hohes Pumpengeräusch zu vermeiden, sind im Gehäusedeckel Entlastungsnuten eingearbeitet.



**Abb. 2.48** Prinzipieller Aufbau einer Zahnradpumpe als Konstantförderpumpe

Der Pumpenaufbau ist einfach. Dadurch ist die Pumpe kostengünstig. Eine Verstellung des Förderstroms ist nur mittels Verstelldrossel und Druckbegrenzungsventil, welches dann zum Arbeitsventil wird und über das ständig Öl strömt, möglich. Dadurch entstehen hohe Leistungsverluste und eine hohe Ölerwärmung.

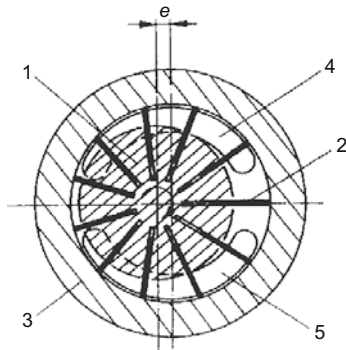
Aus den genannten Gründen wird deshalb die Konstantförderpumpe im Werkzeugmaschinen-Bau nur noch für untergeordnete Zwecke verwendet.

*Verstell- oder Regelpumpen* Am Beispiel der in der Werkzeugmaschinenhydraulik am meisten angewandten Verstellpumpe, der Flügelzellenpumpe, Abb. 2.49 soll das Prinzip der Verstell- oder Regelpumpe erläutert werden.

Über einen von einem Motor angetriebenen Rotor 1, in welchem Stahlflügel 2 in Schlitten leichtgängig eingepasst sind, die durch die Fliehkraft gegen den Gehäusering 3 gedrückt werden, öffnen sich durch die Drehung auf der Saugseite 4 Räume, die sich mit Öl füllen. Diese werden auf die Druckseite getragen. Dort wird das Öl durch die Zellenraumverkleinerung bei Weiterdrehung des Rotors über die Steuernut 5 in den Druckraum gebracht.

Die Größe des Förderstroms hängt von der *Exzentrizität*  $e$  des Rotors zum Gehäuse-ring ab. Bei  $e = 0$  ist der Förderstrom gleich null. Bei der Verstellung der Exzentrizität über Mitte nach rechts (minus) kehrt sich die Förderrichtung um. Damit kann die Pumpe auch in *geschlossenen Kreisläufen* Anwendung finden, wo beispielsweise durch ständiges Wechseln der Exzentrizität von plus nach minus eine Hin- und Herbewegung eines Arbeitstisches erreicht werden kann.

Eine wesentliche Bedeutung hat in der WZM-Hydraulik die Verstellpumpe mit einer Regelung als Nullhubpumpe.



Flügelzellenpumpe, einfach wirkend

1 Rotor

2 Flügel

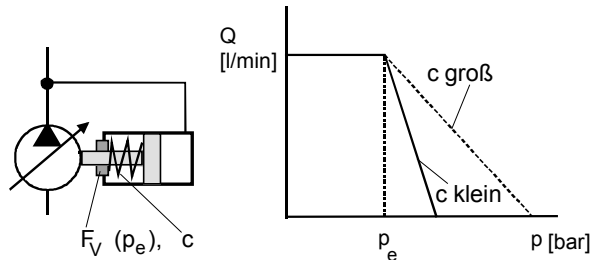
3 Gehäuse

4 Steuernut – Saugseite

5 Steuernut – Druckseite

e Exzentrizität

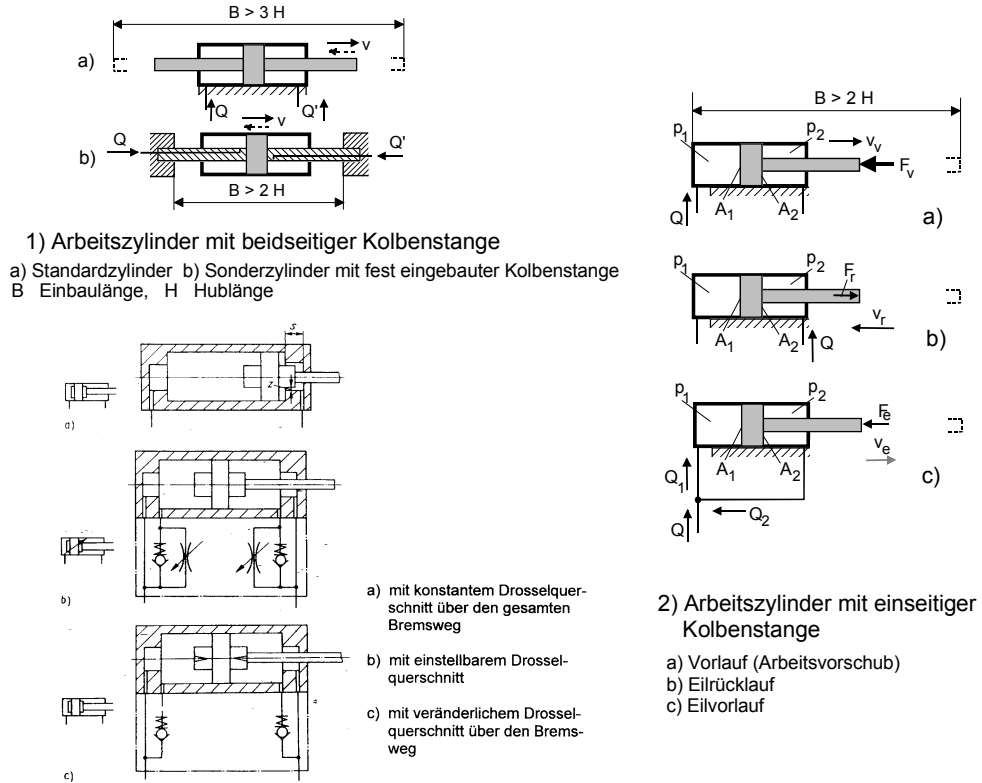
**Abb. 2.49** Prinzipieller Aufbau einer Flügelzellenpumpe als Verstellpumpe



**Abb. 2.50** Regelpumpe mit Nullhubregler (Prinzip und Kennlinie)

Die Exzentrizität  $e$  des Rotors beispielsweise einer Flügelzellenpumpe wird über einen Kolben gegen eine Feder durch den Pumpendruck  $p$  verstellt. Deshalb ist über eine Nebenleitung der rechte Zylinderraum der Regeleinrichtung mit der Hauptleitung der Pumpe verbunden, Abb. 2.50 links. Die Federvorspannung  $F_V$  ist einstellbar.

Die Kennlinie in Abb. rechts zeigt die *Wirkungsweise des Nullhubreglers*. Bei niedrigem Druck liefert die Regelpumpe den vollen Förderstrom  $Q$ . Dies wäre beispielsweise der Fall, wenn ein Arbeitsschlitten oder der Stößel einer hydraulischen Presse im Eilgang bewegt werden soll, wo nur geringe Gegenkräfte wirken. Beim Auftreten einer hohen Gegenkraft steigt der Druck an. Ab einem bestimmten, über die Federvorspannung einstellbaren Druck  $p_e$  geht der Förderstrom zurück. In Abhängigkeit von der Federkennlinie  $c$  erreicht er bei weiterer Drucksteigerung den Wert 0. Eine geringe Förderung erfolgt danach nur, um Leckverluste auszugleichen. Der Druck wird in voller Höhe aufrecht erhalten. Da  $Q \rightarrow 0$ , ist der Energiebedarf äußerst gering. Da kein Öl gefördert wird, ist auch die thermische Stabilität größer. Es entsteht nur geringe Ölerwärmung. In Verbindung mit einem Druckspeicher hat sich diese Art der Anwendung im WZM-Bau fast überall durchgesetzt.



### 3) Möglichkeiten der Endlagenbremsung an Arbeitszylindern

**Abb. 2.51** Aufbau und Einsatzmöglichkeiten von Arbeitszylindern

## 2. Arbeitszylinder als hydraulische Linearmotoren

In Abb. 2.51 sind verschiedene Aufbauprinzipien dargestellt. Unter 1) oben links wird gezeigt, dass bei beidseitiger Kolbenstange im Fall b) deren fester Einbau mit Ölzuführung durch die Kolbenstange in den Zylinderraum eine Reduzierung der Einbaulänge auf  $> 2 \cdot \text{Hublänge } H$  erreicht wird. Das kann bei WZM wegen des oft geringen Bau- raums von Bedeutung sein.

Unter 2) sind die Möglichkeiten aufgezeigt, die sich bei Arbeitszylindern mit einseitiger Kolbenstange hinsichtlich möglicher Geschwindigkeiten ergeben. Durch entsprechende Schaltung über Wegeventile können die Bewegungen a) Vorlauf oder Arbeitsvorschub, b) Eilrücklauf und c) Eilvorlauf wirksam werden. Dies entspricht den meisten Forderungen an WZM-Arbeitszylinder.

Bei c) Eilvorlauf ergibt sich die Geschwindigkeit zu

$$v_e = \frac{Q}{A_1 - A_2} \quad \left| \frac{v_c}{\frac{\text{cm}}{\text{min}}} \right| \left| \frac{Q}{\frac{\text{cm}^3}{\text{min}}} \right| \left| \frac{A_1}{\frac{\text{cm}^2}}{\frac{\text{cm}^2}} \right| \left| \frac{A_2}{\frac{\text{cm}^2}}{\frac{\text{cm}^2}} \right| \quad (2.25)$$

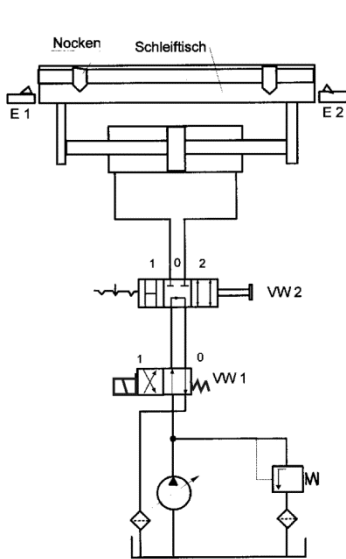
Unter 3) sind Möglichkeiten der Endlagenbremsung dargestellt, bei Arbeitsschlitten besonders für die Feinbearbeitung (Schleifen, Feinbohren) wegen geforderter Stoßfreiheit von großer Bedeutung.

### 2.3.4.3 Beispiele von Hydraulikkreisläufen in Werkzeugmaschinen, Abb. 2.52

Im Bild links ist der Schaltplan und die Schaltbelegungstabelle für einen Schleiftischantrieb dargestellt. Die Geschwindigkeit der Tischpendelbewegung wird über die Verstellpumpe eingestellt.

Über die Endschalter E1 und E2 wird in den Endlagen jeweils das Wegeventil VW1 zwischen 0 und 1 umgeschaltet – Umkehr der Bewegungsrichtung. Über VW2 werden von Hand entweder die Tischhaltstellung 0, die freie Beweglichkeit des Tisches zum Verschieben mit dem Handrad (Stellung 1) oder das Pendeln (Stellung 2) eingestellt.

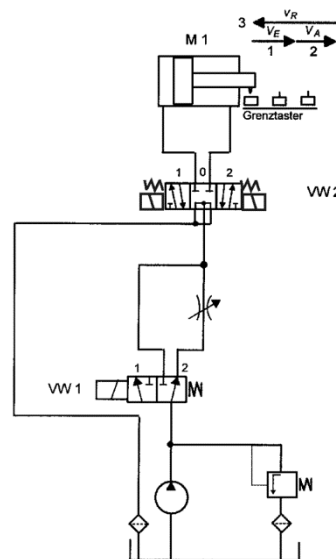
Im Kreislauf im Bild rechts wird durch VW1 der Förderstrom einer Konstantförderpumpe entweder über die einstellbare Drossel (Arbeitsvorschub) geleitet (Stellung 2) oder diese umgangen (Eilgang Stellung 1).



Schaltbelegungstabelle:

Kommando	VW 2			VW 1	
	0	1	2	0	1
Halt	+			+	
Tisch frei beweglich (Handrad)		+		+	
Tischbewegung nach rechts			+	+	
Tischbewegung nach links			+		+

Hydraulischer Arbeitstischantrieb (Pendelbewegung) einer Flachsleifmaschine



Schaltbelegungstabelle:

Bewegungen	VW 2			VW 1	
	0	1	2	1	2
Halt	+			+	
1 Eilvorlauf		+		+	
2 Arbeitsvorlauf			+		+
3 Eilrücklauf			+	+	

Vorschubeinheit in einer Taktstraße mit Geschwindigkeitseinstellung über Drossel und vereinfachter Eilgangschaltung

**Abb. 2.52** Beispiele von Hydraulikkreisläufen bei Werkzeugmaschinen



## 2.4 Geradföhrungen an Werkzeugmaschinen

### 2.4.1 Grundlagen

*Geradföhrungen* dienen:

- zum Föhren von Arbeitstischen, Schlitten und Supporten,
- zum Verwirklichen geradliniger Komponenten der Relativbewegung zwischen Werkstück und Werkzeug

*Anforderungen an Geradföhrungen:*

- hohe statische, dynamische und thermische Steife
- geringer Verschleiß
- hohe geometrische und kinematische Genauigkeit
- gute Dämpfung
- Schutz vor Spänen, gute Ableitung der Späne
- hohe Bewegungsgüte

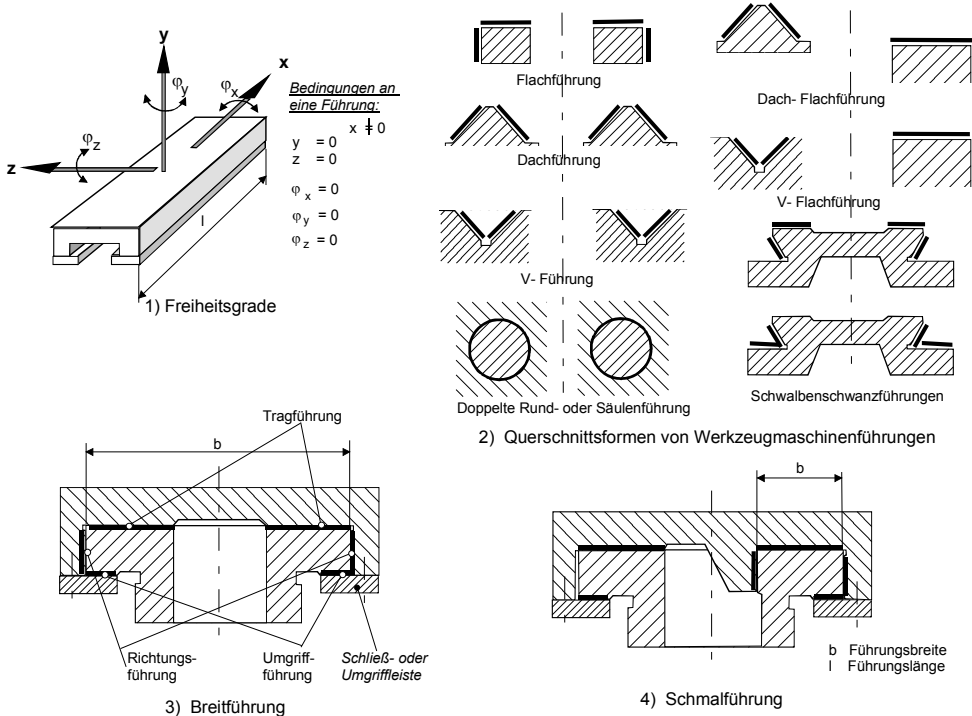
#### Konstruktive Grundformen

In Abb. 2.53 sind unter 1) oben links die Föhrungsbedingungen bezüglich der Freiheitsgrade dargestellt. Eine Föhrung wäre dann ideal, wenn außer in der *Bewegungsrichtung*  $x$  alle fünf anderen Freiheitsgrade  $= 0$  wären. Dies ist aber real nicht möglich, da durch Föhrungsbahn-Ungenauigkeiten und Elastizitäten Abweichungen von der idealen Geometrie vorhanden sind, wenn gleich diese oft nur im  $\mu\text{m}$ -Bereich liegen.

In der Regel wird pro Arbeitsschlitten von *zwei Föhrungsbahnen* ausgegangen. Bei höheren Belastungen können durchaus auch drei verwendet werden. In Abb. 2.53 sind unter 2) oben rechts die möglichen Querschnittsformen von Föhrungen gezeigt. Dabei sind Dachföhrung, V-Föhrung und doppelte Rundföhrung statisch überbestimmt. Die ersten beiden werden u. a. noch bei Präzisionsdrehmaschinen angewandt. Dabei werden die am Schlitten liegenden Föhrungsbahnen zu den Bettbahnen eingeschabt. Bei gutem Tragbild wird eine hohe Föhrungsgenauigkeit erreicht und auftretender Verschleiß kompensiert. Die doppelte Rund- oder Säulenföhrung wird meist bei Umformmaschinen und -werkzeugen verwendet.

Die Flachföhrung kann große Kräfte aufnehmen. Bei Kombination von Dach- bzw. V-Föhrung mit der Flachföhrung entstehen eindeutige statische Verhältnisse und eine gute thermische Stabilität.

Die Abb. 3) und 4) zeigen die Unterschiede im Aufbau zwischen Breit- und Schmalföhrung. Besonders bei kleineren Föhrungslängen  $l$  sollte stets die Schmalföhrung zu Anwendung kommen, da durch ihr günstiges Verhältnis  $l / b$  eine hohe Föhrungsgenauigkeit entsteht und durch die freie Ausdehnung des Schlittenquerschnitts nach links ein gutes thermisches Verhalten vorliegt. Die Breitföhrung kann analog zum Verhalten eines Kommodenschränkkastens (Verkanten bei zu schneller Bewegung) gesehen werden, die Schmalföhrung zu dem eines Schubkastens im Küchentisch (leichtgängig bei allen Bedingungen).



**Abb. 2.53** Gestaltungshinweise für Führungsbahnen

Generell wird bei Führungen unterschieden zwischen:

- Tragführung
- Richtungs-führung
- Umgriff-Führung

## 2.4.2 Gleitführungen

Gleitführungen werden im Werkzeugmaschinenbau noch relativ häufig angewandt, obwohl andere Führungsbahnbauarten wie Wälz- oder hydrostatische Führungen immer mehr zunehmen. Der *Arbeitsbereich* der Gleitführungen liegt im *Mischreibungsfeld*.

*Vorteile der Gleitführungen*

- niedriger Aufwand
- ausreichende Steife
- hohe Dämpfung, sowohl senkrecht zur als auch in Vorschubrichtung
- hohe Führungsgenauigkeit durch die integrierende Wirkung der Führungsflächen

*Nachteile der Gleitföhrungen*

- schlechtes Reibverhalten ( $\mu > 0,2$ )
- beim langsamen Bewegen Neigung zu Stick-slip-Erscheinungen (Ruckgleiten)
- Auftreten von Verschleiß
- keine Spielfreiheit, ausgenommen Dach- und V-Föhrungen

**2.4.2.1 Reibungs- und Bewegungsverhalten von Gleitföhrungen**

Dieses hängt von folgenden Faktoren ab:

- Gleitgeschwindigkeit  $x'$
- Belastung  $F$
- Oberflächengüte der aufeinander gleitenden Flächen
- Anzahl, Form und Anordnung der Schmieraschen
- Art und Zusammensetzung des Schmiermittels
- Werkstoffpaarung
- Bauform der Föhrungsbahnen
- Gleitweg (Verschleiß)

**Reibung bei monotoner Bewegung**

In Abb. 2.54 ist die Reibungszahl  $\mu$  als Funktion der Gleitgeschwindigkeit  $x'$  zwischen zwei aufeinander gleitenden Flächen dargestellt.

Im Abschnitt I, Kurve oben links (geringe Geschwindigkeit nach dem Stillstand) sind die Rauigkeitsspitzen noch ineinander verhakt, Skizze I in Abbildung oben rechts. Der Schmierspalt ist sehr klein gegenüber den Rautiefen beider Flächen.

Mit Vergrößerung der Gleitgeschwindigkeit schließt sich das Gebiet der *Mischreibung* an, Skizze II in Abbildung oben rechts. Dort ist der Flüssigkeitsfilm teilweise unterbrochen, da  $x'$  noch nicht ausreicht, um ein hydrodynamisches Verhalten zu erreichen. Dies ist das Arbeitsgebiet der Gleitföhrungen an Werkzeugmaschinen.

Erst bei großen Gleitgeschwindigkeiten tritt *Flüssigkeitsreibung* auf, Skizze III in Abbildung oben rechts. Diese entsteht bei Werkzeugmaschinen nur in Ausnahmen, z. B. bei Arbeitstischföhrungen von Langhobelmaschinen, da diese eine hohe Arbeitsgeschwindigkeit benötigen.

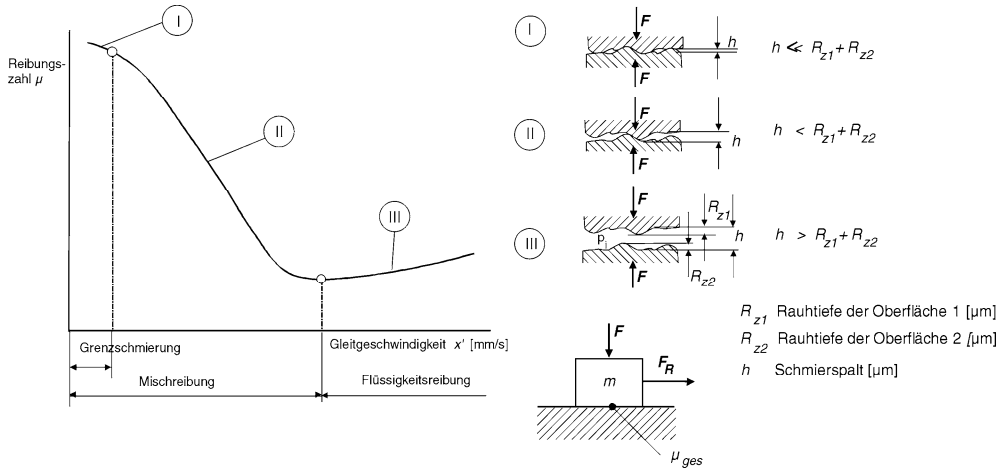
Im Bereich der Mischreibung gelten folgende Beziehungen:

$$\mu_{\text{ges}} = \frac{F_R}{F_N} \mu_{tr} \left( 1 - \frac{F_{Hy}}{F_N} \right) + \mu_{fl} \frac{F_{Hy}}{F_N} \quad (2.26)$$

Dabei ist

$$F_N = F_G + F \quad (2.27)$$

$$F_{Hy} = 6\eta b_G l_G^2 k_p \frac{x'}{h_0^2} \psi \quad (2.28)$$



**Abb. 2.54** Reibung bei monotoner Bewegung (Stribeck-Kurve)

Es bedeuten:

- $F_G$  Gewichtskraft [N]
- $F$  äußere Belastung [N]
- $F_N$  Normalkraft [N]
- $F_R$  Reibungskraft [N]
- $F_{Hy}$  Flüssigkeitstragkraft [N]
- $\mu_{tr}$  Reibungszahl für trockene Reibung ( $\approx 0,2 \dots 0,4$ )
- $\mu_{fl}$  Reibungszahl für Flüssigkeitsreibung ( $\approx 0,002$ )
- $\eta$  dynamische Schmiermittelviskosität [ $\text{Ns/mm}^2$ ]
- $\mu_{ges}$  wirksame Reibungszahl bei Mischreibung
- $x'$  Gleitgeschwindigkeit [mm/s]
- $h_0$  Schmierfilmhöhe [mm]
- $b_G$  Breite des Gleiters [mm]
- $l_G$  Länge des Gleiters [mm]
- $\psi$  Konstante für seitliche Leckverluste (siehe untenstehende Tabelle)
- $k_p$  Konstante für Spaltform  $\approx 0,025$

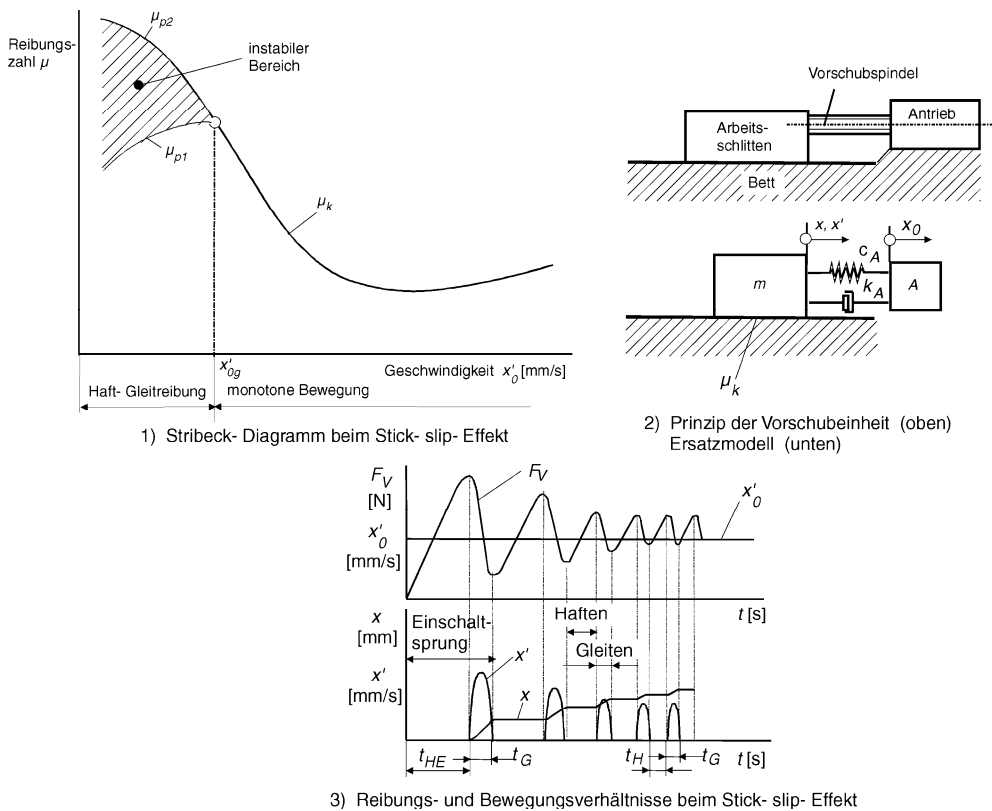
$b_G/l_G$	0	0,1	0,2	0,3	0,4	0,5	1,0
$\psi$	0	0,04	0,06	0,11	0,15	0,2	0,44

Bei der Auslegung des Schlittenantriebes muss beachtet werden, dass nach längeren Schlittenstillstandszeiten eine größere *Starttreibkraft* zur Überwindung der Haftreibung erforderlich ist.

### 2.4.2.2 Stick-slip-Bewegungen

Die Ausgangsbedingungen für das Entstehen des Stick-slip-Effektes sind Mischreibung und kleine Gleitgeschwindigkeiten  $x'$ . Das Kennzeichen dieses Effektes sind ein periodisch wechselndes Haften und Gleiten des Arbeitsschlittens trotz einer kontinuierlichen Antriebsbewegung.

Die Auswirkungen sind meist eine Verschlechterung der Oberflächengüte, Fehler beim Positionieren des Schlittens und damit Beeinträchtigung der Arbeitsgenauigkeit und erhöhter Werkzeugverschleiß. In Abb. 2.55 sind die Verhältnisse beim Stick-slip-Effekt dargestellt:



**Abb. 2.55** Der Stick-slip-Effekt (das Ruckgleiten)

Es bedeuten:

- $m$  Masse des Schlittens [kg]
- $x$  Weg des Schlittens unter Stick-slip-Bedingungen [mm]
- $x'$  Gleitgeschwindigkeit des Schlittens [mm/s]
- $x_0$  Weg des (unendlich steifen) Antriebes

$x'_0$	Geschwindigkeit des Antriebes
$x'_{0g}$	Grenzgeschwindigkeit
$k_A$	Dämpfungsfaktor [kg/s]
$c_A$	Ersatzfedersteife von Gewindespindel, Mutter, Spindelbefestigung mit Axiallager und Lageraufnahme [N/mm]
$g$	Erdbeschleunigung [mm/s <sup>2</sup> ]
$\mu_k$	Reibungszahl der Bewegung
$\mu_{p1}$	Reibungszahl beim Gleitvorgang
$\mu_{p2}$	Reibungszahl beim Haften des Schlittens
$t_H$	Zeit des Haftens [s]
$t_{HE}$	Zeit des Haftens nach dem Einschalten [s]
$t_G$	Zeit des Gleitens [s]
$F_V$	Vorschubkraft [N]

*Ablauf:* Im Stillstand haftet der Schlitten mit der Reibungszahl  $\mu_{p2}$ . Nach dem Einschalten des Antriebs  $A$  wird von diesem die Geschwindigkeit  $x'_0$  vorgegeben. Das elastische Antriebssystem, durch die Ersatzfedersteife  $c_A$  dargestellt, spannt sich gegen die ruhende Masse  $m$ , bis die Kraft  $F_V$  so groß geworden ist, dass die Reibkraft überwunden wird. Bei der nunmehr zu schnellen Schlittenbewegung wirkt die Reibungszahl  $\mu_{p1}$ . Dieser Vorgang wird Einschaltssprung genannt. Dieser geht nach wenigen Perioden in den stabilisierten Laufsprung über (in Abb. unter 3) dargestellt.

Aus dem Ersatzmodell 2) ergibt sich unter Vernachlässigung der Dämpfungskraft  $k_A x'$ :

$$m \cdot x'' + c_A (x_0 - x) = m \cdot g \cdot \mu_k \quad \begin{array}{c|c|c|c|c|c|c} m & x'' & c_A & x_0 & x & g & \mu_k \\ \hline \text{kg} & \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} & \frac{\text{N}}{\text{mm}} & \text{mm} & \text{mm} & \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} & - \end{array} \quad (2.29)$$

Von großer Bedeutung ist die Grenzgeschwindigkeit  $x'_{0g}$ , bei dessen Unterschreitung der Stick-slip-Effekt auftritt:

$$x'_{0g} = \frac{\mu_k \cdot g}{\sqrt{\frac{c_A}{m}}} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} m & c_A & g & \mu_k & x'_{0g} \\ \hline \text{kg} & \frac{\text{N}}{\text{mm}} & \frac{\text{mm}}{\text{s}^2} & - & \frac{\text{mm}}{\text{s}} \end{array} \quad (2.30)$$

Um  $x'_{0g}$  zu einem niedrigen Geschwindigkeitswert zu verschieben, sind folgende Maßnahmen erforderlich:

- Einsatz geeigneter Werkstoffpaarungen
- Einsatz legierter Gleitbahnöle
- hohe Steife des Vorschubantriebes
- hohe Dämpfung in den Gleitfugen
- geringe Massen des Arbeitsschlittens einschließlich Spanneinrichtungen, Werkstücke oder Werkzeuge
- geringe Belastungen

Bei der Werkstoffpaarung Stahl oder Gusseisen gegen Epoxydharz oder analoge Kunststoffe wird die Grenzgeschwindigkeit weit herabgesetzt.

### 2.4.2.3 Konstruktive Ausführung von Gleitföhrungen

#### Werkstoffe und Werkstoffpaarungen

Zur Anwendung kommen:

- Grauguss bis 50 HB mit guten Notlaufeigenschaften
- Wälzlagerstahl und Einsatzstähle, gehärtet auf  $50 \pm 4 \text{ HRC}$ , Einsatz in Leistenform oder Blechstreifen, geringer Verschleiß, schlechte Notlaufeigenschaften
- Kunststoff, meist Epoxydharz oder Teflon, ergibt keinen Fressverschleiß, setzt die Grenzgeschwindigkeit des Auftretens von Stick-slip erheblich herab. Beim eingesetzten Kunststoff ist darauf zu achten, dass die Neigung zum „Quellen“ in Grenzen bleibt.

Mögliche Werkstoffpaarungen (Bettföhrung/Schlittenföhrung) sind: Gusseisen/Gusseisen, Gusseisen gehärtet/Gusseisen, Stahl gehärtet/Gusseisen, Gusseisen/Stahl gehärtet, Gusseisen/Kunststoff, Stahl gehärtet/Kunststoff.

#### Bearbeitung

Die Endbearbeitung der Föhrungsbahnen kann je nach Werkstoff und dessen Zustand durch Umfangsschleifen, Stirnschleifen, Feinfräsen, Schaben (Schlitten-Unterseite), Feinhobeln erfolgen.

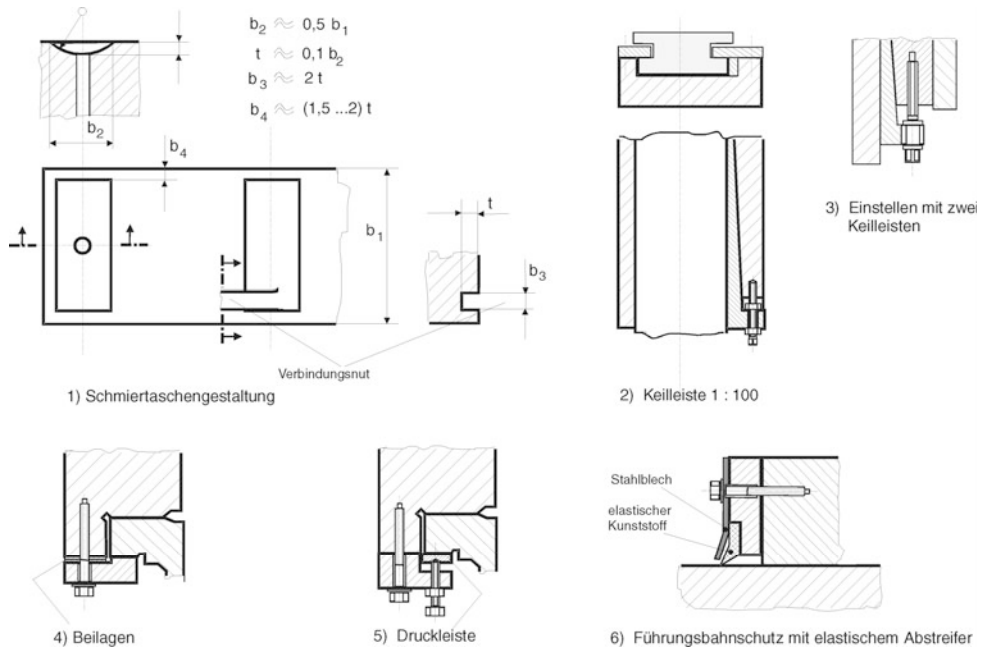
Beim Einsatz von Epoxydharz für die Schlittenunterseiten-Föhrung ist das Abformen gegen den metallischen Gleitpartner durch Gießen bei einer Dicke von 1,5 ... 2 mm eine geeignete Technologie. Die zu beschichtende Fläche kann gehobelt oder gefräst werden, muss aber unbedingt fettfrei sein.

Für metallische Föhrungsbahnoberflächen sollte die Rautiefe  $R_z$  zwischen 1,6 und 10  $\mu\text{m}$  liegen.

#### Schmierung

In Abb. 2.56 sind unter 1) oben links die günstigste Form und die Abmessungshinweise dargestellt. Es gilt:

- Die Schmiertaschen sollten quer zur Bewegungsrichtung liegen (keine zickzackförmigen Nuten anwenden).
- Jeweils am Föhrungsbahnende soll eine Tasche angeordnet sein.
- Der Taschenabstand sollte *kleiner* als der minimalste Schlittenweg sein.
- Die Schmiermittelzufuhr sollte zu jeder Tasche direkt über eine Bohrung erfolgen. Wenn nicht möglich, soll nur eine Längsnut als Verbindungsnut (siehe Abb. 2.56) vorgesehen werden.



**Abb. 2.56** Schmierfahrgestaltung, Spieleinstellung und Führungsbahnschutz

### Spieleinstellung

Hier liegen die Erfahrungswerte für kleine und mittlere Werkzeugmaschinen bei einem Spiel  $s \geq 10 \mu\text{m}$ , bei großen Werkzeugmaschinen bei  $s \leq 80 \mu\text{m}$ .

Zur Führungseinstellung werden eine 2) oder zwei Keilleisten 3) oder Druckleisten mit Druck- und Zugschrauben angewendet. Zur Spieleinstellung im Umgriff können auf einfache Weise Beilagen 4) oder ebenfalls Druckleisten mit Druck- und Zugschrauben 5) zum Einsatz kommen.

### Führungsbahnschutz

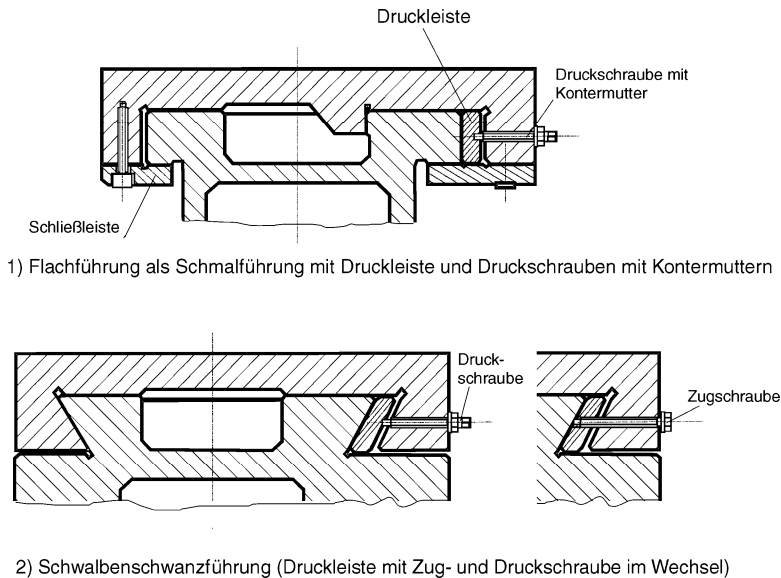
Dem Schutz bzw. der Abdeckung von Führungsbahnen kommt bei Einsatz an Werkzeugmaschinen eine erhebliche Bedeutung zu. Dies ergibt sich besonders durch die in den letzten Jahren erhebliche Steigerung der Zerspanleistung, die breiter werdende Anwendung der Hochgeschwindigkeitszerspanung und den Einsatz von Kühlschmiermitteln mit hohem Druck und großem Förderstrom besonders beim Schleifen. Möglichkeiten des Schutzes sind:

- Abstreifer bei offen liegenden Führungsbahnen, Abb. 2.56 unter 6), z. B. an konventionellen Drehmaschinen
- Faltenbälge oder Rollos
- *Teleskopabdeckung* mit Blechen aus nichtrostendem Stahl als sicherste, wenn auch aufwendige Lösung.



### Beispiele von Gleitföhrungen

In Abb. 2.57 sind eine Flachföhrung als Schmalföhrung 1) und eine Schwalbenschwanzföhrung 2) dargestellt.



**Abb. 2.57** Beispiele ausgeführter Schlitten-Gleitföhrungen

## 2.4.3 Wälzföhrungen

### 2.4.3.1 Prinzip

Zwischen den Föhrungsflächen des bewegten (Arbeitsschlitten) und des feststehenden Teils (Bett, Gestell, Kasten) befinden sich Wälzkörper. Diese können

- Kugeln
- Rollen
- Nadeln

sein. Wälzföhrungen finden wegen ihrer Vorteile zunehmend Anwendung an Werkzeugmaschinen, besonders an CNC-Maschinen. Günstig dabei ist, dass Wälzföhrungen ähnlich wie bei Kugelgewindetrieben von spezialisierten Zulieferfirmen einbaufertig angeboten werden.

*Weitere Vorteile der Wälzföhrungen*

- hohe Positioniergenauigkeit, da Reibungszahl  $\mu \leq 0,05$ . Dadurch kein Auftreten von Stick-slip!
- meist Fettschmierung „for life“ ausreichend

- sehr geringer Verschleiß
- durch Vorspannung spielfreies Arbeiten auch unter voller Belastung und Steifigkeitserhöhung

#### *Nachteile der Wälzfürungen*

- geringe Dämpfung
  - hohe Empfindlichkeit gegen Verschmutzung und Späne, deshalb meist Anwendung der Abdeckung mittels Teleskopblechsystem
  - mehr Aufwand für Vorspannung und Klemmung erforderlich
  - hohe Qualität der Wälzkörper erforderlich (Sortierung)
  - hohe Qualität der Laufflächen erforderlich
  - große Anforderungen an die Werkstoffe von Rollen und Führungsleisten wegen hoher örtlicher Pressung
- } löst der Wälzführungshersteller

#### **Geometrischer Grundaufbau:** Den Aufbau von

- Kreuzrollenführung
- Rollen- oder Nadelführung
- Kugelführung

zeigt Abb. 2.58 unter 1) und 2).

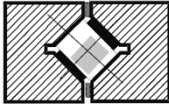
Unter Abb. 2.58 1) oben ist die *Kreuzrollenführung* dargestellt, welche sich durch hohe Steife und Führungsstabilität auszeichnet. Das Prinzip wird durch Rollen bestimmt, deren Breite geringer als der Durchmesser ist. Dabei liegt die Achse der ersten Rolle unter dem Winkel  $45^\circ$ , die der zweiten unter  $135^\circ$ , der dritten wieder unter  $45^\circ$  usw. Bei Vorspannung beider Führungsleisten können seitliche Kräfte aus allen Richtungen aufgenommen werden.

Unter 2) und 3) sind *Rollen- und Nadelführung* sowohl als Flach- als auch als V-Führung gezeigt

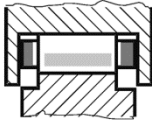
Die unter 4) gezeigte *Kugelführung* weist eine hohe Genauigkeit auf, ist aber nicht so hoch belastbar im Gegensatz zur Flach- und zur Kreuzrollenführung.

**Führungen für begrenzte Weglänge:** Unter 3) ist in Abb. 2.58 das Grundprinzip einer Wälzführung für begrenzte Weglänge dargestellt. Die Abbildungen unter 1) bis 3) auf der rechten Seite zeigen Führungsleisten für begrenzte Weglänge als Kreuzrollen-, Rollen und Nadelführungen.

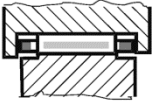
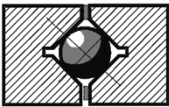
**Führungen für unbegrenzte Weglänge:** Das Grundprinzip einer Wälzführung mit unbegrenzter Weglänge ist unter 4) in Abb. 2.58 dargestellt. Es basiert auf Wälzkörper-Umlaufeinheiten, bei denen die Wälzkörper in einer umlaufenden endlosen Kette geführt werden (ähnlich den Gleisketten bei Traktoren etc.).

1) Geometrischer Grundaufbau

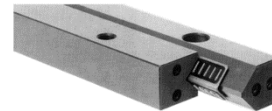
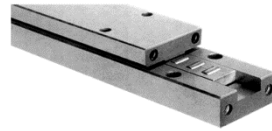
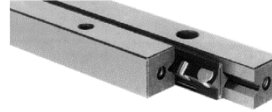
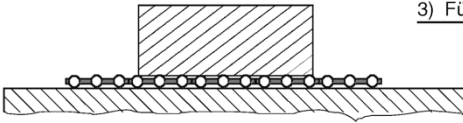
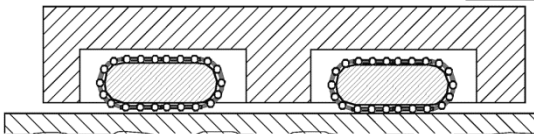
1] Kreuzrollenführung



2] Rollen- Flachführung

3] Nadelführung  
links: Flachführung  
rechts: V-Führung

4] Kugelführung

2) Föhrungen mit begrenzter Weglänge3) Föhrung mit begrenzter Weglänge4) Föhrung mit "unbegrenzter" Weglänge

**Abb. 2.58** Bauarten von Wälzföhrungen. (Quelle: Fotos oben rechts: Schneeberger AG, Roggwil, Schweiz)

**2.4.3.2 Bewegungs- und Verlagerungsverhalten**

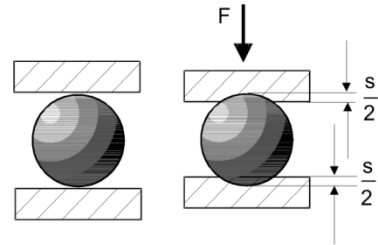
Entscheidend dafür sind:

- Qualität der beiden Föhrungsflächen, besonders hinsichtlich Form- und Lageabweichungen sowie der Oberflächengestalt
- Maß- und Formgenauigkeit der Wälzkörper (Aussortieren auf gleiche Maßgruppen erforderlich)

- präzise Führung der Rollen und Nadeln im Käfig
- höchste Parallelität der Führungsflächen
- weiches Ein- und Auslaufen der Wälzkörper an den Führungsbahnen sichern (bei begrenzter Weglänge)

### 2.4.3.3 Verformungsverhalten und Vorspannung

**Abb. 2.59** Verformungsverhalten einer Kugel zwischen zwei Platten nach Palmgren



Kugel zwischen zwei Platten (Abb. 2.59)

$$s = k_K \left( \frac{F}{9,81} \right)^{\frac{2}{3}}, \quad k_K = \frac{a_K}{d_K^{\frac{1}{3}}} \quad (2.31)$$

Zylinderrolle zwischen zwei Platten

$$s = k_R \left( \frac{F}{9,81} \right)^{0,9}, \quad k_R = \frac{a_R}{l_W^{0,8}} \quad \begin{array}{c|c|c|c} d_k & s & F & l_w \\ \hline \text{mm} & \mu\text{m} & \text{N} & \text{mm} \end{array} \quad (2.32)$$

Geeignete Beziehung des Verhältnisses Last: Verformung für Zylinderrollen bei Werkzeugmaschinen (hohe Steifigkeit):

$$s = \left( \frac{F}{\frac{69970}{f_N} l_{W\text{eff}}^{b_i}} \right)^{\frac{1}{a}}, \quad l_{W\text{eff}} = l_W - \frac{d_W}{10} \quad \begin{array}{c|c|c|c|c} s & F & l_w & l_{W\text{eff}} & i \\ \hline \text{mm} & \text{N} & \text{mm} & \text{mm} & 1 \end{array} \quad (2.33)$$

In den Formeln bedeuten:

$s$  Verformung [ $\mu\text{m}$ ]

$k_K$  werkstoffabhängige Deformationskonstante für die Kugel

$k_R$  werkstoffabhängige Deformationskonstante für die Rolle

$l_W$  Länge der Zylinderrolle [mm]

$a_R$  werkstoffabhängige Konstante = 0,6 für Stahlrolle zwischen Stahlplatten

$d_K$  Kugeldurchmesser [mm]

$d_W$  Zylinderrollendurchmesser [mm]

$a_K$  werkstoffabhängige Konstante = 4,07 für Stahlkugel zwischen Stahlplatten

$F$  Belastung [N]

$a$  Exponent = 1,1 ... 1,2

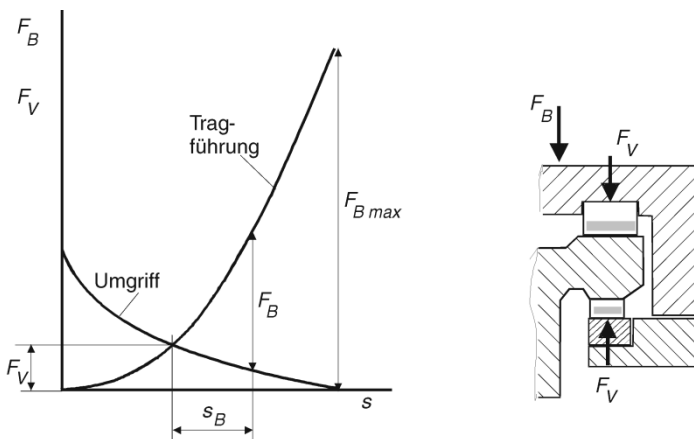
- $i$  Anzahl der Wälzkörper in der Belastungszone  
 $f_N$  Nachgiebigkeitsfaktor des Grundkörpers, bei Werkzeugmaschinen zwischen 1,6 ... 2,6  
 $b$  Exponent = 0,7

Vorspannung der Wälzführung, Abb. 2.60

Es bedeuten:

- $F_V$  Vorspannkraft [N]  
 $F_B$  Belastung [N]  
 $F_{Bmax}$  maximale Belastung [N]  
 $s$  Verformung [ $\mu\text{m}$ ]  
 $s_B$  Verformung bei Belastung durch  $F_B$  [ $\mu\text{m}$ ]

Es gilt: bei  $F_B > F_{Bmax}$  erfolgt die völlige Entlastung des Umgriffs. Damit tritt Spiel in der Führung auf, was mit Positionierfehlern und Genauigkeitsverlusten sowie Rattererscheinungen bei der Zerspaltung einhergeht.



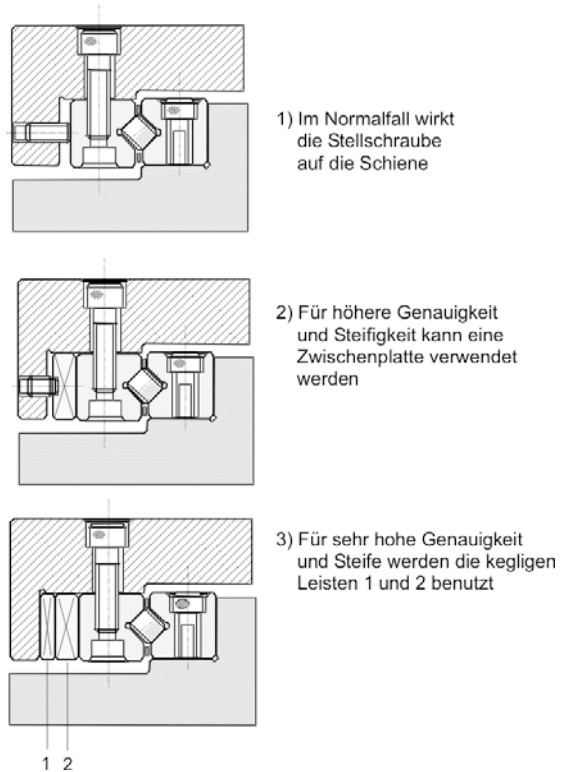
**Abb. 2.60** Vorspannung einer Wälzführung

#### 2.4.3.4 Konstruktive Ausführung von Wälzführungen

##### Führungen mit begrenzter Weglänge

In Abb. 2.61 sind verschiedene Vorspannmöglichkeiten von Kreuzrollenführungen mit begrenzter Weglänge dargestellt. Je nach geforderter Steife und Genauigkeit können die Ausführungen 1), 2) oder 3) mit steigendem Kostenaufwand zur Anwendung kommen.

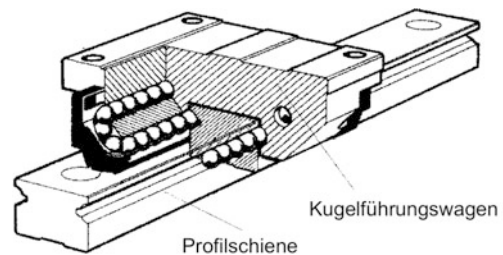
**Abb. 2.61** Vorspannungsmöglichkeiten für eine Kreuzrollenführung mit begrenzter Weglänge. (Quelle: THK, Tokio, Japan)



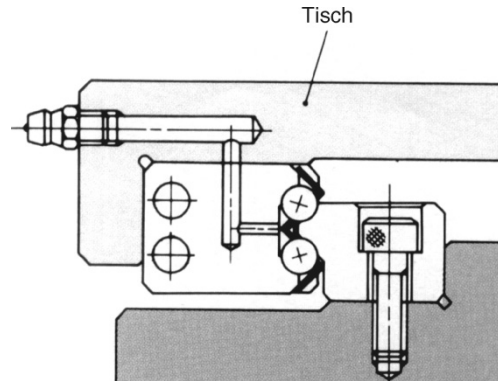
### Wälzfürungen mit unbegrenzter Weglänge

Abb. 2.62 zeigt den konstruktiven Aufbau einer *Kugelumlaufeinheit* für unbegrenzte Weglänge. Die Profilschiene wird auf der Basis (Bett, Untersatz) aufgespant und verschraubt. Beim Hersteller (im Beispiel INA) kann der Werkzeugmaschinenproduzent die Kugelumlaufeinheit nach Größe, Genauigkeitsklasse, Vorspannungsklasse, Länge der Profil- oder Führungsschiene und Anzahl der Führungswagen pro Schiene bestellen. In jedem Falle sollten die Angaben und Berechnungsvorschriften des Wälzführungsherstellers beachtet werden. Gleiches gilt für alle Wälzfürungen.

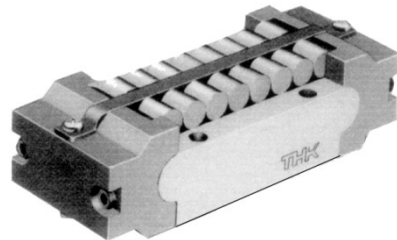
**Abb. 2.62** Kugelumlaufeinheit KUE. (Quelle: INA, Homburg)



**Abb. 2.63** Fettschmierungs-  
m6glichkeit f6r eine Kugel-  
umlaufeinheit. (Quelle: THK,  
Tokio, Japan)



**Abb. 2.64** Rollenumlaufschuh  
LRU. (Quelle: THK, Tokio, Japan)



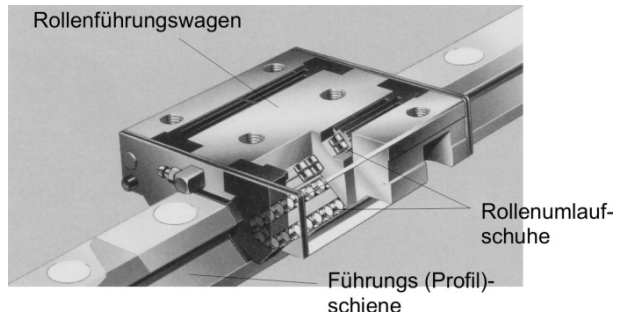
Ein Beispiel f6r die Schmierungsm6glichkeit einer Kugelumlaufeinheit wird in Abb. 2.63 gezeigt. Es k6nnen sowohl Fett- als auch 6lschmierung, vorteilhaft 6ber Zentralschmierung, zur Anwendung kommen. Auch die M6glichkeit einer „For-life“-Fettschmierung ist gegeben.

In Abb. 2.64 ist ein *Rollenumlaufschuh* dargestellt. Die Ausf6hrungsarten dieser Rollenumlaufschuhe unterscheiden sich im Wesentlichen nach der Art ihrer Montage und Befestigung. Bei der gezeigten Ausf6hrung erfolgt die Befestigung durch Verschraubung mit den vier Bohrungen im Tragk6rper.

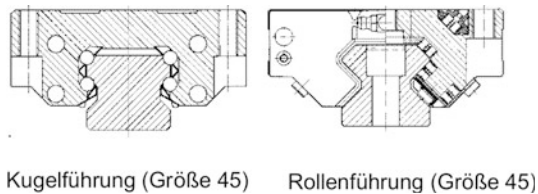
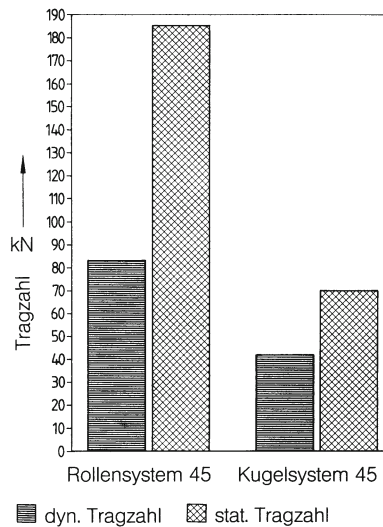
Analog zu den Kugelumlaufeinheiten Abb. 2.62 werden f6r h6here Belastungen *Rollenumlaufumlaufeinheiten*, Abb. 2.65 durch die Zulieferindustrie (meist W6hlzylinderproduzenten) hergestellt. Auch hier sind die Berechnungs- und Montagevorschriften des Herstellers in vollem Umfang einzuhalten.

Der Unterschied in den Tragzahlen und damit der Belastbarkeit zwischen Kugel- und Rollenumlaufeinheiten wird in Abb. 2.66 anschaulich demonstriert.

**Abb. 2.65** Kompakte Rollen-  
umlaufeinheit. (Quelle: INA,  
Homburg)



**Abb. 2.66** Statische und dyna-  
mische Tragzahl im Vergleich  
zwischen Kugel- und Rollenfüh-  
rung gleicher Größe. (Quelle: INA  
Homburg)

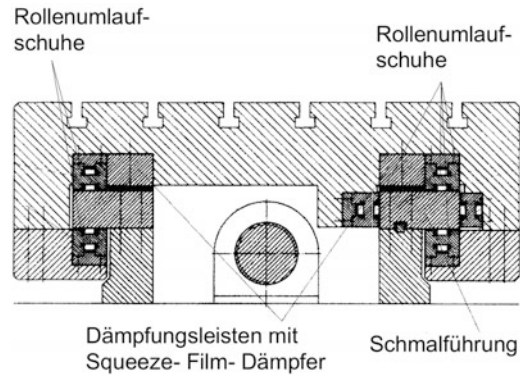


Das Beispiel einer Rollenführung für einen Fräsmaschinentisch ist in Abb. 2.67 dargestellt. In dieser Konstruktion sind die wesentlichen Grundsätze für eine ideale Führung vereinigt:

- Aufbau als Schmalführung, dadurch hohe Führungsgenauigkeit
- hoch belastbare Wälzführung mit Rollenlaufschuhen, dadurch „unbegrenzte“ Weglänge



**Abb. 2.67** Wälzgeführter Fräsmaschinentisch. (Quelle: nach INA Homburg)



- hohe Arbeitsgenauigkeit und Steife durch Vorspannung der Rollenumlaufschuhe über Keilzustellung
- Der Nachteil jeder Wälzführung – zu geringe Dämpfung – wird durch den Einbau von Dämpfungsleisten mit Squeeze-Film-Dämpfer kompensiert.

Den positiven Einfluss eines Squeeze-Film-Dämpfers zeigt das Diagramm der Nachgiebigkeit als Funktion der Belastungsfrequenz in Abb. 2.68 links. Dessen Funktionsweise geht aus dem Bild rechts hervor. Der Dämpfer besteht aus einem definierten ölfüllten Spalt mit einer Höhe von 0,02 ... 0,03 mm mit Ölimpulschmierung ohne metallische Berührung zur Führungsschiene.

In der Schwingungsgleichung

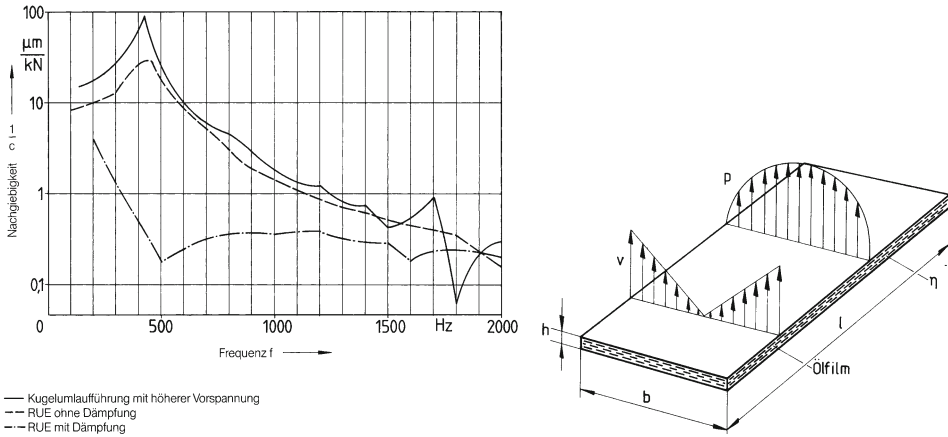
$$m\ddot{x} + d\dot{x} + cx = F(t) \quad (2.34)$$

ist der Dämpfungsfaktor

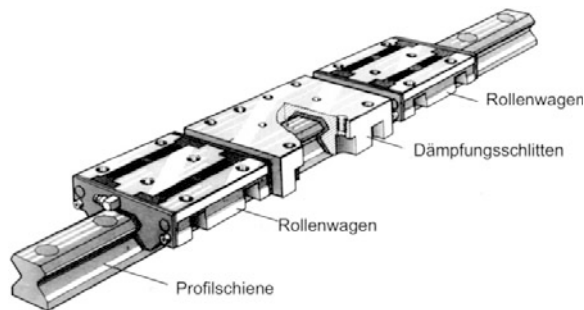
$$d = \eta \frac{b^3}{h^3} l \quad (2.35)$$

Daraus ist erkennbar, dass die Breite des Dämpfers wesentlich für die Größe der Dämpfung ist, Abb. 2.68 rechts.

Auch Rollenumlaufeinheiten mit Führungs-(Profil)-Schiene können mit einem gesonderten Dämpfungsschlitten ausgestattet werden, die nach dem vorgenannten Prinzip arbeiten, Abb. 2.69.



**Abb. 2.68** Dämpfungsverhalten von Wälzführungen ohne und mit Squeeze-Film-Dämpfer (Prinzip rechts). (Quelle: INA Homburg)



**Abb. 2.69** Gedämpftes Rollenführungssystem mit integriertem Dämpfungsschlitten. (Quelle: INA Homburg)

## 2.4.4 Hydrostatische Führungen

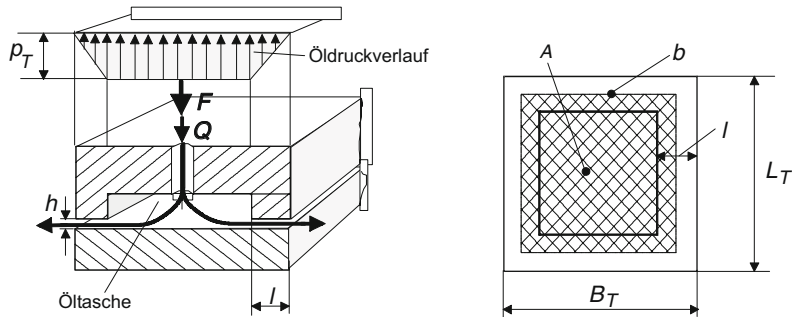
### 2.4.4.1 Prinzip

Das Prinzip in Abb. 2.70 entspricht weitgehend dem des hydrostatischen Lagers: In eine von beiden Gleitflächen sind Taschen eingearbeitet. Der Ölstrom  $Q$  wird in die Tasche gepumpt und strömt durch den Spalt  $h$ , die Abströmlänge  $l$  über Steg und den Umfang der Stegmittellinie  $b$  ab. Dabei entsteht der Taschendruck  $p_T$ .

Die hydrostatische Taschenkraft ist:

$$F = \int_A p \cdot dA,$$

dabei ist  $p$  der hydrostatische Druck und  $A$  die Effektivfläche (Abb. 2.70 rechts). Unter der Voraussetzung laminarer Strömung im Spalt ist der Durchflussstrom  $Q$ .



**Abb. 2.70** Hydrostatische Föhrung – Funktionsprinzip (links) und Abströmvverhältnisse bei Öltaschen (rechts)

$$Q \approx \frac{p_r \cdot b \cdot h^3}{12\eta \cdot l} \quad (2.36)$$

$Q$	$p_r$	$b$	$h$	$l$	$\eta$
$\frac{l}{\text{min}}$	bar	mm	mm	mm	Pa · s

$\eta$  ist die dynamische Viskosität des Öls.

Als günstig haben sich erwiesen: Taschentiefen je nach Größe der Föhrung zwischen 0,5 ... 5 mm, vier bis acht Taschen pro Föhrungsbahn, Mindestspalt  $h_{\min} = 30 \dots 80 \mu\text{m}$  je nach Werkzeugmaschinen-Größe,  $B_T/L_T = 0,2 \dots 0,6$ ,  $l/B_T = 0,2 \dots 0,4$ .

#### Vorteile hydrostatischer Föhrungen

- völlige Verschleißfreiheit, vorausgesetzt eine ständige Funktion der Ölversorgung ist gewährleistet
- sehr kleine Reibungszahlen ( $\mu < 0,001$ )
- kein Stick-slip-Effekt, dadurch kleinste Geschwindigkeiten mit gleichförmiger Bewegung möglich
- hohe Föhrungsgenauigkeit bei durchschnittlichem Bearbeitungsaufwand
- große Dämpfung quer zur Bewegungsrichtung
- Aufnahme hoher Belastungen

#### Nachteile hydrostatischer Föhrungen

- hoher Aufwand für das Ölversorgungssystem (fällt bei Großwerkzeugmaschinen mit hohem Gesamtanlagewert anteilig nicht so ins Gewicht)
- bei geforderter hoher thermischer Stabilität und Arbeitsgenauigkeit sind Ölköhlungs-systeme erforderlich.
- geringe Dämpfung in der Bewegungsrichtung

### 2.4.4.2 Ölversorgungssysteme für hydrostatische Führungen, Abb. 2.71

#### 1. System „eine Ölpumpe pro Tasche“

Der vereinfachte Schaltplan für dieses System ist in Abb. 2.71 links dargestellt.

Der Pumpenförderstrom  $Q_p$  entspricht dem Taschendurchflussstrom  $Q$  und ist konstant. Das im Pumpenkreislauf eingebaute Druckbegrenzungsventil ist so eingestellt, dass es nur als Sicherheitsventil wirkt. Die Kennlinien für Taschendurchflussstrom  $Q$ , Spalthöhe  $h$  und Steife  $c$  sind im unteren Diagramm zu sehen.

##### *Vorteile*

- hohe Steife und
- vollständige Nutzung der Pumpenleistung zur Erzeugung der Tragkraft

##### *Nachteile*

- hoher Aufwand, wobei dieser durch den Einsatz von Mehrstrompumpen reduziert werden kann
- Spalthöhe und Steife sind temperaturabhängig (Änderung der Viskosität des Öls)

#### 2. System „Gemeinsame Pumpe mit Konstantdrosseln“, Abb. 2.71 Mitte

Hier erfolgt eine Ölstromteilung. Das Druckbegrenzungsventil wirkt als Überströmventil VDÜ und ein Teil des Ölstromes läuft ständig über dieses Ventil zurück in den Behälter. Der Druck  $p$  ist konstant und entspricht dem des an der Federvorspannung des VDÜ eingestellten Wertes.

##### *Vorteile*

- geringer Aufwand, Spalthöhe und Steife sind nicht temperaturabhängig

##### *Nachteile*

- geringere, von der Belastung abhängige Steife, erhöhte Wärmeerzeugung durch Drosseln und VDÜ

#### 3. System „Gemeinsame Pumpe mit Regeldrosseln“, Abb. 2.71 rechts

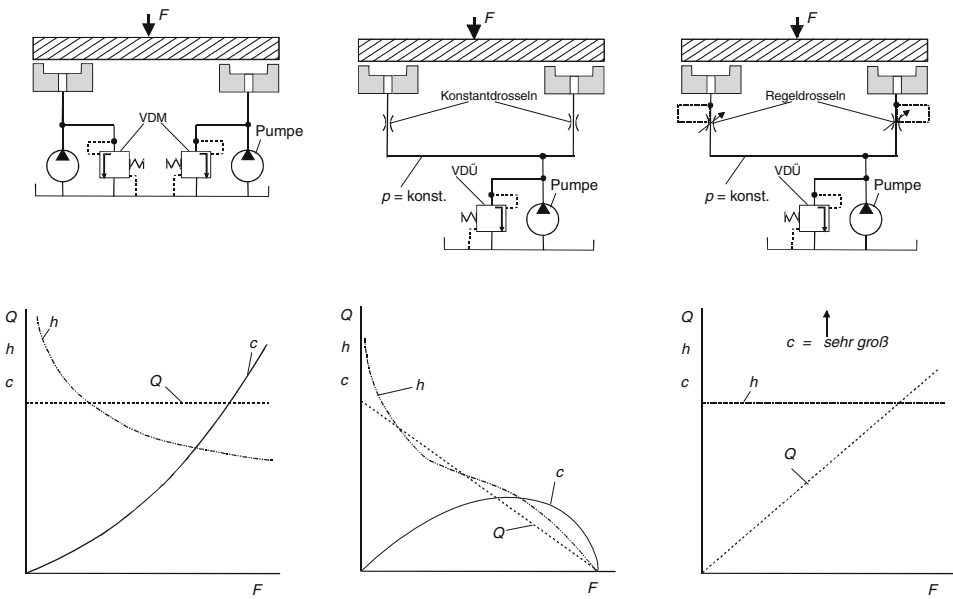
Gleicher Aufbau wie bei 2), nur dass hier durch den Einsatz von Regeldrosseln die Spalthöhe mit wachsender Belastung  $F$  konstant bleibt.

##### *Vorteile*

- sehr große Steife der Führung unabhängig von der Belastung. Höhenlage des Schlittens bleibt konstant.

##### *Nachteile*

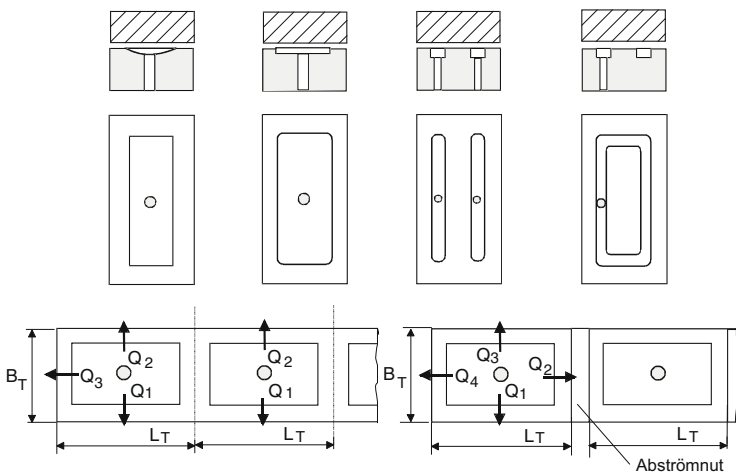
- hoher Aufwand für Regeldrosseln, da Regelkreis, Gefahr der Instabilität
- erhöhte Wärmeerzeugung durch Drosseln und VDÜ



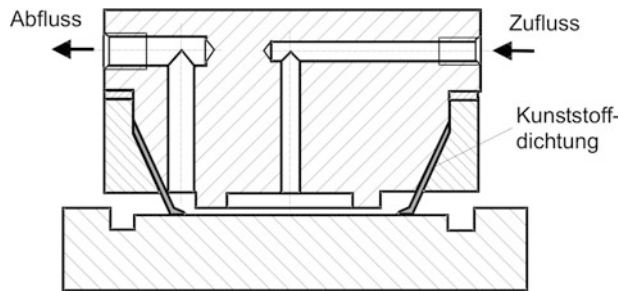
**Abb. 2.71** Möglichkeiten der Ölföhrung von hydrostatischen Föhrungen

### 2.4.4.3 Konstruktive Gestaltung

Konstruktionsseitig werden bei hydrostatischen Föhrungen für Tische und Schlitten Flach-Flach-Föhrungen als Schmalföhrungen mit Umgriff bevorzugt. Mögliche Taschenformen sind in Abb. 2.72 oben gezeigt. Die Taschen können entsprechend Abbildung unten links aneinander gereiht oder, wie unten rechts dargestellt, mit einer Abströmnut zwischen jeder Tasche angeordnet werden.



**Abb. 2.72** Öltaschengestaltung hydrostatischer Föhrungen



**Abb. 2.73** Konstruktive Ausführung einer hydrostatischen Führungsbahn als Flachführung

Bei der Konstruktion einer hydrostatischen Führungsbahn, Abb. 2.73, ist neben der Bohrung für den Ölzufuß eine weitere Bohrung für den Abfluß des Öles vorzusehen. Diese sollte einen größeren Durchmesser aufweisen, um einen zusätzlichen Staudruck zu vermeiden. Zur Abdichtung der Führungsbahn gegen Ölaustritt sind Kunststoff-Lippen-dichtungen in Anwendung, deren Dichtwirkung durch den hydrostatischen Druck erzielt wird. Zum Erreichen völliger Reibungsfreiheit sind auch Labyrinthdichtungen unter zusätzlicher Nutzung von Sperrluft einsetzbar.

## 2.4.5 Aerostatische Führungen

Aerostatische Führungen sind analog zu den hydrostatischen Führungen aufgebaut. Da die Luft frei abströmen kann, gibt es keine Aufwendungen hinsichtlich Abdichtungen. Sie finden ihre Anwendung bei Präzisionsmaschinen, z. B. zum Feinstdrehen von Nicht-eisenmetallen. Da es für die Luftaufbereitung heute bereits kostengünstige Lösungen gibt, vergrößert sich der Einsatz dieser Führungsbauart zunehmend.

## 2.5 Gestelle von Werkzeugmaschinen

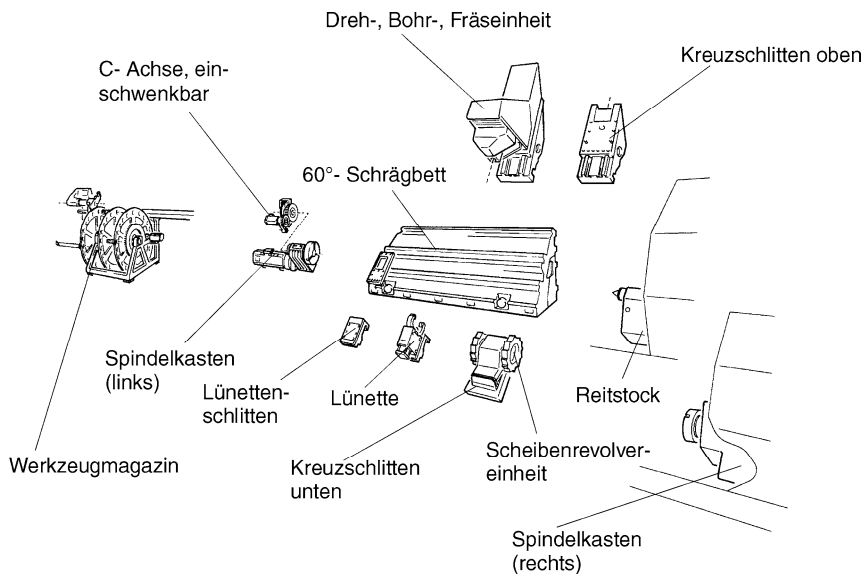
### 2.5.1 Aufgaben von Werkzeugmaschinengestellen

Mit dem Begriff *Gestell* werden die Grundkörper einer Werkzeugmaschine bezeichnet. Dazu gehören:

- Maschinenbetten
- Maschinenständer
- Arbeitstische
- Schlitten

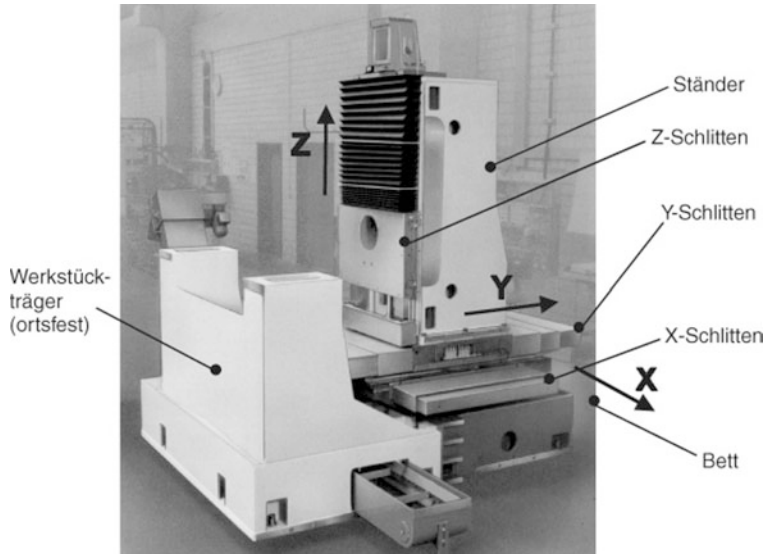
- Untersätze für Arbeitstische und Schlitten
- Arbeitsspindelkästen
- Getriebekästen

Gestelle bestimmen in erheblichem Umfang die *Arbeitsgenauigkeit*, aber auch die *Produktivität* der Bearbeitung. So werden *Maß- und Formgenauigkeit* insbesondere durch die statische Steife, *Welligkeit und Rauheit* durch die dynamische Steife der Gestellbauteile beeinflusst. Die Produktivitätsgrenze einer Werkzeugmaschine bei der Schruppbearbeitung wird häufig durch deren dynamische Eigenschaften festgelegt. Dabei bestimmen die Eigenschaften der Gestellbauteile, bei welchen Schnittwerten selbsterregte Schwingungen (Rattern) auftreten, die eine einwandfreie Zerspaltung verhindern.



**Abb. 2.74** Gestellbauteile und Gruppen eines Komplettbearbeitungszentrums für Futter- und Wellenteile (Auswahl) „Millturn M 60“. (Quelle: WFL Voest-Alpine Steinel, Linz, Österreich)

In Abb. 2.74 sind die Gestellbauteile für ein Dreh-, Fräs- und Bohrzentrum aus dem Baukastensystem dargestellt. Je nach Kundenforderung kann die Maschine unterschiedlich ausgerüstet werden, beispielsweise mit Reitstock für die Wellenfertigung oder mit zweitem (rechtem) Spindelkasten (Gegenspindel) für die Rückseitenbearbeitung von Futterteilen. Basis des Bearbeitungszentrums (BAZ) ist ein 60°-Schrägbett aus Meehanite-Guss, mit Kernsand im Unterteil wegen der besseren Dämpfung gefüllt.



**Abb. 2.75** Gestellaufbau eines Bearbeitungszentrums zur Fertigung kleiner prismatischer Teile in „Fahrständer“-Bauweise. (Quelle: Heckler & Koch, Schramberg-Waldmösingen)

Abb. 2.75 zeigt den Aufbau eines Bearbeitungszentrums für die Mittelserienfertigung kleiner prismatischer Teile. Das BAZ ist in der sogenannten „Fahrständer“-Bauweise konstruiert, d. h. alle Bewegungen in den kartesischen Koordinaten  $x$ ,  $y$  und  $z$  werden werkzeugseitig ausgeführt. Das Werkstück ist ortsfest angeordnet, lediglich erforderliche Dreh- oder Schwenkbewegungen des Werkstücktisches werden durchgeführt. Dies hat erhebliche Vorteile in der Fertigungsautomatisierung, bei der Handhabung und dem Transport der Werkstücke zur Folge. Durch das Übereinander-Anordnen der Gestellbaugruppen muss deren statische und dynamische Steife besonders hoch sein. Dies trifft auch auf die Schlittenführungen zu.

## 2.5.2 Gestellwerkstoffe

Als wesentliche Werkstoffe kommen für Gestelle zur Anwendung:

- Stahl S275JR, S275J0, S275J2G3 nach DIN EN 10025 für Stahl-Schweiß-Konstruktionen
- Gusseisen mit Lamellengraphit EN-GJL-150 bis – 350 nach DIN EN 1561
- Gusseisen mit Kugelgraphit EN-GJS-400-15 nach DIN EN 1563 für stoßbeanspruchte Gestelle, z. B. von Kurbelpressen
- Reaktionsharzbeton (Mineralgussbeton), bestehend in den meisten Fällen aus Epoxydharz (wegen der erzielbaren hohen geometrischen Genauigkeit und ausreichender Topfzeit bei der Verarbeitung besonders größerer Gestellbauteile) und Zuschlagstoffe



aus den Gesteinsarten Granit, Quarzit sowie Basalt. Der Gewichtsanteil des Harzes liegt unter 10 %. Zur Gestellherstellung sind leistungsfähige Fertigungsanlagen erforderlich, die neben den Silos für Harz, Härter und Gestein einen Zwangsmischer, Rütteltische für die Gießformen und eine geeignete Beschickungseinrichtung, meist in Form eines Portals, enthalten müssen.

Entscheidende Einflussgrößen des Werkstoffes auf die Eigenschaften des Gestellbauteils im Einsatz sind:

- der  $E$ -Modul
- Zug- und Druckfestigkeit ( $R_m$ ,  $\sigma_{BD}$ ) einschließlich der Dehngrenzen
- das Dämpfungsverhalten ( $D$ )
- das thermische Verhalten (Wärmeleitfähigkeit  $\lambda$ )
- die Dichte ( $\rho$ )

In Abb. 2.76 sind diese Eigenschaften für die einzelnen Gestellwerkstoffe dargestellt.

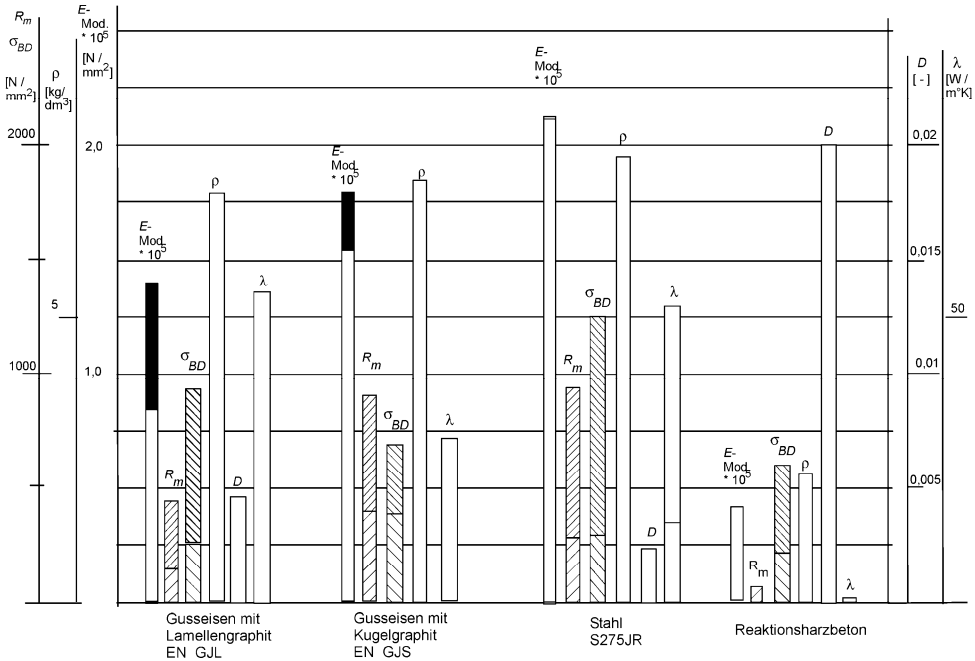
Nachdem bisher vorwiegend *Gusseisen* (gute Gestaltungsmöglichkeiten, wie Rundungen, Einbuchtungen etc.), aber auch *Stahl* als Gestellwerkstoffe in der Praxis dominierten, kommt in den letzten beiden Jahrzehnten *Reaktionsharzbeton* wegen seiner hohen Dämpfung, der geringen Wärmeleitfähigkeit sowie der daraus resultierenden hohen thermischen Steife bei ausreichender Druckfestigkeit zunehmend zur Anwendung. Wenn dabei noch berücksichtigt wird, dass durch die niedrige Dichte von nur einem Drittel gegenüber Stahl oder Gusseisen wesentlich größere Wandstärken ermöglicht werden, bis das Gestellbauteil die Masse z. B. eines Gussbettes erreicht, wird damit auch eine größere Druckbelastung möglich.

Kritisch ist die niedrige Zugfestigkeit von nur 10 ... 18 N/mm<sup>2</sup> des Reaktionsharzbetons. Dies bedeutet, dass nur eine geringe Belastung durch Biegebeanspruchung möglich ist. Das erfordert besondere Maßnahmen bei der konstruktiven Gestaltung von Gestellbauteilen aus Reaktionsharzbeton, insbesondere von Maschinenbetten.

Gestelle aus *Stahl-Schweißkonstruktionen* können wegen des hohen  $E$ -Moduls von Stahl bei gleicher Last wesentlich leichter ausgeführt werden. Das Problem ist die niedrigere dynamische Steife wegen der sehr geringen Werkstoffdämpfung von Stahl. Durch konstruktive Maßnahmen, wie *zusätzliche Reibflächen*, können Verbesserungen erreicht werden. Ansonsten sind Stahl-Schweißkonstruktionen besonders günstig für auftragsgebundene Ausrüstungen als Einzelstück oder Kleinserie einsetzbar, da keine Modellkosten entstehen.

In der Regel wird heute eine Werkzeugmaschine hinsichtlich seiner Gestellbauteile in Mischbauweise aufgebaut, so beispielsweise:

Bett (Serienteil)  $\Rightarrow$  Reaktionsharzbeton  $\Rightarrow$  Ständer (Serienteil)  $\Rightarrow$  Grauguss,  
Werkstückträger  $\Rightarrow$  Stahl

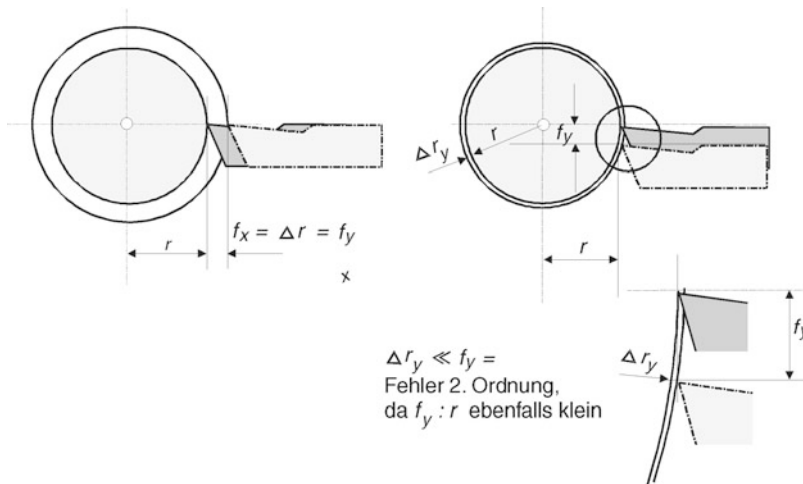


**Abb. 2.76** Physikalische Kennwerte verschiedener Gestellwerkstoffe im Vergleich

## 2.5.3 Auslegung und konstruktive Gestaltung von Werkzeugmaschinenstellen

### 2.5.3.1 Grundsätze

1. Auslegung des Gestells auf die erforderliche statische und dynamische Steife bedeutet: Auslegung auf minimale Verformung, denn Verformung erzeugt Geometriefehler am Werkstück
2. Die Richtung der Verformung spielt hinsichtlich der Größe des Einflusses auf die Geometriefehler eine erhebliche Rolle, Abb. 2.77. In  $y$ -Richtung auftretende Verformungen  $f_y$  an einer Drehmaschine gehen nur als Fehler 2. Ordnung in den Werkstückdurchmesser ein, während ein gleich großer Verformungsbetrag  $f_x$  in  $x$ -Richtung (in Bild links) in voller Größe als Werkstückdurchmesserfehler eingeht. Das gleiche gilt für Relativschwingungen einschließlich ihrer Komponenten, deren Ursachen oft in erzwungenen Schwingungen aus Antrieben u. a. liegen und durch ungenügende dynamische Steife von Gestellteilen übertragen werden. Bei günstiger Antriebsauslegung, z. B. wenn die Richtung der aus dem Antrieb entstehenden statischen und dynamischen Kraftkomponente in die  $y$ -Richtung gelegt werden kann, können negative Auswirkungen auf das Bearbeitungsergebnis erheblich reduziert werden.



**Abb. 2.77** Auswirkung unterschiedlicher Verformungsrichtungen auf das Arbeitsergebnis (Fehler des Werkstückdurchmessers) beim Längsdrehen

3. Durch geeignete *Bauteilquerschnittsformen* kann der Material- und Fertigungsaufwand für ein Gestellbauteil bei gleicher Belastung minimiert werden.
4. Die Gesamtverformung, welche das Arbeitsergebnis beeinflusst, setzt sich aus den Verformungen aller vom Kraftfluss berührten Bauteile zusammen. Da sich die Gesamtnachgiebigkeit  $f_{\text{gesamt}}$  in der Regel aus den einzelnen Nachgiebigkeiten als Reihenschaltung ergibt, wird stets das Bauteil mit geringster Steife die Größe von  $f_{\text{gesamt}}$  bestimmen [siehe auch Kapitel 2.3.3, Gleichung (2.22)].

### 2.5.3.2 Verhalten stabförmiger Bauteile

#### Torsion

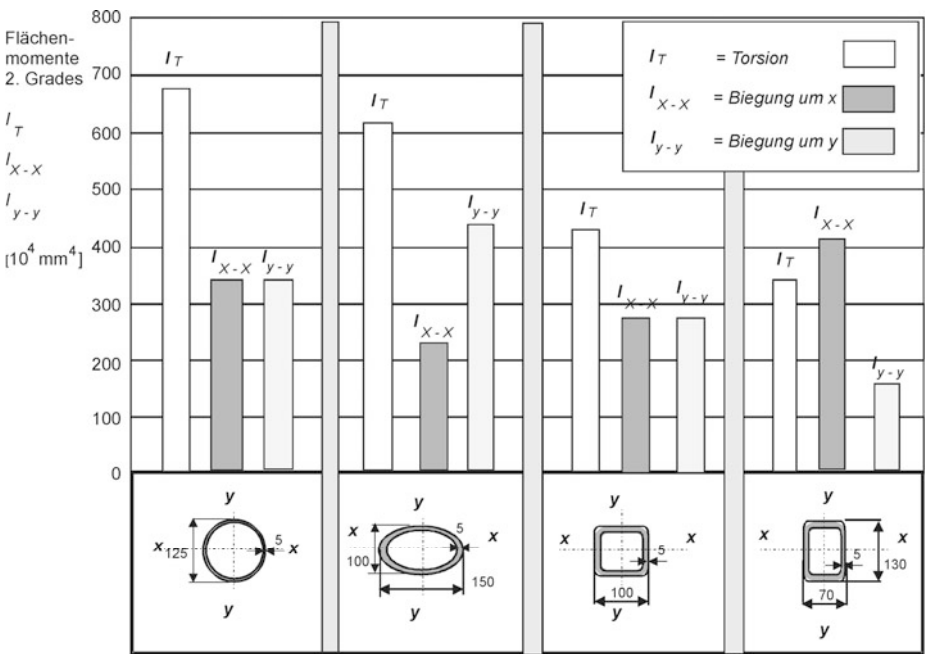
Tab. 2.2 zeigt das Verhalten von Profilen bei Torsion unter gleichem Materialeinsatz. Hier zeigt sich die Überlegenheit geschlossener Profile (dünnwandige Rohre großen Durchmessers). Selbst ein rechteckiges Hohlprofil bringt schlechtere Werte hinsichtlich Verdrehwinkel  $\varphi_t$  und Torsionsspannung  $\tau_t$ . Da beispielsweise Werkzeugmaschinenbetten nicht nur auf Biegung, sondern durch die Zerspanungskräfte in der Regel auch auf Torsion beansprucht werden, kommt einer weitgehend „geschlossenen“ Konstruktion erhebliche Bedeutung zu.

#### Torsion und Biegung

Der Widerstand geschlossener Profile gegenüber Biegung und Torsion lässt sich an der Größe der Flächenmomente 2. Grades bei Biegebelastung um  $x$ - $x$  und  $y$ - $y$  sowie Torsionsbelastung unter der Bedingung gleichen Werkstoffeinsatzes und gleicher Wandstärke ablesen, Abb. 2.78. Die besten Werte erreichen das runde Profil (Rohr) und das elliptische Hohlprofil (bei Belastung um  $y$ - $y$ ).

**Tab. 2.2** Geschlossene und offene Profile gleichen Flächeninhaltes unter Torsionsbelastung entsprechend Belastungsfall in Abbildung oben links im Vergleich zum Vollprofil eines Rundstabes mit 35 mm Durchmesser. (Quelle: nach Wächter)

	$I_t$ [cm <sup>4</sup> ]	$W_t$ [cm <sup>3</sup> ]	$\varphi_t$ [°]	%	$\tau_t$ [N/mm <sup>2</sup> ]	%
	14,7	8,4	9,74	100	240	100
	138	36,4	1,04	11	55	23
	489	67	0,293	3	30	12,5
	89,6	17,5	1,6	16	114	47,5
	0,51	1,27	281	2885	1490	620
	0,58	1,29	248	2546	1550	646



**Abb. 2.78** Geschlossene Profile bei gleichem Flächeninhalten und gleicher Wandstärke im Vergleich der Flächenmomente 2. Grades. (Quelle: nach Thum und Petri)

### 2.5.3.3 Einfluss von Verrippungen

Zur Versteifung werden Betten, Ständer und Kästen mit Rippen ausgestaltet. Dies gilt sowohl für Gestelle aus Gusseisen als auch aus Stahl. Dabei haben Stahlgestelle den Vorteil, dass beim Feststellen nicht ausreichender Ergebnisse an Hand von Messungen eine Korrektur durch Einschweißen zusätzlicher Rippen möglich ist, wenn es die Schweißfolgengestaltung zulässt.

#### Längsverrippungen in Werkzeugmaschinenständern

In Abb. 2.79 sind einem Ständer ohne Rippen solche mit verschiedenen Längsrippen gegenübergestellt. Zum Vergleich wird neben der relativen (prozentualer Vergleich mit Ständer ohne Rippen = 100 %) Biege- und Torsionssteifigkeit das eingesetzte Material herangezogen.

Zunächst zeigt sich, dass beim Ständer ohne Kopfplatte 5) die Torsionssteifigkeit auf nur noch ca. 10 % absinkt, obwohl der Materialeinsatz noch 93 % beträgt. Dies bedeutet, dass die Kopfplatte erheblichen Anteil am Steifeverhalten des Ständers hat und auf diese nicht verzichtet werden sollte.

Von den Längsverrippungen sind Diagonalrippen am effektivsten [3) und 4)], wenn auch bei 4) der Materialeinsatz beträchtlich ansteigt. Querrippen bringen kaum Steifigkeitserhöhungen.

Nach einem entsprechenden Entwurf eines Gestellbauteils unter Berücksichtigung solcher hier beschriebener Grundsätze kann von diesem unter Nutzung geeigneter Software eine Finite Elemente Analyse durchgeführt werden. Damit wird dem realen Verhalten unter Belastung weitgehend Rechnung getragen.

#### Verrippungen von Betten

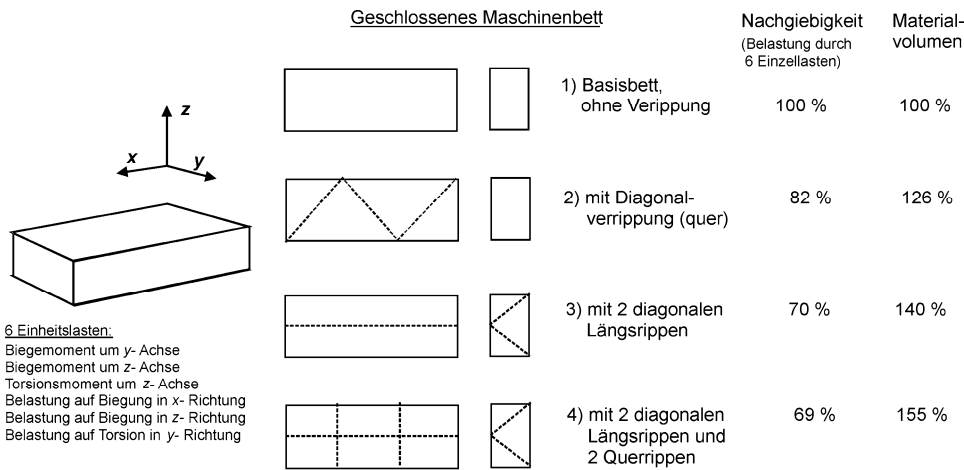
In Abb. 2.80 wird der Einfluss von Verrippungen auf die Nachgiebigkeit des Bettes als Summe der Verformung durch sechs Einzellasten bei gleichzeitiger Wertung der Materialvolumina gezeigt. Die Werte des geschlossenen Bettes ohne Verrippung werden gleich 100 % gesetzt.

Bereits eine einfache quer angeordnete Diagonalverrippung, die auch das Materialvolumen nur um 26 % erhöht, setzt die Nachgiebigkeit bereits auf 82 % herab, 2). Äußerst wirksam sind auch hier wieder Längsrippen in diagonalen Anordnung 3), wobei der Materialanteil deutlich mehr (40 %) zunimmt. Fall 4) zeigt, dass weitere zusätzliche Querrippen keine Reduzierung der Nachgiebigkeit gegenüber 3) bringen, aber eine Materialvolumenzunahme um 15 % und damit eine unnötige Kostenerhöhung.

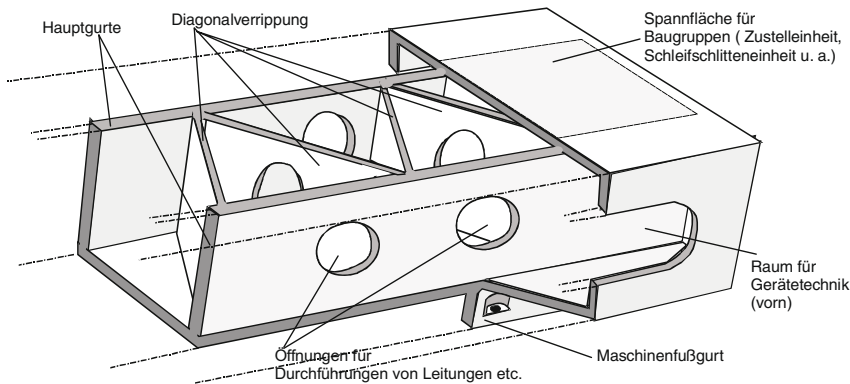
Eine Anwendung dieser Erkenntnisse ist das in Abb. 2.81 dargestellte geschlossene Maschinenbett des Wälzlager-Bohrungsschleifautomaten SIW 3 B der BWF GmbH Berlin.



**Abb. 2.79** Relative Biege- und Torsionssteifigkeit sowie das relative Materialvolumen, bezogen auf den Ständer ohne Verrippung (100 %), bei Ständern mit verschiedenen Längsverrippungen. (Quelle: nach Untersuchungen des WZL [Werkzeugmaschinenlabor] der Rheinisch-Westfälischen Technischen Hochschule [RWTH] Aachen).



**Abb. 2.80** Geschlossene Maschinenbetten ohne und mit verschiedenen Verrippungen – Nachgiebigkeit und Materialvolumen. (Quelle: nach Untersuchungen des WZL der RWTH Aachen)



**Abb. 2.81** Geschlossenes Bett eines Wälzlagerbohrungsschleifautomaten mit Diagonalverrippung und integrierten Geräteräumen (vorn und hinten) mit Öffnungen zur Durchführung. (Quelle: SIW 3 B, Berliner Werkzeugmaschinenfabrik BWF GmbH)

Die beiden Hauptgurte und die Diagonalverrippung einschließlich Grund- und Deckplatte bilden das eigentliche geschlossene Bett. Letztere sind nach vorn und hinten erweitert und bilden Räume für den Einbau von Hydraulikventilkombinationen und Hydrospeicher, die wegen kürzester Nebenzeiten in der Nähe der Verbraucher (Hydromotoren) angeordnet sein müssen. Dadurch sind auch Durchführungen von Hydraulik- und Pneumatikleitungen von der Vorder- zur Rückseite der Maschine durch das Bett erforderlich. Dabei ist auf ausreichende *thermische Steife* zu achten (z. B. Anwendung der Kalthydraulik).

Die Deckplatte dient als Aufspannfläche für die Funktionalbaugruppen der Schleifmaschine. Diese sind: Die Zustellschlitteneinheit mit dem darauf angeordneten Werkstückantrieb und der Werkstückspaneinrichtung sowie die Schleifeinheit mit dem Werkzeugschlitten und der auf diesem montierten Schleifspindel.

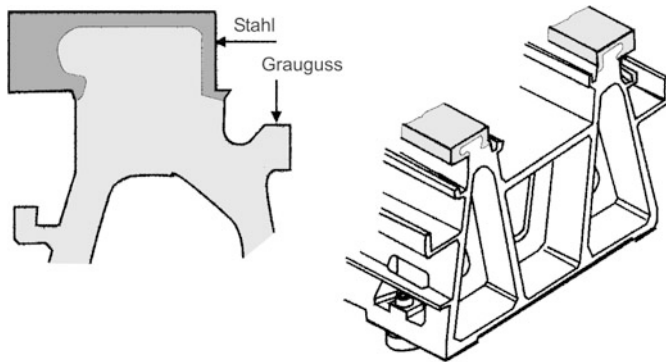
Dabei ist darauf zu achten, dass als Spannfäche nur das Feld zwischen den beiden Hauptgurten genutzt wird, damit eine korrekte *Krafteinleitung* möglich ist.

#### 2.5.3.4 Krafteinleitung, Verschraubungen an Gestellen

##### Krafteinleitung

Diese erfolgt in der Regel über die Führungsbahnen zwischen Schlitten und Ständern einerseits und Tischen und Betten anderseits, d. h. eine entsprechende Integration der Führung in das Gestell ist erforderlich.

Dies ist beispielhaft gelöst bei dem in Abb. 2.82 dargestellten Maschinenbett. Der Kraftfluss wird von den Führungsbahnen in die steif gestalteten Längsverrippungen geleitet. Durch einen symmetrischen Aufbau wird auch meist ein günstiges thermisches Verhalten erreicht.



**Abb. 2.82** Krafteinleitung über die Führungsbahnen in das steif und symmetrisch gestaltete Bett eines Fräszentrums. (Quelle: Hitachi Seiki, Japan)

### Verschraubungen an Gestellen

Befestigungsschrauben sollten nicht über einen äußeren freiliegenden Flansch am Gestell wirksam werden, da dieser, wenn er nicht zusätzlich versteift ist, eine große Biegelänge aufweist. Die Befestigungsstelle ist in das Gestell zu integrieren. Dadurch entsteht eine große Steife und auch eine gestalterisch gute Lösung. Eine solche ist in Abb. 2.82 rechts dargestellt. Die Schraubbefestigung mit dem Fundament am Bett unten links ist dementsprechend ausgeführt.

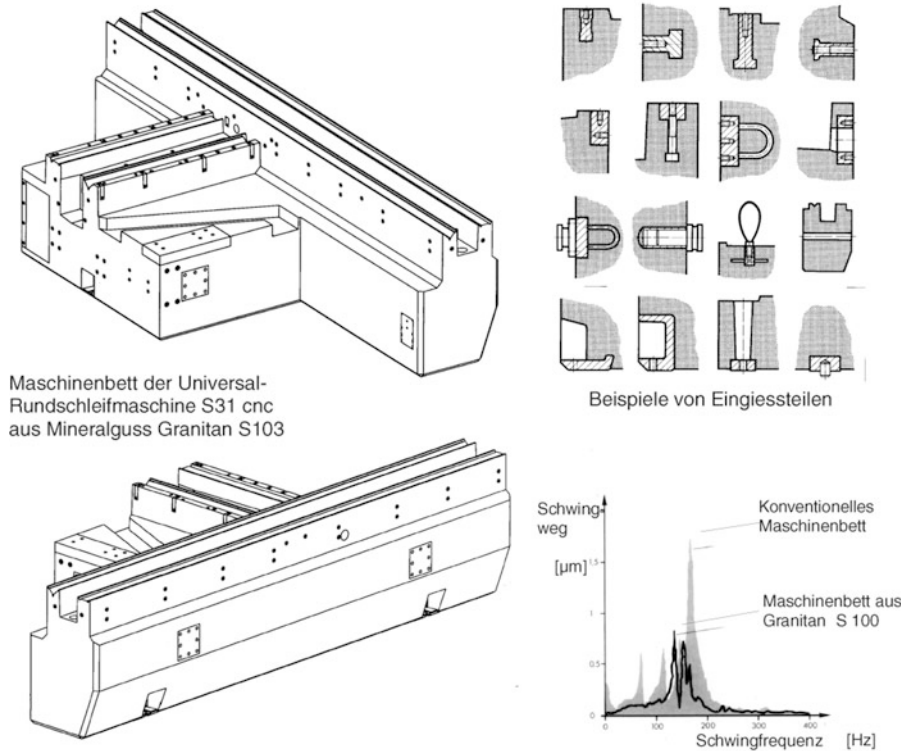
Bei der Anwendung von *Reaktionsharzbeton*, welcher im Wesentlichen konstruktionsseitig druckbeansprucht werden kann, erfolgt die Verbindung mit den Anbauteilen (Führungsbahnaufsätze, Montageplatten u. a.) mittels Verschrauben, Eingießen oder Kleben.

Zum Verschrauben müssen Gegenstücke aus Stahl im Beton verankert werden. Dies sind in der Regel mit einer Gewindebohrung ausgestattete Eingießkörper, meist mit Hinterschnitt, Verbundanker oder Spreizdübel.

#### 2.5.3.5 Besonderheiten der Gestaltung von Gestellen aus Reaktionsharzbeton

Abb. 2.83 zeigt die kompakte Konstruktion eines Granitan-Bettes. Die Wandstärke liegt bei ca. 60 ... 80 mm, d. h. das Dreifache eines Gussbettes bei gleichem Gewicht. Besonders das Dämpfungsverhalten gegenüber Grauguss ist wesentlich besser, Abbildung rechts unten. Eine Auswahl von Eingießteilen, die sich formfest mit dem Mineralgusskörper verbinden, zeigt Abb. 2.83 oben rechts. Diese nehmen insbesondere Zug-, Biege- und Torsionsbelastungen z. B. beim Befestigen von Gegenbauteilen auf. Verrippungen entfallen in der Regel. Durchbrüche, Kabeldurchführungen und zur Gewichtseinsparung auch Polystyrol-Hartschaumkerne können direkt eingegossen werden.





**Abb. 2.83** Maschinenbettgestaltung von Mineralguss Granitan. (Quelle: Studer AG, Thun, Schweiz)

### 2.5.3.6 Dynamische Einflüsse auf die Gestaltung

#### Freie gedämpfte Schwingungen

Diese werden erzeugt durch Stöße aus dem Bearbeitungsprozess, Zahneingriffsstöße als Ursache von Eingriffsteilungsfehlern u. a. Sie regen das schwingungsfähige System zu Schwingungen in dessen Eigenfrequenz an (bei Einmassensystemen).

Die Differentialgleichung lautet:

$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + cx = 0 \quad (2.37)$$

für die Eigenkreisfrequenz gilt

$$\omega_0 = \sqrt{\frac{c}{m}} \quad (2.38)$$

Dabei ist:

$x$	= Weg	$c$	= Steife
$\dot{x}$	= Geschwindigkeit	$\rho$	= Dämpfungsfaktor
$\ddot{x}$	= Beschleunigung	$m$	= Masse

### Erzwungene Schwingungen

Diese werden hervorgerufen durch periodisch wirkende äußere Kräfte  $F(t)$ . Die Differentialgleichung lautet:

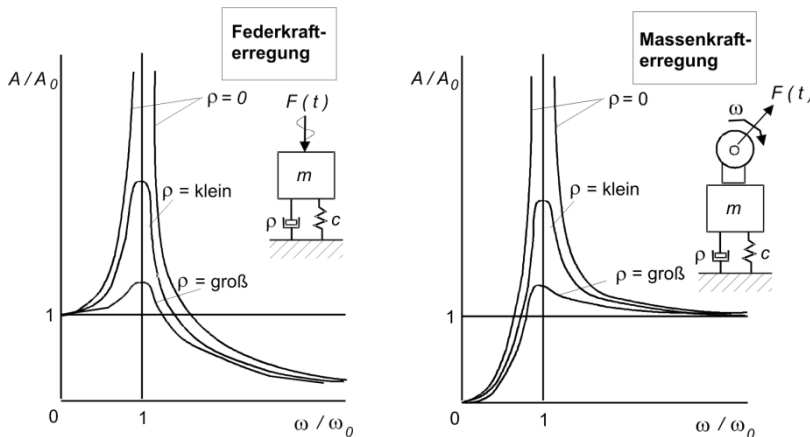
$$m\ddot{x} + \rho\dot{x} + cx = F(t) \quad (2.39)$$

Diese periodischen Kräfte können unabhängig von ihrer Frequenz sein (Abb. 2.84 links) oder bei *Massenkrafterregung* mit der Erregerfrequenz  $\omega$  (Drehfrequenz der Erregermasse) durch Fliehkraftwirkung wachsen.

Diese Massenkrafterregung entsteht durch rotierende Teile mit Restunwuchten, wie Getriebe- und Motorwellen in der Werkzeugmaschine (Abb. 2.84 rechts).

*Federkrafterregung* liegt vor, wenn z. B. eine an sich sehr gut ausgewuchtete Riemenscheibe eine Exzentrizität aufweist, so dass der Antriebsriemen periodisch gespannt und entspannt wird, der Betrag der Kraftänderung aber im Wesentlichen unabhängig von der Drehfrequenz der Riemenscheibe ist. Der Unterschied liegt darin, dass bei Federkrafterregung beim Frequenzverhältnis = 0 die Amplitude  $A$  gleich dem statischen Ausschlag  $A_0$  entspricht. Der Einfluss der Dämpfung im Resonanzbereich ist erkennbar.

Aus der Beziehung über die Eigenkreisfrequenz  $\omega_0$  ist zu erkennen, dass eine hohe Steife und geringe Massen zu hohen Werten und damit in den meisten Fällen zu einer hohen dynamischen Steife führen. Es sind aber immer die Größen der Erregerfrequenzen zu beachten, z. B. wenn die max. Drehzahl einer Schleifspindel von 60.000 1/min [1.000 Hz] der Werkzeugspindel eines Fräszentrums mit 9.000 1/min [150 Hz] gegenübergestellt wird. Bei einer Eigenfrequenz von z. B. 170 Hz des betroffenen Gestells wird sich eine Frässpindelunwucht erheblich auswirken, der Einfluss der Schleifspindel dagegen bei gleicher Kraftkomponente geringer sein, Abb. 2.84 rechts.



**Abb. 2.84** Amplitudenverhältnis  $A/A_0$  als Funktion des Frequenzverhältnisses  $\omega/\omega_0$  bei erzwungenen Schwingungen durch Feder- und Massenkrafterregung

Die dritte Möglichkeit, die *Dämpfungskrafterregung*, liegt in den meisten Fällen bei äußeren Schwingungserregern vor, deren Schwingungen über das Maschinenfundament beispielsweise auf das Maschinenbett übertragen werden.

Genauere Ergebnisse aus dem Gestellentwurf können auch bei dynamischen Belastungen nur über die Methode der Finiten Elemente erzielt werden. Deren Bestätigung kann nur durch Messungen am Funktionsmuster erfolgen.

### **Selbsterregte Schwingungen**

Diese entstehen aus dem Zerspanungsprozess und werden durch dessen ständige Energiezufuhr aufrecht erhalten. Die Schwingung erfolgt dabei in der Eigenfrequenz eines dynamisch schwachen Bauteils. Ein Vergleich ist die Schwingung des Pendels einer Uhr mit seiner Eigenfrequenz, bestimmt aus Pendelmasse und Pendellänge. Die Energiezufuhr erfolgt über die potentielle Energie des Gewichts.

Durch Veränderung der Prozessparameter kann die Stabilität des Zerspanungsprozesses wieder erreicht werden. Dies geschieht aber meist zu Lasten der Produktivität, also über Verringerung oder Veränderung der Spanquerschnitte. Allerdings können auch Veränderungen der Einspannbedingungen der Werkzeuge, in bestimmten Fällen auch der Werkstücke, zur Stabilisierung der Zerspanung führen.

---

## **2.6 Werkzeug- und Werkstückspanner**

### **2.6.1 Werkzeugspannsysteme für rotierende Werkzeuge**

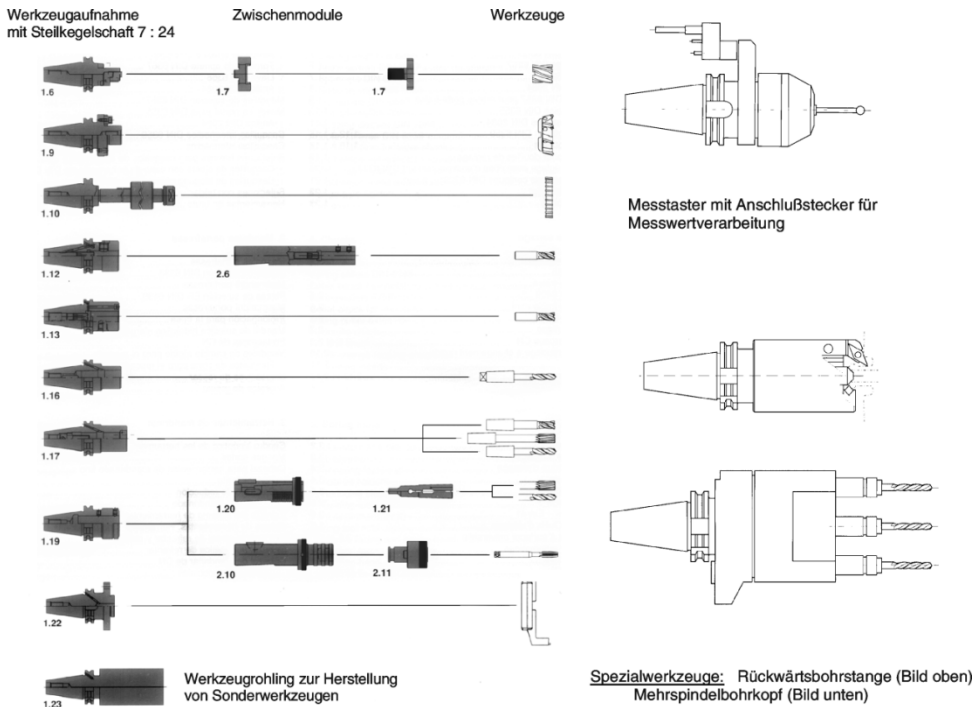
#### **2.6.1.1 Steilkegelschaft 7 : 24 nach DIN 69871/ DIN 69872**

Die heute hauptsächliche Aufnahme zeichnet sich insbesondere für CNC-Bearbeitungszentren mit automatischem Werkzeugwechsel durch ihre Universalität, steife Bauweise und leichte Wechsel- und Speichermöglichkeit aus, siehe Abb. 2.2 und 2.3 und Beschreibungen im Abschnitt 2.1.

Eine Auswahl aus einem Werkzeugaufnahmesystem nach DIN 69871 zeigt Abb. 2.85. Neben Aufnahmen für Standardwerkzeuge einschließlich entsprechender Adapter, wie Spannhülsen mit Morsekegelaufnahme für Spiralbohrer (Zwischenmodul 1.21 in Abb. 2.90), können auch ausgesprochene Spezialwerkzeuge, wie Rückwärtsbohrstangen oder Mehrspindelbohrköpfe im System integriert werden. Auch 3D-Messtaster sind in das System einbezogen und sind mit ihren elektrischen Anschlüssen automatisch im CNC-Bearbeitungszentrum einwechselbar.

### 2.6.1.2 Hohlschaftkegel (HSK)-Aufnahme nach DIN 69893

In den letzten Jahren hat sich die HSK-Aufnahme als Spanner für rotierende Werkzeuge entwickelt. Das Prinzip ist in Abb. 2.86 dargestellt. Im ungespannten Zustand beim Werkzeugwechsel liegt der Werkzeughohlkegel nur im vordersten Teil der Spindelnase an.

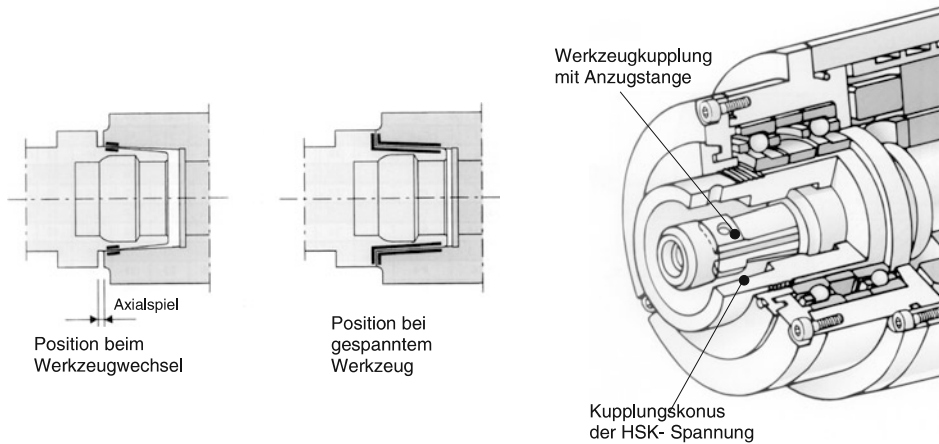


**Abb. 2.85** Werkzeugaufnahmesystem nach DIN 69871, Werkzeuge und Zubehör (Auswahl).  
(Quelle: Deckel, München)

Es ist ein Spiel zwischen der axialen Anlagefläche des Werkzeugspanners und der Spindelnase vorhanden, in Abbildung links. Durch den axialen Anzug der Werkzeugkuppelung entstehen axiale und radiale Kräfte im Hohlraum des HSK-Kegels, die eine hohe Steife und Genauigkeit sichern.

Ein wesentlicher Vorteil der HSK-Spannung ist die Erhöhung der Spannkraft bei Drehzahlerhöhung durch die höheren Fliehkräfte. Der Anzug gegen die Stirnfläche verhindert axiale Verschiebungen, in Abb. 2.86 Mitte.

In Abb. 2.86 rechts ist eine Motor-HF-Schleifspindel gezeigt, die eine HSK-Aufnahme für Innenschleifdorne besitzt. Über eine Anzugstange und den damit verbundenen Kupplungsfingern erfolgt die Spannung.



**Abb. 2.86** Prinzip der HSK-Werkzeugaufnahme und HSK-Aufnahme im Kopf einer Motor-HF-Schleifspindel GNS. (Quelle: Gamfior SpA, Turin, Italien)

### 2.6.2 Werkzeugspannsysteme für feste und angetriebene Werkzeuge

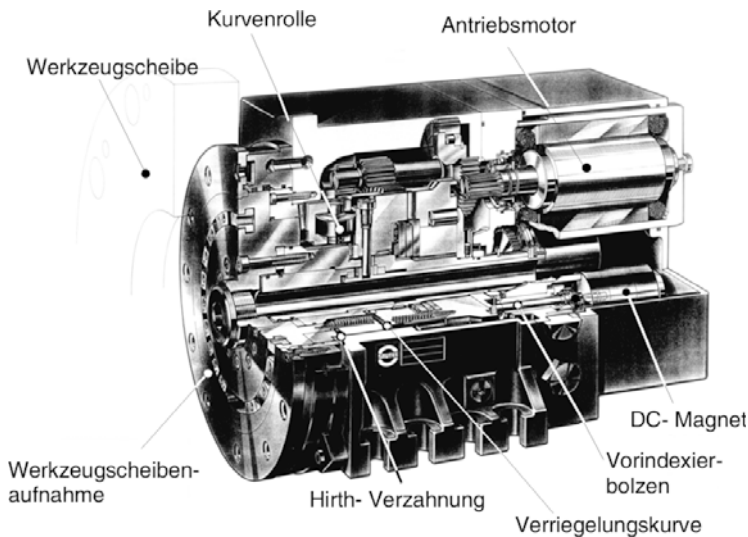
Solche Systeme werden bei CNC-Drehmaschinen und CNC-Komplettbearbeitungszentren für Futterteile und für die Wellenbearbeitung angewandt, und zwar überall dort, wo Werkzeugrevolver zum Einsatz kommen.

Werkzeugrevolver können mit Aufnahmen ausschließlich für feste Werkzeuge und mit solchen für feste und angetriebene Werkzeuge ausgerüstet werden. Bei letzteren ist ein entsprechender Werkzeugantrieb erforderlich.

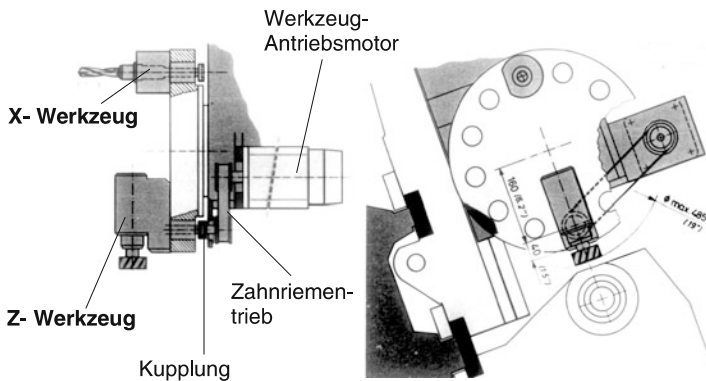
Abb. 2.87 zeigt einen 12-fach-Werkzeugscheibenrevolver für feste Werkzeuge. Die Werkzeugscheibe wird auf die Werkzeugsysteme des Anwenders zugeschnitten hergestellt. Um eine hohe Präzision in der Positionierung zu erreichen, wird dazu eine Hirth-Stirnverzahnung angewandt. Das Schwenken der Werkzeugscheibe erfolgt über einen AC-Antriebsmotor. Nach einer Vorindexierung über einen elektromagnetisch betätigten Vorindexierbolzen erfolgt die Verriegelung über eine Kurve und Kurvenrollen.

Revolver mit angetriebenen Werkzeugen sind meist so gestaltet, dass das in der Bearbeitungsposition befindliche Werkzeug über eine Kupplung, wie in Abb. 2.88 gezeigt, oder über ein schaltbares Ritzel angetrieben wird. In einem 12-fach-Werkzeugrevolver können meist bis zu vier angetriebene Werkzeuge zum Einsatz kommen. Die anderen Positionen können mit festen Werkzeugen belegt werden.

In großem Umfang werden Werkzeughalter nach Abb. 2.89 eingesetzt. Durch ein schräg in der Werkzeugscheibe angeordnetes Druckstück, welches in die Schaftverzahnung des Werkzeughalters eingreift, wird über deren Anzug mittels Schraube der Werkzeughalter sowohl axial als auch radial geklemmt. Damit entsteht eine steife und präzise Verbindung mit dem Revolver.



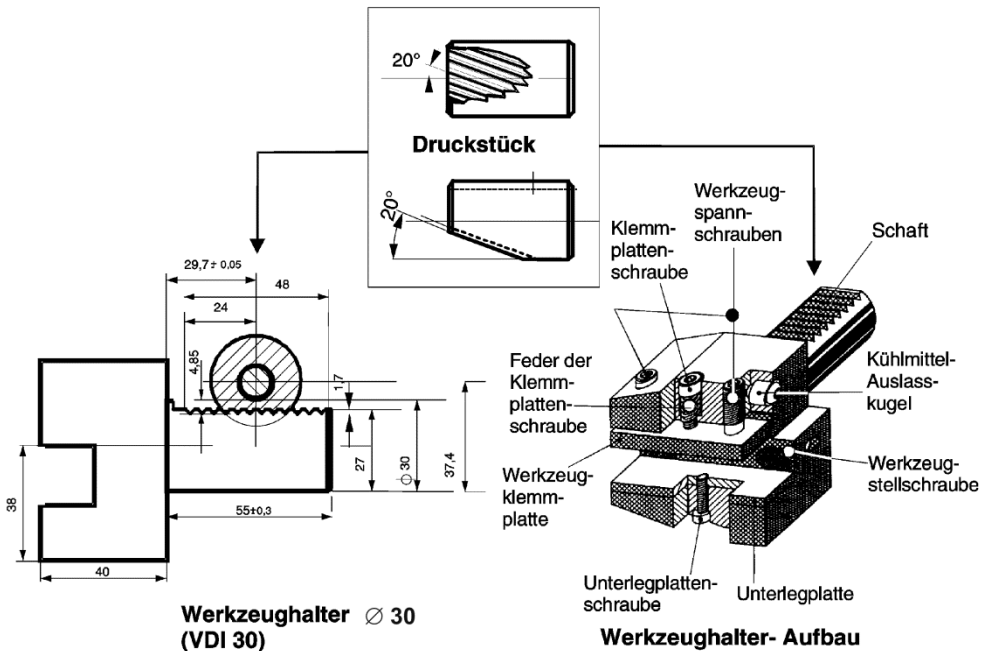
**Abb. 2.87** 12-fach-Werkzeugscheibenrevolver für feste Werkzeuge. (Quelle: Sauter Feinmechanik GmbH, Metzingen)



**Abb. 2.88** Werkzeugscheibenrevolver mit angetriebenen und festen Werkzeugen. Die Darstellung zeigt das Antriebsprinzip und je ein angetriebenes Werkzeug in X- und Z-Richtung. (Quelle: + GF +, Schaffhausen, Schweiz)

Die Werkzeuge können entweder in einer *Werkzeugvoreinstelleinrichtung* außerhalb der Maschine im Werkzeughalter eingestellt und die Positionswerte in das CNC-Programm übernommen werden oder dies geschieht automatisch über Werkzeugsensor (tool eye) in der Maschine.

Weitere Werkzeugspannsysteme haben sich besonders mit der Anwendung angetriebener Werkzeuge entwickelt und sind im Einsatz.



**Abb. 2.89** Werkzeughalter nach DIN 6988 (Schaft nach VDI 3425 Bl. 2) für CNC-Drehmaschinen und Bearbeitungszentren

### 2.6.3 Werkstückspanner für rotierende Werkstücke

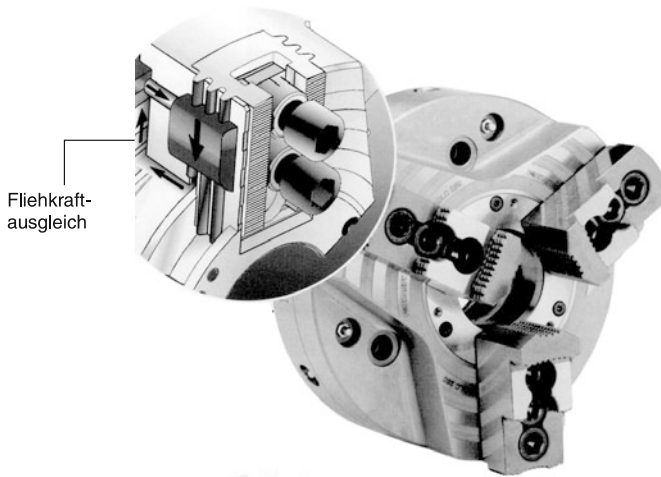
Die Art der Aufnahme über Kurzkegel nach DIN 55026 ... 55029 ist im Abschnitt 2.1 erläutert.

#### 2.6.3.1 Spannfutter

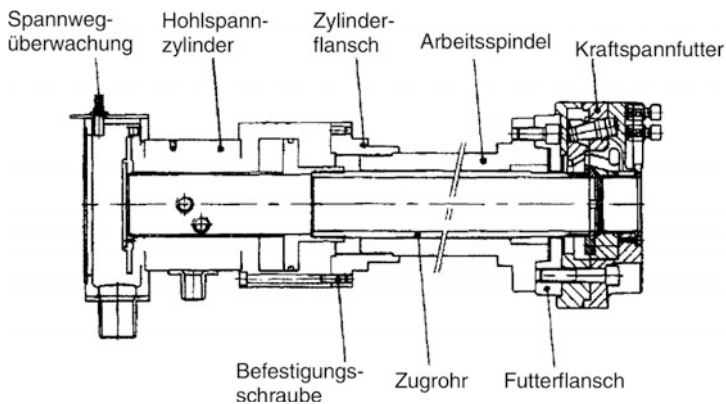
Sie unterteilen sich in:

- *Handspannfutter* als Keilstangen (Dreibacken-) oder Planspiralfutter (Drei-, Vier- oder Sechsbacken-), Zweibackenfutter mit Doppelgewindespindel für unregelmäßig geformte Werkstücke, Planscheiben mit vier unabhängig voneinander verstellbaren Schnellwechselbacken und Plankurvenfutter für große Abmessungen
- *Kraftspannfutter*  
Moderne Kraftspannfutter sind beispielsweise Keilhakenfutter mit großer Durchgangsbohrung, Fliehkraftausgleich und integrierter Schmierstoffreserve, Abb. 2.90 (siehe auch Abb. 2.1 des Kapitels 2.1)

Die *Betätigung* der Kraftspannfutter kann *hydraulisch, pneumatisch oder elektrisch* erfolgen. Als Beispiel ist in Abb. 2.91 eine hydraulisch betätigte Hohlspaneinrichtung dargestellt. Das Kraftspannfutter mit Fliehkraftausgleich ist mit einem Futterflansch am Arbeitsspindelkopf befestigt. Über einen umlaufenden hydraulischen Hohlspannzylinder, welcher über einen Zylinderflansch auf der Arbeitsspindel befestigt ist, erfolgt die Spannbetätigung über ein Zugrohr auf die Keilhaken des Spannfutters. Das Ölzuführungsgehäuse zum Zylinder steht ortsfest und enthält die Öl-Zu- und Abführung. Eine Spannweg-Überwachung komplettiert die Einrichtung.



**Abb. 2.90** Kraftspannfutter 3 QLC (Keilhakenfutter mit Fliehkraftausgleich für  $n_{\max}$  bis 8.000 U/min). (Quelle: FORKARDT GmbH, Erkrath)

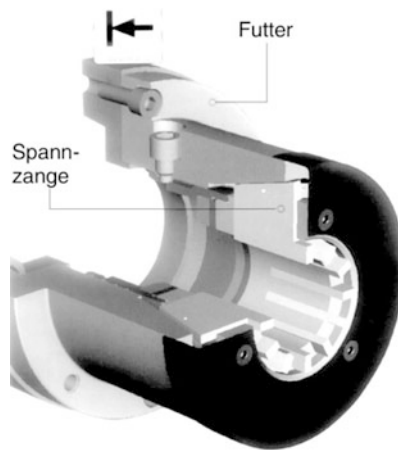


**Abb. 2.91** Hydraulisch betätigte Hohlspaneinrichtung. (Quelle: FORKARDT GmbH, Erkrath)



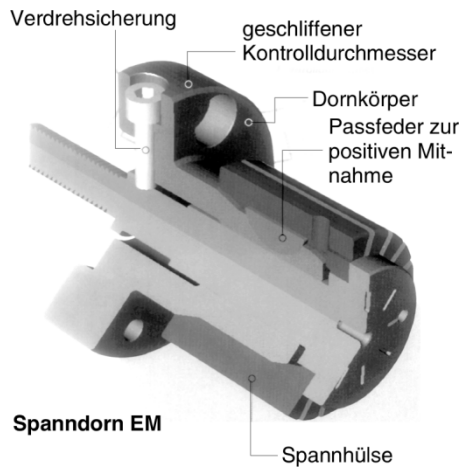
### 2.6.3.2 Spannzangen

Sie werden angewendet beim Spannen von Stangenmaterial und bei geforderter hoher Rundlaufgenauigkeit. In Abb. 2.92 wird eine Lamellen-Spannzange gezeigt, die Werkstücke bis 200 mm Durchmesser und auch dünnwandige Werkstücke ohne Verformung mit einer Rundlaufgenauigkeit 0,01 mm spannt.



Lamellenspannzange LZK

**Abb. 2.92** Lamellenspannzange. (Quelle: FORKARDT GmbH, Erkrath)



**Abb. 2.93** Spanndorn mit Spannhülse. (Quelle: FORKARDT GmbH, Erkrath)

### 2.6.3.3 Spanndorne

Durch Expansion der ohne Nachjustierung austauschbaren Spannhülse von 0,8 mm sind sie sowohl für automatisches Be- und Entladen geeignet und weisen Wiederhol-Spann-  
genauigkeiten von  $< 0,012$  mm auf, Abb. 2.93.

## 2.6.4 Werkstückspanneinrichtungen für feststehende Werkstücke

Unter feststehenden Werkstücken werden insbesondere solche mit prismatischer Grundform verstanden, welche entweder fest auf der Spannfläche des Arbeitsschlittens oder zur Vier- oder Fünfseitenbearbeitung auf einem schwenkbaren Maschinentisch, welcher auch als Wechseltisch aufgebaut sein kann, gespannt sind. Auch eine erforderliche Ergänzungsbearbeitung runder Teile zählt zu dieser Definition.

### 2.6.4.1 Maschinenschraubstöcke

Sie umfassen in der Regel das Zubehör von Bohr- und Fräsmaschinen sowie CNC-Bearbeitungszentren und sind, meist mit pneumatischer oder hydraulischer Kraftspannung ausgerüstet, in der Einzel- und Kleinserienfertigung in großem Umfang in der Anwendung.

Dazu zählen auch zentrisch spannende Flachspannsysteme hoher Präzision.

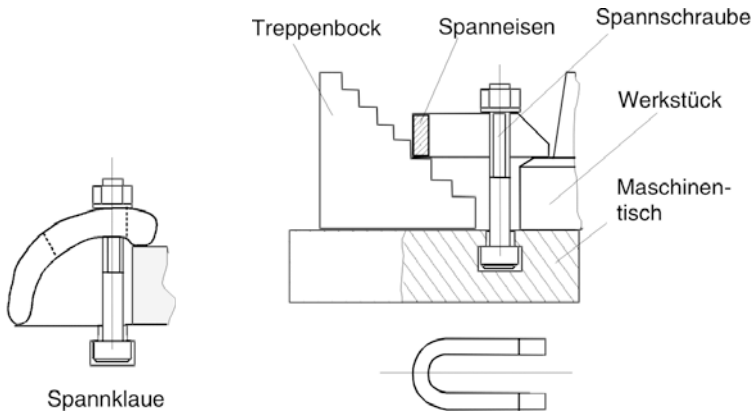
### 2.6.4.2 Zubehör zum Aufspannen eines oder mehrerer Werkstücke auf dem Maschinentisch

Größere Werkstücke werden einzeln oder mehrfach (z. B. bei Langhobelmaschinen) direkt auf dem Maschinentisch gespannt. Als Spannelemente dienen:

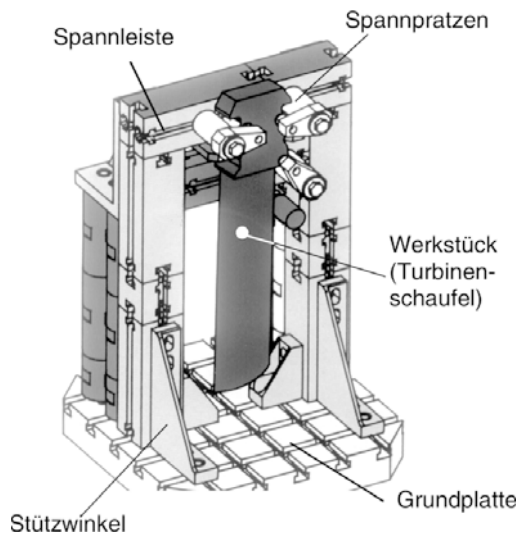
- Spanneisen verschiedener Formen, Abb. 2.94
- Spannpratzen, Abb. 2.94
- kraftbetätigte Spanneisen, meist über Pneumatikzylinder
- Spannunterlagen zum Höhenausgleich zur Spannfläche, Abb. 94
- Spannwinkel zur Aufspannung an einer senkrechten oder schrägen Fläche
- Magnetspannplatten (für Flächenschleifmaschinen)

### 2.6.4.3 Spannvorrichtungen aus dem Baukasten

Bei kleineren Serien, wie sie beispielsweise im Maschinenbau üblich sind, bilden die Baukasten-Vorrichtungen den Schwerpunkt in der Fertigung prismatischer Teile, Abb. 2.95.



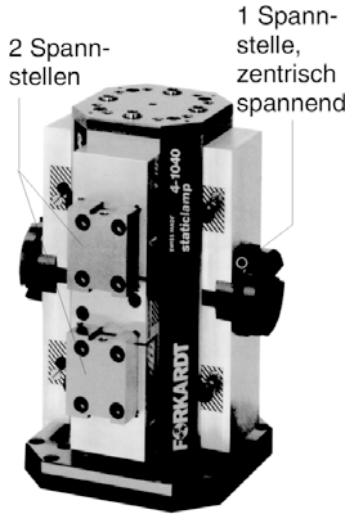
**Abb. 2.94** Spanneisen, Spannklau und Treppenbock



**Abb. 2.95** Baukastenvorrichtung aus dem Nutsystem. (Quelle: E. Halder KG, Laupheim)

#### 2.6.4.4 Spanneinrichtungen für größere Serien, Abb. 2.96

Bis zu acht Werkstücke können auf diesem Turm gespannt werden. Unter Nutzung eines CNC-Bearbeitungszentrums mit Schwenktisch wird eine optimale Bearbeitung bei hoher Flexibilität durch schnellen Spannbacken- und Plattenwechsel erreicht.



**Abb. 2.96** Mehrfachaufspannung auf einem Turm, Flachspannprogramm *staticlamp*.  
(Quelle: FORKARDT GmbH, Erkrath)

Werkzeugmaschinen kompakt

Baugruppen, Einsatz und Trends

Bahmann, W.

2013, X, 230 S. 229 Abb., Softcover

ISBN: 978-3-658-03747-5