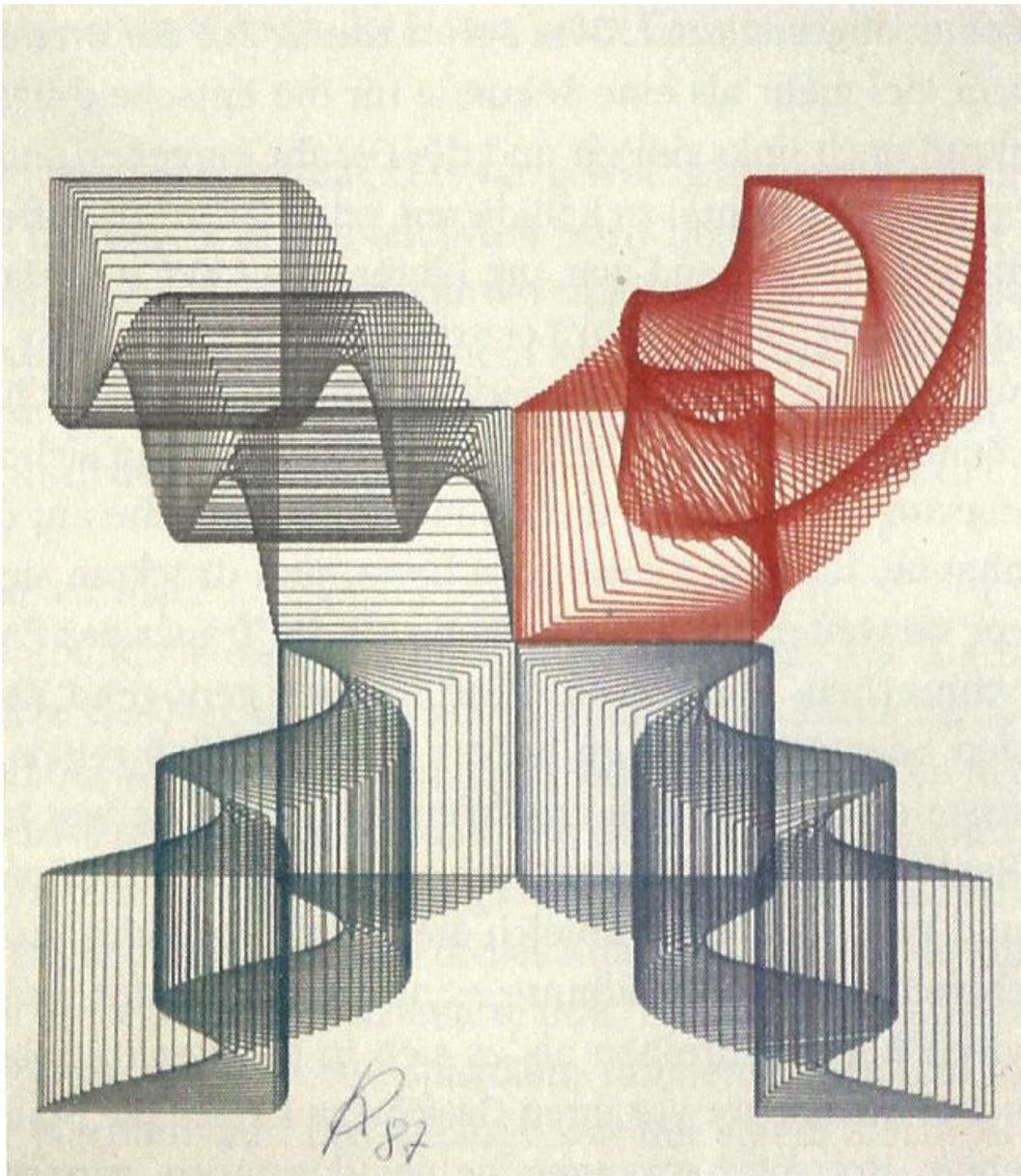


**Knut Großmann**

**Die Entwicklung spanender Werkzeugmaschinen**

---

**Teil 2**



# Vorwort

Teil 2 enthält die Kapitel 3 – 6 des Fachbuches. Wie bereits in der Einführung zu Teil 1 erwähnt, sind diese Kapitel vom Autor nicht vollständig fertiggestellt worden. Es sind Passagen vorhanden, in denen führender Text zu Bildern hilfreich wäre. Allerdings sind viele Bilder von solcher Aussagekraft, dass auch ohne erklärenden Text ein Verständnis möglich ist.

Von großem Nutzen für die Ausbildung sind die Beispiele und Aufgaben, die in den Kapiteln 5 und 6 mit den Lösungen enthalten sind. Sie geben einen Einblick in die Dimensionierung wesentlicher Baugruppen der Werkzeugmaschine.

Berlin, Februar 2017

Dr. Konrad Voge

Titelblatt

Entwicklung II

Plotter 1987

Knut Großmann

## Vorwort

|           |  |    |
|-----------|--|----|
| 3.        | Bearbeitungsaufgabe.....   | 6  |
| 3.1.      | Prozess und Werkzeug .....   | 6  |
| 3.2.      | Werkstück .....  | 6  |
| 3.3.      | Arbeitsraum.....   | 6  |
| 3.4.      | Analyse und Bewertung .....  | 7  |
| 4.        | Anforderungen an die Hauptbaugruppen -Zusammenstellung der Abhängigkeiten..... | 9  |
| 4.1.      | Produktivität und Genauigkeit.....   | 10 |
| 4.2.      | Konsequenzen für die Hauptkomponenten spanender Werkzeugmaschinen .....        | 14 |
| 5.        | Hauptantrieb und Hauptspindel.....   | 19 |
| 5.1.      | Anforderungen .....  | 19 |
| 5.2.      | Baugruppen und Auslegung .....   | 20 |
| 5.2.1.    | Elektromotor.....  | 20 |
| 5.2.2.    | Getriebe .....   | 23 |
| 5.2.3.    | Hauptspindel.....  | 30 |
| 5.2.4.    | Lagerung.....  | 38 |
| 5.3.      | Analyse und Bewertung .....  | 51 |
| 5.3.1.    | Beispiel: Aktiv magnetisch gelagerte Hauptspindel .....                        | 51 |
| 5.3.2.    | Beispiele für Prüfungsaufgaben .....   | 62 |
| 5.3.2.1.  | Merkmale von Hauptspindeln .....   | 62 |
| 5.3.2.2.  | Anpassung der Arbeitspunkte des Hauptantriebs an den Drehprozess ...           | 64 |
| 5.3.2.3.  | Hauptantrieb einer Großdrehmaschine .....                                      | 68 |
| 5.3.2.4.  | Hauptantrieb einer Drehmaschine .....  | 70 |
| 5.3.2.5.  | Hauptantrieb einer Fräsmaschine.....   | 71 |
| 5.3.2.6.  | Hauptantrieb einer CNC-Fräsmaschine.....                                       | 75 |
| 5.3.2.7.  | Radiale Steifigkeit einer Hauptspindel .....                                   | 76 |
| 5.3.2.8.  | Optimaler Lagerabstand.....  | 79 |
| 5.3.2.9.  | Steifigkeit an Spindelstock und Hauptspindel einer Fräsmaschine .....          | 81 |
| 5.3.2.10. | Eigenfrequenzen an einer Hauptspindel .....                                    | 83 |

|          |  |     |
|----------|--|-----|
| 6.       | Vorschubantriebe und Bewegungssysteme .....                                    | 87  |
| 6.1.     | Anforderungen .....  | 88  |
| 6.2.     | Baugruppen und Auslegung .....   | 88  |
| 6.2.1.   | Regelung.....  | 89  |
| 6.2.2.   | Messsystem .....   | 94  |
| 6.2.3.   | Antrieb.....   | 96  |
| 6.2.4.   | Mechanik.....  | 99  |
| 6.2.4.1. | Kugelgewindetrieb.....   | 100 |
| 6.2.4.2. | Ritzel-Zahnstange .....  | 112 |
| 6.2.4.3. | Ausführungsvarianten im Vergleich .....  | 115 |
| 6.2.5.   | Führung.....   | 122 |
| 6.2.5.1. | Gleitführungen.....  | 122 |
| 6.2.5.2. | Wälzführungen .....  | 126 |
| 6.2.5.3. | Vergleich von Gleit- und Wälzführungen .....                                   | 141 |
| 6.2.6.   | Abdeckung .....  | 144 |
| 6.3.     | Analyse und Bewertung .....  | 146 |
| 6.3.1.   | Beispiel: Vorschubachse mit KGT in Einzelachse – Achsverbund – Maschine<br>146 |     |
| 6.3.2.   | Beispiel: Vorschubachse mit Lineardirektantrieb und Impulskompensation ..      | 152 |
| 6.3.2.1. | Modellfindung.....   | 152 |
| 6.3.2.2. | Modellqualität .....   | 162 |
| 6.3.3.   | Beispiele für Prüfungsaufgaben .....   | 165 |
| 6.3.3.1. | Vorschubantrieb einer Fräsmaschine .....                                       | 165 |
| 6.3.3.2. | Wegmessung an Vorschubachsen.....  | 167 |
| 6.3.3.3. | Regelung von Vorschubachsen.....   | 168 |
| 6.3.3.4. | Schlittenantrieb einer CNC-Drehmaschine .....                                  | 169 |
| 6.3.3.5. | Genauigkeit der Schlitten-Positionierung .....                                 | 173 |
| 6.3.3.6. | Dynamische Belastung der Schlittenführung .....                                | 175 |
| 6.3.3.7. | Schlittenführung eines Bearbeitungszentrums .....                              | 177 |

|           |   |     |
|-----------|---|-----|
| 6.3.3.8.  | Nominelle Lebensdauer einer Profilschienenführung ..... | 179 |
| 6.3.3.9.  | Führung an einer Vertikal-Fräsmaschine.....             | 181 |
| 6.3.3.10. | Hydrostatische Führung.....                             | 183 |
| 7.        | Abürzungen .....  | 185 |
| 8.        | Herstellerverzeichnis .....                             | 186 |
| 9.        | Literaturverzeichnis.....                               | 187 |

### 3. Bearbeitungsaufgabe

#### 3.1. Prozess und Werkzeug

- Werkzeuggeometrie
- Prozesskräfte
- Prozesskinematik

#### 3.2. Werkstück

- Losgröße
- Form und Abmessung
- Genauigkeit

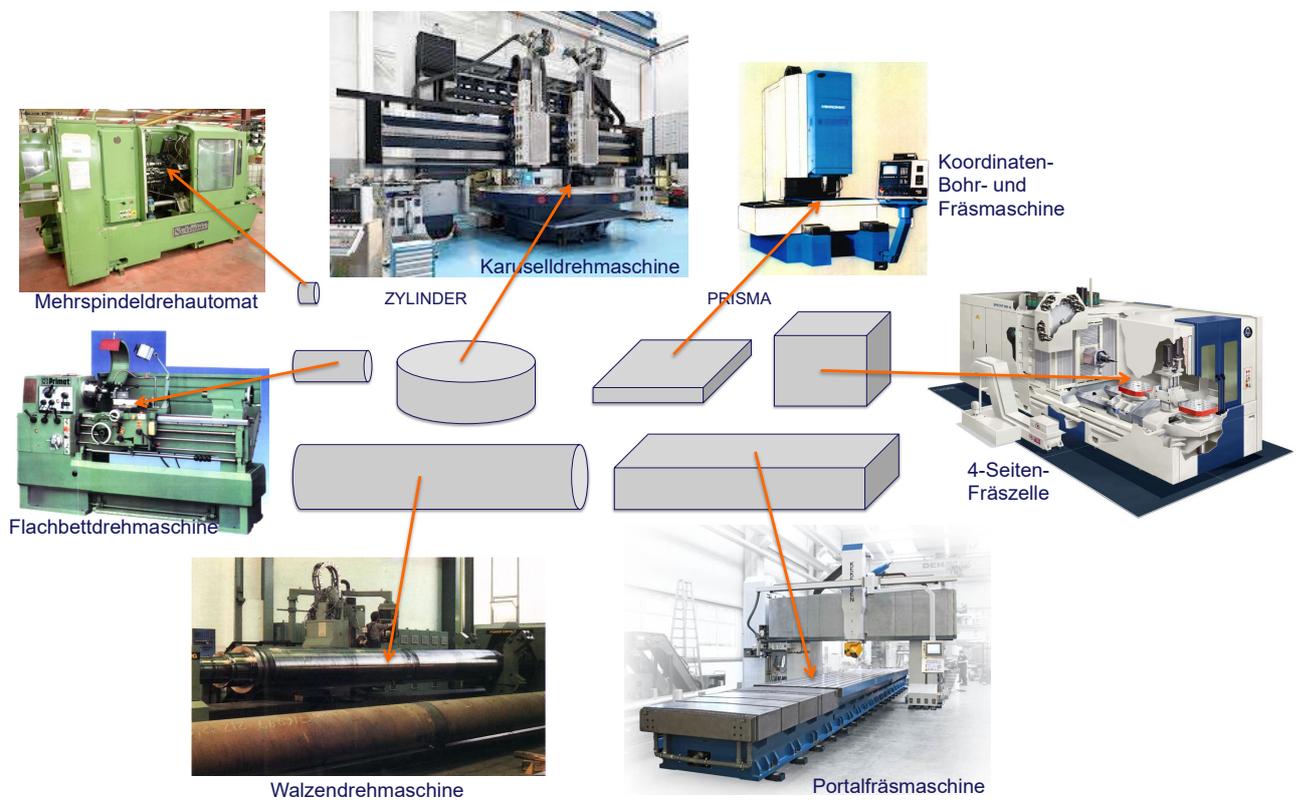


Bild 3.1 Werkstückform und -größe und die Zuordnung von Maschinenarten

#### 3.3. Arbeitsraum

- Abmessung
- Bewegungsaufteilung
- Kinematik

### 3.4. Analyse und Bewertung

#### Statische Verformung eines Werkstücks beim Drehen

##### Aufgabe:

Für das Langdrehen eines Werkstücks sind zwei Varianten der Werkstückaufnahme sowie zugehörige Prozessdaten und Kenngrößen gegeben, siehe Bild 3.2.

Es soll außerdem angenommen werden:

- die dominierende Nachgiebigkeit ist die Biegung des Werkstücks,
- die futterseitige Aufnahme des Werkstückes wirkt wie eine Einspannung,
- die Aufnahme in der Reitstockpinole wirkt wie ein Loslager,
- Rundlauf und Koaxialität von Spindel- und Reitstock-Achse sind einwandfrei,
- die Zustellung des Drehmeißels erfolgt auf Nennmaß  $D = 20\text{mm}$ .

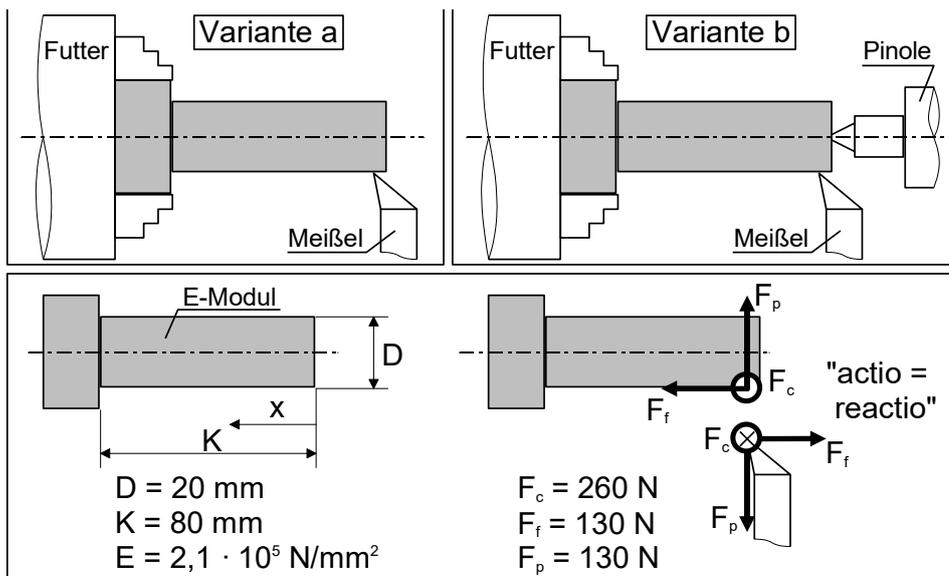


Bild 3.2 Werkstückaufnahmen für Langdrehen

- Berechnen Sie den entstehenden Werkstückdurchmesser an den Positionen  $x_1 = 0\text{ mm}$ ,  $x_2 = 20\text{ mm}$ ,  $x_3 = 40\text{ mm}$ ,  $x_4 = 60\text{ mm}$  und  $x_5 = 80\text{ mm}$  für beide Werkstückaufnahme-Varianten!
- Berücksichtigen Sie dabei nur Fehler I. Ordnung!
- Skizzieren Sie die entstehende Werkstückform für beide Varianten!
- Die für die Lösung notwendigen Verformungsbeziehungen zeigt Tabelle 3.1.

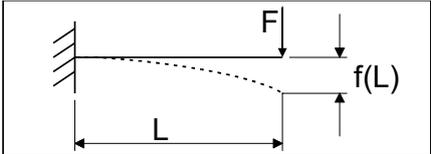
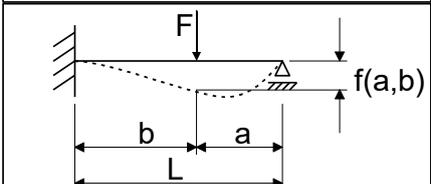
|   |   |  |
|---|---|--|
|  | $f(L) = \frac{F \cdot L^3}{3EI}$  | Flächenträgheits-Moment I:<br>$I = \frac{\pi \cdot D^4}{64}$ |
|  | $f(a,b) = \frac{F \cdot a^2 \cdot b^3}{4 \cdot E \cdot I \cdot L^2} \left( 1 + \frac{a}{3 \cdot L} \right)$ |  |

Tabelle 3.1 Verformungsbeziehungen

**Lösung:**

Grundüberlegungen:

- Die Verformung führt zu einer Radius-Vergrößerung; d.h. der sich unter der jeweiligen Belastungssituation einstellende Durchmesser ist  $D + 2f$ .
- Zu berücksichtigen ist nur  $F_p$ , wenn man die Aussage auf Fehler 1. Ordnung beschränkt.
- Das Flächenträgheitsmoment ist:  $I = \pi D^4 / 64 = 7854 \text{ mm}^4$

**Variante a:**  $D(x) = D + 2 F_p (K - x)^3 / 3EI$

Das ergibt:

|          |        |        |        |         |    |
|----------|--------|--------|--------|---------|----|
| $x [mm]$ | 0      | 20     | 40     | 60      | 80 |
| $D [mm]$ | 20,027 | 20,011 | 20,003 | 20,0004 | 20 |

**Variante b:**  $D(x) = D + 2 [F_p x^2 (K - x)^3 / 4EI K^2] * (1 + x/3K)$

Das ergibt:

|          |    |          |          |          |    |
|----------|----|----------|----------|----------|----|
| $x [mm]$ | 0  | 20       | 40       | 60       | 80 |
| $D [mm]$ | 20 | 20,00058 | 20,00074 | 20,00022 | 20 |

Das führt zu folgender überhöhter Darstellung nach: Bild 3.3

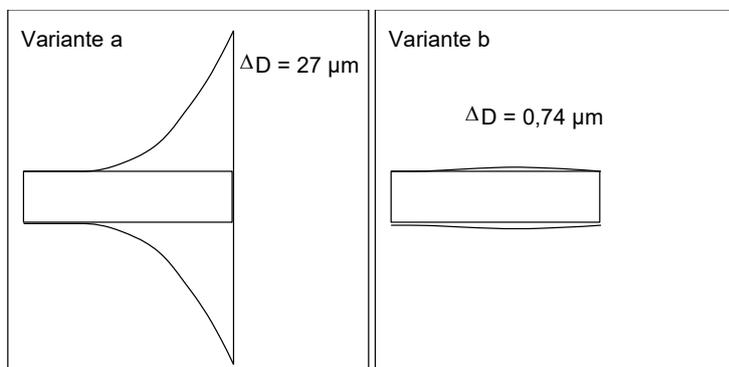


Bild 3.3 Darstellung der Ergebnisse

## 4. Anforderungen an die Hauptbaugruppen - Zusammenstellung der Abhängigkeiten

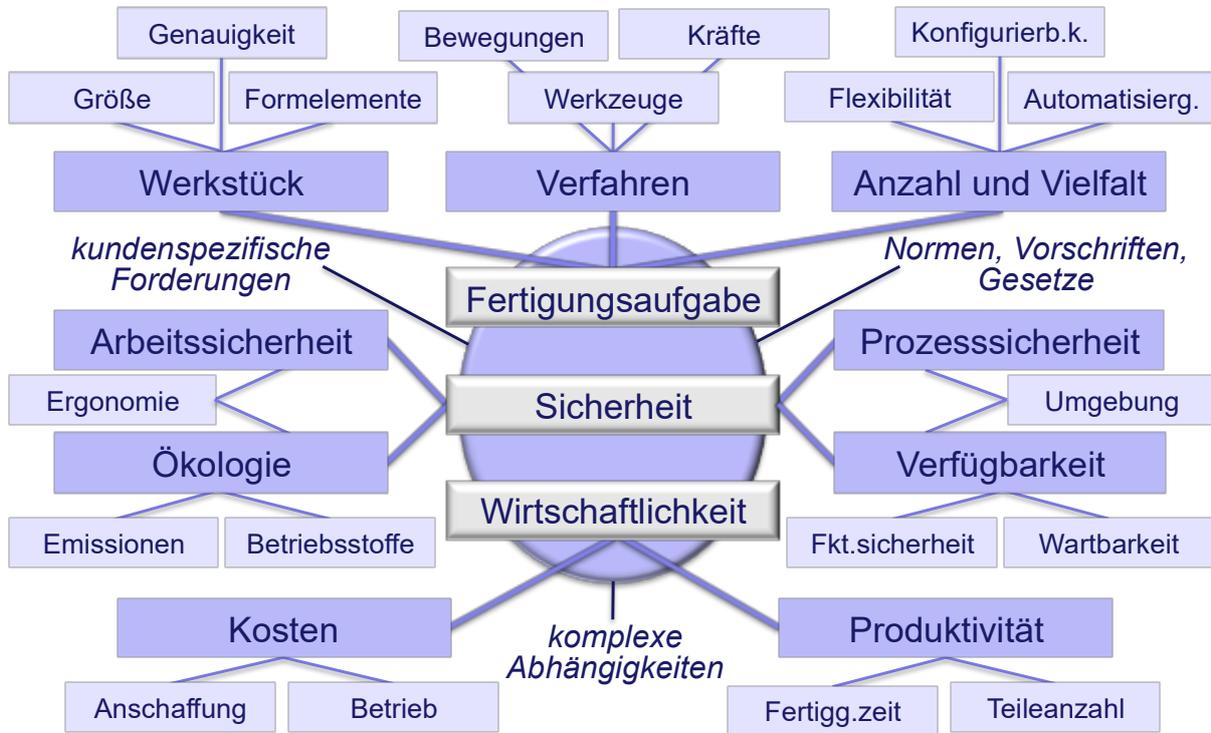


Bild 4.1 Anforderungsaspekte

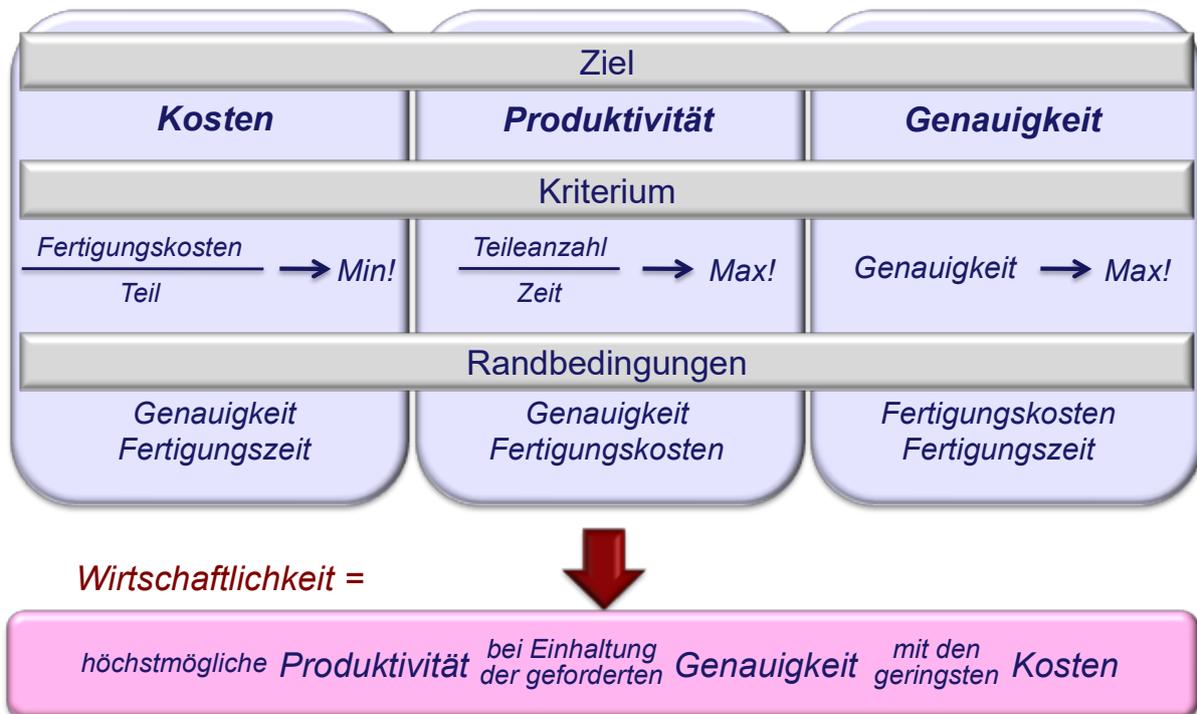


Bild 4.2 Optimierungsziele

## 4.1. Produktivität und Genauigkeit

Produktivität kann wie folgt definiert werden:

**Produktivität** ist eine volkswirtschaftliche Kennzahl für **Leistungsfähigkeit**. Sie bezeichnet das Verhältnis zwischen produzierten Gütern und den dafür benötigten Produktionsfaktoren [1].

Die Bildungsvorschrift und die Aussagefähigkeit von **Produktionskennzahlen** sind abhängig von den jeweils zugrundegelegten Zusammenhängen. Mögliche **Bezugsgrundlagen** können sein: Auftrag, Maschine, Teil, Prozess, Operation,...

z.B. Produktivität gemessen an der Mengenleistung:

$$\text{Produktivität} = \text{Teilanzahl} / \text{Zeit}$$

Eine hohe **Produktivität** bedeutet **nicht** zugleich auch **Wirtschaftlichkeit**, da dies die Berücksichtigung der Kosten erforderlich macht!

$$\begin{aligned} \text{z.B.:} \quad \text{Wirtschaftlichkeit} &= \text{Output} / \text{Input} \\ &= \text{Mengenleistung} / \text{Kosten} \\ &= \text{Produktivität} / \text{Kosten} \end{aligned}$$

Entscheidend für die Aussagefähigkeit der Kennzahlen für Produktivität und Wirtschaftlichkeit sowie deren Beeinflussung sind die Bemessungsgrundlagen für **Zeit** und **Kosten**.

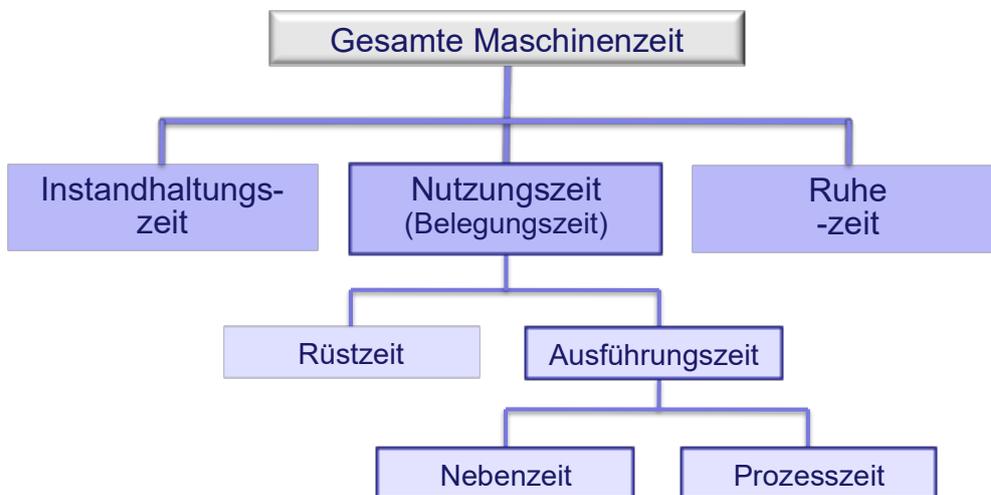


Bild 4.3 Produktivität und Zeit

Bild 4.3 zeigt den Zusammenhang von Produktivität und Zeit. Wird ein Fertigungsauftrag als Bezugsgrundlage angesehen folgt

$$\text{Produktivität} = \text{gefertigte Teileanzahl} / \text{Belegungszeit}$$

Dient die Zerspanungsoperation als Bezugsgrundlage folgt

$$\text{Produktivität} = \text{Zerspanungsvolumen} / \text{Prozesszeit} \text{ bzw.}$$

$$\text{Produktivität} = \text{Zeitspanvolumen}$$

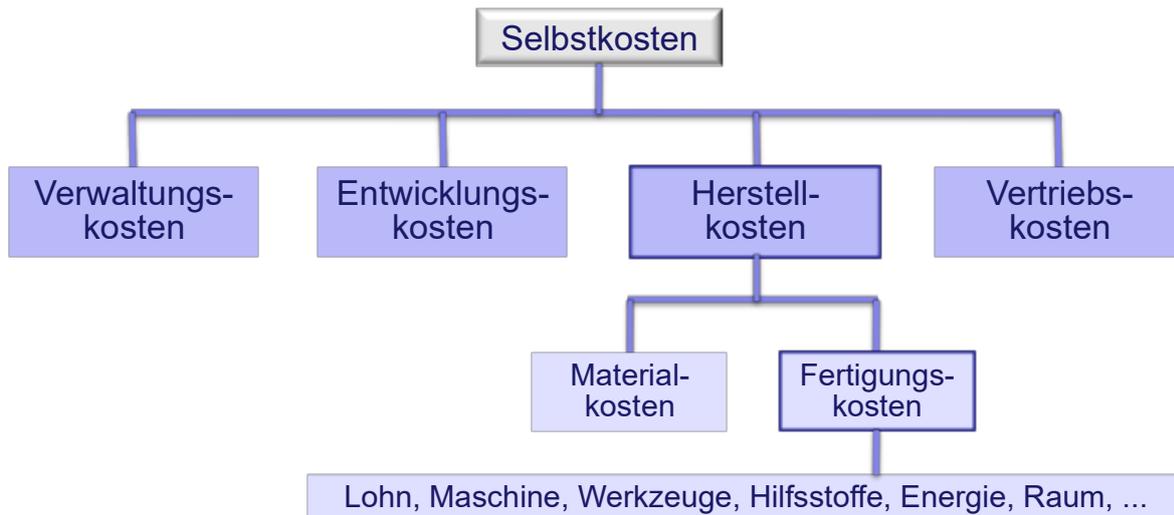


Bild 4.4 Produktivität und Kosten

Für den in Bild 4.4 dargestellten Zusammenhang von Produktivität und Kosten sind Auftrag, Maschine, Teil, Prozess und Operation mögliche Bezugsgrundlagen. Zum Beispiel bezogen auf einen Fertigungsauftrag folgt

$$\text{Wirtschaftlichkeit} = \text{Produktivität} / \text{Fertigungskosten} \quad \text{oder}$$

$$\text{Produktivität} = \text{gefertigte Teileanzahl} / (\text{Belegungszeit} * \text{Fertigungskosten}).$$

In Bild 4.5 bis Bild 4.10 sind weitere Zusammenhänge zwischen Produktivität und Fertigungsgrößen gezeigt

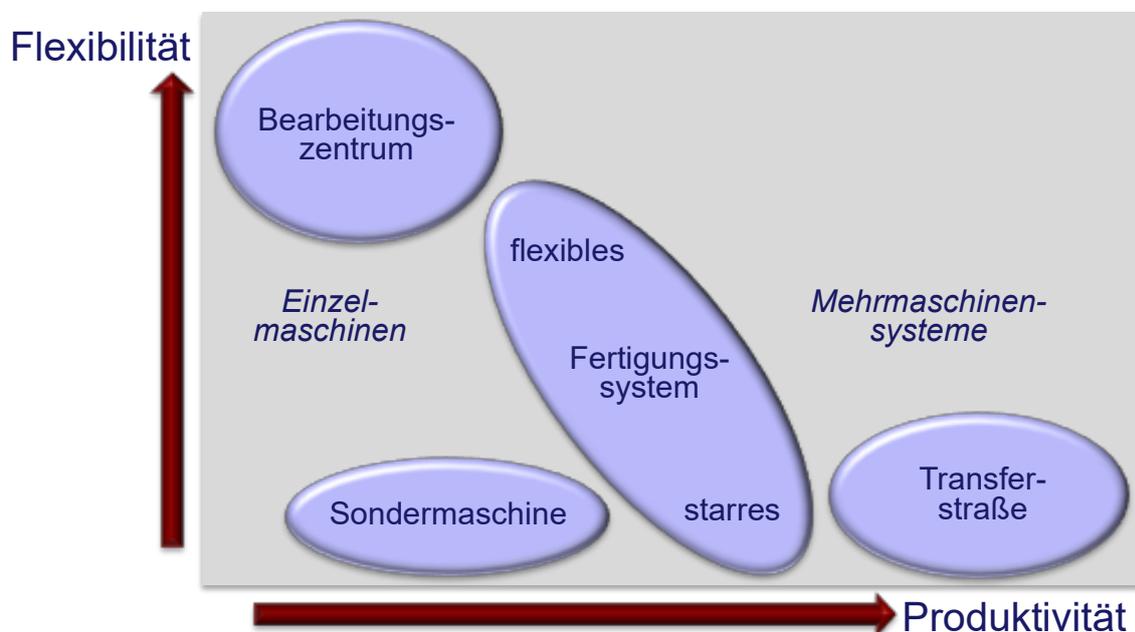


Bild 4.5 Produktivität und Flexibilität

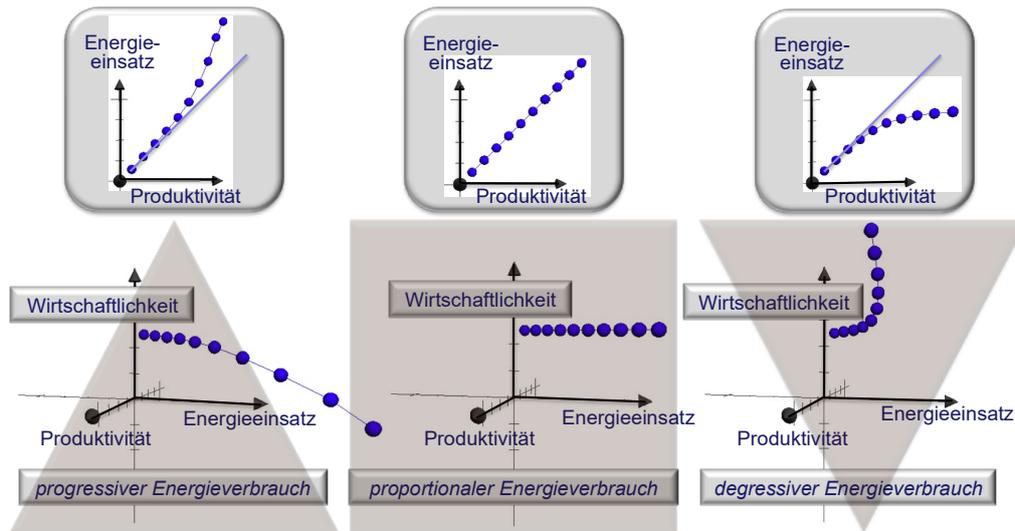


Bild 4.6 Produktivität und Energieeinsatz

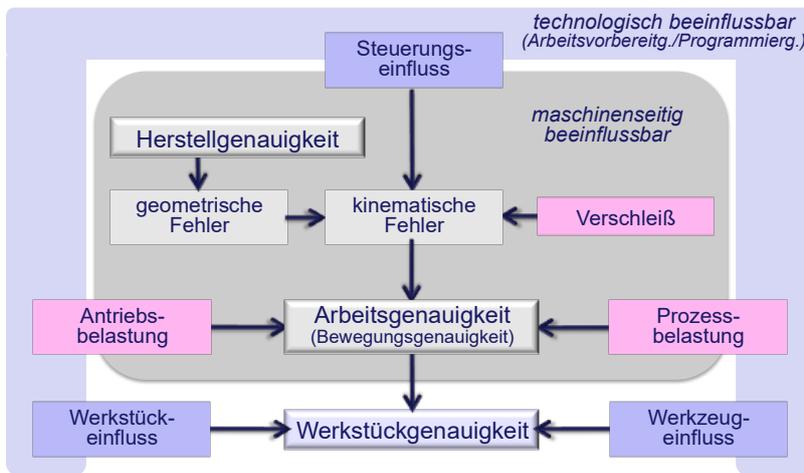


Bild 4.7 Produktivität und Genauigkeit

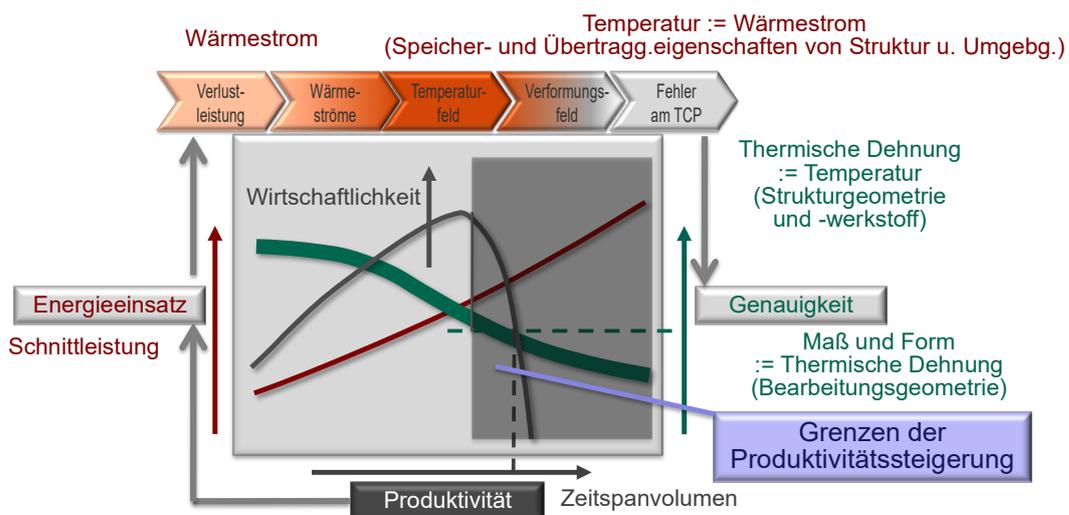


Bild 4.8 Produktivität, Energieeinsatz und Genauigkeit – Beispiel Thermik: Grenzen der Produktivitätssteigerung

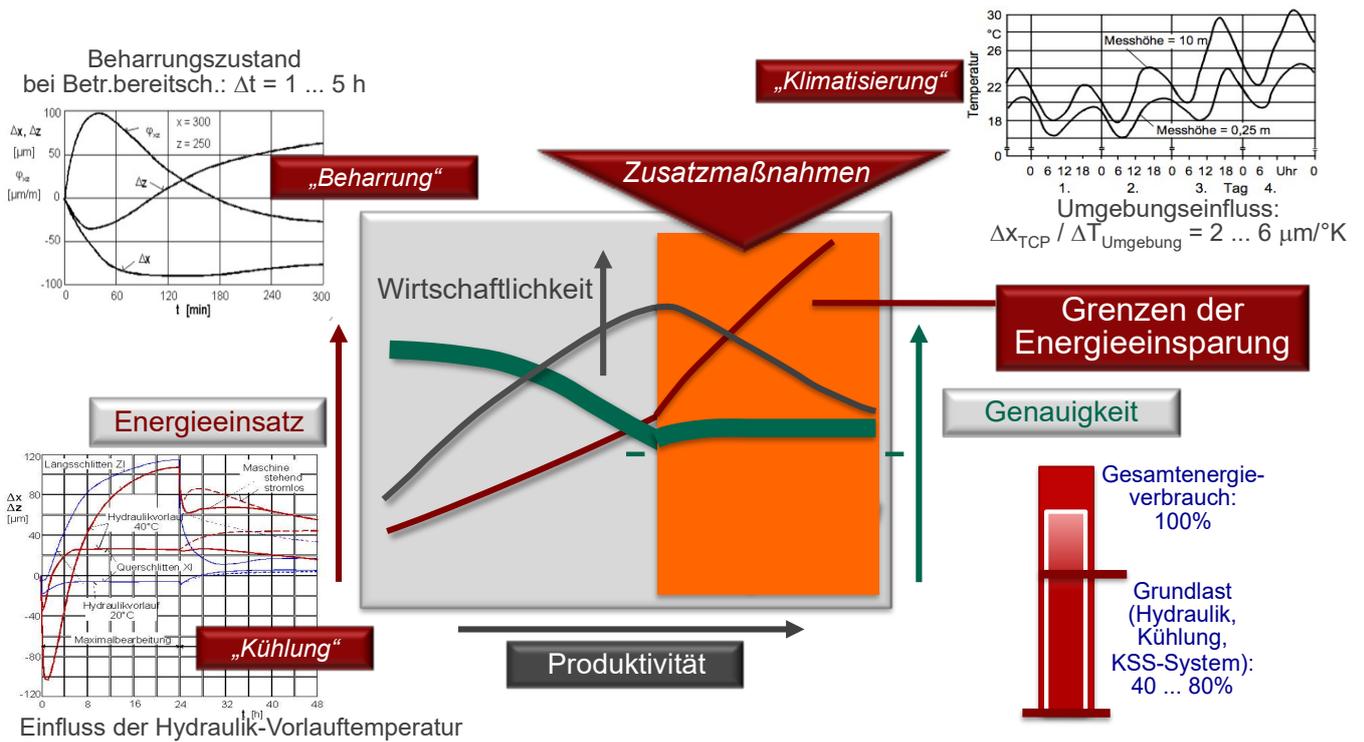


Bild 4.9 Produktivität, Energieeinsatz und Genauigkeit – Beispiel Thermik: Grenzen der Energieeinsparung

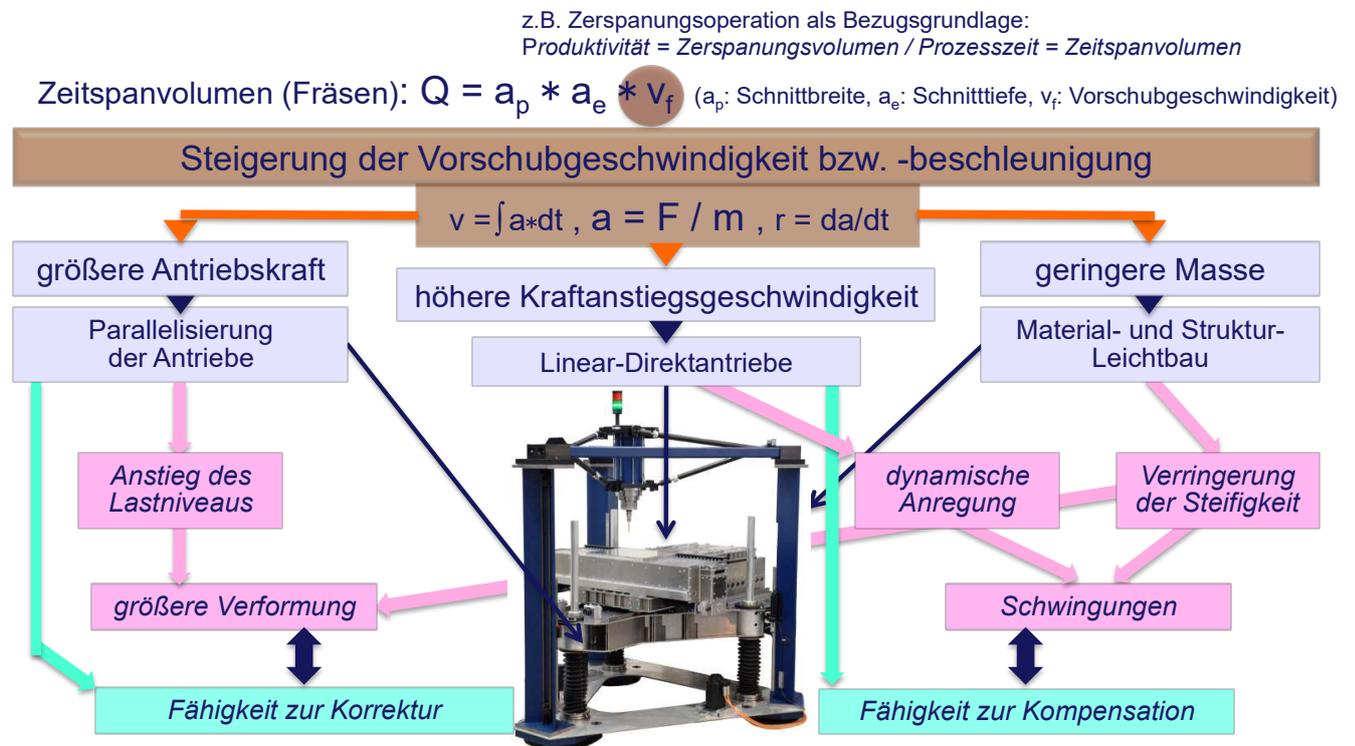


Bild 4.10 Produktivität, Energieeinsatz und Genauigkeit – Beispiel Dynamik

## 4.2. Konsequenzen für die Hauptkomponenten spanender Werkzeugmaschinen

In diesem Kapitel werden die sich ergebenden Konsequenzen aus der Steigerung der Produktivität auf die Hauptbaugruppen von Werkzeugmaschinen gezeigt.



Bild 4.11 Schwerpunktforderungen an die Hauptbaugruppen

*höhere Schnittgeschwindigkeiten* → *höhere Drehzahlen der Hauptspindel!*

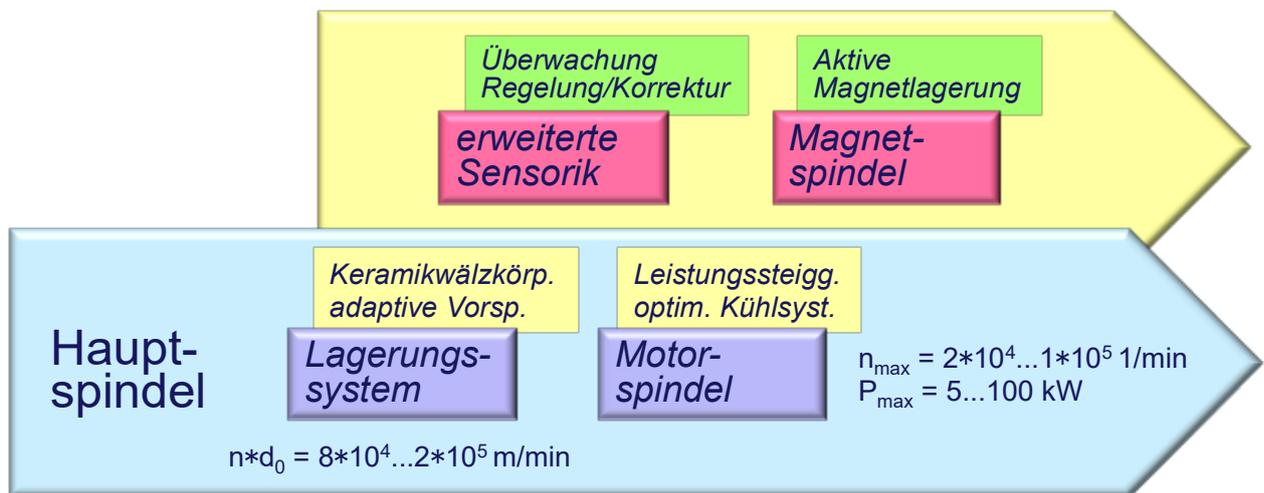


Bild 4.12 Konsequenzen für Hauptantrieb und Hauptspindel – Innovationen

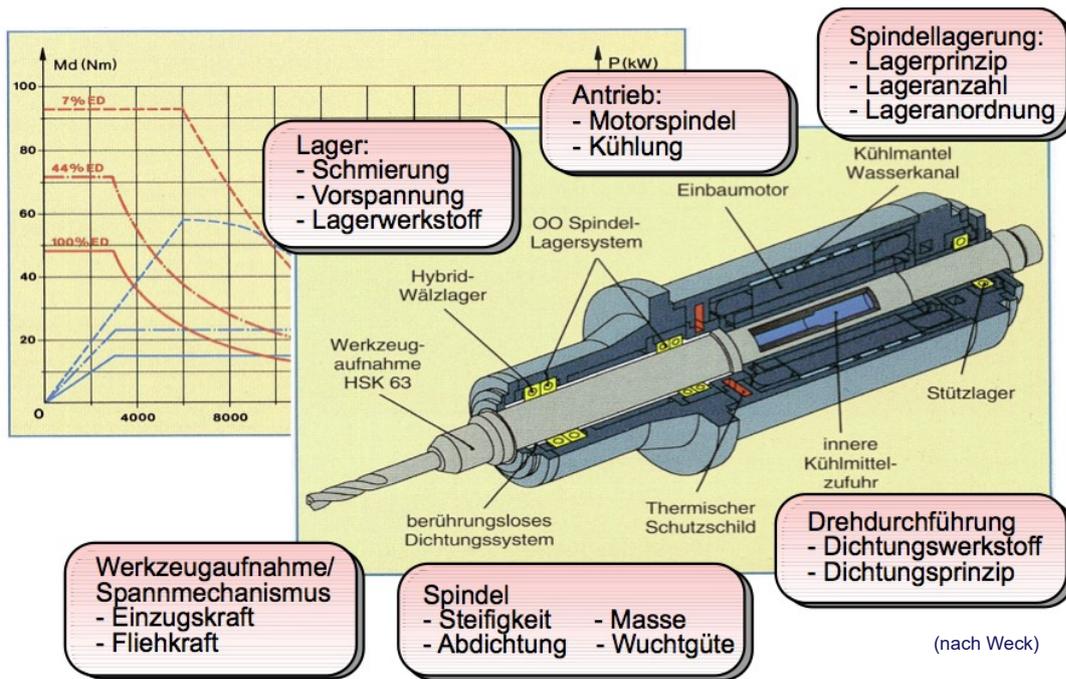


Bild 4.13 Konsequenzen für Hauptantrieb und Hauptspindel – Motorspindel

höhere Vorschubgeschwindigkeiten ➡ höhere Beschleunigungen der Vorschubantriebe!

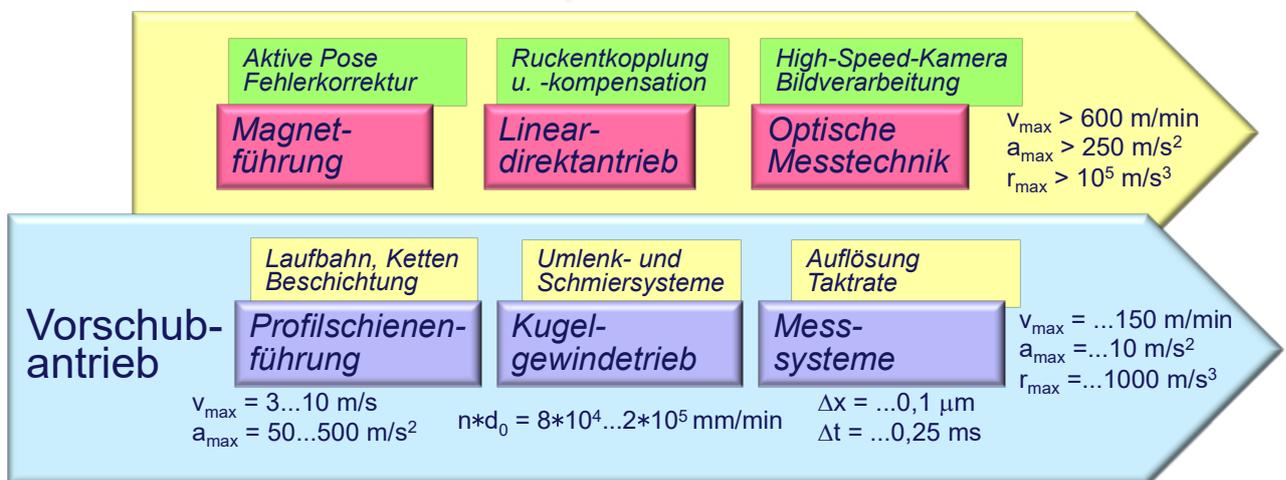


Bild 4.14 Konsequenzen für Vorschubantrieb und Führung – Innovationen

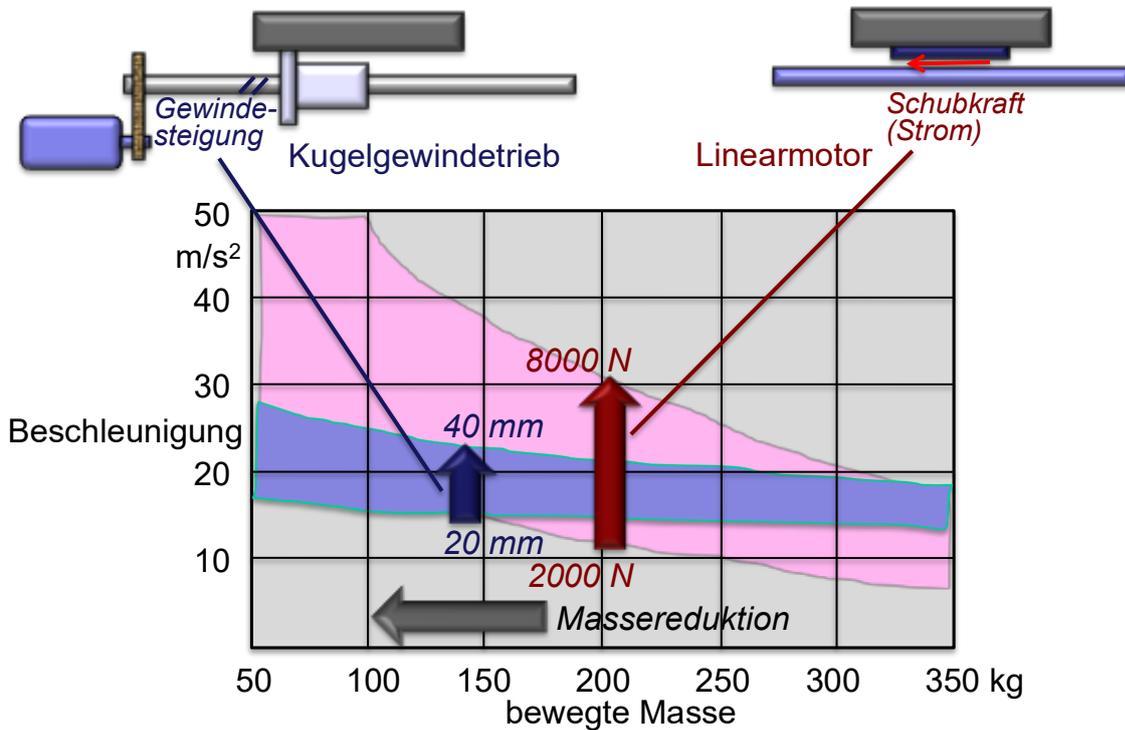


Bild 4.15 Konsequenzen für Vorschubantrieb und Führung – Linearmotor

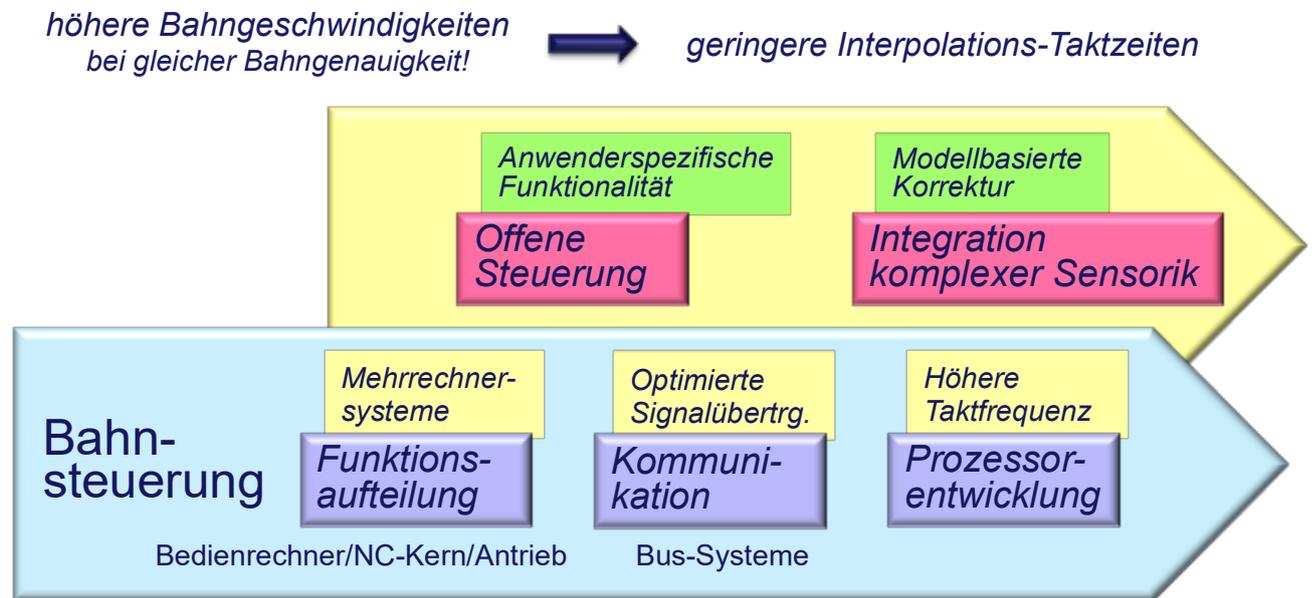


Bild 4.16 Konsequenzen für Steuerung und Automatisierung – Innovationen

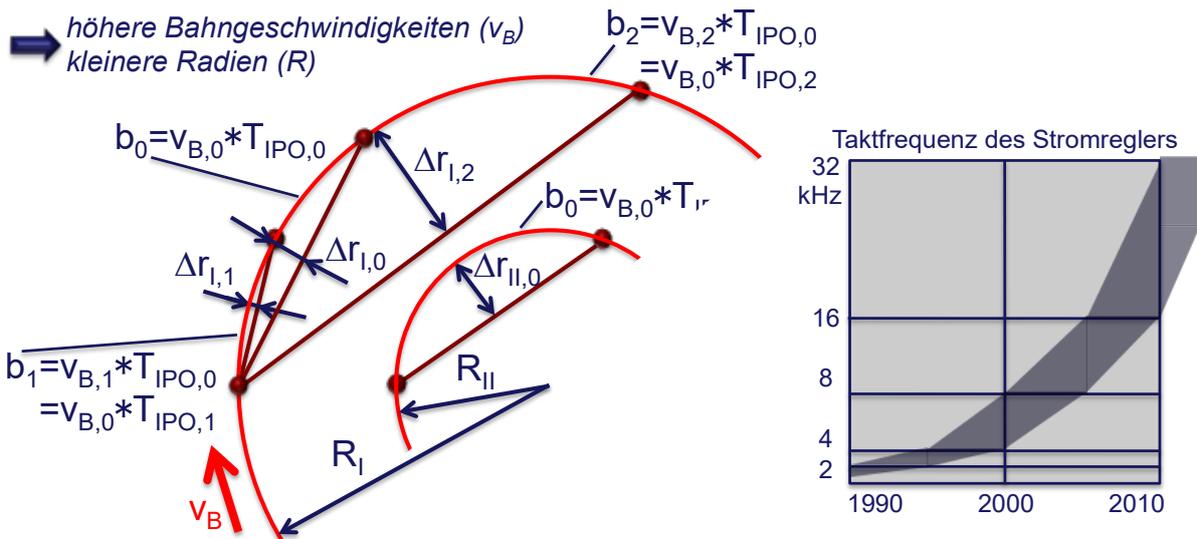


Bild 4.17 Konsequenzen für Steuerung und Automatisierung – Taktfrequenz

In Bild 4.17 gelten folgende Beziehungen:

$$v_{B,1} = 0,5 * v_{B,0} \quad T_{IPO,1} = 0,5 * T_{IPO,0}$$

$$v_{B,2} = 2 * v_{B,0} \quad T_{IPO,2} = 2 * T_{IPO,0}$$

Interpolationstakt:  $T_{IPO}$  (1 ms ... 0,125 ms)  
 Lageregeltakt:  $T_{LR}$  (0,5 ms ... 0,0625 ms)  
 Stromregeltakt:  $T_{Str}$  (0,125 ms ... 0,03125 ms)  
 Damit gilt ca.  $T_{IPO} \geq T_{LR} \geq 2 * T_{Str}$

höhere Beschleunigungsfähigkeit  
bei gleicher Oberflächenqualität!



geringere bewegte Massen  
bessere Schwingungsstabilität

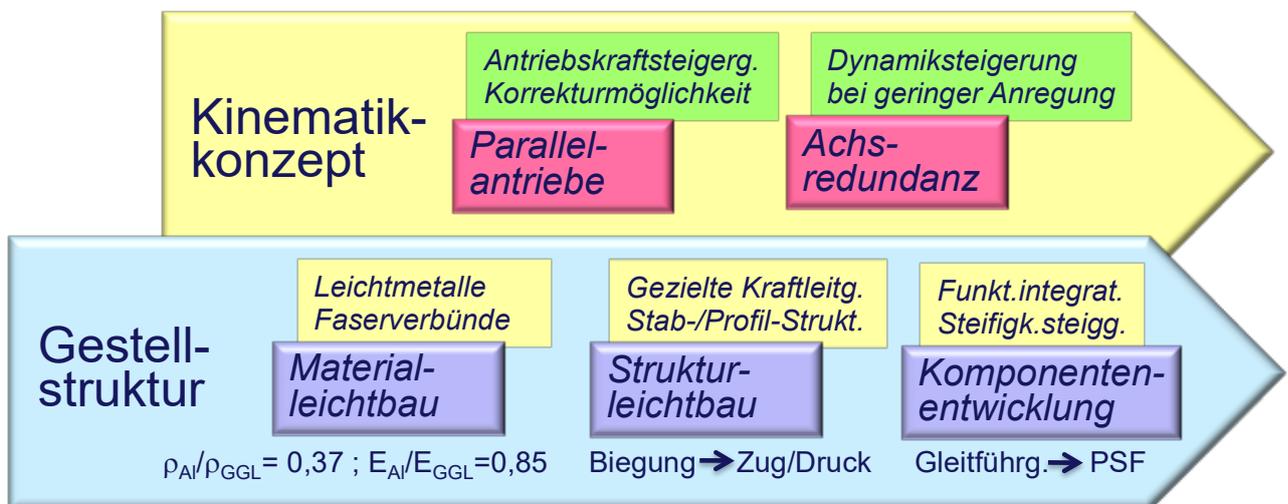


Bild 4.18 Konsequenzen für Gestell und Kinematik – Innovationen

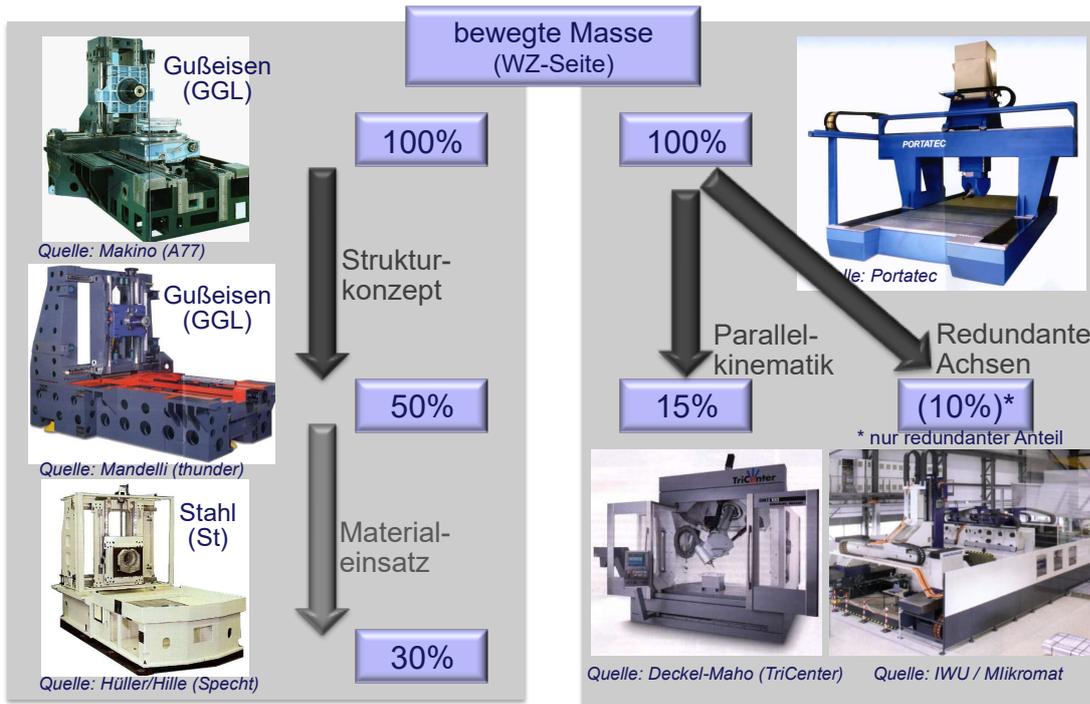


Bild 4.19 Konsequenzen für Gestell und Kinematik – Leichtbau

## 5. Hauptantrieb und Hauptspindel

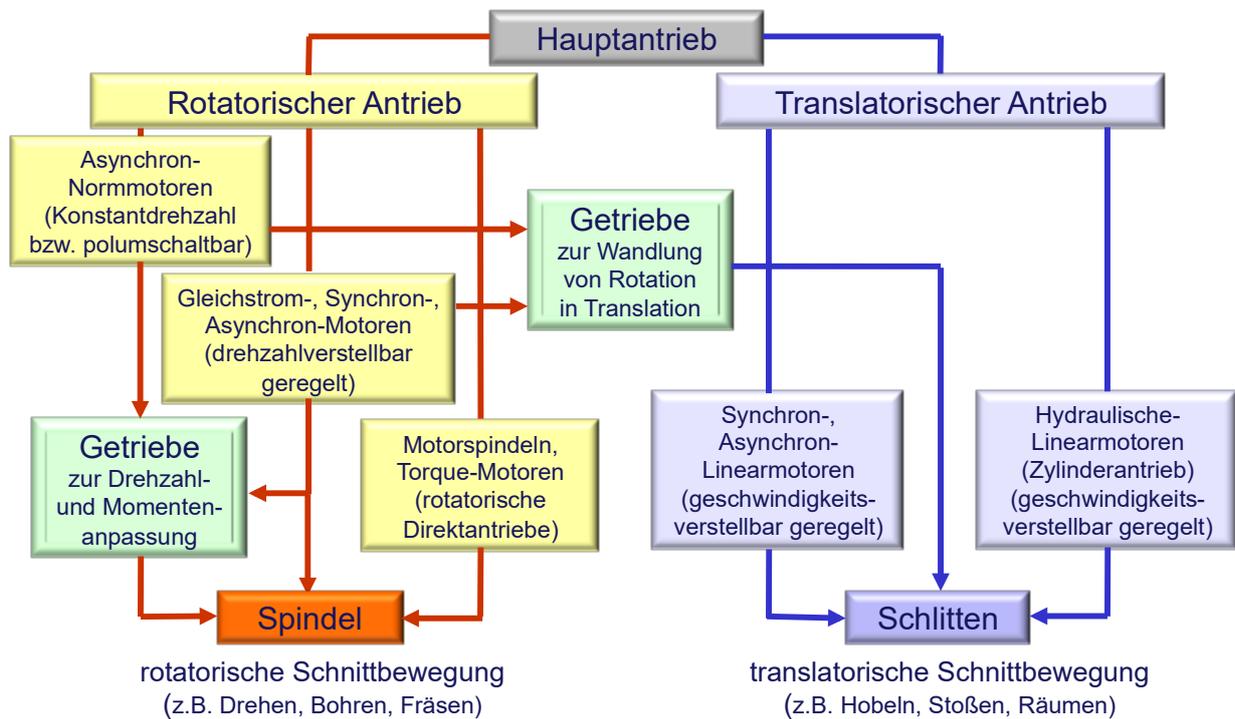


Bild 5.1 Hauptantriebe zur Erzeugung der Schnittbewegung und Bereitstellung der Schnittleistung für den Zerspanungsprozess

### 5.1. Anforderungen

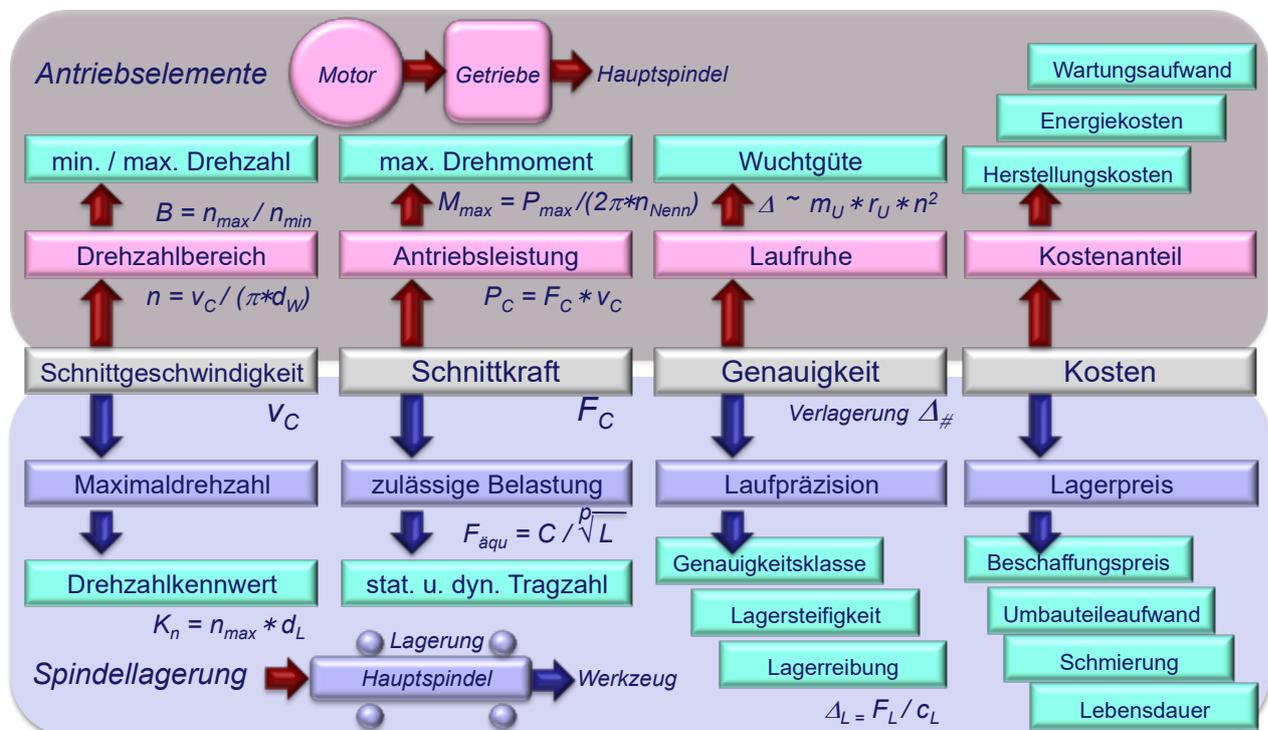


Bild 5.2 Anforderungen an Hauptantrieb und Hauptspindel

## 5.2. Baugruppen und Auslegung

### 5.2.1. Elektromotor

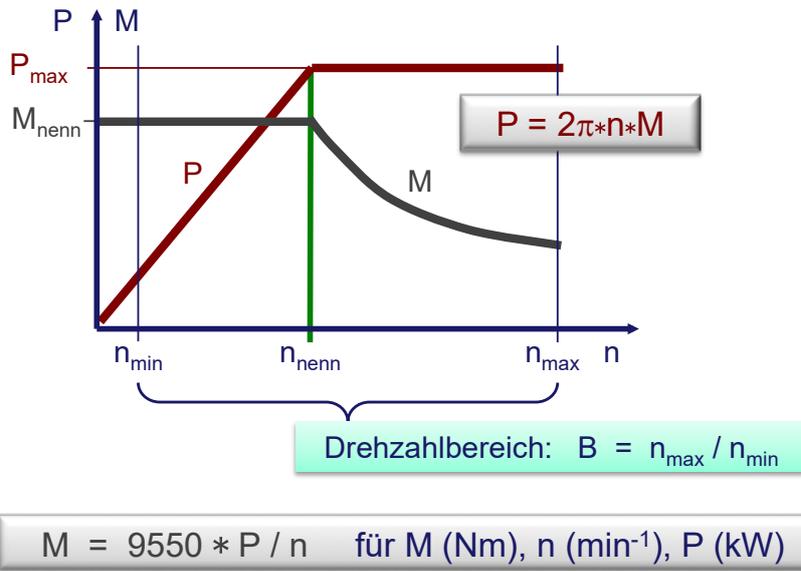
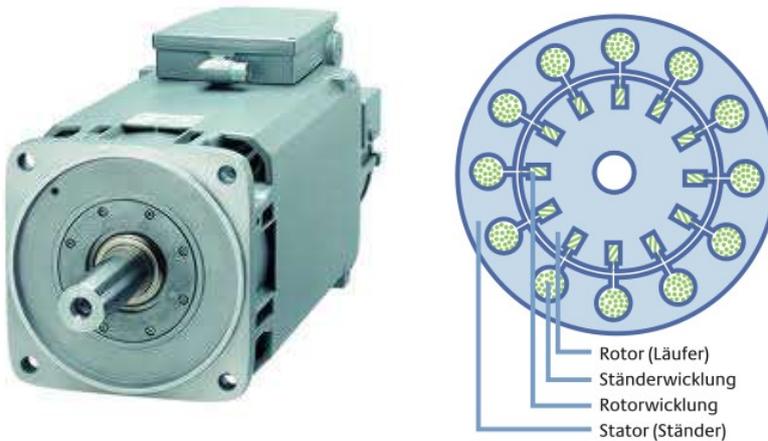


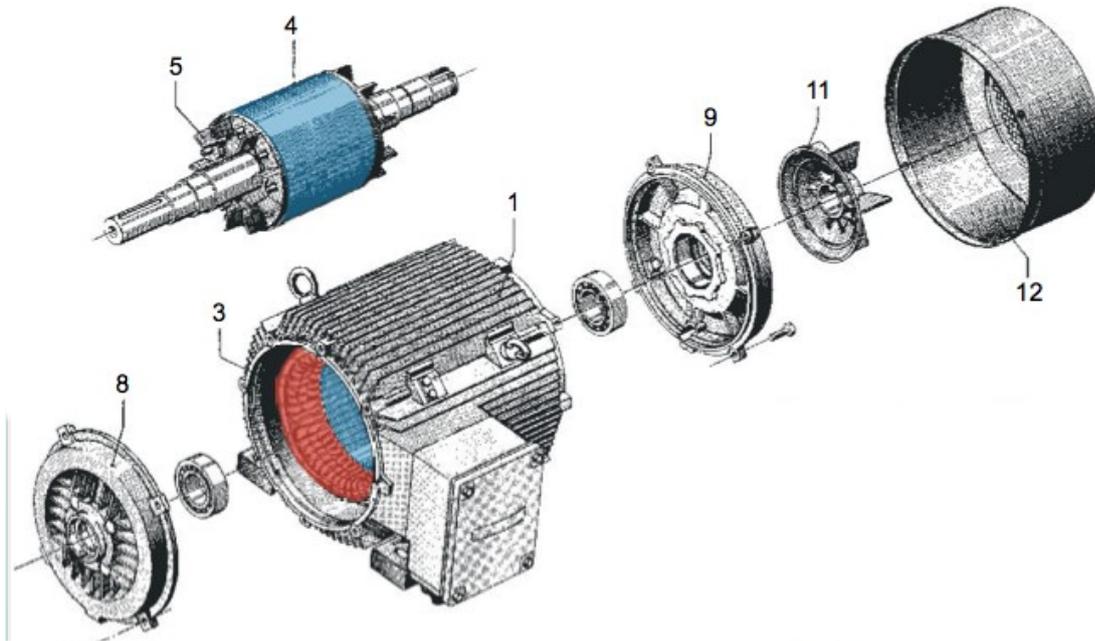
Bild 5.3 Zusammenhang von Leistung, Moment und Drehzahl



Vorteile:

- einfacher und robuster Aufbau
- geringer Wartungsaufwand
- sehr großer Drehzahlverstellbereich bei konstanter Leistung
- günstiger Preis

Bild 5.4 Drehzahlgesteuerter Asynchronmotor als Kurzschlussläufer



- |   |                                    |    |                    |
|---|------------------------------------|----|--------------------|
| 1 | Statorgehäuse mit Kühlrippen       | 8  | Flanschlagerschild |
| 3 | Statorwicklung mit Wickelkopf      | 9  | Lagerschild hinten |
| 4 | Rotorblechpaket                    | 11 | Ventilatorflügel   |
| 5 | Kurzschlusskäfig mit Lüfterflügeln | 12 | Lüfterhaube        |

Bild 5.5 Aufbau Kurzschlussläufer Motor

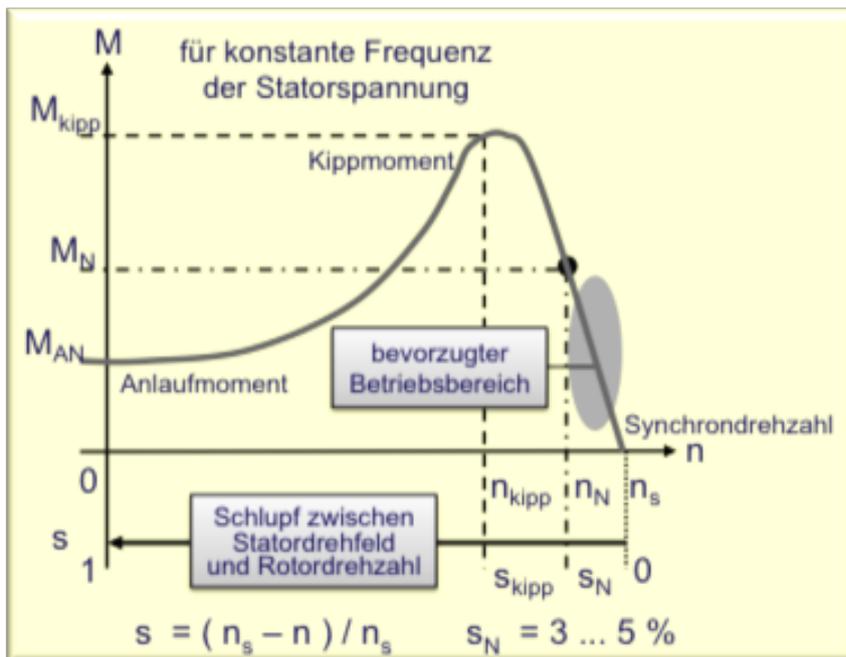


Bild 5.6 Drehmoment-Kennlinie Asynchronmotor bei konstanter Frequenz

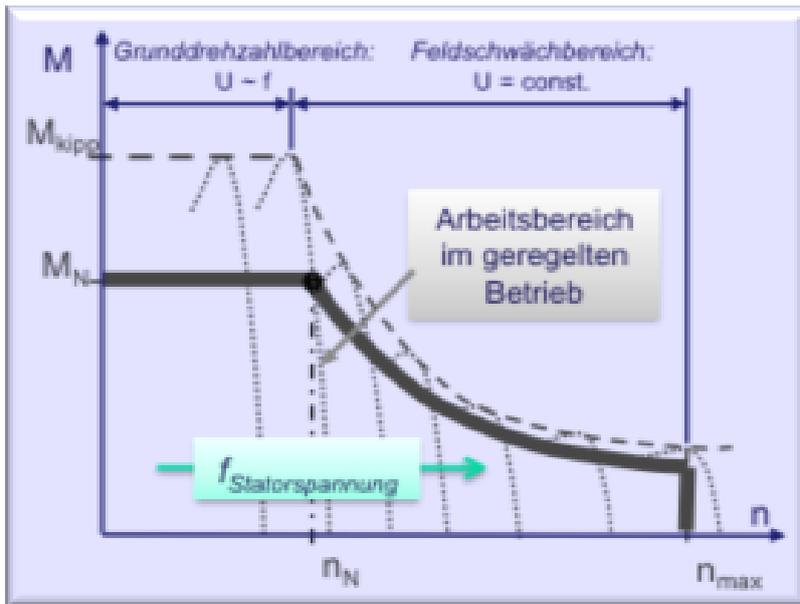


Bild 5.7 Drehmoment-Kennlinien des Asynchronmotors bei Frequenzregelung

Bild 5.7 zeigt die Drehzahldarstellung durch Frequenzänderung für das Erregerfeld (Drehfeld) mit gleichzeitiger Anpassung der Spannung

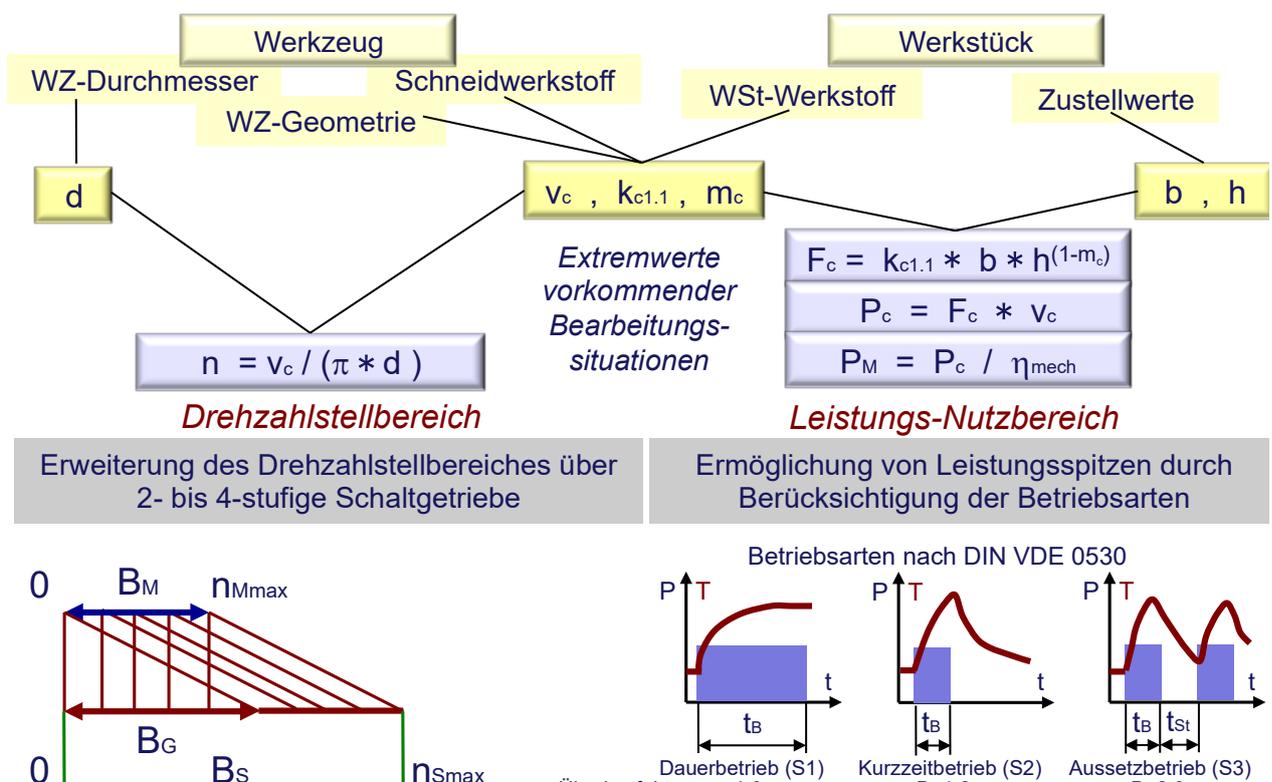


Bild 5.8 Motorauswahl nach statischen Gesichtspunkten

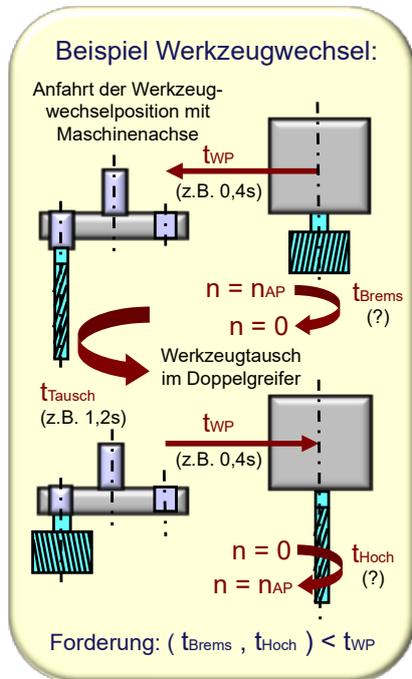
Die Motorauswahl nach dynamischen Gesichtspunkten ist in Bild 5.8 dargestellt. Durch Verkürzung der Hochlauf- und Bremszeiten können die Nebenzeiten reduziert werden.

Es gilt die Differentialgleichung

$$\Theta_{Mred} * d\omega/dt = M_M(\omega) - M_{Last}(\omega) = M_{Bes}(\omega)$$

bzw. als Differenzengleichung für die Stelle  $i$

$$2\pi * \Theta_{Mred} * \Delta n_i / \Delta t_i = M_{Mi} - M_{Lasti} = M_{Beschli}$$



Differentialgleichung:  
Differenzengleichung:

$$\Theta_{Mred} * d\omega/dt = M_M(\omega) - M_{Last}(\omega) = M_{Beschli}(\omega) \#$$

$$2\pi * \Theta_{Mred} * \Delta n_i / \Delta t_i = M_{Mi} - M_{Lasti} = M_{Beschli}$$

Numerische Ermittlung des Hochlaufs  $n(t)$  bei nichtlinearer Motor- und Lastkennlinie:

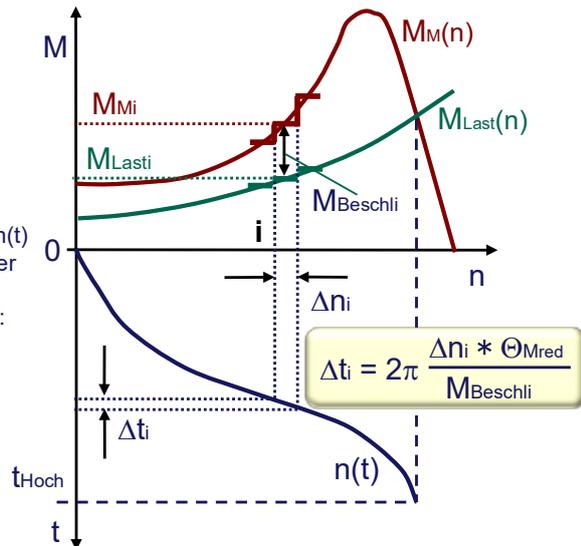


Bild 5.9 Motorauswahl nach dynamischen Gesichtspunkten

### 5.2.2. Getriebe

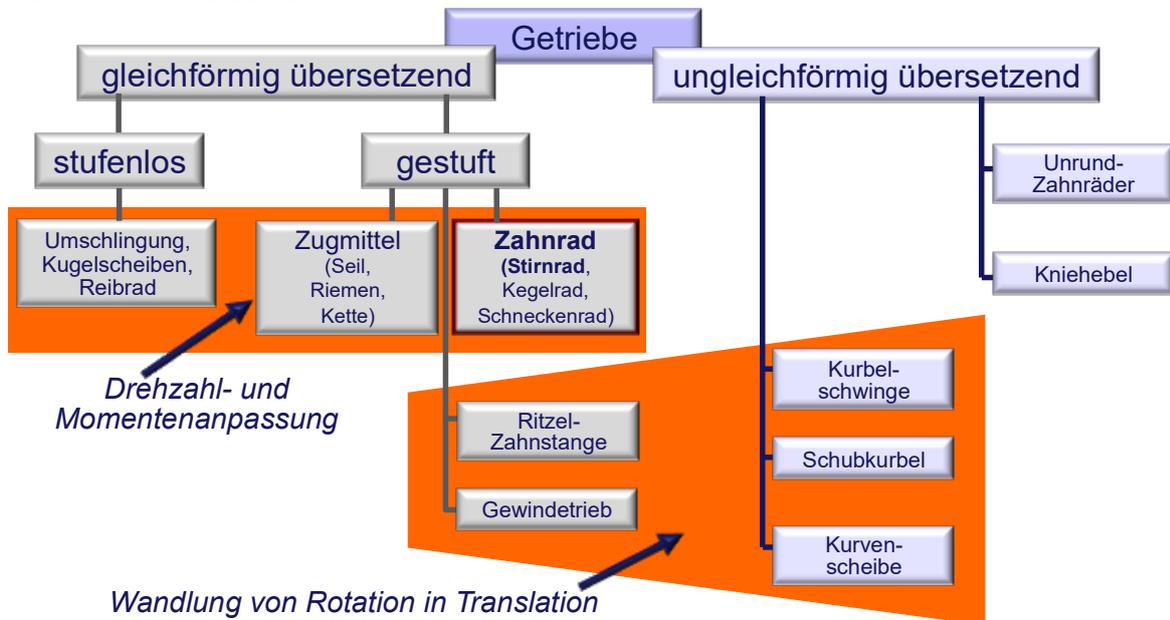
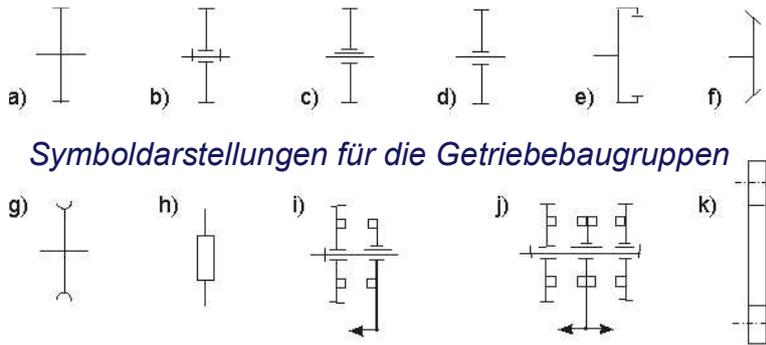


Bild 5.10 Mechanische Getriebe zur Drehzahl- und Momentenanpassung bzw. zur Wandlung von Rotation in Translation an WZM



**Symboldarstellungen für die Getriebebaugruppen**

- a) Zahnrad fest auf Welle
- b) Zahnrad auf der Welle drehbar, aber nicht verschiebbar
- c) Zahnrad auf Keilwelle
- d) Zahnrad drehbar und verschiebbar
- e) Innenzahnrad
- f) Kegelrad
- g) Schneckenrad
- h) Schnecke
- i) einfache Kupplung (Lamellen-, Konus-, Klauen- oder Zahnkupplung)
- j) Doppelkupplung
- k) Riementrieb



Bild 5.11 Symboldarstellung und Arten gestufter Getriebe

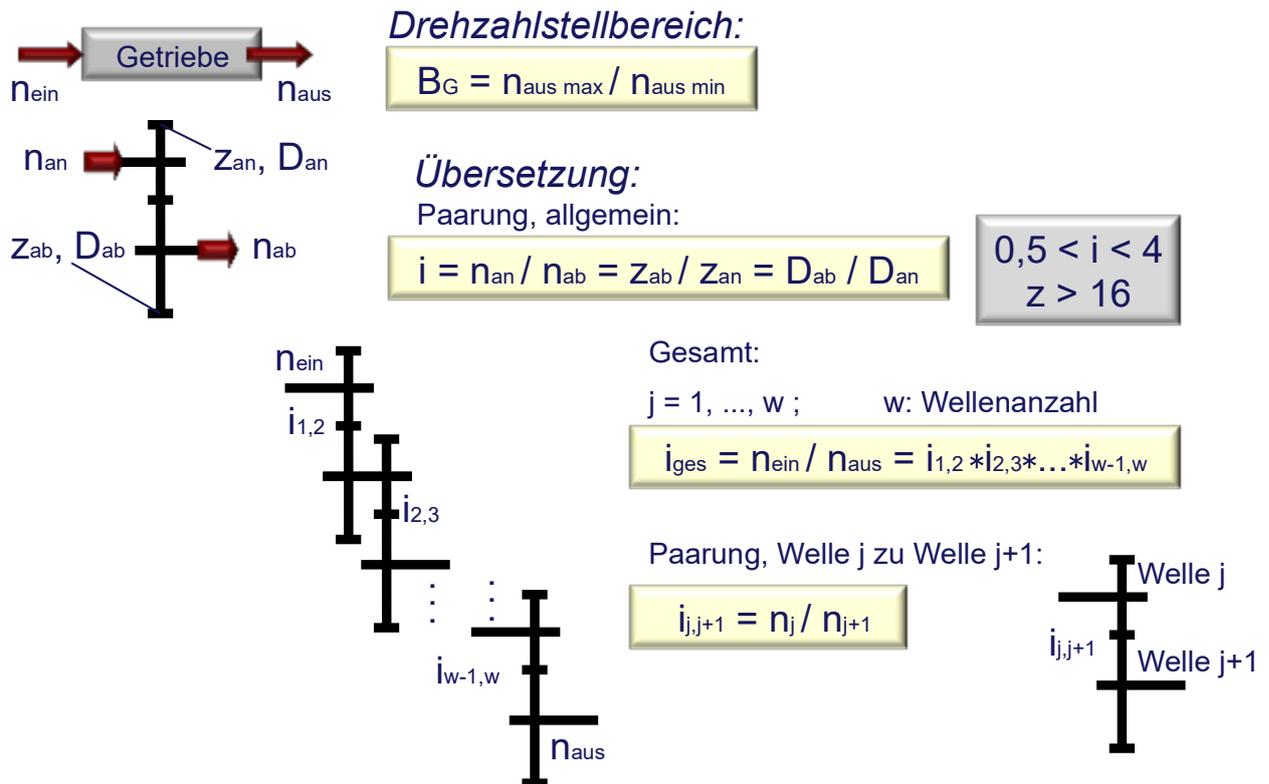
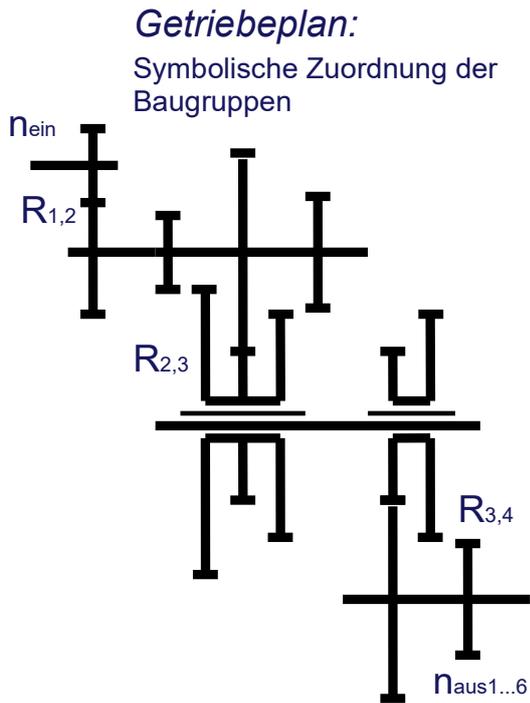


Bild 5.12 Stellbereich und Übersetzung am gestuften Getriebe



**Drehzahlstufung:**

Stufenanzahl:

$$z = R_{1,2} * R_{2,3} * \dots * R_{w-1,w}$$

$R_{j,j+1}$ : Anzahl der Radpaare zwischen Welle j und Welle j+1

Drehzahlbildung:

$$n_{aus,k+1} = \varphi * n_{aus,k}$$

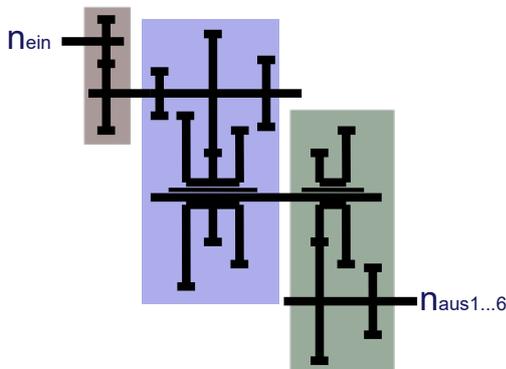
Geometrische Drehzahlreihen mit Reihenfaktor  $\varphi$  als Potenz von

$$\varphi_0 = 1.06$$

z.B. 1.25 (4), 1.4 (6)

6-stufiges 4-Wellengetriebe

Bild 5.13 Getriebeplan und Drehzahlstufung am gestuften Getriebe



6-stufiges 4-Wellengetriebe

$$z = 1 * 3 * 2 = 6$$

**Aufbaunetz:**

Symmetrische Aufteilung von Stufen- und Wellenanzahl

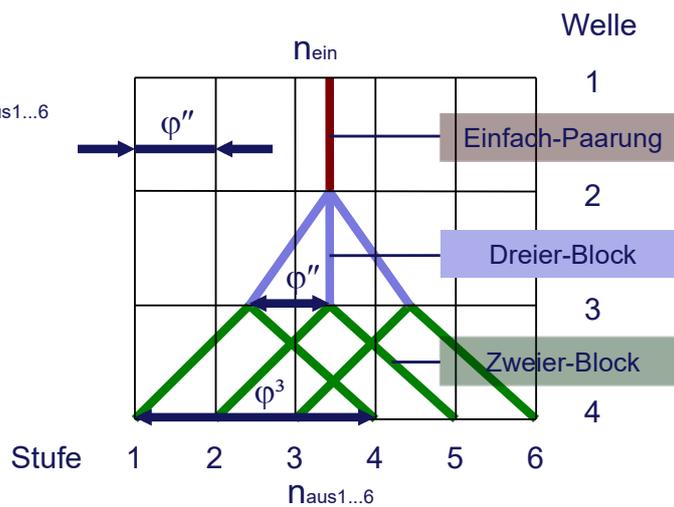


Bild 5.14 Systematische Getriebeentwicklung – Aufbaunetz

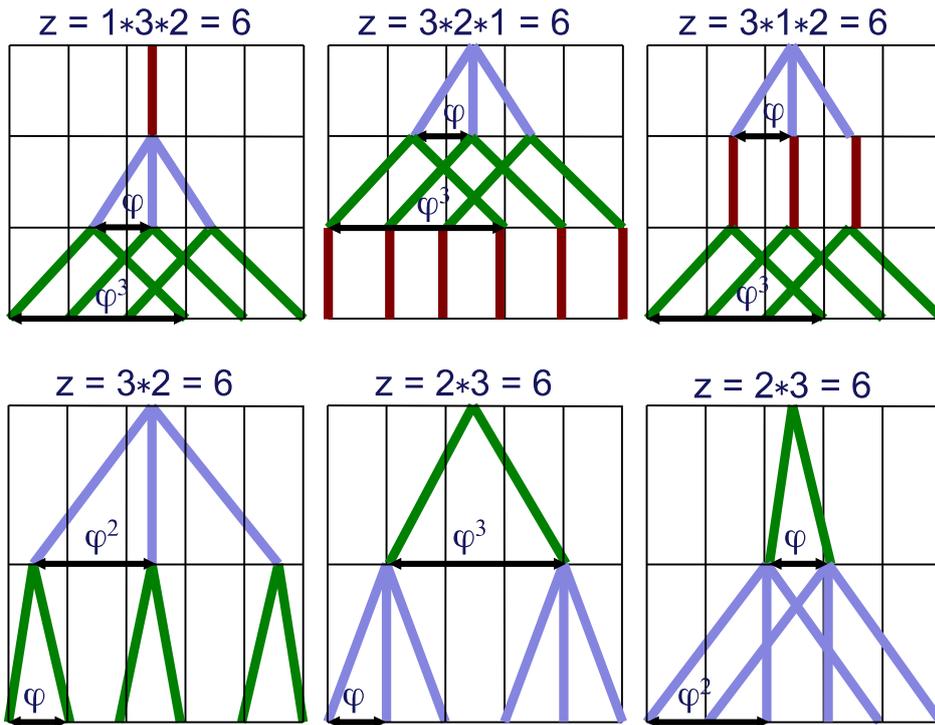
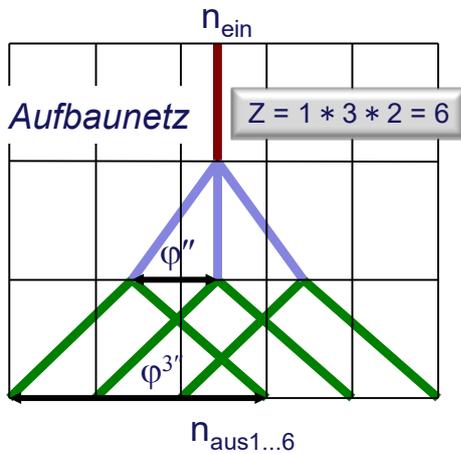


Bild 5.15 Systematische Getriebeentwicklung – Stufenaufteilung



z.B.:  $\varphi = 1.4$   
 $n_{\text{mot}} = 2000 \text{ 1/min}$   
 $n_{\text{Spind,min}} = 180 \text{ 1/min}$

**Drehzahlbild:**  
 Zuordnung der konkreten  
 Teilübersetzungen

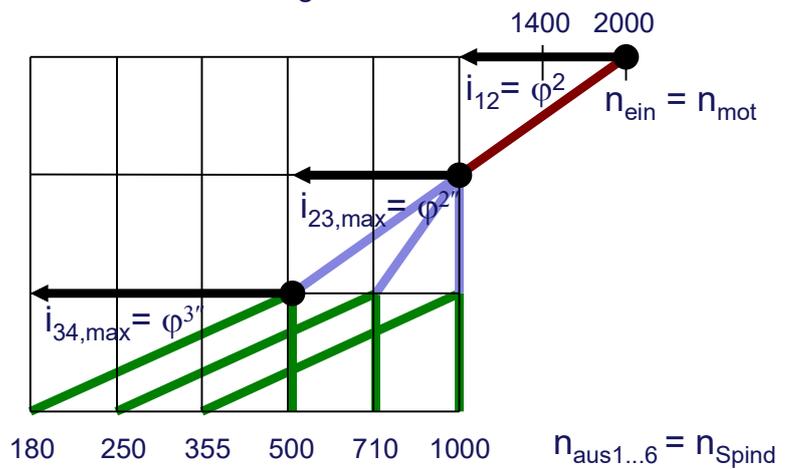


Bild 5.16 Systematische Getriebeentwicklung – Drehzahlbild

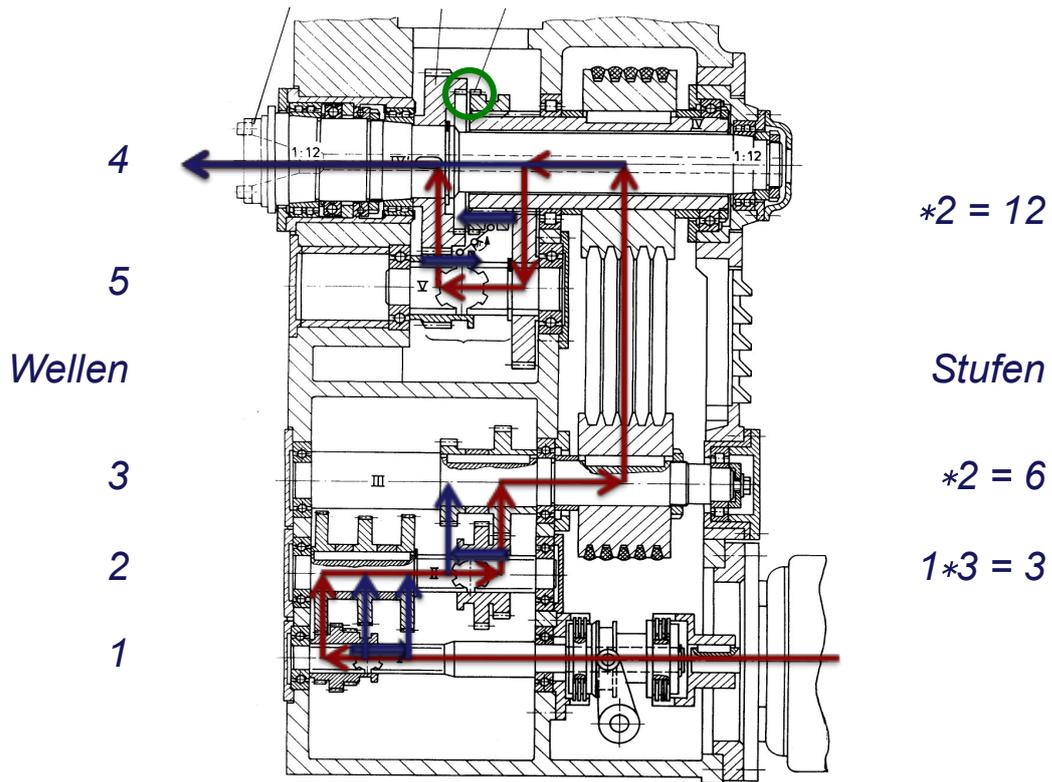


Bild 5.17 Beispiel: Gestufter Hauptantrieb für konventionelle Fräsmaschine – Aufbau

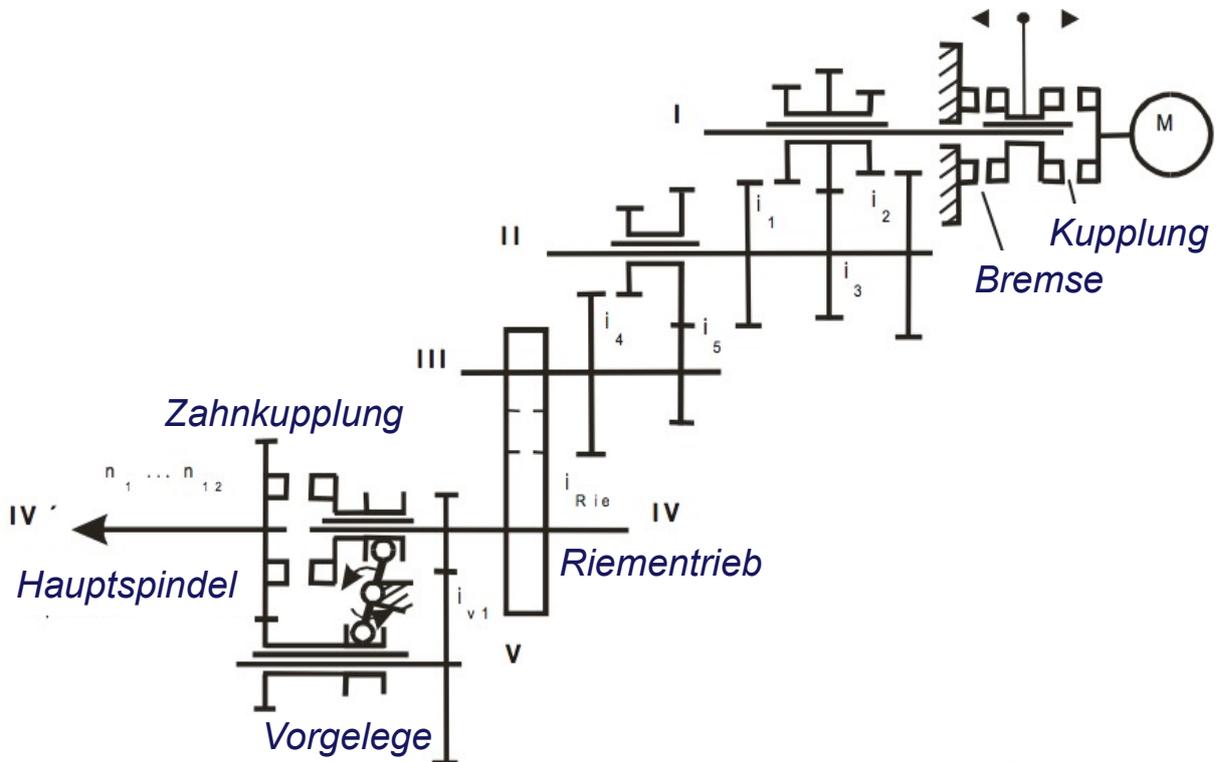


Bild 5.18 Beispiel: Gestufter Hauptantrieb für konventionelle Fräsmaschine – Getriebeplan

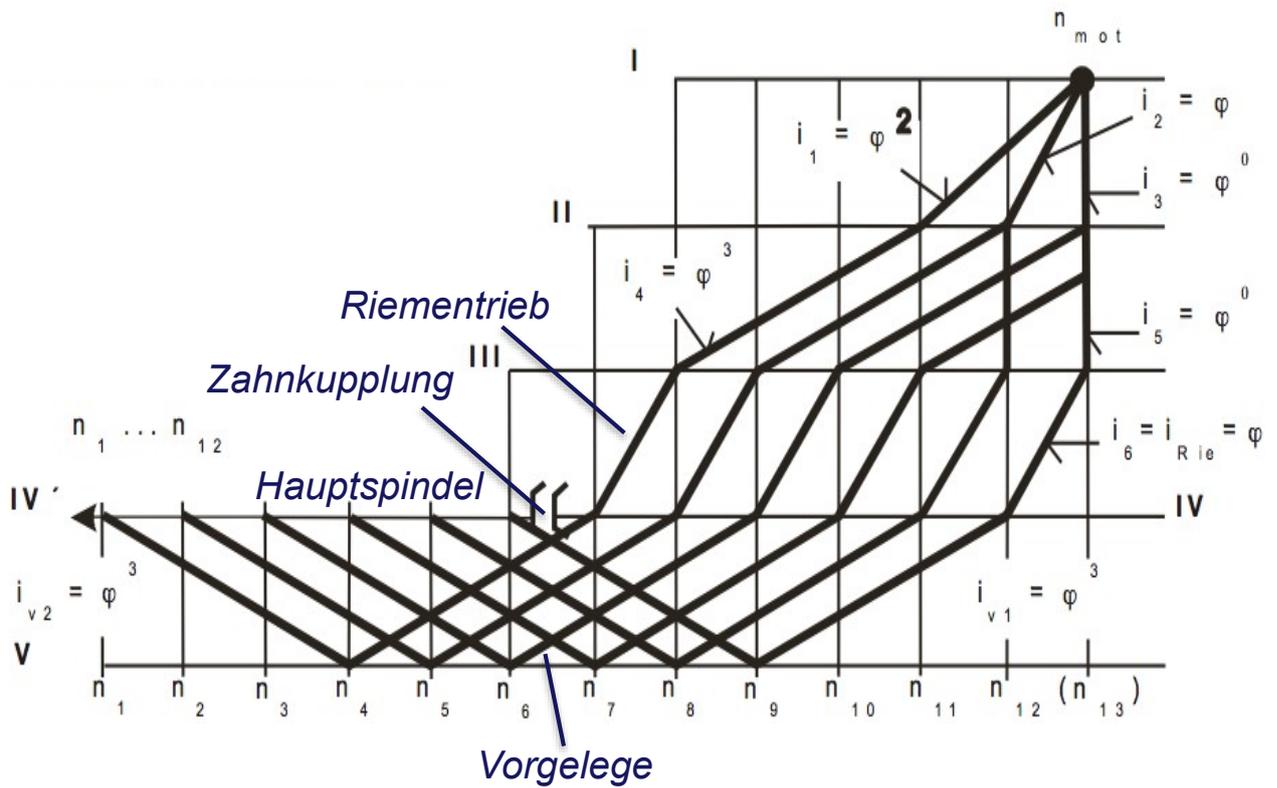


Bild 5.19 Beispiel: Gestufter Hauptantrieb für konventionelle Fräsmaschine – Drehzahlplan

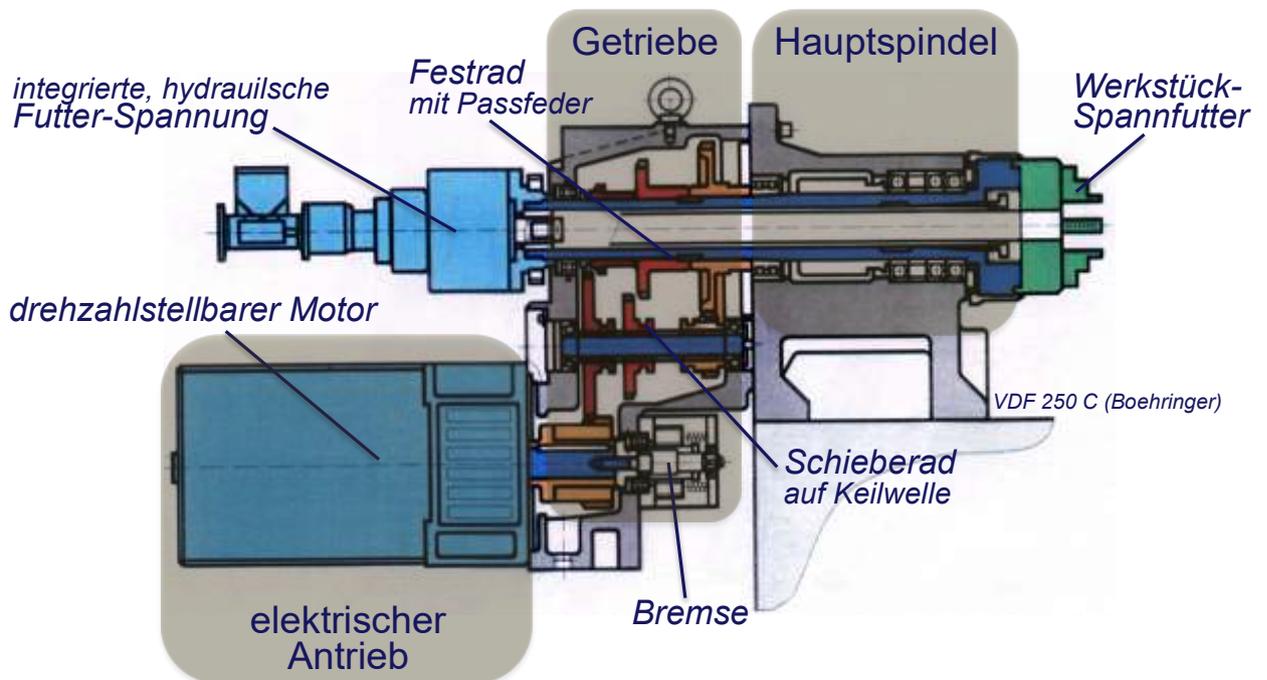


Bild 5.20 Beispiel: Drehzahl geregelter Hauptantrieb für NC-Drehmaschine – Aufbau

Getriebe zur Erweiterung des Drehzahlstellbereiches

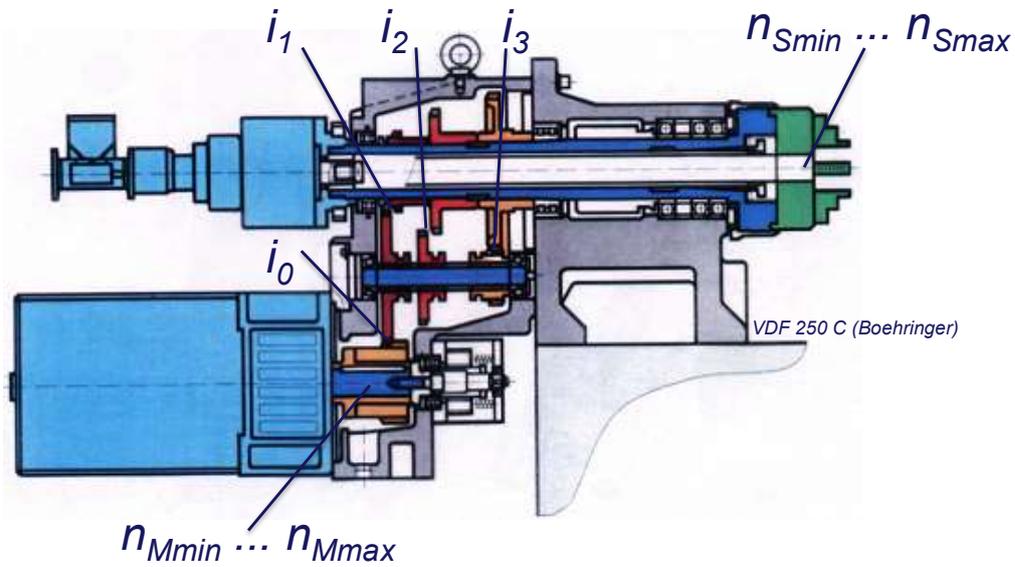


Bild 5.21 Beispiel: Drehzahl geregelter Hauptantrieb für NC-Drehmaschine – Übersetzungen

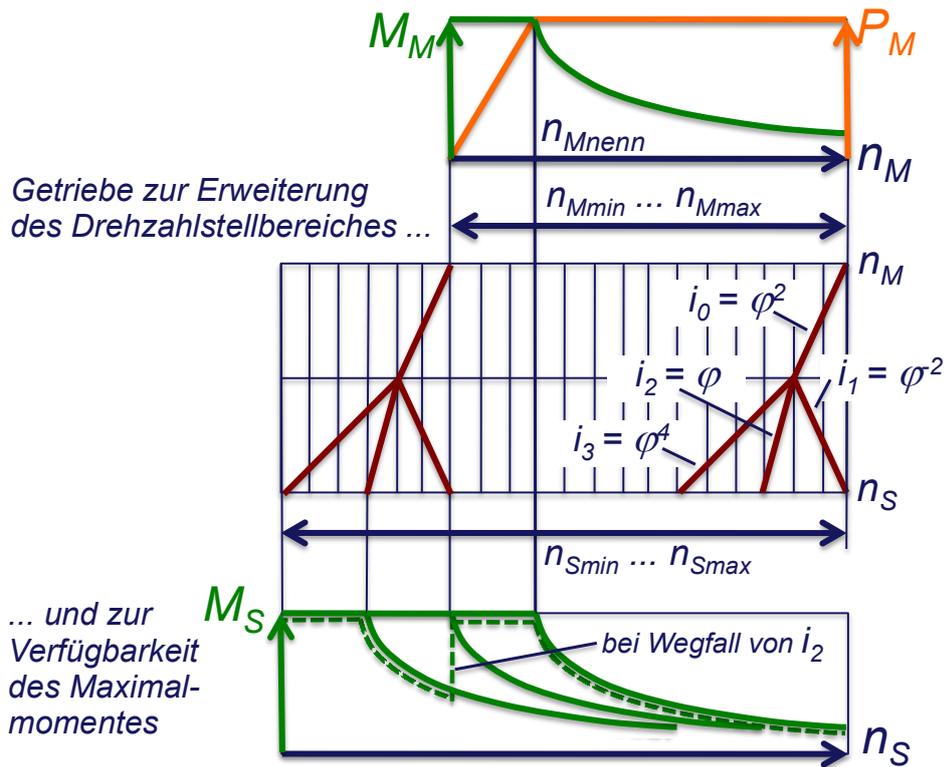


Bild 5.22 Beispiel: Drehzahl geregelter Hauptantrieb für NC-Drehmaschine – Drehzahlplan und Momentenverlauf

### 5.2.3. Hauptspindel

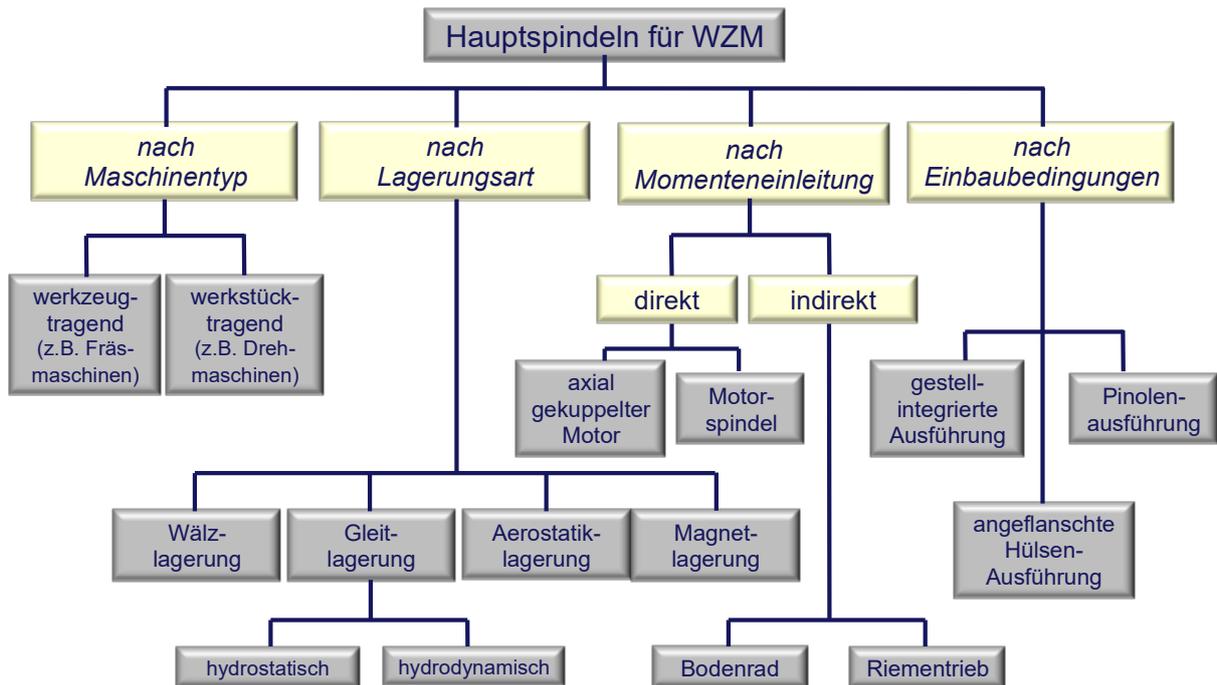


Bild 5.23 Aspekte zur Einteilung von Hauptspindeln für WZM



Bild 5.24 Anforderungen an Hauptspindeln und Lösungen

Beispiel eines genormten Aufnahmedomns für Fräsmesserköpfe

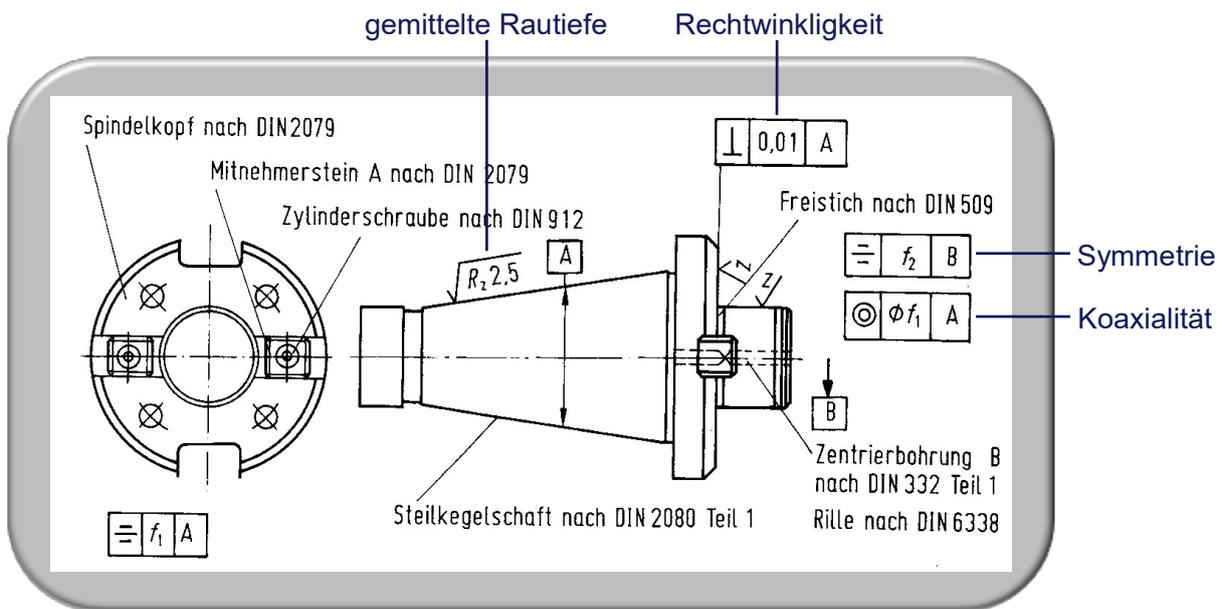


Bild 5.25 Sicherung der geometrischen Genauigkeit bei der Werkzeugaufnahme

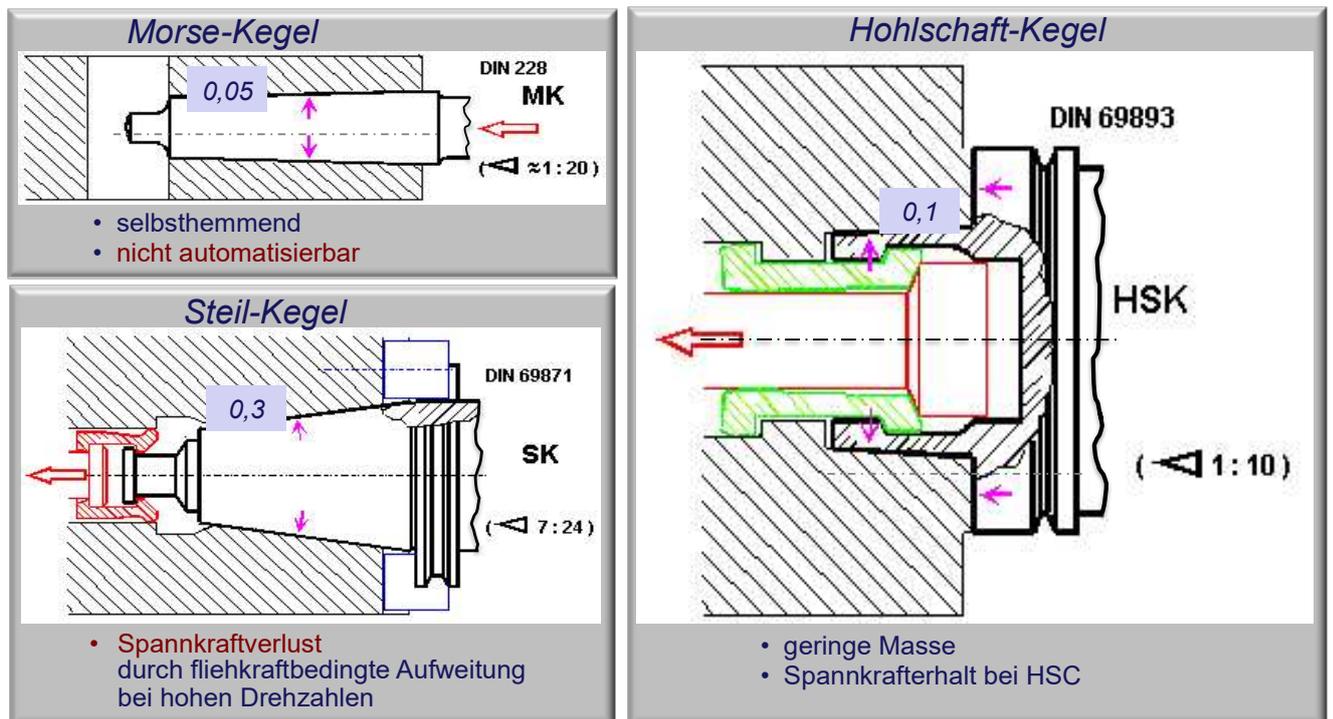


Bild 5.26 Sicherung der Spannkraft bei der Werkzeugaufnahme

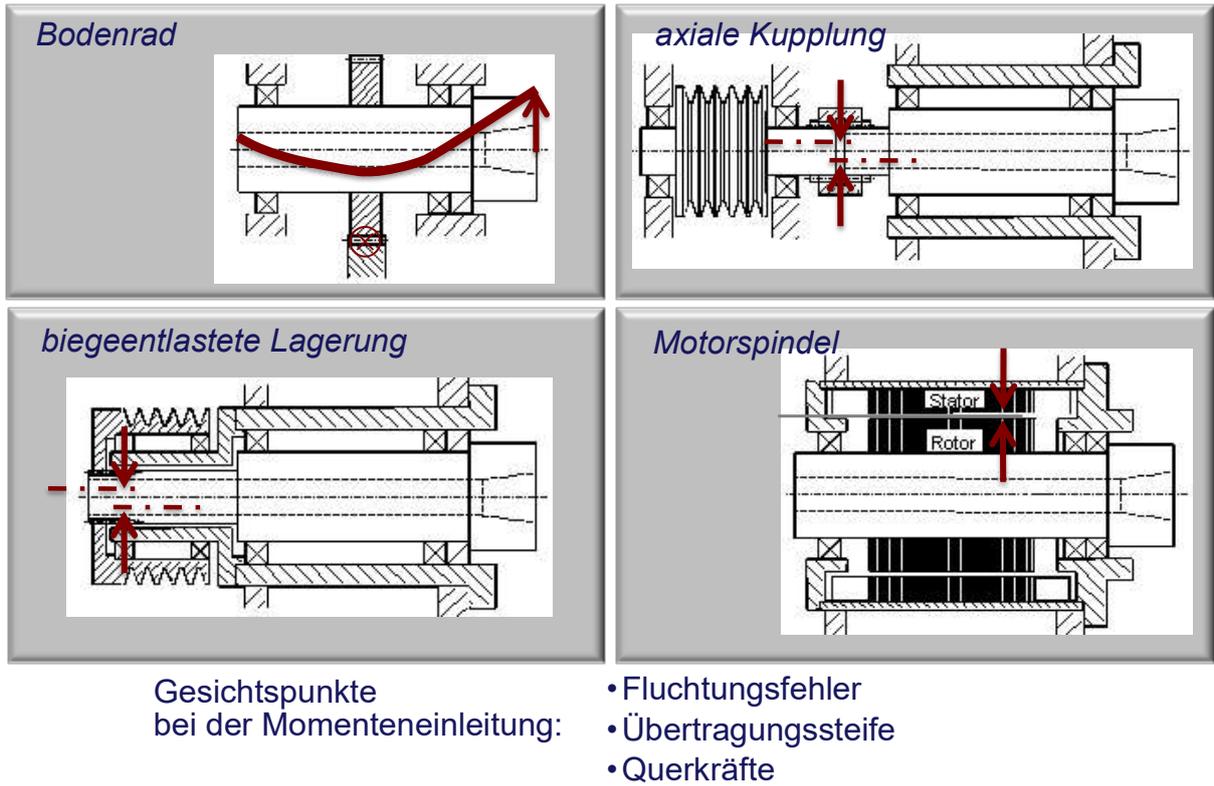


Bild 5.27 Varianten zur Momenteneinleitung vom Antrieb in die Hauptspindel

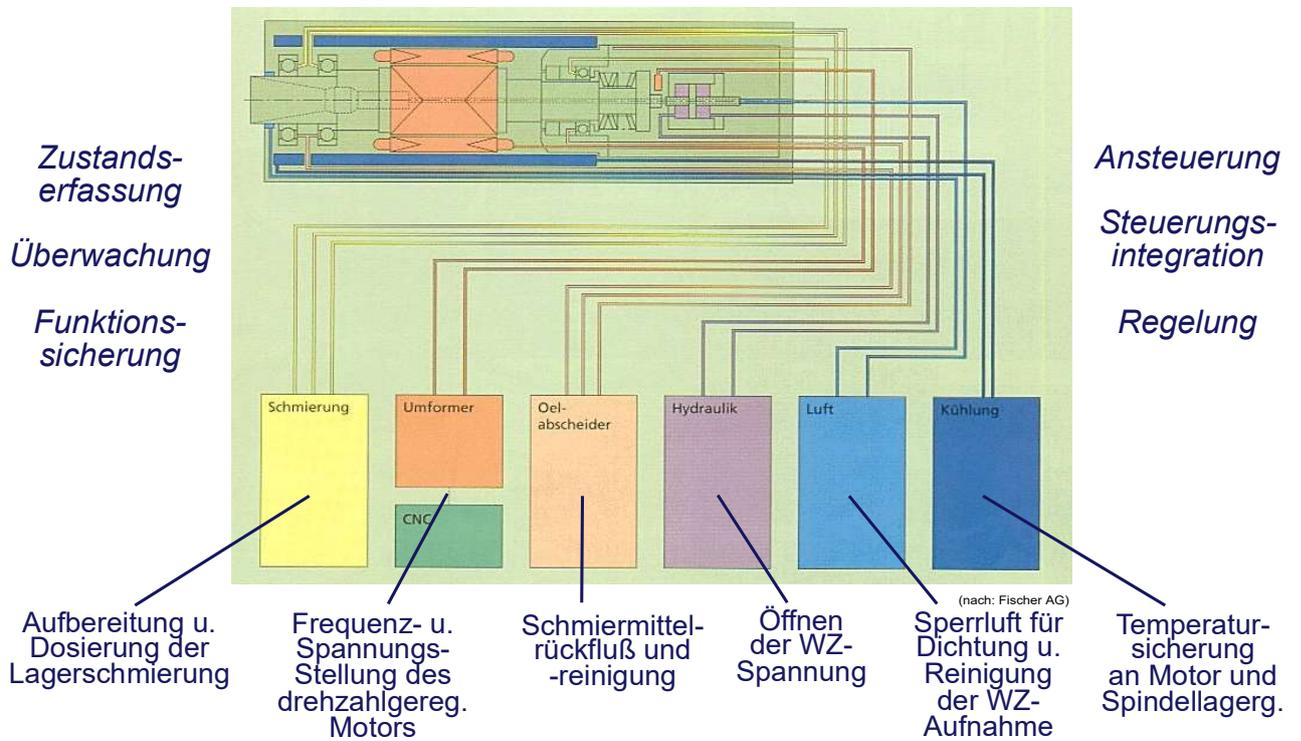


Bild 5.28 Komplexe Funktionalität: Beispiel Medienversorgung

## Auslegung einer Spindel

### Statische Auslegung

Im Folgenden werden die Beziehungen für die Auslegung einer Spindel nach statischen Gesichtspunkten (Bild 5.29) angegeben.

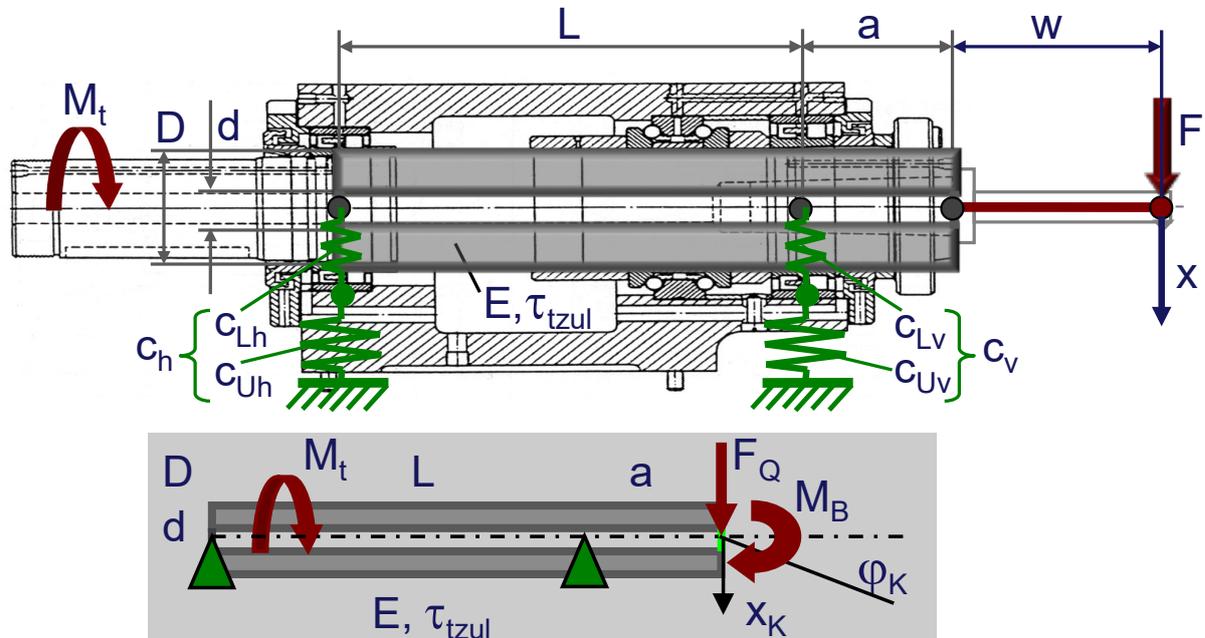


Bild 5.29 Spindelauslegung nach statischen Gesichtspunkten

Für die Berechnung der konzentrierten Steifigkeit (Federung) gelten die Gleichungen:

$$\frac{1}{c_{h,v}} = \frac{1}{c_{Lh,v}} + \frac{1}{c_{Uh,v}} \quad \text{woraus} \quad c_{h,v} = \frac{c_{Lh,v} \cdot c_{Uh,v}}{c_{Lh,v} + c_{Uh,v}} \quad \text{folgt.}$$

Weiterhin ist 
$$x_{Lh,v} = -F_{h,v} / c_{h,v}.$$

Die verteilte Elastizität (Torsion, Biegung) wird wie folgt berechnet:

$$\lambda = d/D \quad \alpha = a/L \quad J = \pi * D^4 / 64$$

Der erforderliche Durchmesser zur Aufnahme des Torsionsmomentes  $M_t$  ist

$$D_t = 17,2 \sqrt[3]{\frac{M_t}{\tau_{zul} * (1 - \lambda^4)}}$$

Die Verformungen  $x_K$  und  $\varphi_K$  berechnen sich aus

$$x_K = \frac{\alpha L^2}{6EJ} [2\alpha(1 + \alpha)F_Q L + (2 + 3\alpha)M_B]$$

$$\varphi_K = \frac{L}{6EJ} [\alpha(2 + 3\alpha)F_Q L + 2(1 + 3\alpha)M_B]$$

Als starre Transformation (Belastung, Verformung) gelten die Beziehungen:

$$F_Q = F, \quad M_B = F * w \quad x_B = x_K + \varphi_K * w.$$

$$F_h = M_B / L + \alpha * F_Q$$

$$-F_v = M_B/L + (1 + \alpha) * F_Q \quad \beta = (a + w)/L$$

$$x_L = (1 + \beta)x_{Lv} - \beta * x_{Lh}$$

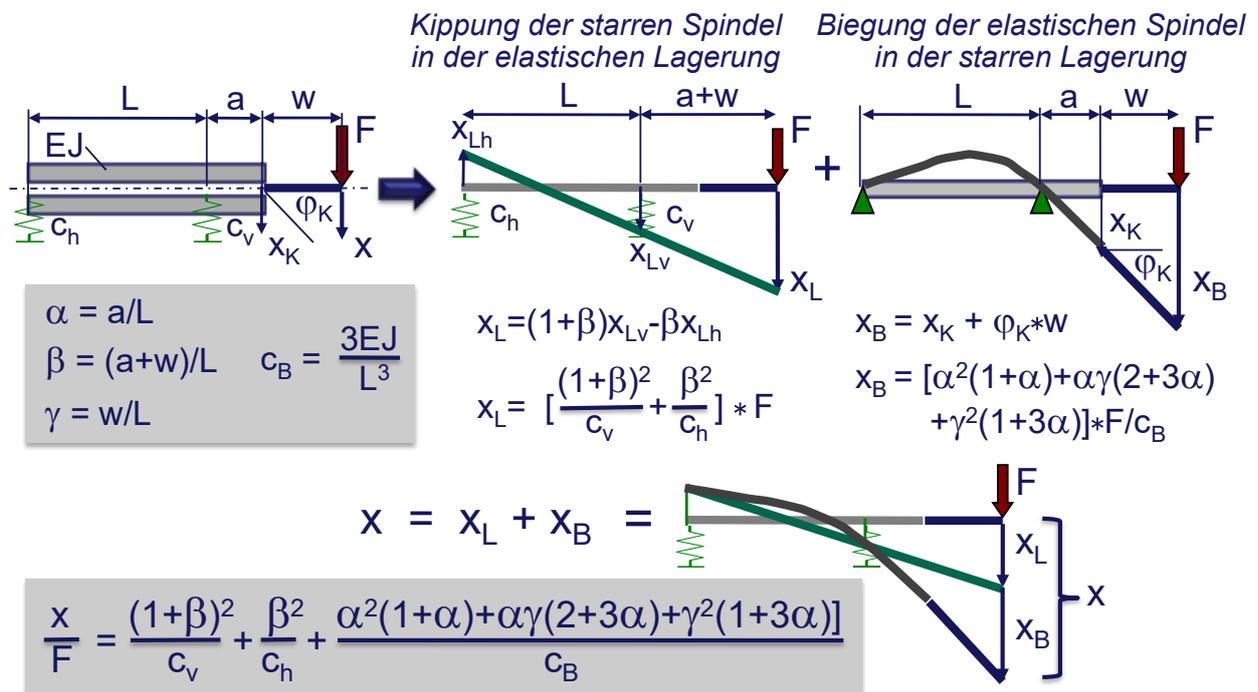


Bild 5.30 Optimaler Lagerabstand – Überlagerung der Nachgiebigkeiten

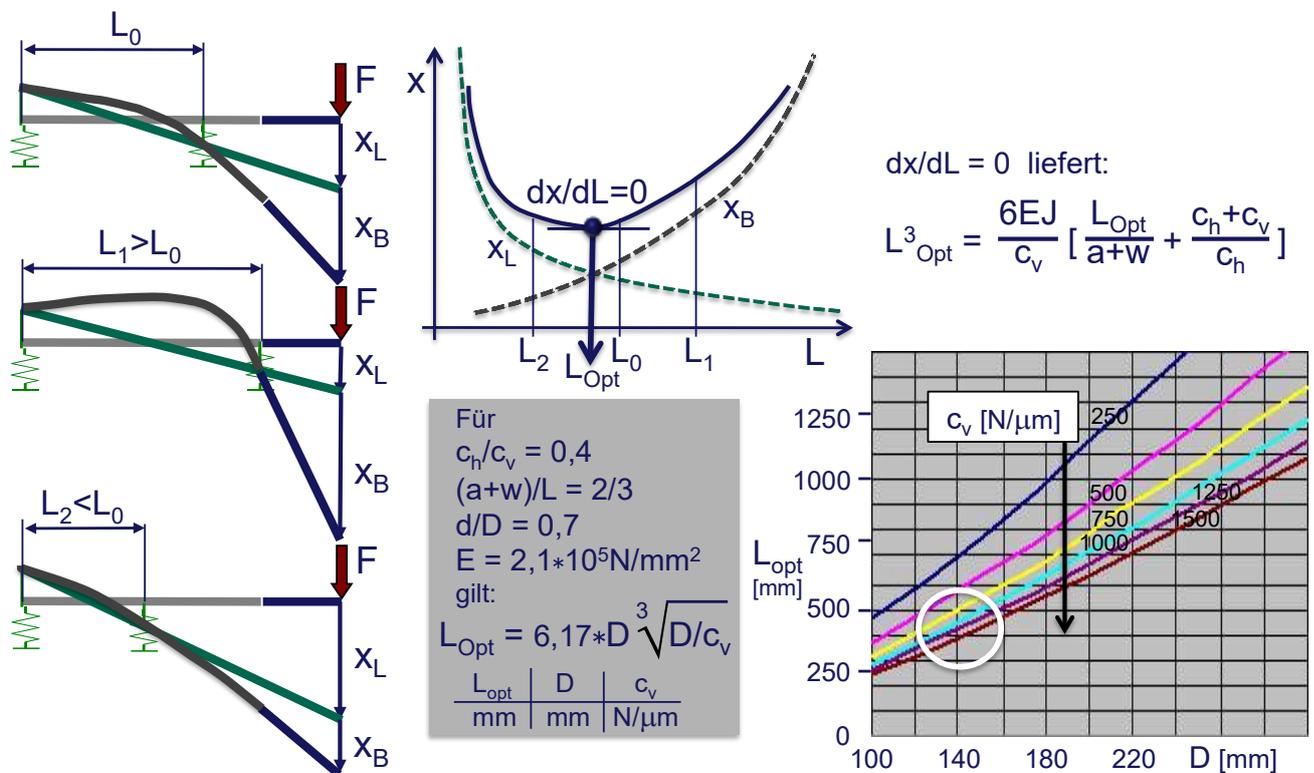


Bild 5.31 Optimaler Lagerabstand – Optimierung

## Dynamische Auslegung

Mittels einer FEM'-Analyse können die Eigenfrequenzen und Schwingungsformen ermittelt werden. Es gilt

$$[M]\{d^2x/dt^2\} + [C]\{x\} = \{0\} \quad \text{mit} \quad \{x\} = \{X\}e^{j\omega t}$$

$$([C]^{-1})[M] + 1/\omega^2[E]\{X\} = \{0\}$$

$$([A] + \lambda^2[E])\{X\} = \{0\}$$

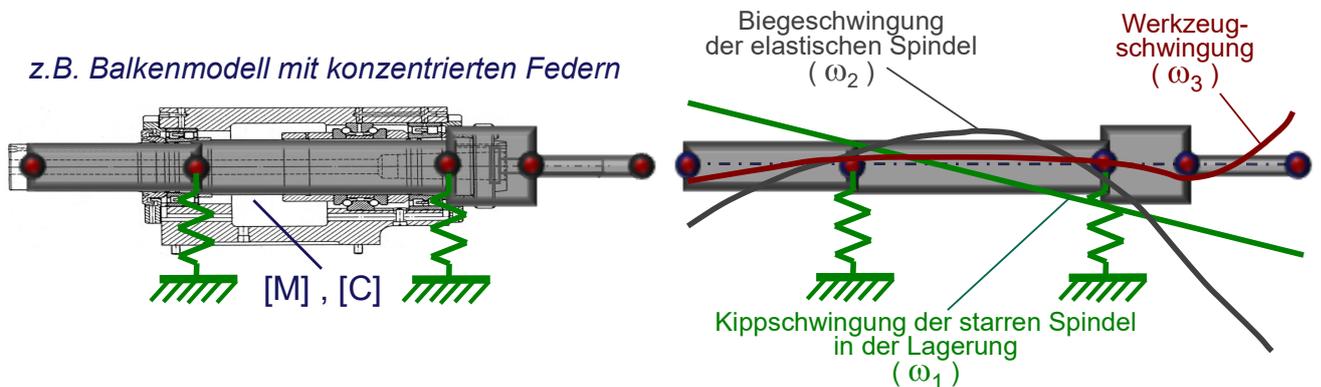
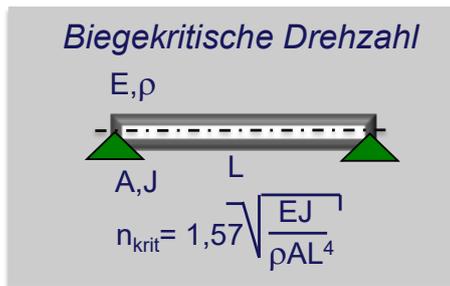


Bild 5.32 Spindelauslegung nach dynamischen Gesichtspunkten – Eigenwerte

Frequenzgang und Resonanz folgen aus

$$[M]\{d(dx)/dt^2\} + [K]\{dx/dt\} + [C]\{x\} = \{f\} \quad \text{mit}$$

$\{f\} = \{F\}e^{j\Omega t}$   $\{x\} = \{X\}e^{j(\Omega t - \varphi)}$ , wobei  $\{f\}$  und  $j\Omega t$  die harmonische Fremderregung bedeuten, siehe Bild 5.33.

Der Einfluss der Fremderregung wird im Folgenden behandelt. Es werden die Anregung durch Momenteneinleitung, Wälzlagerung, durch den Eingriff einer Schneide, dem unterbrochenen Schnitt und letztlich die Erregung durch Massenkräfte wie Unwuchten in Werkzeug, Spindel, Motor und Getriebe behandelt.

## Frequenzgang und Resonanz

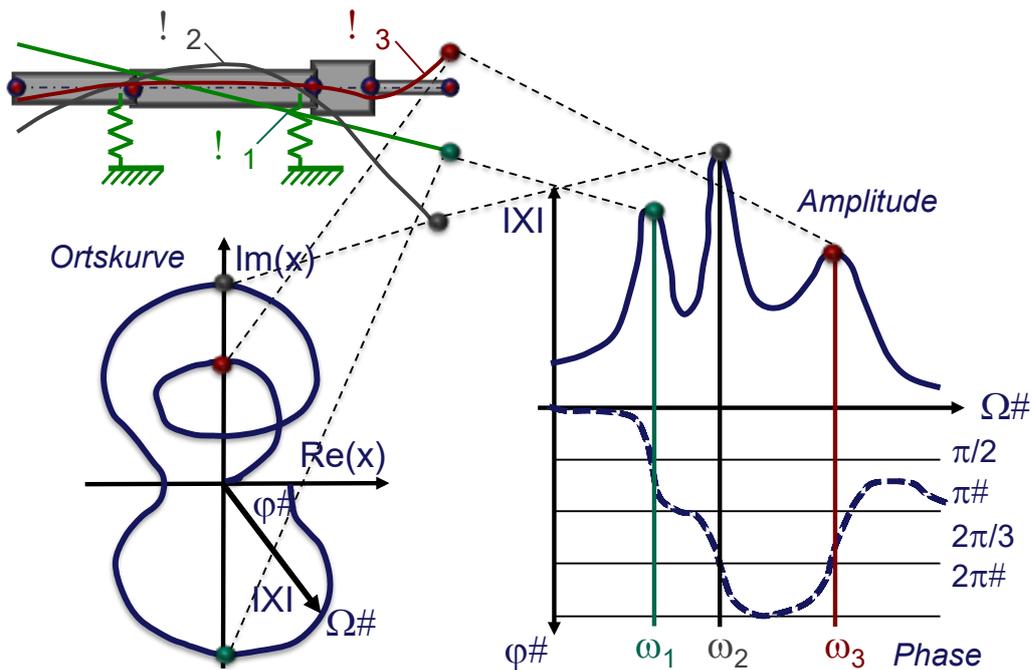


Bild 5.33 Spindelauslegung nach dynamischen Gesichtspunkten – Frequenzgang

Im Folgenden wird die Spindelauslegung nach dynamischen Gesichtspunkten durch unterschiedliche Erregungsarten beschrieben. Es sind die Fremderregung, die durch unterschiedliche Einflüsse zustande kommt und die Selbsterregung, da die Werkzeugmaschine ein schwingfähiges System darstellt.

### Fremderregung

Es werden für die auftretenden Erregungsarten die Gleichungen zur Berechnung der Erregerfrequenzen  $f_{err}$  angegeben.

1. Anregung durch Momenteneinleitung
 

|                            |                        |
|----------------------------|------------------------|
| Bodenrad (Zahneingriff):   | $f_Z = Z_Z * n_S / 60$ |
| Riementrieb: (Riemenstoß): | $f_R = n_S / 60$       |
| Kupplung (Versatz):        | $f_K = n_S / 60$       |
  
2. Anregung durch Schneideneingriff und unterbrochnem Schnitt
 

|   |                        |
|---|------------------------|
| Schneideneingriff (unterbrochener Schnitt): | $f_S = Z_S * n_S / 60$ |
|---|------------------------|
  
3. Anregung durch Wälzlagerung (nach [2])
 

|                             |   |
|-----------------------------|---|
| Angetriebener Innenring:    | $f_i = Z_S * n_S / 60$                                    |
| Käfig:                      | $f_k = 0,5 * f_i [1 - (D_W / T) * \cos \alpha]$           |
| Wälzkörper:                 | $f_W = 0,5 * f_i [(T / D_W) - (D_W / T) * \cos \alpha^2]$ |
| Überrollen des Innenringes: | $f_{\ddot{u}i} = (f_i - f_k) * Z$                         |
| Überrollen des Außenringes: | $f_{\ddot{u}a} = f_k * Z$                                 |
  
4. Massenkraft-Erregung (Anregung durch Unwuchten in Werkzeugmaschinen, Spindeln, Motor, Getriebe)
 

|           |                |
|-----------|----------------|
| Frequenz: | $f_U = n / 60$ |
|-----------|----------------|

- Erregerkraft:  $F_U = 11 * 10^{-6} * m_U * r_U * n^2$   
 5. Federkrafterregung (siehe Bild 5.34)

Es bedeuten:

- $a$  Nenndruckwinkel [°]
- $D_W$  Wälzkörperdurchmesser [mm]
- $F_U$  Erregerkraft [N]
- $m_U$  Unwuchtmasse [kg]
- $r_U$  Unwuchtradius [mm]
- $n$  Drehzahl der Unwucht [1/min]
- $n_S$  Spindeldrehzahl [1/min]
- $T$  Teilkreisdurchmesser [mm]
- $Z_Z$  Zähnezahl
- $Z_S$  Anzahl der Werkzeugschneiden bzw. Schnittunterbrechungen

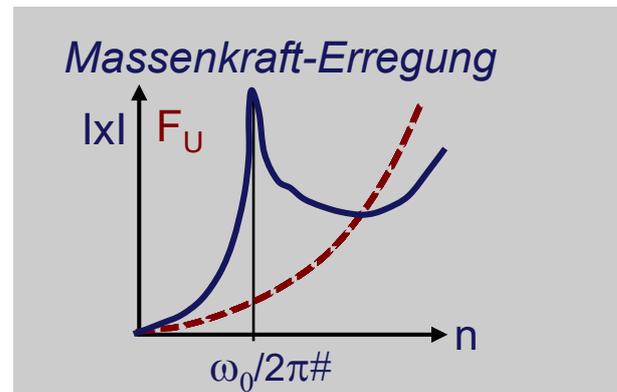
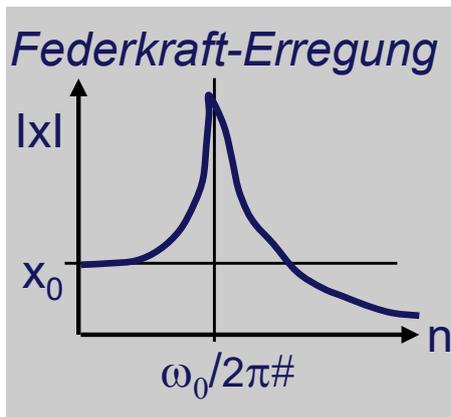


Bild 5.34 Spindelauslegung nach dynamischen Gesichtspunkten – Fremderregung

### Selbsterregung

In Bild 5.35 sind die Merkmale der Selbsterregung dargestellt. Für das Beispiel „Einstechdrehen“ ergeben sich folgende Zusammenhänge:

$$F = k_{1,1} * b * h^{1-m}$$

$$dF / dh = k_{1,1} * b * (1 - m) * h^{-m}$$

mit  $dh \Rightarrow \Delta h = x \quad \Delta F = x * k_{1,1} * b * (1 - m) * h^{-m}$

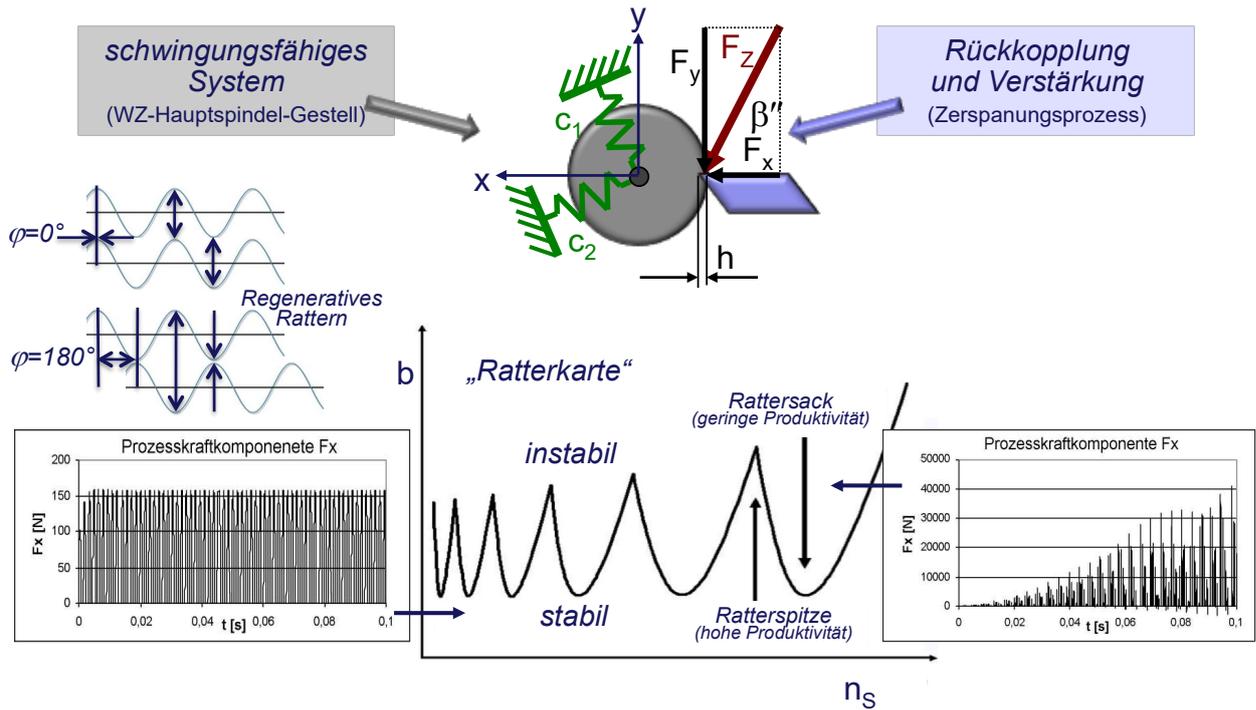


Bild 5.35 Spindelauslegung nach dynamischen Gesichtspunkten – Selbsterregung

### 5.2.4. Lagerung

#### Lagerarten für Hauptspindeln

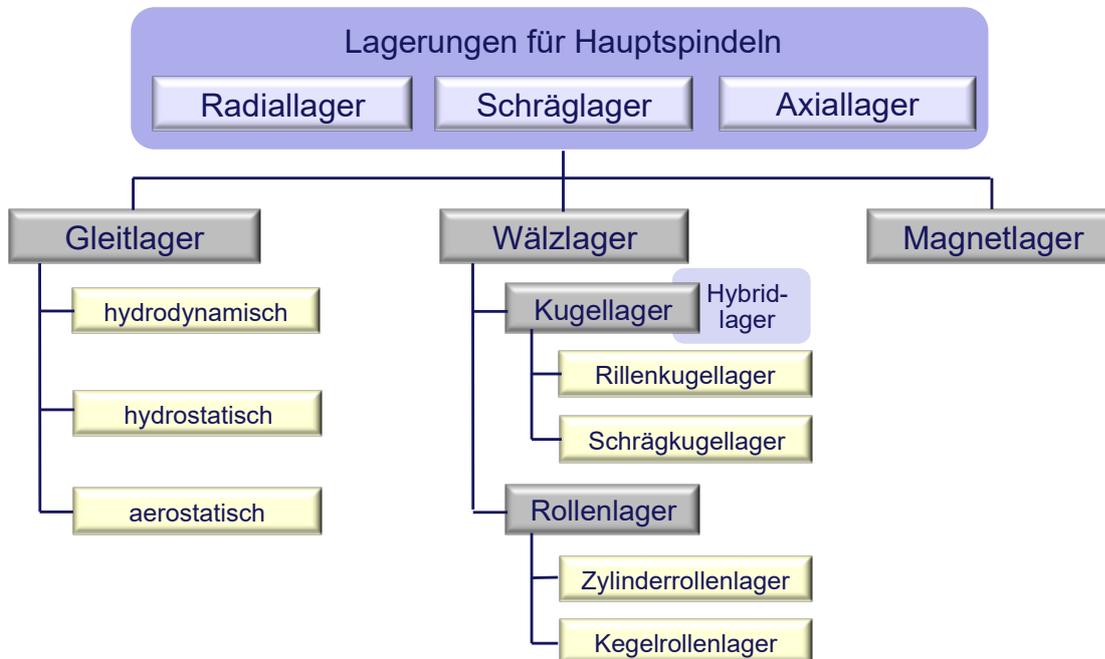


Bild 5.36 Lagerarten für WZM-Hauptspindeln

|                                 | Wälzlager  | Hydrodyn. Lager   | Hydrostat. Lager   | Aerostat. Lager  | Magnet-Lager   |
|---------------------------------|--|---|--|--|--|
| Drehzahlkennwert                |  1) |  |     |     |     |
| Lebensdauer                     |     |  |  2) |  2) |  2) |
| Laufgenauigkeit                 |     |  |     |     |     |
| Dämpfung                        |     |  |     |     |     |
| Steifigkeit                     |     |  |     |     |     |
| Schmierung<br>(Aufwand)         |  3) |  |     |     |     |
| Reibung                         |     |  |     |     |     |
| Preis<br>(Beschaffung, Wartung) |  3) |  |     |     |     |

1) Abhängigkeit von Schmiersystem und Wälzlagerart

2) unbegrenzt bei störungsfreiem Betrieb

3) mittel bei Öl-Schmierung

(nach Weck)

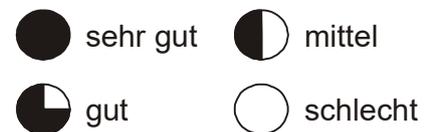


Bild 5.37 Eigenschaften der Lagerarten im Grobvergleich

Im Wesentlichen sind es folgende Argumente, die für die Wälzlagerung der Hauptspindel sprechen:

- Wälzlager in der Ausführung Spindellager sind hochpräzise Maschinenelemente
- Relativ preiswert
- Geringer Bauraum
- „Selbstregelung“ der Lage der wälzgelagerten Spindelachse (robustes System)
- Geringes Haftreibmoment
- sog. „Spindellager“ (Schräggugellager mit kleinem Druckwinkel) sind für hohe Drehzahlen geeignet
- Drehzahlbereich zusätzlich durch Auslegung der Schmierung einstellbar
- Drehzahlbereich und Steifigkeit zusätzlich durch Vorspannung einstellbar
- durch angepasste Lagerauswahl und angepasste Lageranordnung ist ein weites Anwendungsfeld gestaltbar:
  - Spindeln mit hohen Drehzahlen und kleinen Prozesskräften
  - Spindeln für die Schwerzerspannung

## Wälzlager

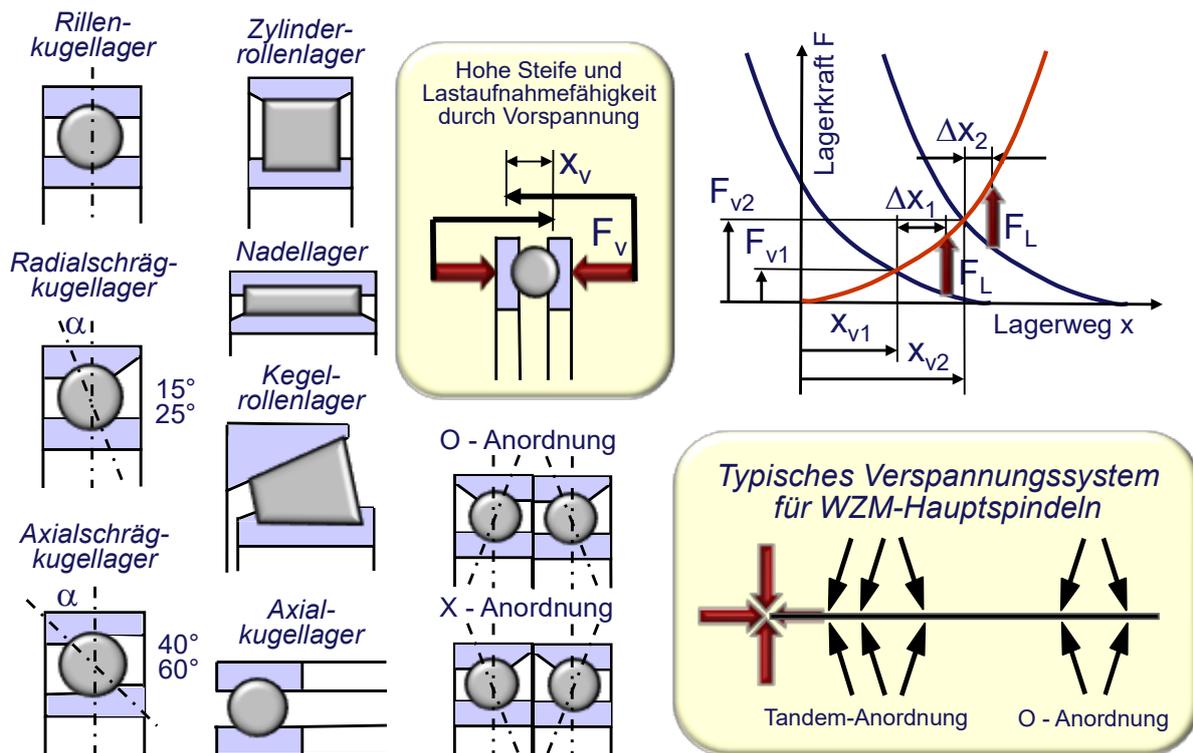


Bild 5.38 Wälzlagerbauarten und Vorspannungssysteme

## Gestaltung der Wälzlagerung von Hauptspindeln

Die Gestaltung der Wälzlagerung von Hauptspindeln ist

- drehzahl- und lastabhängig, Bild 5.39,
- prozessabhängig, Bild 5.41,
- abhängig vom Antriebs-Prinzip, Bild 5.42

Lagerung einer langsamlaufenden Drehmaschine für schwerere Prozesse

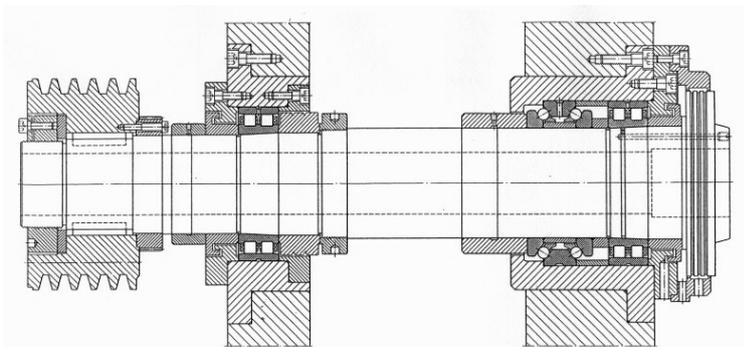


Bild 5.39 Beispiel für drehzahl- und lastabhängige Gestaltung; Quelle FAG

Lagerung einer schnelllaufenden Drehmaschine für leichtere Prozesse

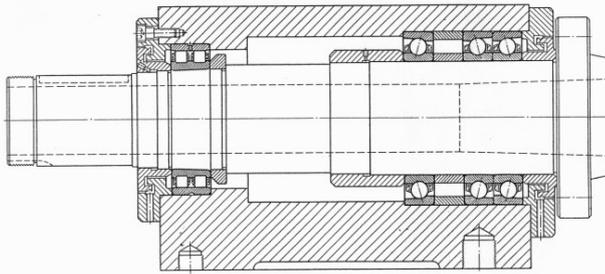


Bild 5.40 Beispiel für drehzahl- und lastabhängige Gestaltung; Quelle FAG

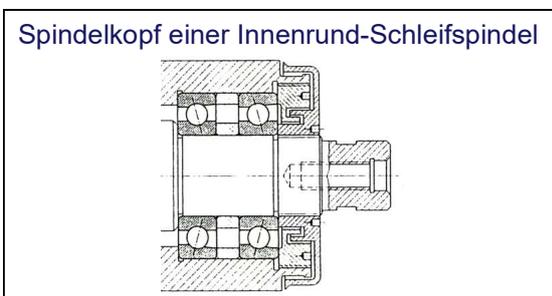
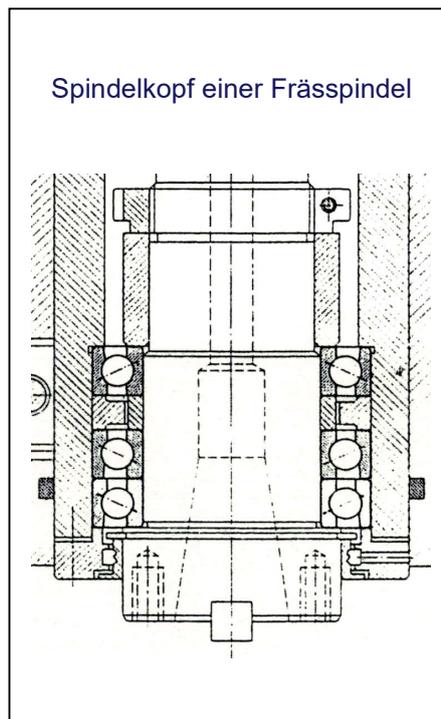
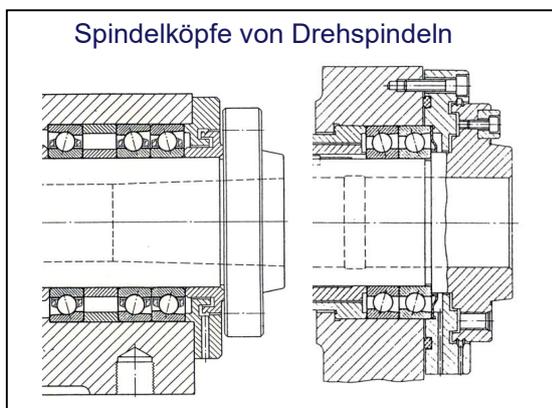


Bild 5.41 Beispiele für prozessabhängige Gestaltung; Quelle FAG)

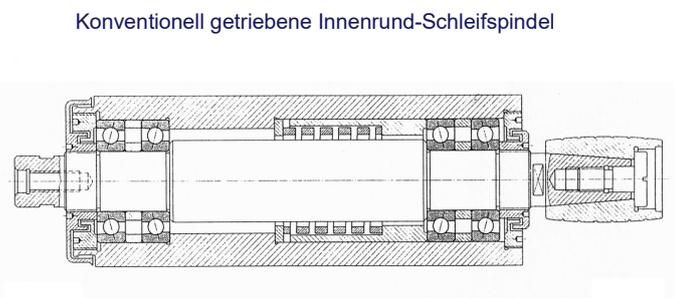
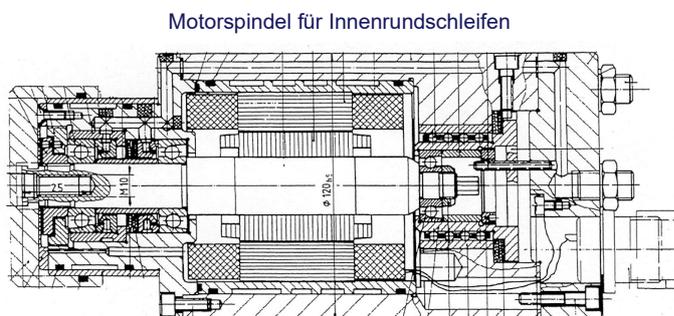


Bild 5.42 Beispiele für antriebsabhängige Gestaltung ; Quelle FAG

Im Folgenden sind fünf Beispiele für die Auslegung von Spindeln für Werkzeugmaschinen angegeben.

### Beispiel 1:

#### Bohr- und Frässpindel für niedere Drehzahlen und mittlere Schnittmomente

Die Hauptspindel ist für eine Antriebsleistung  $P_A = 20 \text{ kW}$  und einen Drehzahlbereich  $n_{sp} = 11 \dots 2204 \text{ min}^{-1}$  gestaltet und ausgelegt.

„Die Radial- und die Axialkräfte werden getrennt von entsprechenden Lagersätzen aufgenommen. Als Radiallager sind zweireihige Zylinderrollenlager eingebaut. Das zweiseitig wirkende Axial-Schrägkugellager nimmt die Axialkräfte der Spindel. Dieses Lager hat eine definierte Vorspannung; ein Anstellen ist also nicht erforderlich. Die Lagerung hat Ölumlaufschmierung. Die Labyrinthdichtung auf der Arbeitsseite besteht aus einbaufertigen, nicht berührenden Dichtelementen. Der innere Labyrinthtring hält das Schmieröl zurück, der äußere Labyrinthtring dichtet gegen die Schneidemulsion ab.“ (FAG)

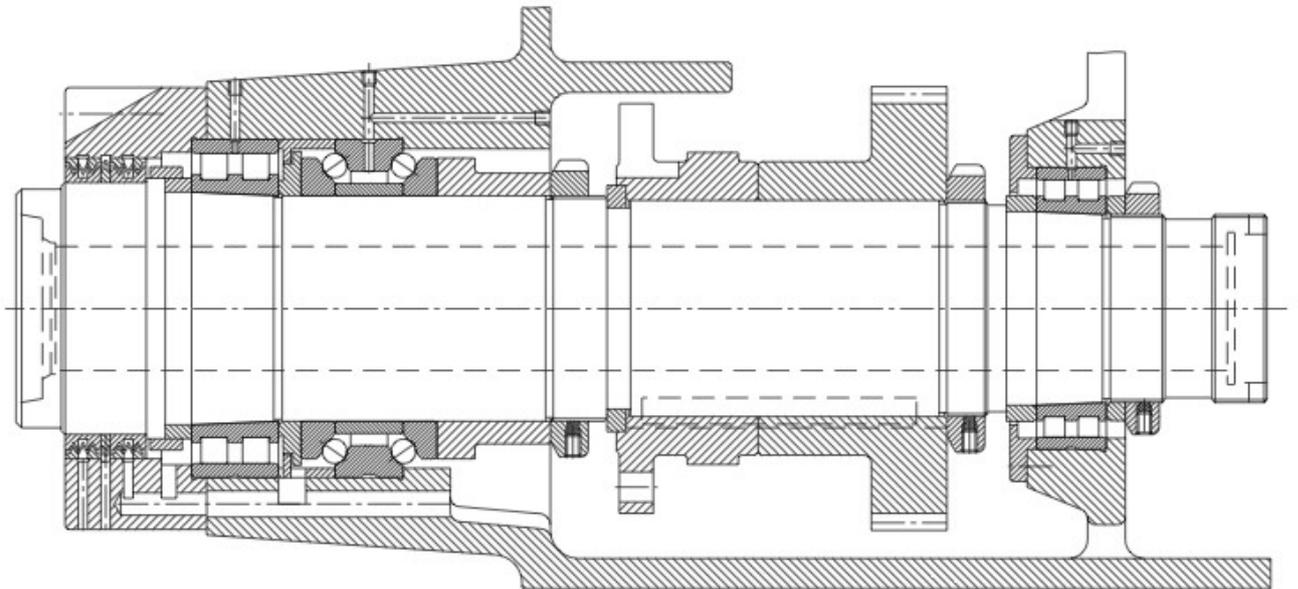


Bild 5.43 Bohr- und Frässpindel für niedere Drehzahlen und mittlere Schnittmomente, Antriebseinleitung über Bodenrad; Quelle FAG)

### Beispiel 2:

#### Hauptspindel einer NC-Drehmaschine für hohe Drehzahlen und mittlere Schnittmomente

Die Hauptspindel wurde für eine Antriebsleistung  $P_A = 27 \text{ kW}$  und eine maximale Spindeldrehzahl  $n_{sp,max} = 9000 \text{ min}^{-1}$  gestaltet und ausgelegt.

„Von der Lagerung wird, neben sehr hoher Drehzahleignung, hohe Steifigkeit und Führungsgenauigkeit der Arbeitsspindel verlangt. Eingebaut sind auf der Arbeits- und Antriebsseite Radial-Schrägkugellagersätze in Tandem-Anordnung. Die Lager sind leicht vorgespannt und haben erhöhte Genauigkeit. Die Lagerung hat kein Loslager; sie stellt ein starres Festlagersystem dar. Beide Lagersätze bilden zusammen eine O-Anordnung. Die Lagergröße ergibt sich aus der erforderlichen Spindelsteifigkeit, d. h. einem möglichst großen Spindeldurchmesser. Die Ermüdungslebensdauer wird zwar für die Dimensionierungsbetrachtung mit herangezogen, ist jedoch in der Praxis nicht entscheidend. Hauptspindellager fallen in der Regel nicht durch Werkstoffermüdung, sondern durch

Verschleiß aus; entscheidend ist die Fettgebrauchsdauer. Spindellager in der Universalausführung sind für den beliebigen Einbau in X-, O- oder Tandem-Anordnung bestimmt. Beim Einbau in X- oder O-Anordnung ergibt sich eine definierte Vorspannung. Die leichte Vorspannung genügt den üblichen Anforderungen. Durch gleich lange äußere und innere Distanzhülsen bleibt die in den Lagern eingearbeitete Vorspannung erhalten. Bei günstigem Lagerabstand gleichen sich axiale und radiale Wärmedehnungen der Arbeitsspindel aus, so dass die Lagervorspannung in jedem Betriebszustand unverändert bleibt.

Mit etwa 35 % Hohlraumfüllung werden die Lager mit Wälzlagerfett auf Lebensdauer geschmiert. Zur Abdichtung dienen Labyrinthdichtungen mit definierten Spaltverhältnissen.“ (FAG)

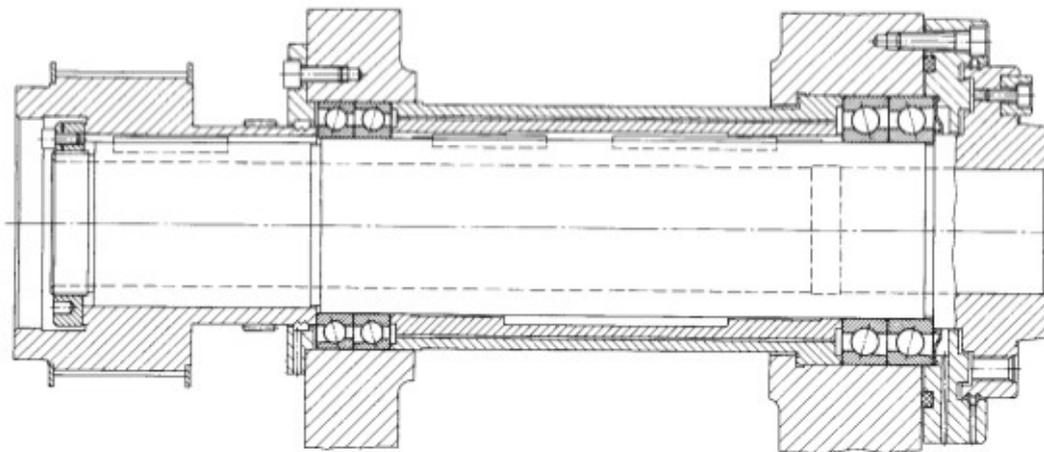


Bild 5.44 Hauptspindel einer NC-Drehmaschine für hohe Drehzahlen und mittlere Schnittmomente, Antriebseinleitung über Riemenscheibe ; Quelle FAG

### Beispiel 3:

#### Frässpindel für hohe Drehzahlen und niedere Schnittmomente, Antriebseinleitung über querkraftentlastete Riemenscheibe

Die Hauptspindel ist für eine Antriebsleistung  $P_A = 2,6/3,14 \text{ kW}$  und Nenndrehzahlen  $n_{Sp,N} = 500 \dots 4000 \text{ min}^{-1}$  gestaltet und ausgelegt.

„Die Lagerung muss bei allen Drehzahlen im oben genannten Bereich betriebssicher laufen. So muss die Spindel beispielsweise bei  $500 \text{ min}^{-1}$  und hoher Belastung radial und axial starr geführt sein. Andererseits dürfen sich die Lagerstellen bei der höchsten Drehzahl von  $4000 \text{ min}^{-1}$  nicht so stark erwärmen, dass die Arbeitsgenauigkeit darunter leidet. Auf der Arbeitsseite der Frässpindel ist ein Radial-Schräggugel-Spindellagersatz in Tandem-O-Anordnung mit mittlerer Vorspannung eingebaut. Die Lagergruppe ist über eine Mutter und Distanzbüchse mit  $1,9 \text{ kN}$  vorgespannt. Das Rillenkugellager lagert die Spindel auf der Antriebsseite. Damit auch dieses Lager spielfrei läuft, wurde es mit Tellerfedern leicht

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

Die Lager haben Fettschmierung. Eine Spaltdichtung mit Spritzrillen und Fangnut schützt die Spindellagerung vor Umgebungseinflüssen.“ (FAG)

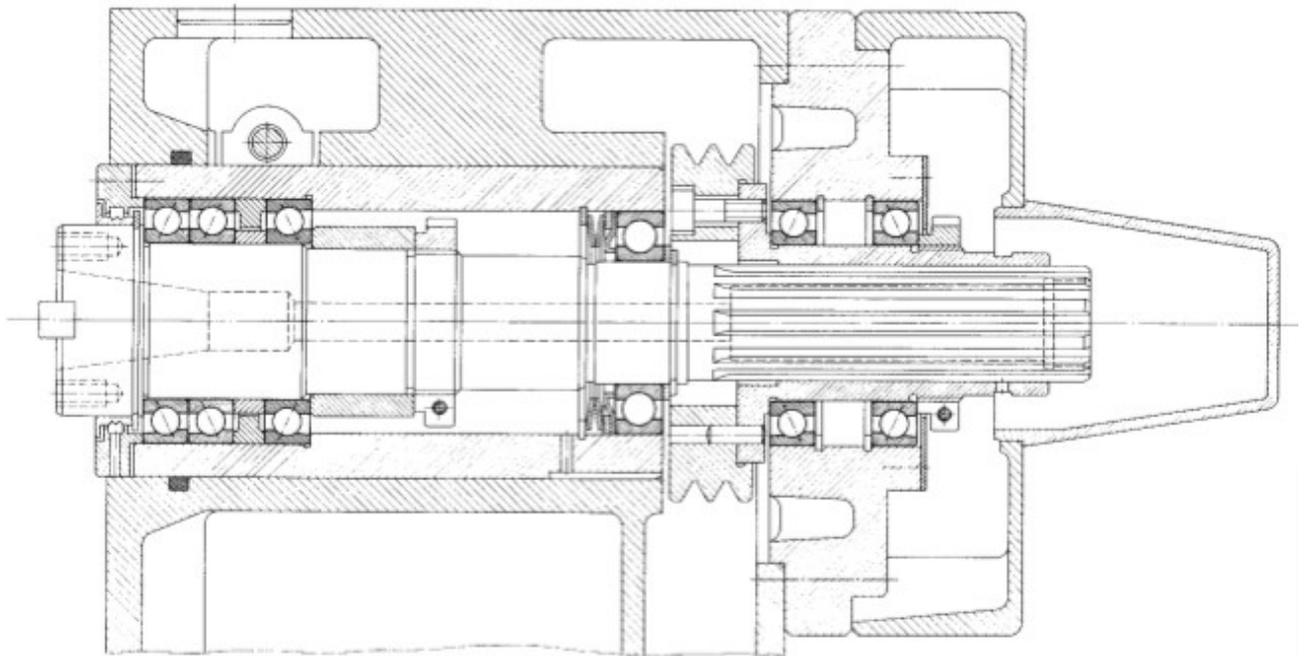


Bild 5.45 Frässpindel für hohe Drehzahlen und niedere Schnittmomente, Antriebseinleitung über querkraftentlastete Riemenscheibe; Quelle FAG)

#### Beispiel 4:

#### **Motorspindel einer HSC-Fräsmaschine für sehr hohe Drehzahlen und niedrige Schnittmomente**

Die Motorspindel wurde für eine Antriebsleistung  $P_A = 11 \text{ kW}$  und eine maximale Spindeldrehzahl  $n_{sp,max} = 28000 \text{ min}^{-1}$  gestaltet und ausgelegt.

„Die Lagerung muss für sehr hohe Drehzahlen und für die besonderen thermischen Betriebsbedingungen in einer Motorspindel geeignet sein. Hierfür eignen sich besonders Hybrid-Spindellager mit Keramikkugeln. Die Frässpindel muss axial und radial hochgenau spiel- frei geführt werden. Deshalb befindet sich an der Arbeits- und Gegenseite je ein Radial-Schrägkugel-Spindellagersatz in Tandem-Anordnung. Die Lagerpaare werden in O-Anordnung über Federn (Federkraft  $300 \text{ N}$ ), entsprechend einer mittleren Vorspannung elastisch gegeneinander angestellt. Das Lagerpaar auf der Gegenseite sitzt in einer Büchse, die spielfrei in einer Kugelbüchse gelagert ist, so dass axiale Längendehnungen der Welle

zwanglos ausgeglichen werden können. Lagergröße und Lageranordnung werden entsprechend der Drehzahlvorgabe und dem Spindeldurchmesser ausgewählt. Zu berücksichtigen sind auch die Motorwärme, die sich als größerer Temperaturunterschied zwischen Lagerinnenring und Lageraußenring auswirkt, und die Ringaufweitung, die sich durch die Fliehkraft aufgrund der hohen Drehzahl bemerkbar macht. Dies würde bei einer starren Lageranordnung die Vorspannung stark erhöhen. Durch die Federvorspannung werden beide Einflüsse problemlos ausgeglichen. Dadurch erreicht die Flächenpressung im Wälzkontakt des Lagers einen relativ niedrigen Wert von  $p_0 = 2000 \text{ N/mm}^2$  und ergibt dauerfeste Lager. Die Einsatzdauer der Lagerung wird somit durch die Fettgebrauchsdauer bestimmt. Die Lager haben Fettschmierung mit Wälzlagerfett, das sich für die höheren thermischen Belastungen und für hohe Drehzahlen besonders eignet. Um das Fett vor Verunreinigungen zu schützen und dadurch die Fettgebrauchsdauer zu verlängern, erfolgt die Abdichtung der Lagerung über Labyrinth, bestehend aus Spaltdichtung mit Spritzrillen und Fangnut.“ (FAG)

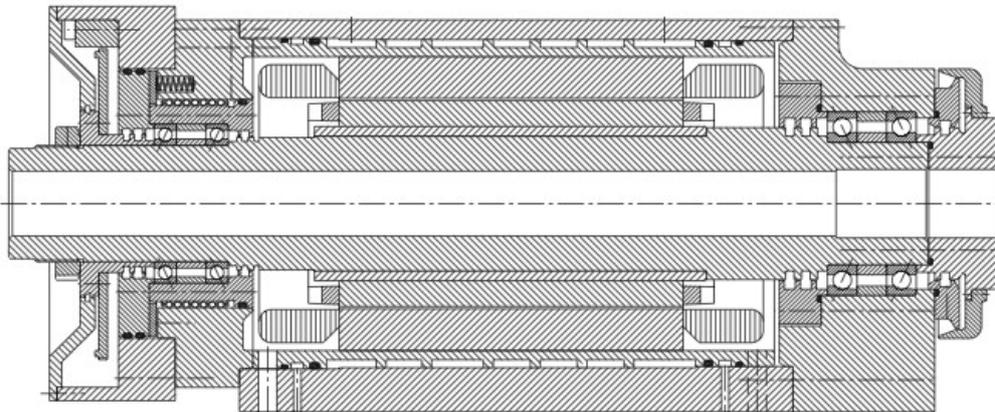


Bild 5.46 Motorspindel einer HSC-Fräsmaschine für sehr hohe Drehzahlen und niedrige Schnittmomente; Quelle FAG

### Beispiel 5

#### Motorspindel einer Drehmaschine für hohe Steifigkeiten und Drehzahlen

Die Motorspindel wurde für eine Antriebsleistung  $P_A = 18 \text{ kW}$  und eine maximale Spindeldrehzahl  $n_{sp,max} = 4400 \text{ min}^{-1}$  gestaltet und ausgelegt.

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

Auf der Arbeitsseite befindet sich ein Radial-Schrägbügel-Spindellagersatz in Tandem-O-Tandem-Anordnung als Festlager. Auf der Gegenseite ist ein Zylinderrollenlager als Loslager angebracht. Die Spindellager werden mit leichter Vorspannung eingebaut. Das Zylinderrollenlager mit kegeliger Bohrung des Innenrings wird durch axiales Aufpressen auf den konischen Wellensitz der Spindel auf wenige Mikrometer Radialspiel eingestellt und erreicht bei Betriebstemperatur den gewünschten spielfreien Zustand.

Die Lager werden mit Wälzlagerfett auf Lebensdauer geschmiert. Das Fett muss sich speziell für höhere Temperaturen und hohe Drehzahlen eignen. Bei Spindellagern füllt man ca. 35 % und bei Zylinderrollenlagern ca. 20 % des Lagerhohlraums mit Fett. Die Abdichtung übernimmt ein Stufenlabirynth mit Fangnuten und Abflussbohrungen. Eine Spaltdichtung schützt das Zylinderrollenlager vor äußeren Einflüssen.“ (FAG)

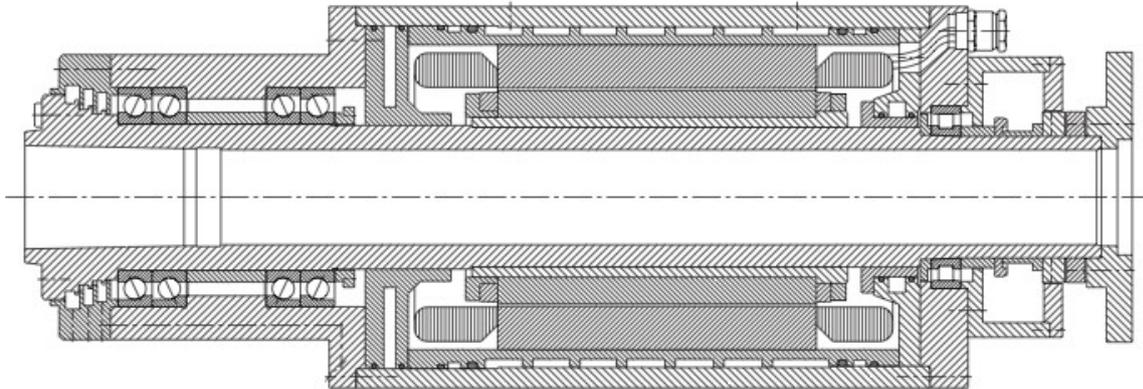


Bild 5.47 Motorspindel einer Drehmaschine für hohe Steifigkeiten und Drehzahlen; Quelle FAG

### Schmierung von wälzgelagerten Hauptspindeln

Die Aufgaben einer Schmierung bestehen in folgenden Punkten

- Trennung der Kontaktpartner im Wälzlager-Laufbahn-Kontakt
- Minderung des Verschleißes an der Oberfläche der relativ zueinander bewegten Körper: hier Wälzkörper und Laufbahn; dadurch längere Laufleistung und Erhaltung der Laufgüte
- Verminderung der Reibung was die Verlustleistung verkleinert und den Einfluß einer thermischen Störquelle vermindert

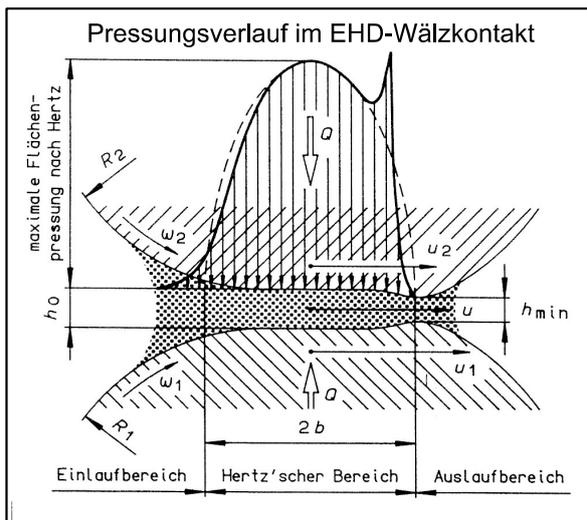


Bild 5.48 Elastohydrodynamischer Wälzkontakt

Die Pressung für einen ungeschmierten Wälzkörper-Laufbahn-Kontakt folgt der Theorie von Hertz. Idealerweise trennt jedoch ein Schmierfilm die Kontaktpartner. Dadurch wird der Pressungsverlauf modifiziert zum Pressungsverlauf des „Elastohydrodynamischen Wälzkontaktes (EHD)“. Dieser ist in Bild 5.48 dargestellt.

Die Ursachen für diese Modifikation zum EHD-Kontakt sind erklärbar durch gekoppelte DGL-Systeme aus:

- Navier-Stokesche Bewegungsgleichungen
- Kontinuitätsbeziehung der strömenden Fluide
- Verformungsgleichungen der Kontaktpartner nach Hertz

Die Genauigkeit in der Beschreibung des EHD-Kontaktes kann durch folgende Betrachtungen erhöht werden:

- Viskositäts-Druck-Abhängigkeit des Fluides (Barus-Gleichung),
- Viskositäts-Temperatur-Abhängigkeit des Fluides,
- Dichte-Druck-Abhängigkeit des Fluides,
- Energiegleichungen,
- Wärmeübergangsbedingungen und
- Temperaturen.

Eine Zusammenfassung der EHD-Grundlagen aus ingenieurmäßiger Sicht ist in [3] und [4] zu finden.

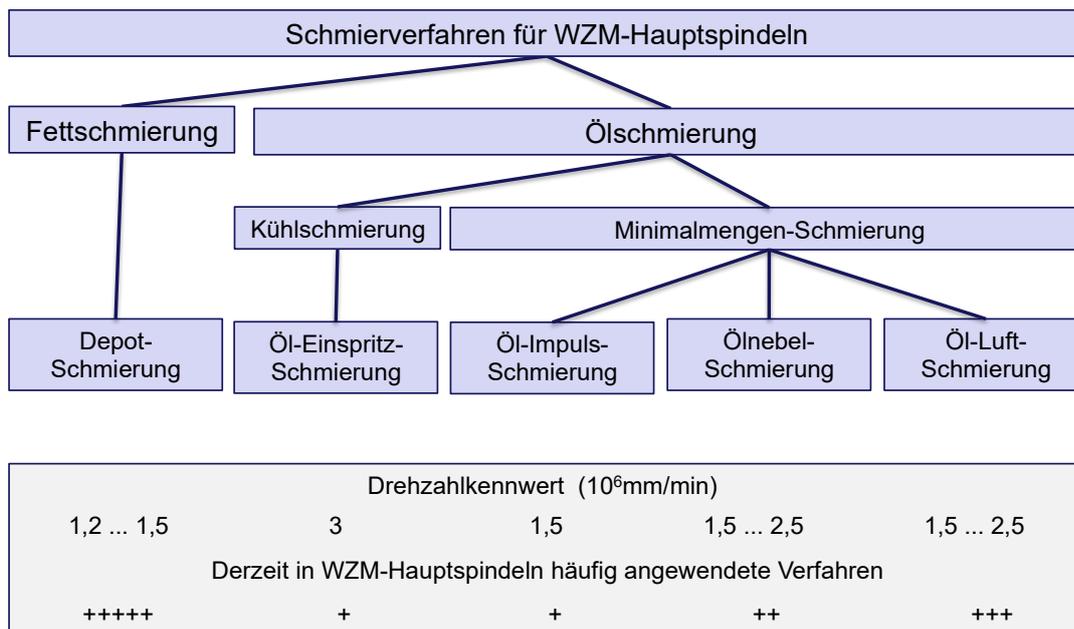


Bild 5.49 Arten der Schmierung an WZM-Hauptspindeln

### Fettschmierung (Depotschmierung)

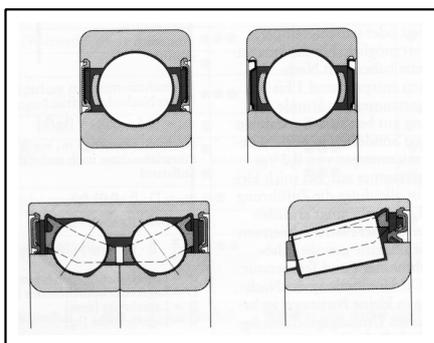


Bild 5.50 Fettschmierung

Schmierfett ist ein konsistentes Gemisch aus Dickungsmitteln und Ölen. Es setzt während der Gebrauchsdauer Öl aus dem Dickungsmittel frei und gibt es an den Wälzkontakt ab. Fettschmierung ist das preiswerteste, zu bevorzugende Schmierverfahren. Fettschmierung benötigt keine zusätzliche Gerätetechnik und mit ihr wird i.A. der niedrigere Drehzahlkennwert erreicht (Vergleich: Öl-

Minimalmengen-Schmierung). Die Fettschmierung kann bei der Lagerherstellung bereits „eingebaut“ werden. In Bild 5.50 sind Beispiele für Lebenddauerschmierungen (for-life-Schmierung) gezeigt. Die Lager sind mit abgedichteten Fettdepots versehen. Die Gestaltung von Fettdepots zeigt Bild 5.51. Ein Fettdepot das die Nachschmierung ermöglicht zeigt Bild 5.52

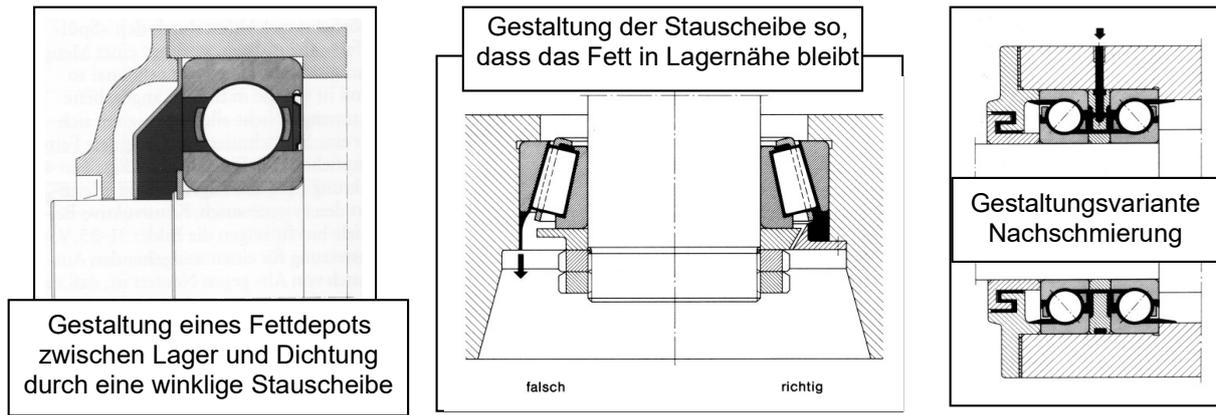


Bild 5.51 Gestaltung von Fettdepots Quelle: INA

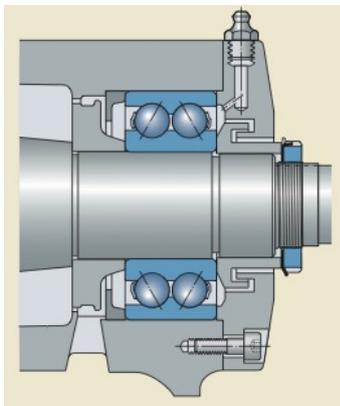


Bild 5.52 Nachschmierfähige Gestaltung; Quelle: SKF

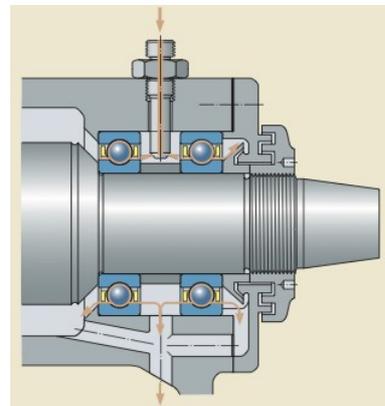


Bild 5.53 Gestaltung zum Einspritzen; Quelle: SKF)

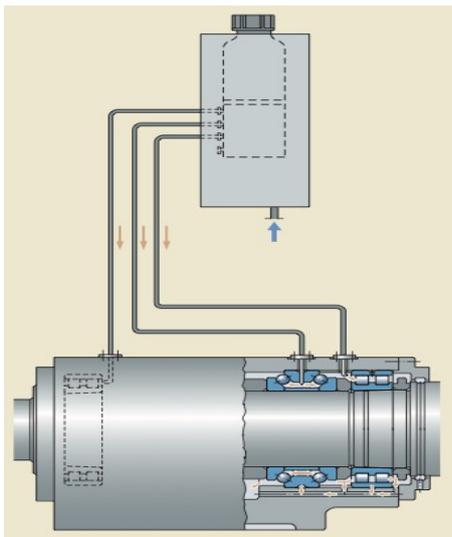


Bild 5.54 Gestaltung zur Öl-Luft-Schmierung

Als Schmierung mittels Öl sind Öl-Einspritzschmierung, Öl-Impulsschmierung und Öl-Luftschmierung üblich. Bild 5.54 zeigt als Beispiel die Möglichkeit der Öl-Luft-Schmierung.

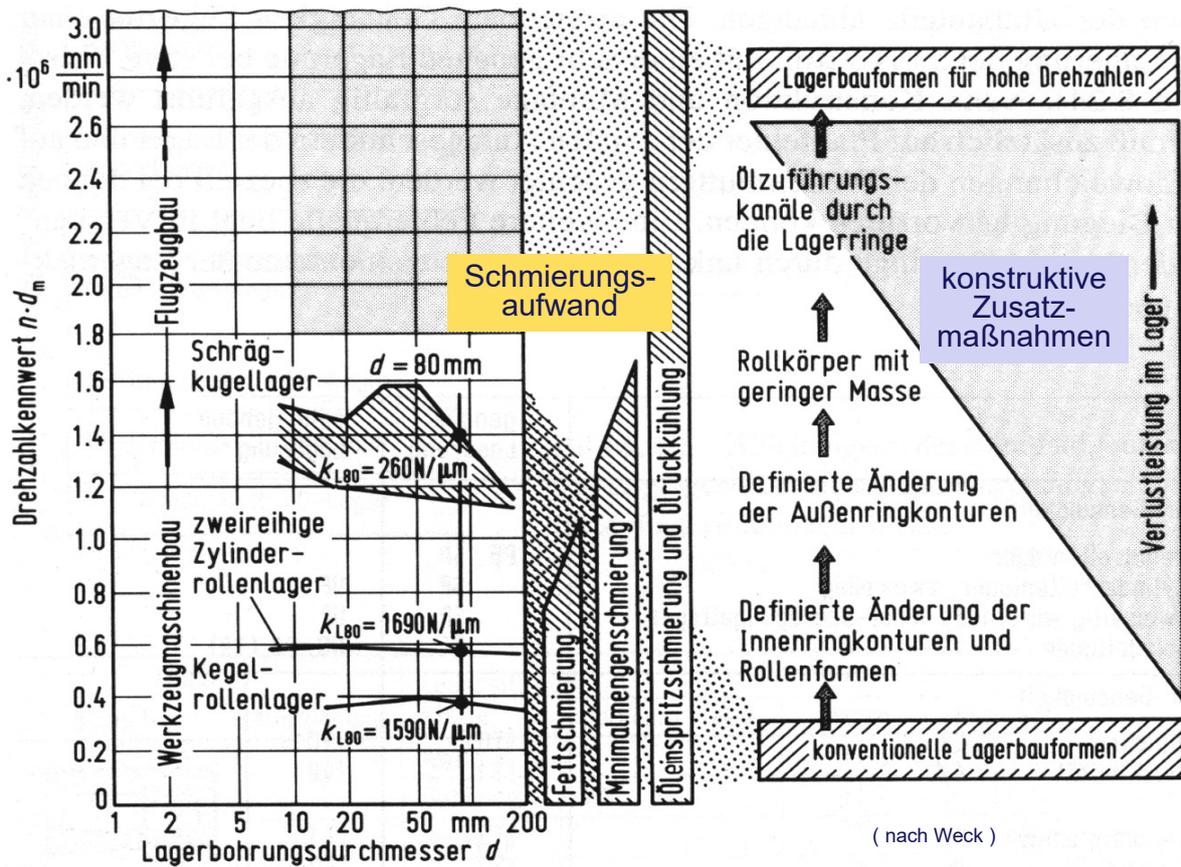


Bild 5.55 Drehzahlkennwert und dessen Beeinflussung an Wälzlagern

Die Konstruktion und die Vorteile von Hybrid-Lagern sind in Bild 5.56 und Bild 5.57 dargestellt.

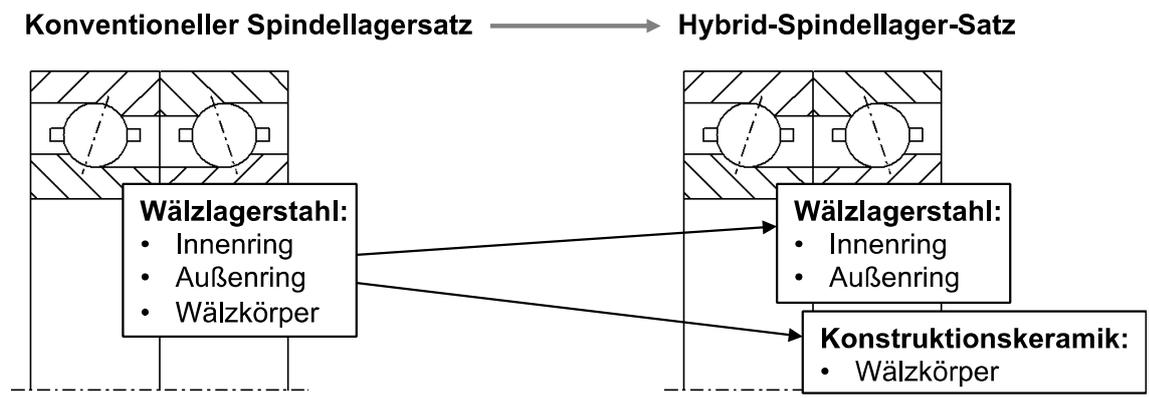


Bild 5.56 Konstruktion Hybridlager

Positive Effekte von Hybrid-Lagern sind:

- Niedrigere Dichte des Wälzkörperwerkstoffs bedeutet niedrigere Fliehkräfte und damit ein besseres Bohr.Roll-Verhältnis

- Bessere Tribologie der Paarung Stahl-Keramik hat niedrigere Werkstoff- und Schmierstoffbeanspruchung zur Folge
- Niedrigerer Thermischer Ausdehnungskoeffizient von Keramik bedeutet eine geringere Änderung der Lagervorspannung während des Betriebes
- Höherer Elastizitätsmodul der Keramik bedeutet eine höhere Steifigkeit der Lager
- Insgesamt: höhere ( $d * n$ ) Werte

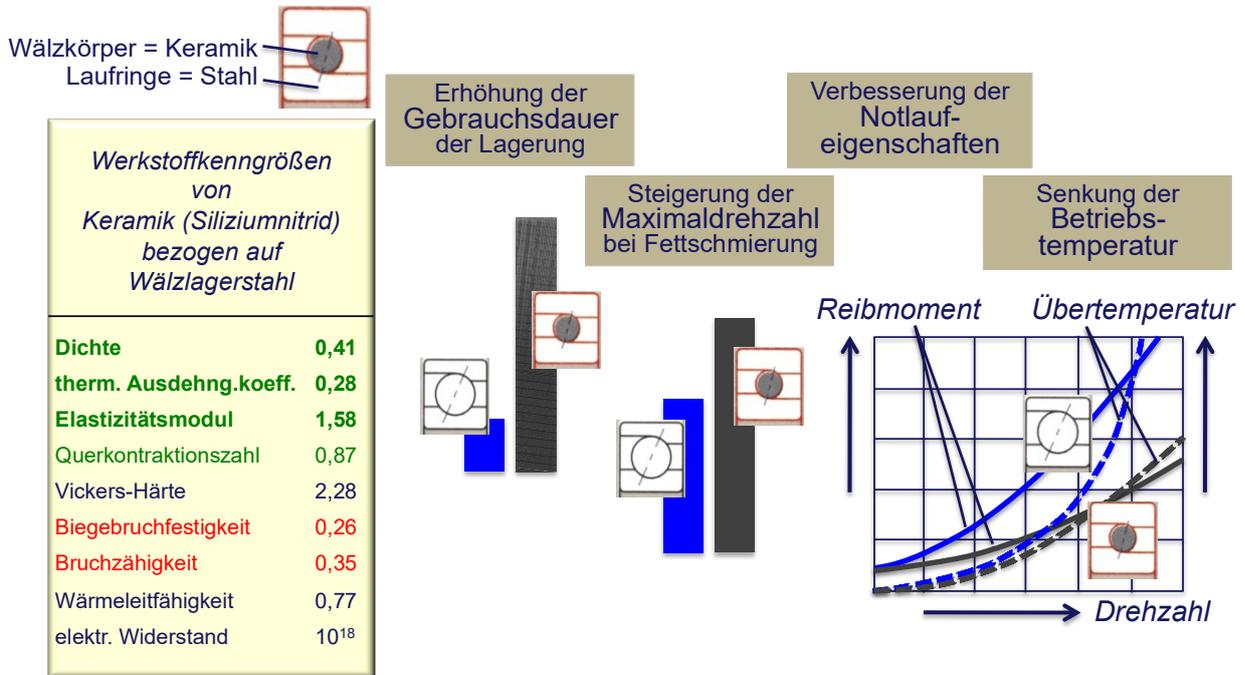


Bild 5.57 Innovation durch Hybrid-Spindellager

Im Folgenden ist ein Beispiel für die Größenordnung von Lagerkräften einer nach Bild 5.58 gelagerten Spindel gezeigt.

**Frage:**

Welche maximalen Lagerkräfte sind an der Hauptspindel zu erwarten, wenn der Lagerabstand  $L = 300 \text{ mm}$  und die Auskrägung  $a = 200 \text{ mm}$  betragen?

Als maximale statische Prozesslasten werden  $F_x = F_y = F_z = 10 \text{ kN}$  angenommen.

**Lösung:**

Kräfte- und Momentengleichgewicht ergibt:

$$F_y - F_A = 0$$

$$F_A = F_y = 10 \text{ kN}$$

$$-F_x * a - F_{Rh} * L = 0$$

$$F_{Rh} = -(a/L) * F_x = -6,67 \text{ kN}$$

$$F_x - F_{Rv} - F_{Rh} = 0$$

$$F_{Rv} = F_x - F_{Rh} = (1 + a/L) * F_x = 16,67 \text{ kN}$$

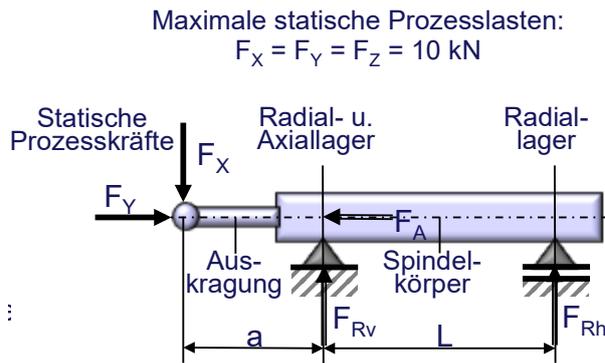


Bild 5.58 Beispiel für Größenordnungen der Lagerkräfte

## 5.3. Analyse und Bewertung

### 5.3.1. Beispiel: Aktiv magnetisch gelagerte Hauptspindel

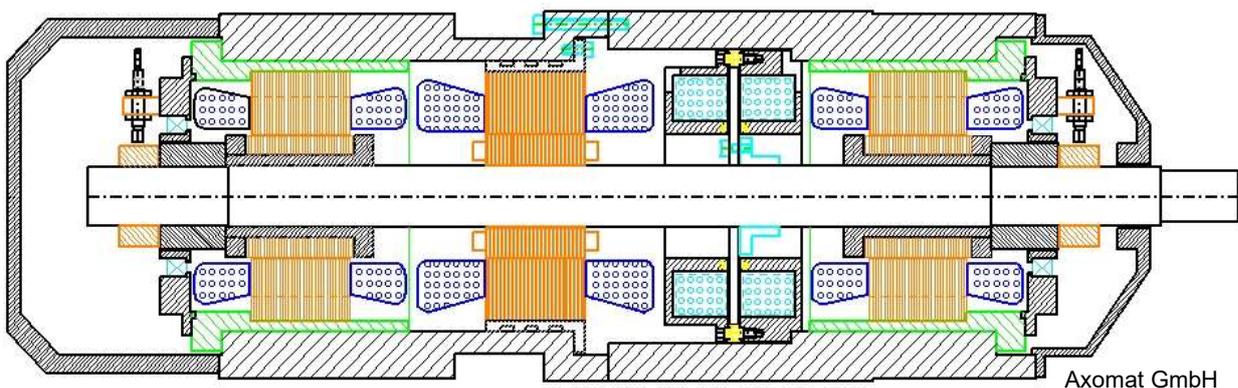


Bild 5.59 Prinzip einer aktiv magnetischen Lagerung; Quelle: Axomat GmbH

Hier soll das komplexe Beispiel der Analyse und Bewertung einer aktiv magnetisch gelagerten Hauptspindel aus [5] wiedergegeben werden.

„Magnetisch gelagerte Hauptspindeln können in Maschinen zur spanenden Fertigung eingesetzt werden. Vorteilhaft ist der Einsatz in Maschinen, in denen der Rotor mit hohen Drehzahlen betrieben werden soll, da zwischen Rotor und Stator kein mechanischer Kontakt besteht und so praktisch kein Verschleiß auftritt. Insbesondere aber ermöglicht die magnetische Lagerung das gezielte und gegebenenfalls auch winkelsynchrone Auslenken des Rotors. Dies kann beispielsweise bei der Unrundbearbeitung oder auch bei der Strukturierung von Oberflächen ausgenutzt werden. Demgegenüber wird die erweiterte Funktionalität, die höhere Präzision und die größere Flexibilität, die sich durch den Einsatz magnetisch gelagerter Spindeln erschließt, durch eine deutlich größere Systemkomplexität erkauft. Zur Ansteuerung der Magnetlager werden geeignete Leistungsverstärker, zur Ansteuerung des Motors ein Frequenzumrichter benötigt. Zudem sind Sensoren zur zeitaktuellen Erfassung der Lage des Rotors erforderlich, deren Signale in einem zyklischen, hier modellbasierten Reglerprogramm zur Berechnung der Soll-Stromstärken benutzt werden.“

Diese sind für die Magnetlager nötig, um den Rotor positionieren oder entlang einer vorgegebenen Bahn bewegen zu können.

Das Bild 5.60 Versuchsaufbau mit Magnetspindel, nach zeigt den Versuchsaufbau, wie er für die Analyse von Ausbohrprozessen eingesetzt wird. Die Spindel selbst wird in einem Spindelstock aufgenommen, parallel zur Spindelachse ist eine lagegeregelte Vorschubachse angeordnet. Auf deren Maschinentisch trägt eine Piezo-Kraftmessplattform das Werkstück [5].“

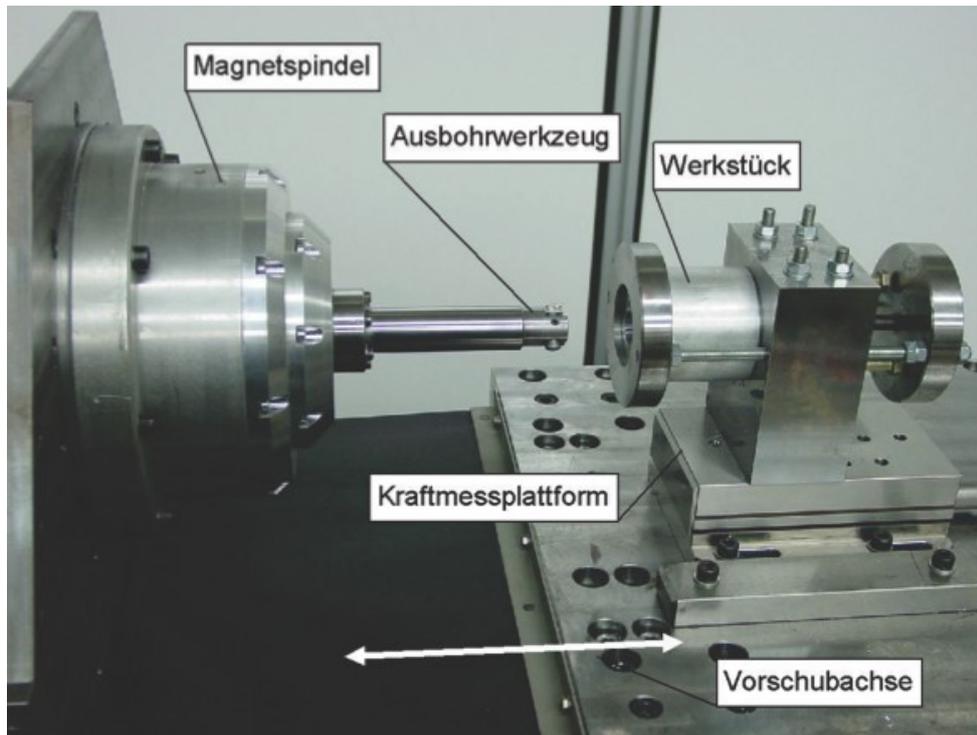


Bild 5.60 Versuchsaufbau mit Magnetspindel, nach [5]

### Strukturmechanisches Teilmodell der Hauptspindel

„Ein zentraler Punkt für die Auslegung und Bewertung einer Magnetspindel ist die Analyse der Eigenfrequenzen und -schwingformen des eigentlichen Spindelläufers und des eingesetzten Werkzeugträgers. Für die Auslegung der Spindelkonstruktion stellen sich aus der Sicht der Rotordynamik vor allem die folgenden Aufgaben:

- Die Eigenfrequenzen des Rotors sollen möglichst hoch, zumindest jedoch außerhalb des Betriebsdrehzahlbereichs liegen, um eine Anregung durch Unwuchten oder den Schneideneingriff im Fertigungsprozess zu vermeiden.
- Die Schwingungsknoten der unteren Biege-Eigenformen sollen möglichst in der Nähe der Messebenen und/oder der Lagerebenen liegen, um eine Anregung der Struktur durch die Regelung der Magnetlager zu vermeiden. Auf jeden Fall sollen Schwingungsknoten nicht zwischen Lagerebene und zugehöriger Messebene liegen, da dies zur Gegenphasigkeit zwischen Mess- und Stellgröße führt.

- Die Struktur soll insgesamt ausreichend gedämpft sein.

Durch verschiedene konstruktive Maßnahmen können diese Aufgaben mehr oder weniger gut gelöst werden. Beispielsweise führt das Aufkleben von Messspuren, Zwischenringen sowie Motor- und Magnetlagerlamellenpaketen einerseits zu einer insgesamt guten modalen Dämpfung (Dämpfungsmaß in der Größenordnung von  $0,015 < D_i < 0,035$ , andererseits wird dadurch jedoch die versteifende Wirkung dieser üblicherweise aufgeschraubten Komponenten deutlich reduziert. Die für die Bewertung der Entwürfe erstellten FE-Modelle für die verschiedenen Konstruktionsvarianten von Spindelkörpern und eingesetzten Werkzeuge verwenden schubweiche Timoshenko-Balken.

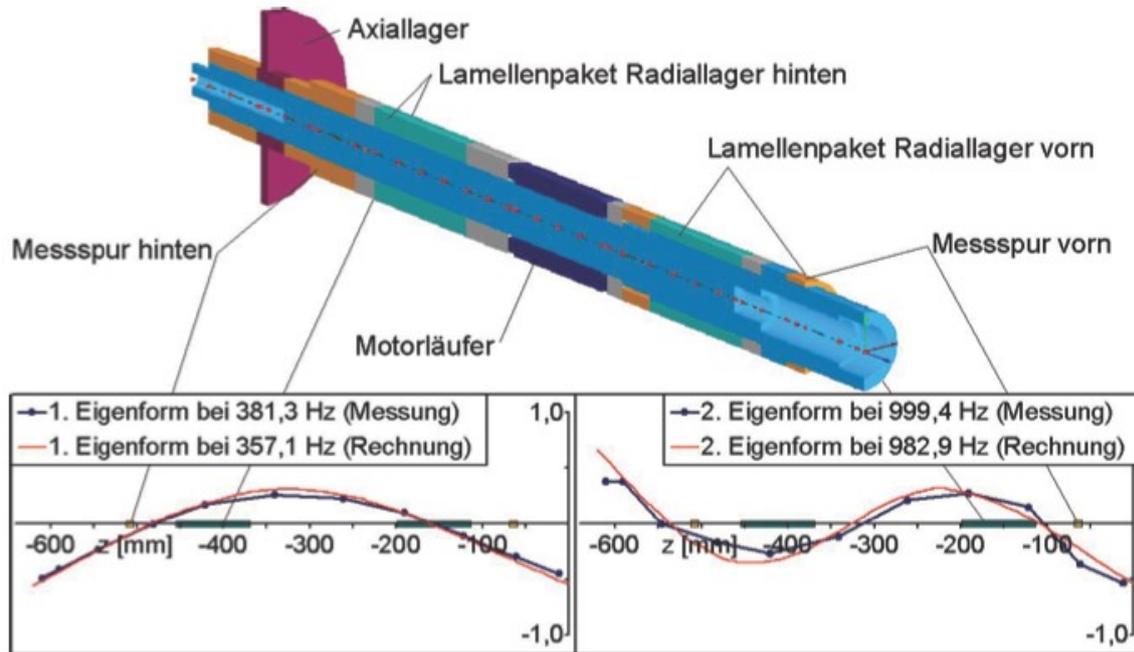


Bild 5.61 Schnitt durch das FEM-Modell der ursprünglichen Konstruktion sowie Vergleich berechneter und gemessener Eigenfrequenzen und -schwingformen, nach [5]

Die erwähnten Klebefugen zwischen dem Stahlkörper des Rotors und den einzelnen, oben aufgeführten Hülsen sind nicht explizit modelliert, vielmehr werden die Fugen über die Reduktion der Steifigkeit der Umbauteile – im Sinne eines Traganteiles als Faktor auf den Elastizitätsmodul der Hülsenwerkstoffe (in der Größenordnung von (10 – 30%) – approximiert.

Die Darstellungen in Bild 5.61 und Bild 5.62 dokumentieren, wie mit einer modellgestützten Analyse Einfluss auf die konstruktive Ausführung des Spindelkörpers genommen werden kann. Der Vergleich einer ursprünglichen Konstruktionsvariante Bild 5.61 mit der letztlich ausgeführten Konstruktion Bild 5.62 zeigt, wie durch die insgesamt kompaktere Gestaltung und Anordnung der Bauteile die Eigenfrequenzen des Spindelrotors deutlich nach oben verschoben werden konnten [5].“

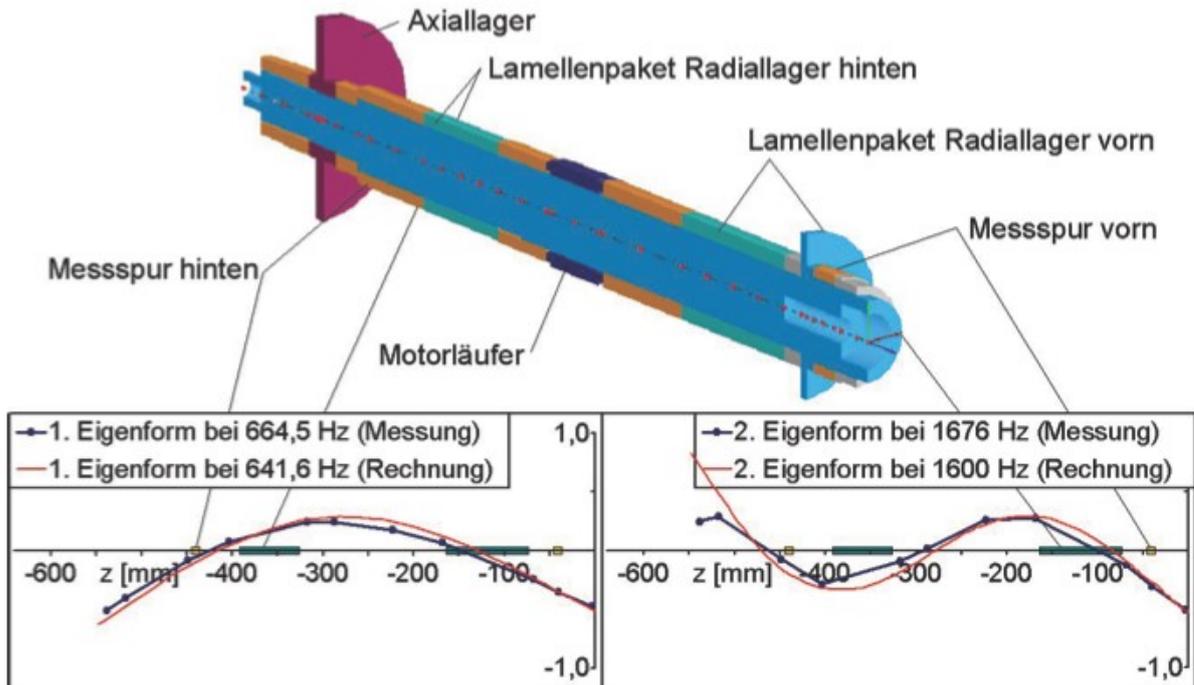


Bild 5.62 Schnitt durch das FEM-Modell der ausgeführten Konstruktion sowie Vergleich berechneter und gemessener Eigenfrequenzen und –schwingformen, nach [5]

„Die nachfolgend ausgeführten experimentellen Modalanalysen bestätigen zudem die im Modell vorhergesagten Frequenzen und Schwingformen in guter Übereinstimmung. Bemerkenswert ist an dieser Stelle, dass die Forderungen an die Lage der Schwingungsknoten für die ersten beiden Moden sowohl für das vordere Radiallager – die Knoten liegen innerhalb des Lagers – als auch für das hintere Radiallager – die Knoten liegen in unmittelbarer Nähe des Sensors – weitgehend erfüllt werden. Im Ergebnis erlaubt die erreichte Lage der Eigenfrequenzen deutlich außerhalb des avisierten Betriebsdrehzahlbereiches  $9000 - 18000 \text{ min}^{-1}$  den Ersatz eines elastischen Rotormodells durch ein (deutlich schneller zu berechnendes) Starrkörpermodell im später vorgestellten modellbasierten Regler für die Magnetspindel [5].“

### Modell der Magnetlagerung

„Für die Modellierung von Magnetlagern werden oft magnetische Netzwerke verwendet. Als Grundlage hierfür wird die Gültigkeit des Schnittgesetzes für den magnetische Fluss (die Summe der Flüsse durch eine geschlossene Fläche ist stets Null) und des Umlaufgesetzes für die magnetische Spannung (die Summe der magnetischen Spannungen entlang eines geschlossenen Pfades ist stets Null) vorausgesetzt. Dabei werden Streufelder nur eingeschränkt berücksichtigt, eine konstante magnetische Leitfähigkeit der Werkstoffe vorausgesetzt und homogene Felder innerhalb der Bereiche des Magnetkreises angenommen. Mit Hilfe der so gewonnenen Netzwerkgleichungen lassen sich die magnetischen Flüsse  $\Phi$  in den einzelnen Lagerschenkeln  $k$  in Abhängigkeit von der Position des Rotors im Lager sowie den Stromstärken in den Lagerspulen berechnen und in der

Folge – unter der Annahme eines homogenen Magnetfeldes – auch die Magnetkräfte an jedem Lagerpol bestimmen. Für die in der Magnetspindel eingesetzten dreipoligen, rein elektromagnetischen Lager ergeben sich die Kraftvektoren  $\{F_L\}$  dann prinzipiell nach Gleichung (5.1)“ [5]

$$\mathbf{F}_k = (\mathbf{B}_k^2 * \mathbf{A}_q) / 2\mu \quad \text{für } k = 1, 2, 3 \quad (5.1)$$

mit  $d\phi_k / dA_q = B_k \sim (i_k * n) / l_k$

$$\{F_L\} = \sum_k F_k * \{\cos(\alpha_k) \quad \sin(\alpha_k) \quad 0\}^T$$

es bedeuten:

$k$  Index eines Lagerschenkels mit dem zugehörigen Spulenpaar

$i_k$  Strom im Spulenpaar  $k$

$l_k$  Luftspalt zwischen Rotor und Spulenjoch  $k$

$n$  Wicklungszahl der Spulen

$\alpha_k$  Winkel der Lagerschenkel in der Lagerebene

$B_k$  magnetische Flussdichte

$A_q$  Jochquerschnitt

$\mu$  Permeabilität im Luftspalt

## Nichtlineares Reglermodell

„Bei dem in der Magnetspindel eingesetzten Lageregler für die Magnetlagerung handelt es sich um eine sogenannte flachheitsbasierte Folgeregelung. Diese ist auf der Basis mathematischer Modelle hergeleitet. Bild 5.63 zeigt das Prinzip des gesamten modellbasierten Reglers, wie er auf der Reglerplatine implementiert ist. Der Trajektoriengenerator erzeugt aus vom Bediener vorgegeben Soll-Lageparametern für die Spindelachse die Referenztrajektorien für die Lagekoordinaten und deren erste und zweite Zeitableitungen. Diese Trajektorien werden benötigt, da die Gesamtdynamik des Systems begrenzt ist und im Umkehrschluss nur mit einer Vorsteuerung die gewünschte Bahnbewegung erzeugt werden kann. Auf der anderen Seite werden mit Hilfe eines Beobachters die gemessenen Ist-Positionsgrößen gefiltert und daraus die Lagekoordinaten der Spindel sowie deren aktuelle Geschwindigkeiten und Beschleunigungen rekonstruiert. Der Folgeregler berechnet dann aus dem Vergleich von gemessenen und rekonstruierten Lagegrößen die erforderlichen Sollbeschleunigungen. Unter Verwendung des inversen Starrkörpermodells lassen sich die Soll-Lagerkräfte und im Weiteren mit inversen Lagermodellen die Soll-Stromstärken bestimmen [5].“

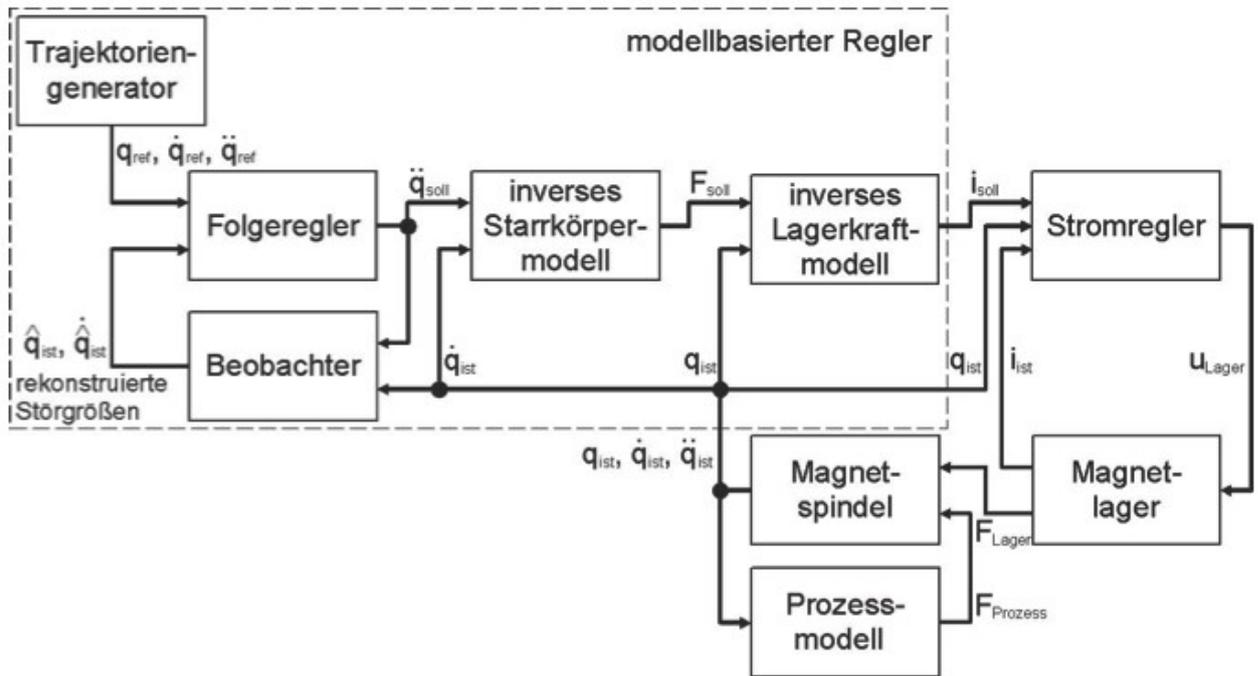


Bild 5.63 Schematische Darstellung der Regelung der magnetisch gelagerten Spindel, nach [5]

### Prozesskraftmodell für das Ausbohren

„Für die modellgestützte Analyse von Fertigungsprozessen wird neben den bereits vorgestellten Teilmodellen der Maschinenstruktur auch ein geeignetes Abbild für die auftretenden Prozesskräfte benötigt. Als hier untersuchter Beispielprozess wird das Präzisionsausbohren mit einschneidigem Werkzeug herangezogen, es bietet erhebliches Potential als Substitution für die Kombination von Bohr- und nachfolgendem Innenrundscheifen. Das hierzu gewählte Zerspankraftmodell ist eine Kombination der bekannten empirischen Modellansätze nach Kienzle [6], Faasen [7] u. a. mit einem polytropen Kraftverlauf über der Spanungsdicke mit der zusätzlichen Berücksichtigung von sogenannten Schneidkantenkräften, wie sie z. B. Salomon, Altintas u. a. in einem linearen Kraftmodell verwenden – siehe auch Teil 1 Abschnitt 2.1.3. Diese Vereinigung trägt dem Umstand Rechnung, dass infolge der bei dieser Anwendung sehr kleinen Spanungsquerschnitte – und damit auch kleiner Spanungsdicken  $h_S$  – die Schneidkantenkräfte einen nicht mehr zu vernachlässigenden Anteil an der Gesamtkraft haben. Damit ergibt sich für die einzelnen Zerspankraftkomponenten  $F_m$  die Beziehung gemäß Gleichung (5.2) [5].“

$$F_m = b_S * [k_m * m_m * (h_S/m_m)^{1-m_m} + k_{mc}] \quad \text{für } m = f, c, p \quad (5.2)$$

mit  $b_S$  Spanungsbreite in mm,

$h_S$  Spanungsdicke in mm,

$k_m$  spezifische Schnittkraftkoeffizienten in  $N/mm^2$

$k_{mc}$  spezifische Koeffizienten der Schneidkantenkräften in  $N/mm$ ,

$m_m$  spezifische Schnittkraftexponenten.

„Die Besonderheit bei diesem Ausbohrprozess liegt in den relativ kleinen Arbeitseingriffen  $a_e \leq 0,2 \text{ mm}$ . Diese liegen in der gleichen Größenordnung wie der Eckenradius der eingesetzten Wendeschneidplatte ( $r_e = 0,2 \text{ mm}$ ), somit muss dieser Bereich der Schneidkanten­geometrie im Modell berücksichtigt werden. Auf der anderen Seite sollen mit dem Gesamtmodell auch die dynamischen Wechselwirkungen zwischen der aktiv magnetisch gelagerten Spindel und dem Ausbohrprozess abgebildet werden. Diese beiden Aspekte verhindern eine geschlossene Berechnung der Prozesskräfte nach (\*), vielmehr muss für das Prozessmodell eine diskretisierte Form angewendet werden, da sich der tatsächliche Spanungsquerschnitt kontinuierlich verändern kann. Das Bild 5.64 zeigt hierzu das Prinzip zur Modellierung und Berechnung der Kräfte für das Ausbohren. Die Diskretisierung des Werkstücks erfolgt durch zwei kontur­beschreibende Matrizen, in denen jeweils Komponenten für die zeitaktuelle Oberfläche des Werkstückes hinterlegt sind. Zu jedem Simulationszeitschritt wird der aktuelle Spanungsquerschnitt durch eine Durchdringungsberechnung zwischen den Konturmatrizen und der Werkzeugkontur ermittelt. Dabei wird der gesamte Spanungsquerschnitt in einzelne Spansegmente mit diskreten Spanungsdicken  $h_n$  und Spanungsbreiten  $b_n$  zerlegt. Auf diese Spansegmente wird das Kraftmodell aus Gleichung (5.2) in der Form von Gleichung (5.3) angewendet. Die orientierte Summation über alle Segmente und die drehwinkelabhängige Transformation nach Gleichung (5.4) führt dann auf den Prozesskraftvektor für den angenommenen Schneidenpunkt zwischen Werkzeug und Werkstück im globalen Koordinatensystem [5].“

$$F_{m,n} = b_{S,n} \left[ k_m * m_m (h_{S,n}/m_m)^{1-m_m} + k_{mc} \right] \quad (5.3)$$

für  $m = 1,2,3$  und  $n = 1, \dots, \text{Seg}$

$$\begin{pmatrix} F_r \\ F_t \\ F_z \end{pmatrix} = \sum_n \left( \begin{bmatrix} \sin \alpha_n & 0 & \cos \alpha_n \\ 0 & 1 & 0 \\ \cos \alpha_n & 0 & \sin \alpha_n \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} F_{1,n} \\ F_{2,n} \\ F_{3,n} \end{pmatrix} \right) - \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}_{WZ} \quad (5.4)$$

$$= \begin{pmatrix} F_x \\ F_y \\ F_z \end{pmatrix}_{Wst} = \begin{bmatrix} \cos \omega t & -\sin \omega t & 0 \\ \sin \omega t & \cos \omega t & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} * \begin{pmatrix} F_r \\ F_t \\ F_z \end{pmatrix}$$

„Gemeinsam mit den in Zerspanversuchen identifizierten Prozesskraftkoeffizienten  $k_m$  lassen sich die dynamischen Kräfte berechnen. Das Bild 5.65 zeigt dazu den Vergleich von über der Eingriffsdauer gemittelten Prozesskräften und deren Schwankungsbreiten für zwei ausgewählte technologische Datensätze aus Messung und Modellrechnung mit einer insgesamt recht guten Übereinstimmung [5].“

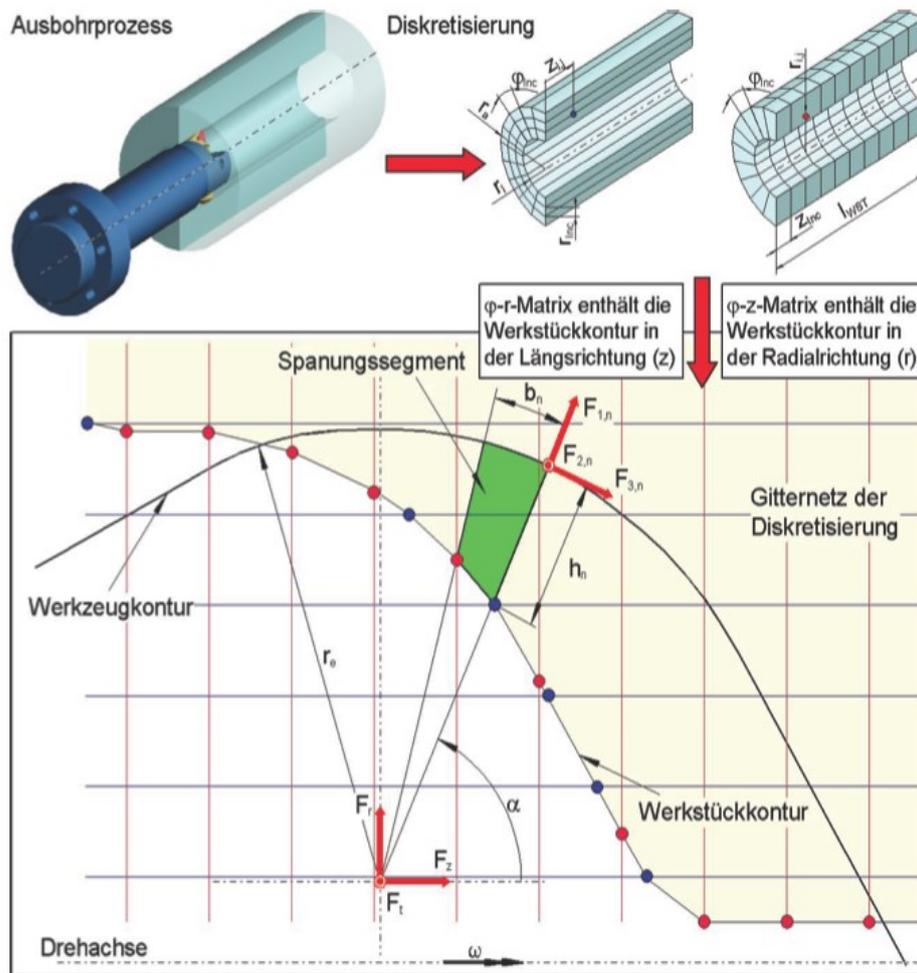


Bild 5.64 Diskretisierte Modellierung der Prozesskräfte beim Ausbohren, nach [5]

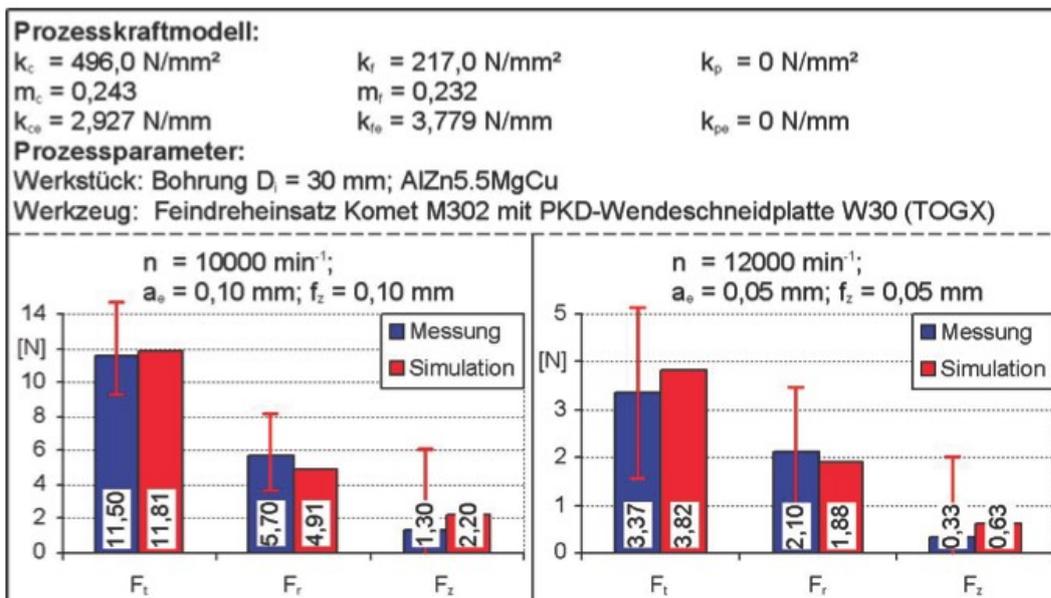


Bild 5.65 Experimentell und modellgestützt ermittelte Prozesskräfte beim Ausbohren, nach [5]

## Bewertung der dynamischen Nachgiebigkeit der Spindel

„Für den Aufbau des Gesamtmodells für die aktiv magnetisch gelagerte Spindel werden – neben den bereits vorgestellten Modellblöcken der mechanischen Komponenten – weitere, unmittelbar der Regelung und Magnetlagerung sowie der Prozessbeschreibung zugehörige Modellbestandteile benötigt. Diese sind in gleicher Weise wie die Mechanik-Bibliothek entweder in „C“ oder in der MATLAB-Skriptsprache verfasst. Für eine einfache Handhabung sind alle für die simulationsgestützte Auslegung eines derartigen Gesamtsystems erforderlichen Modellblöcke in einer eigenständigen Modellbibliothek „Magnetspindel“ zusammengefasst. Mit der Zusammenstellung aller Modellkomponenten, deren Parametrierung und ihren Verknüpfungen untereinander existiert ein umfangreiches Simulationswerkzeug Bild 5.66 mit welchem sich das Systemverhalten im Zeitbereich analysieren lässt. In einem ersten Schritt sollen zur Verifikation der Modellqualität experimentell ermittelte und simulierte Nachgiebigkeitsfrequenzgänge miteinander verglichen werden. Um die Vergleichbarkeit beider Untersuchungen zu garantieren, sind die Mess- und die Erregerkoordinate im Versuchsaufbau möglichst nahe an der Werkzeugspitze platziert. Die Abtastrate und die Messdauer sind wieder in beiden Untersuchungen gleich parametrierbar. Für das Teilmodell des Spindelkörpers und des Werkzeugträgers wird eine modale Dämpfung für alle Eigenmoden von  $D_l = 0,03$  benutzt. Das Bild 5.67 zeigt ein Ergebnis dieser Untersuchungen [5].“

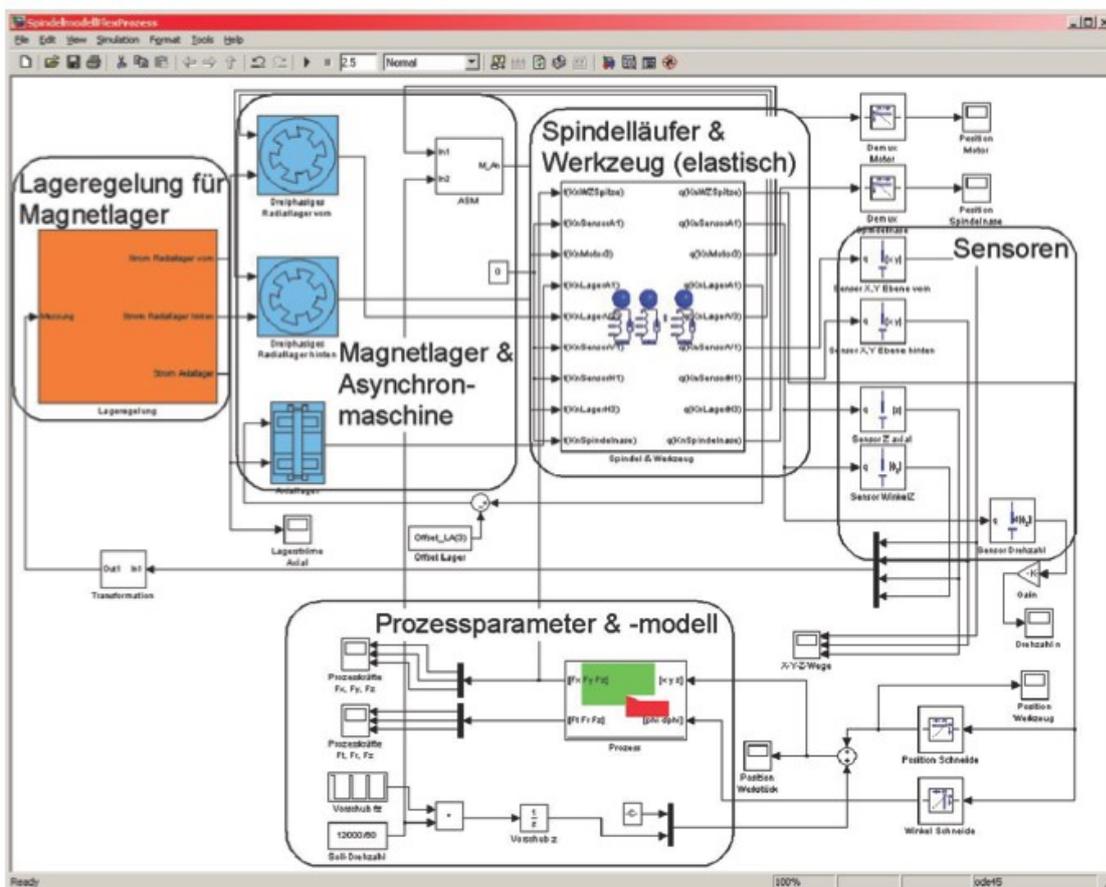


Bild 5.66 Simulationsmodell zur Analyse der Magnetspindel unter Matlab/Simulink, nach [5]

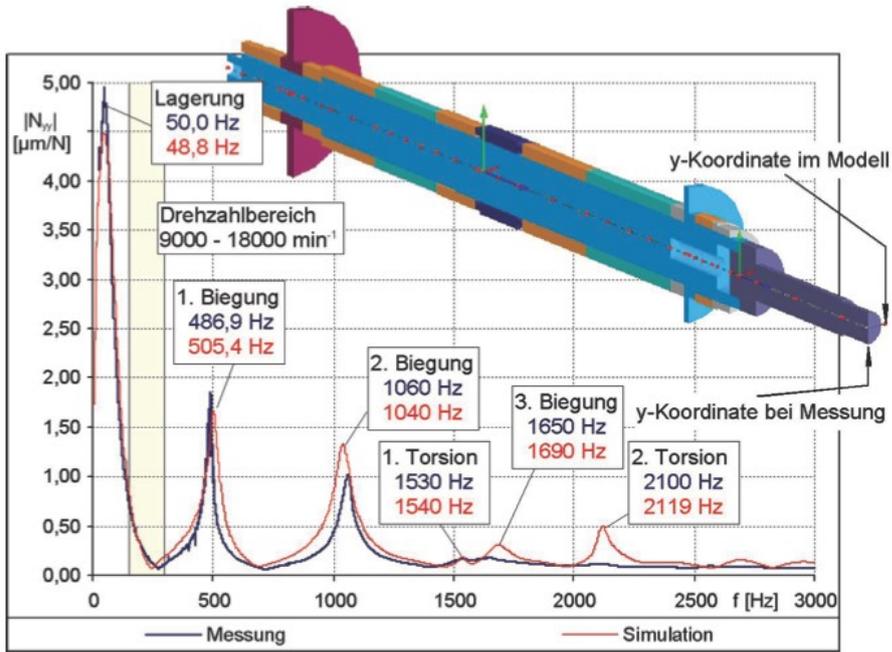


Bild 5.67 Nachgiebigkeitsfrequenzgänge des Gesamtsystems an der Werkzeugspitze aus Messung und Modell, nach [5]

### Analyse der Oberflächenqualität beim Ausbohren

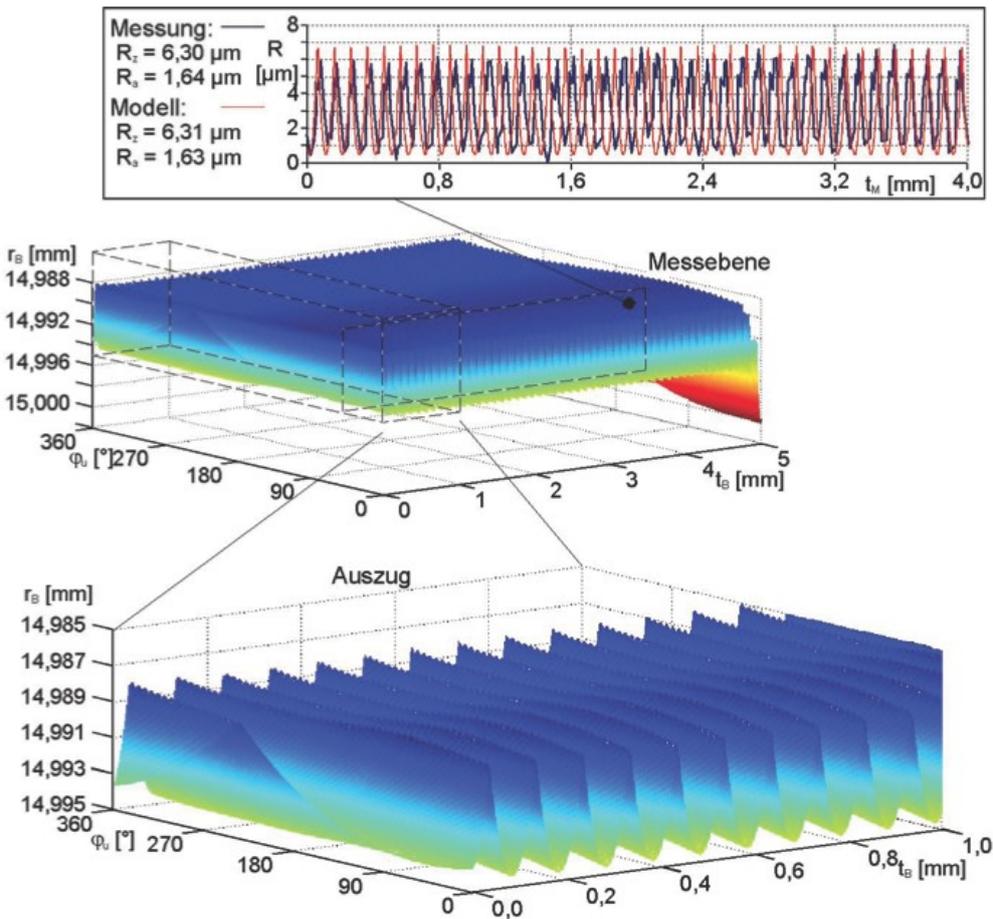


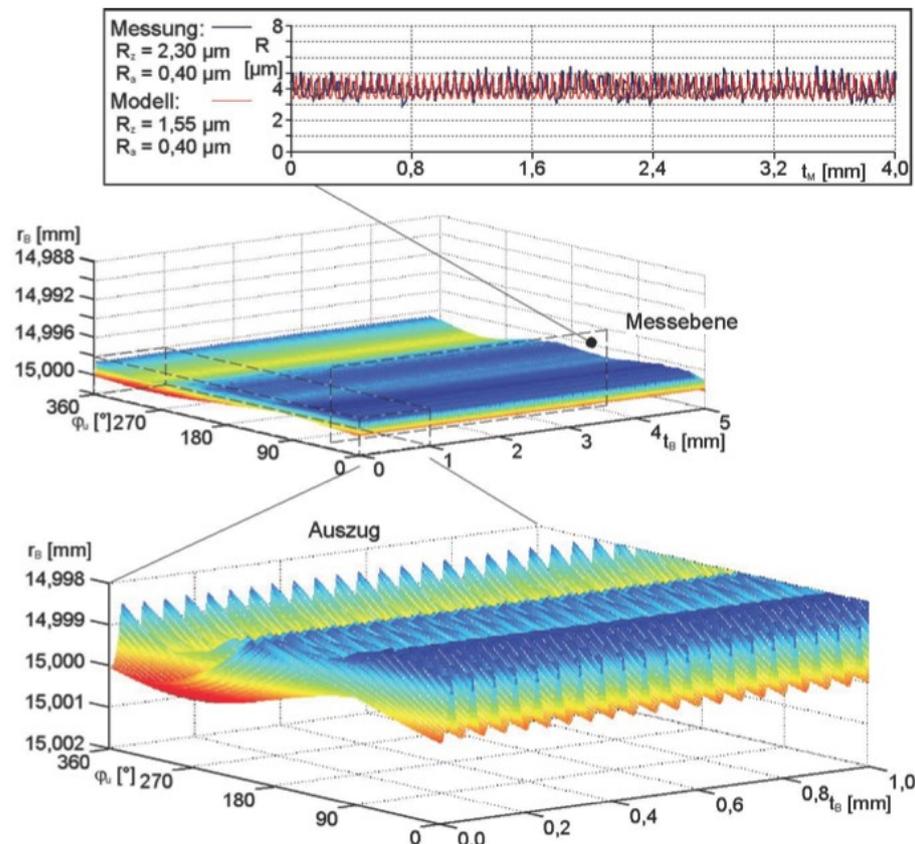
Bild 5.68 Oberflächenqualität des einstufigen Ausbohrprozesses, nach [5]

Im Folgenden soll die Anwendung des gezeigten Modells für die Analyse typischer Fertigungsprozesse demonstriert werden. Das beschriebene Modell der Kräfte beim Ausbohren beruht auf einer Diskretisierung des Werkstückes durch konturbeschreibende Matrizen. Wie bereits oben beschrieben, enthalten diese Matrizen die Informationen zur Werkstückoberfläche. Auf dieser Datenbasis aufbauend sind Prognosen der entstehenden Oberflächenrauheit aus wählbaren Profilschnitten sowie Aussagen zu Maß- und Formabweichungen für ein- und mehrstufige Ausbohrprozesse möglich.

Das Bild 5.68 zeigt dies für einen einstufigen Ausbohrprozess. Dabei sind folgende Prozessparameter benutzt worden:

- Drehzahl der Spindel  $n = 10\,000\text{ min}^{-1}$ ,
- Arbeitseingriff  $a_e = 0,10\text{ mm}$ ,
- Zahnvorschub  $f_Z = 0,10\text{ mm}$ ,
- Radius der Bohrung  $r_B = 15\text{ mm}$ .

In der Bildmitte ist die Abwicklung der simulierten Oberfläche und dazu im Bild unten ein vergrößerter Auszug aus dieser Oberfläche dargestellt. Es ist zu erkennen, dass sich in der Oberfläche in erster Linie die Schneidengeometrie mit ihrem Eckenradius abformt. Des Weiteren bildet sich deutlich die Abdrängung des Werkzeuges gegenüber dem Werkstück infolge der Prozesskräfte ab, was letztlich zu einem zu kleinem Durchmesser im Fertigmaß



der Bohrung führt.

Bild 5.69 Oberflächenqualität des zweistufigen Ausbohrprozesses, nach [5]

Bild 5.68 zeigt oben schließlich den Verlauf der Oberflächenrauheit und die beiden Rauheitskennwerte im Vergleich eines aus der simulierten Oberfläche gewonnenen Profilschnitts sowie des gemessenen Profilschnitts.

Zur Verbesserung der Oberflächenqualität und Maßhaltigkeit wird nun der Prozess zweistufig ausgeführt. Die Parameter sind folgendermaßen, für beide Prozessschritte gleich modifiziert:

- Drehzahl der Spindel  $n = 12\,000\text{ min}^{-1}$ ,
- Arbeitseingriff  $a_e = 0,05\text{ mm}$ ,
- Zahnvorschub  $f_z = 0,05\text{ mm}$ .

Dabei bearbeitet der Vorschnitt die Bohrung in vergleichbarer Weise wie bei der zuvor gezeigten Anwendung. Der Fertigschnitt arbeitet dann im Rückhub auf der vormaligen Nebenschneide und glättet die Rauheitsspitzen.

Das Bild 5.69 zeigt hierzu wieder die simulierte Oberfläche und den Rauheitsschrieb. Man erkennt eine deutlich verbesserte Oberflächenrauheit und eine Überlagerung der Oberflächen-Topographien des Vor- und Fertigschnittes. An der abgewickelten Darstellung der Oberfläche ist zudem ersichtlich, dass auch der gewünschte Zielradius der Bohrung  $r_B = 15\text{ mm}$  nahezu exakt erreicht wird. Allerdings sind in diesem Genauigkeitsbereich die Spanbildung und die effektive Spanabfuhr von Bedeutung, um nicht durch verklemmte Späne rückwirkend die Oberfläche zu beschädigen. Der Unterschied in den  $R_z$ -Werten lässt ein derartiges Verhalten vermuten. Mit weiteren technologischen Maßnahmen kann das Fertigungsergebnis weiter gesteigert werden. Als Zielvorgabe soll die Oberfläche Rauheiten  $R_z \leq 1\mu\text{m}$  erreichen, um z. B. die bereits avisierte Substitution des Innenrundscheifens von Bohrungen durch einen Ausbohrprozess durchführen zu können. Im folgenden Beispiel wird dies durch die Variation der Prozessparameter erreicht. Der Vorschnitt läuft weiterhin mit den Parametern des vorhergehenden Beispiels, während für den Fertigschnitt der Zahnvorschub  $f_z$  auf  $0,0125\text{ mm}$  reduziert wird [5].“

## 5.3.2. Beispiele für Prüfungsaufgaben

### 5.3.2.1. Merkmale von Hauptspindeln

#### Aufgabe 1

Bild 5.70 zeigt die Schnittdarstellung einer Hauptspindel. Ordnen Sie die für die Schnittdarstellung zutreffenden Merkmale zu, indem Sie in

Tabelle 5.1 die richtigen Stellen ankreuzen. Die Lösung ist in

Tabelle 5.2 angegeben.

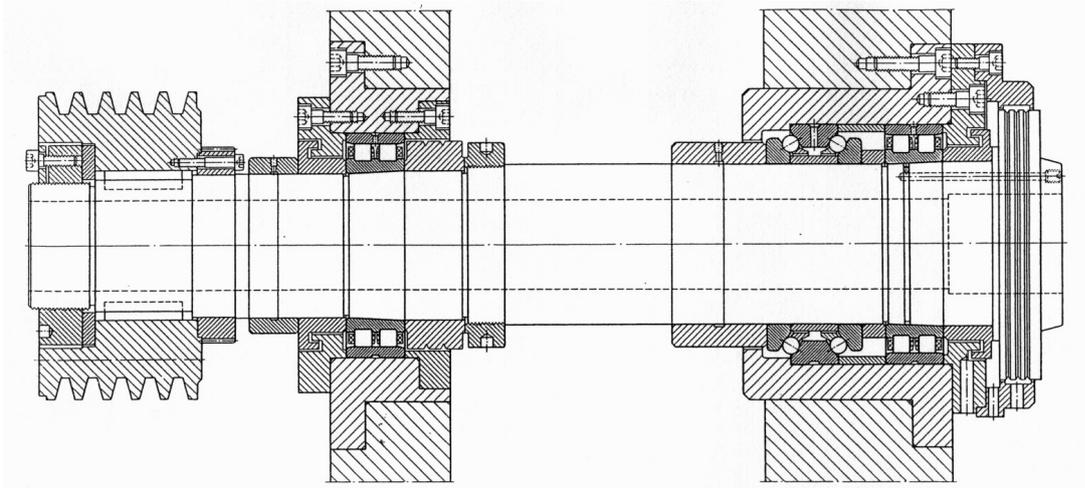


Bild 5.70 Schnittdarstellung Hauptspindel (Aufgabe 1)

|             | Spindel für höhere Drehzahl | Spindel für niedrige Drehzahl | Frässpindel                                       | Drehspindel                                    |
|-------------|-----------------------------|-------------------------------|---|--|
| zutreffend? |                             |                               |   |  |
|             | Wälzgelagerte Spindel       | Gleitgelagerte Spindel        | Radiallagerung vorrangig mit Zylinderrollenlagern | Radiallagerung vorrangig mit Schrägkugellagern |
| zutreffend? |                             |                               |   |  |
|             | direktangetriebene Spindel  | fremdgetriebene Spindel       | Spindel mit Flüssigkeitskühlung                   | Spindel ohne Flüssigkeitskühlung               |
| zutreffend? |                             |                               |   |  |

Tabelle 5.1 Merkmale Hauptspindel (Aufgabe 1)

|             |                             |                               |   |  |
|-------------|-----------------------------|-------------------------------|---|--|
|             | Spindel für höhere Drehzahl | Spindel für niedrige Drehzahl | Frässpindel                                       | Drehspindel                                    |
| zutreffend? |                             |                               |   | <b>X</b>                                       |
|             | Wälzgelagerte Spindel       | Gleitgelagerte Spindel        | Radiallagerung vorrangig mit Zylinderrollenlagern | Radiallagerung vorrangig mit Schrägkugellagern |
| zutreffend? | <b>X</b>                    |                               | <b>X</b>  |  |
|             | direktangetriebene Spindel  | fremdgetriebene Spindel       | Spindel mit Flüssigkeitskühlung                   | Spindel ohne Flüssigkeitskühlung               |
| zutreffend? |                             | <b>X</b>                      |   | <b>X</b>                                       |

Tabelle 5.2 Lösung zu Aufgabe 1

### 5.3.2.2. Anpassung der Arbeitspunkte des Hauptantriebs an den Drehprozess

#### Aufgabe 2

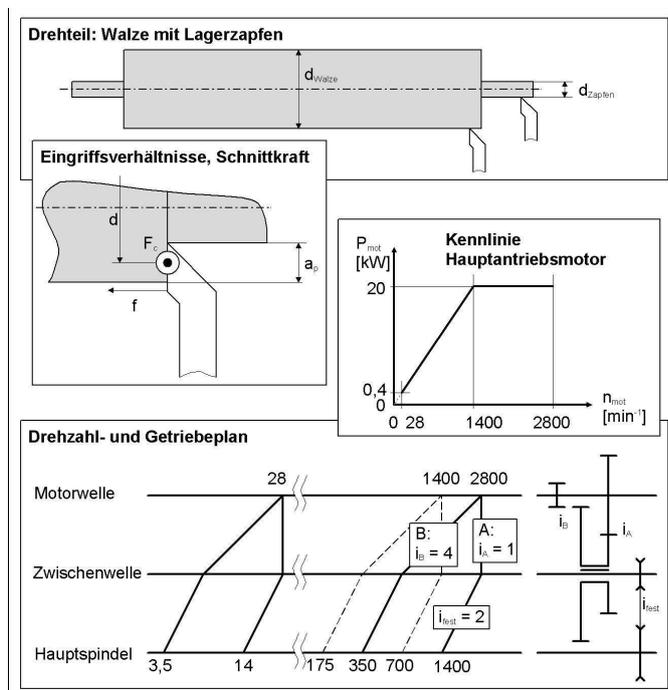


Bild 5.71 Walze mit Lagerzapfen

Bild 5.71 zeigt eine Walze, die überdreht werden soll. Hierbei sollen der Außendurchmesser der Walze (Durchmesser  $d_{Walze} = 450 \text{ mm}$ ) und die Lagerzapfen dieser Walze (Durchmesser  $d_{Zapfen} = 50 \text{ mm}$ ) langgedreht werden.

Beide Durchmesser werden jeweils in einem zweistufigen Prozess überdreht:

- Schruppen mit  $a_p = 3 \text{ mm}, f = 0,4 \text{ mm/U}, v_c = 15 \text{ m/min}$
- Schlichten mit  $a_p = 0,5 \text{ mm}, f = 0,1 \text{ mm/U}, v_c = 80 \text{ m/min}$

Für die Schnittkraft gilt folgende Formel:

$$F_c = a_p * 1990 \frac{N}{\text{mm}} * \left( \frac{f}{\text{mm}} \right)^{0,75}.$$

Der Antriebsstrang der Drehmaschine besteht aus einem drehzahlregelbaren Hauptantriebsmotor, einem zweistufigen Getriebe mit den Schaltstellungen  $A$  und  $B$  und den zugehörigen Übersetzungen  $i_A$  und  $i_B$  sowie einem Riementrieb mit der festen Übersetzung  $i_{fest}$ .

Die Leistungs-Drehzahl-Kennlinie des drehzahlregelbaren Hauptantriebsmotors ist in Bild 5.71 ebenfalls angegeben.

1. Berechnen Sie die Moment-Drehzahl-Funktionen an der Hauptspindel für beide Schaltstellungen und tragen Sie beide Graphen der  $M_{Hsp}(n_{Hsp})$ -Funktionen in ein Moment-Drehzahl-Diagramm  $M_{Hsp}(n_{Hsp})$  maßstäblich ein!
2. Kreuzen Sie in der Tabelle 5.3 an, ob die folgenden Prozesse in Schaltstellung  $A$  und/oder  $B$  durchgeführt werden können:
  - Schruppen
    - des Durchmessers  $d_{Walze} = 450 \text{ mm}$
    - des Durchmessers  $d_{Zapfen} = 50 \text{ mm}$
  - Schlichten
    - des Durchmessers  $d_{Walze} = 450 \text{ mm}$
    - des Durchmessers  $d_{Zapfen} = 50 \text{ mm}$

Tragen Sie weiterhin ein, welche zugehörigen Motor- und Hauptspindeldrehzahlen eingestellt werden müssen.

Forderung:

Berechnen Sie die Arbeitspunkte  $\{Moment_{Hsp}, Drehzahl_{Hsp}\}$  für o. g. Zerspanprozesse und tragen Sie diese in das Diagramm in Bild 5.72 ein und begründen Sie daran, dass Ihre in Tabelle 5.3 eingetragenen Lösungen sowohl bezüglich des Momentes als auch bezüglich der Drehzahl in der/den angekreuzten Schaltstellungen realisierbar sind.

Hinweise:

- Es ist möglich, dass ein oder mehrere Bearbeitungsfälle mit beiden Schaltstellungen bearbeitet werden können.
- Wirkungsgrad-Verluste sind zu vernachlässigen.

|  | $d_{Walze}$<br>oder<br>$d_{Zapfen}$<br>[mm] | Schaltstellung |             | Motordrehzahl]<br>$n_{Mot}$ [U/min] | Hauptspindeldrehzahl<br>$n_{Hsp}$ [U/min] |
|--|---|----------------|-------------|-------------------------------------|---|
|  |   |                | (ankreuzen) | (eintragen)                         | (eintragen)                               |
| Schruppen<br><br>( $v_c$<br>= 15 m/min)  | 450   | A              |             |                                     |   |
|  |   | B              |             |                                     |   |
|  | 50  | A              |             |                                     |   |
|  |   | B              |             |                                     |   |
| Schlichten<br><br>( $v_c$<br>= 80 m/min) | 450   | A              |             |                                     |   |
|  |   | B              |             |                                     |   |
|  | 50  | A              |             |                                     |   |
|  |   | B              |             |                                     |   |

Tabelle 5.3 Schaltstellungen / Motordrehzahlen

Lösung:

- Die Momentenkennlinie an der Hauptspindel für die zwei Gesamtübersetzungen
  - Schaltstellung A:  $i_{ges} = 2$
  - Schaltstellung B:  $i_{ges} = 8$

ist mit den folgenden Grundformeln skizzierbar:

$$M_{mot} = \frac{P_{mot}}{2\pi n_{mot}} \quad M_{Hsp} = M_{mot} * i_{ges} \quad n_{Hsp} = n_c = \frac{n_{mot}}{i_{ges}}$$

(korrekte Skizzen Moment-Drehzahl-Funktionen, zunächst ohne Arbeitspunkte)

- Die Schnittkraft ist entsprechend der gegebenen Formel für:
  - Schruppen: 3002,75 N
  - Schlichten: 177 N

Die Momente und Drehzahlen sind mit :

$$M_c = F_c * \frac{d}{2} \quad n_c = n_{Hsp} = \frac{v_c}{\pi d}$$

- Schruppen:
  - Walze:  $M_c = 675,6 \text{ Nm}$      $n_c = 10,6 \text{ U/min}$
  - Zapfen:  $M_c = 75,1 \text{ Nm}$      $n_c = 95,5 \text{ U/min}$
- Schlichten:
  - Walze:  $M_c = 39,8 \text{ Nm}$      $n_c = 56,6 \text{ U/min}$
  - Zapfen:  $M_c = 4,425 \text{ Nm}$      $n_c = 509,3 \text{ U/min}$

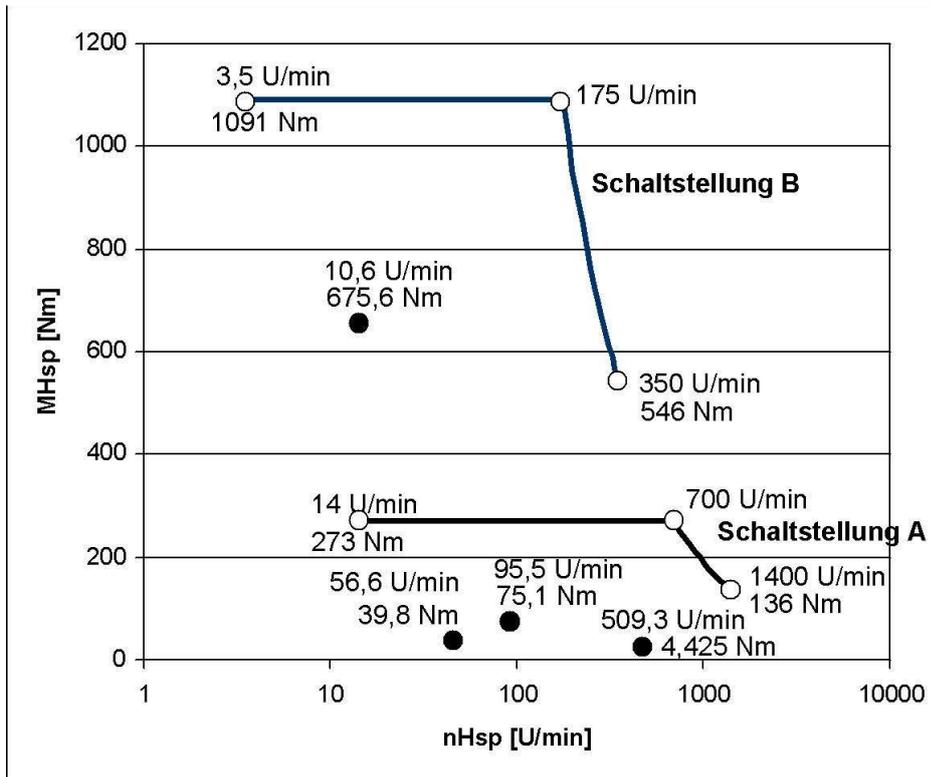


Bild 5.72 Zusammenhang von Moment und Drehzahl der Hauptspindel  
 Mit den eingetragenen Arbeitspunkten ergibt sich folgende Lösungstabelle.

|                                    | $d_{Walze}$<br>oder<br>$d_{Zapfen}$<br>[mm] | Schaltstellung |             | Drehzahl               |                      |
|------------------------------------|---|----------------|-------------|------------------------|----------------------|
|                                    |   |                | (ankreuzen) | $n_{Motor} [min^{-1}]$ | $n_{Hsp} [min^{-1}]$ |
| Schruppen<br>$v_c = 15 m/min$      | 450   | A              |             |                        |                      |
|                                    |   | B              | X           | 84,4                   | 10,6                 |
|                                    | 50  | A              | X           | 191                    | 95,5                 |
|                                    |   | B              | X           | 764                    | 95,5                 |
| Schlichten<br>( $v_c = 80 m/min$ ) | 450   | A              | X           | 113                    | 56,5                 |
|                                    |   | B              | X           | 452                    | 56,5                 |
|                                    | 50  | A              | X           | 1018,6                 | 509,3                |
|                                    |   | B              |             |                        |                      |

Tabelle 5.4 Ergebnissen Aufgabe 2

### 5.3.2.3. Hauptantrieb einer Großdrehmaschine

#### Aufgabe 3:

Auf einer Großdrehmaschine soll die Hauptspindel in einem stufenlos regelbaren Drehzahlbereich von *bis* 8000 U/min betrieben werden. Als Hauptantriebsmotor steht ein stufenlos regelbarer Asynchronmotor mit der gezeigten Drehzahl-Leistungs-Kennlinie zur Verfügung.

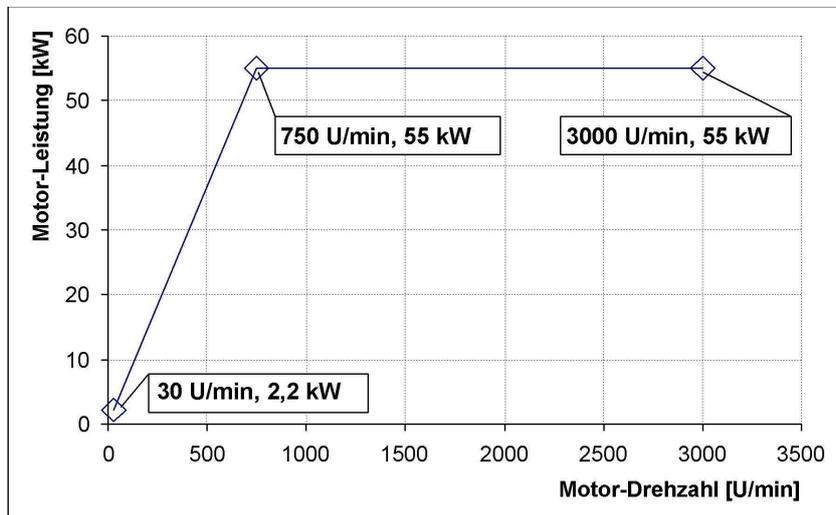


Bild 5.73 Kennlinie geregelter Asynchronmotor

Offensichtlich reicht der Drehzahlbereich des Motors (30 bis 3000 U/min) nicht aus, um den gewünschten Drehzahlbereich der Hauptspindel abzudecken.

- Entwerfen Sie einen Drehzahlplan und einen Getriebeplan eines zwischen Motor und Spindel angeordneten Schaltgetriebes, mit dem der Stellbereich des Motors auf die Erfordernisse an der Hauptspindel anpassbar wird.
- Bedenken Sie dabei, dass die Übersetzungen einer Getriebestufe im Bereich von  $0,5 \leq i \leq 1$  liegen sollten.
- Wählen Sie im Drehzahlplan eine logarithmische Teilung.
- Skizzieren Sie Leistungs-Drehzahl-Kennlinie und Drehmoment-Drehzahl-Kennlinie, die sich an der Hauptspindel aus Ihrem Getriebeentwurf ergeben, für jede Schaltstellung in ein Diagramm.
- Welche technologischen Vorteile ergeben sich aus eventuell resultierenden Überdeckungen?

Lösung:

Es ergibt sich folgender Bedarf für die Übersetzung am unteren und oberen Rand des Drehzahlbereiches:

$$i_{\text{unten}} = \frac{30}{2} = 15 \qquad i_{\text{oben}} = \frac{3000}{800} = 3,75$$

Da diese Übersetzungen unterschiedlich sind, ist ein Getriebe erforderlich. Mit den beiden Übersetzungen ergeben sich an der Spindel folgende Stellbereiche:

$$i_{\text{unten}}: n_{\text{Spindel}} = 2 \dots 200 \text{ U/min}$$

$$i_{\text{oben}}: n_{\text{Spindel}} = 8 \dots 800 \text{ U/min}$$

Unter Berücksichtigung von  $0,5 \leq i_{\text{zul}} \leq 4$  ergibt sich, dass eine zusätzliche Zwischenwelle mit einer festen Übersetzung eingefügt werden muss. Hier wurde als feste Übersetzung  $i_3 = 3,75$  gewählt, so dass die beiden Getriebestufen Übersetzungen von  $i_1 = 1$  und  $i_2 = 4$  haben müssen.

### Drehzahl- und Getriebeplan

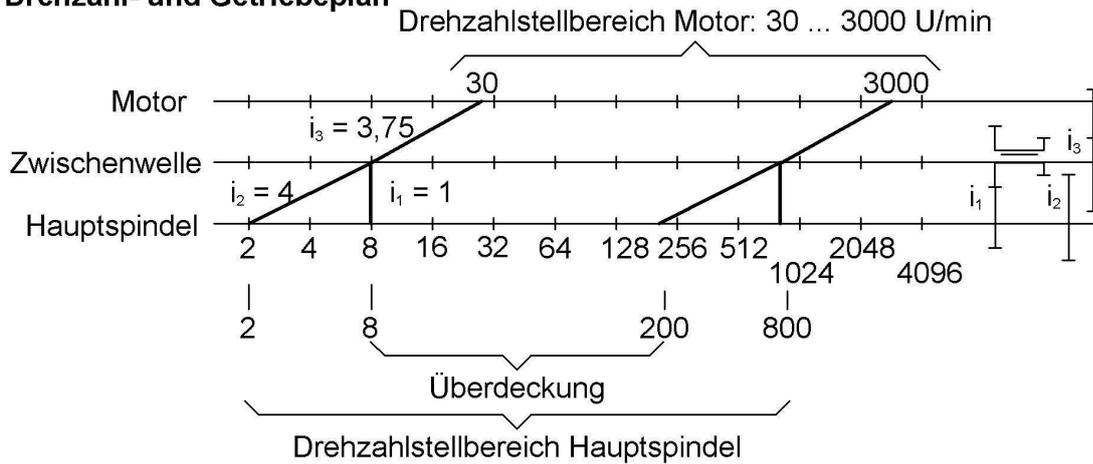


Bild 5.74 Drehzahl- und Getriebeplan

Mit diesen Übersetzungen ergibt sich für Leistung und Drehmoment:

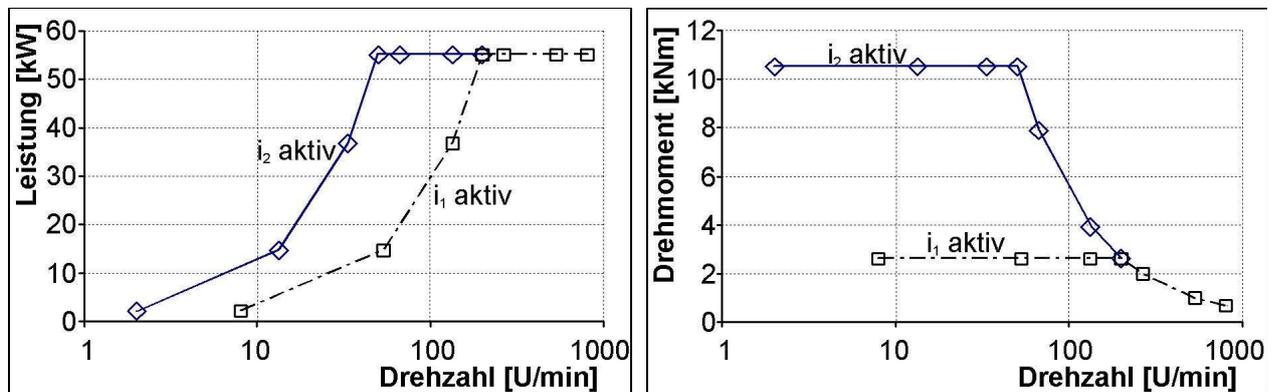


Bild 5.75 Kennlinien an der Hauptspindel

Im Bereich der Überdeckung steht – je nach Schaltstellung – ein unterschiedliches Angebot an Drehmoment zur Verfügung. Schwere Bearbeitungen wird man im Bereich der Überdeckung mit der Schaltstellung  $i_2 = 4$  fahren. Leichtere Bearbeitungen können dagegen mit  $i_1 = 1$  gefahren werden. Das hat nebenbei den Vorteil, dass die Motor- und die Zwischenwelle niedertouriger drehen, was unter Umständen zu einem ruhigeren Maschinenlauf führt.

### 5.3.2.4. Hauptantrieb einer Drehmaschine

#### Aufgabe 4:

Von dem Hauptantriebsmotor für eine Drehmaschine, der speziell für den Feldstellbetrieb ausgelegt ist, sind folgende Daten bekannt:

- Drehzahlregelbarer Asynchronmotor

$$\text{Nennleistung} \quad P_{Mot\ n} = 11\ kW$$

$$\text{Nenn Drehzahl} \quad n_{Mot\ n} = 500\ \text{min}^{-1}$$

$$\text{Maximaldrehzahl} \quad n_{Mot\ max} = 3000\ \text{min}^{-1}$$

- Zwischen dem Motor und der Hauptspindel ist ein Riementrieb angeordnet mit der Übersetzung  $i_R = 1$
  - Annahmen zum Wirkungsgrad
  - Riementrieb  $\eta_R = 0,97$
  - Hauptspindel  $\eta_{Sp} = 0,97$
1. Berechnen Sie das Nenn Drehmoment des Motors und das größte an der Hauptspindel nutzbare Drehmoment.
  2. Ist eine Bearbeitung von Wellen in einem Drehdurchmesserbereich von  $d_{\min} = 20\ \text{mm}$  bis  $d_{\max} = 50\ \text{mm}$  mit einer für den gewählten Schneidwerkstoff optimalen Schnittgeschwindigkeit von  $v_c = 350\ \text{m/min}$  problemlos möglich? Begründen Sie Ihre Feststellung.
  3. Was könnte maschinenseitig mit dem geringsten Aufwand geändert werden, damit die gegebene optimale Schnittgeschwindigkeit im gesamten Durchmesserbereich erreicht wird?
  4. Welche Konsequenzen ergeben sich aus der Lösung 3 für das maximale Drehmoment an der Hauptspindel?

Lösung:

1. Aus den gegebenen Größen ergibt sich für Motor und Hauptspindel:

$$P = M * \omega \quad M_{Mot\ n} = P_{Mot\ n} / 2\pi * n_{Mot\ n} = 210,1\ Nm$$

$$M_{Sp\ max} = M_{Mot\ n} * \eta_R * \eta_{Sp} * i_R = 198,7\ Nm$$

2. Die geforderte Schnittgeschwindigkeit erfordert für den Drehdurchmesserbereich folgende Drehzahlen:

$$n_{\min\ erf} = v_c / \pi d_{\max} = 2228,2\ \text{min}^{-1}$$

$$n_{\max\ erf} = v_c / \pi d_{\min} = 5570,4\ \text{min}^{-1}$$

Im Umkehrschluss liegt der minimal erzielbare Drehdurchmesser mit der geforderten Schnittgeschwindigkeit bei:

$$d_{min} = v_c / \pi n_{Sp max} = v_c i_R / \pi n_{Mot max}$$

3. Möglich wäre eine Änderung des Übersetzungsverhältnisses des Riementriebs, damit die erforderliche Maximaldrehzahl der Hauptspindel erreicht wird:

$$i_{R erf} = n_{Mot max} / n_{Sp erf} = 0,53856$$

4. Die Änderung der Übersetzung führt zur Verkleinerung des maximalen Drehmoments an der Hauptspindel auf:

$$M_{Sp max} = M_{Mot n} * \eta_R * \eta_{Sp} * i_{R erf} = 106,5 Nm$$

mit einer Nenndrehzahl an der Spindel von  $n_{Sp} = 928,4 min^{-1}$ .

### 5.3.2.5. Hauptantrieb einer Fräsmaschine

#### Aufgabe 5:

Der Hauptantrieb einer Universal-CNC-Fräsmaschine (Bild 5.76) ist konventionell aufgebaut. Er besteht aus folgendem Antriebszug

- Drehzahlregelbarer Asynchronmotor mit folgenden Daten für den Dauerbetrieb  $S1 = 100\% ED$ :
  - Nenndrehmoment  $M_{Mot n} = 90 Nm$
  - Minimaldrehzahl  $n_{Mot min} = 100 min^{-1}$
  - Nenndrehzahl  $n_{Mot n} = 1000 min^{-1}$
  - Maximaldrehzahl  $n_{Mot max} = 6000 min^{-1}$
  - Im Bereich  $n_{Mot min}$  bis  $n_{Mot n}$ : konstantes Moment
  - Im Bereich  $n_{Mot n}$  bis  $n_{Mot max}$ : konstante Leistung
- Schaltbares zweistufiges Getriebe
  - Übersetzung Stufe 1  $i_1 = 1$
  - Übersetzung Stufe 2  $i_2 = 2$
  - Wirkungsgrad  $\eta_g = 0,9$
- Feste Riemenübersetzung
  - Übersetzung  $i_r = 1,2$
  - Wirkungsgrad  $\eta_r = 0,95$

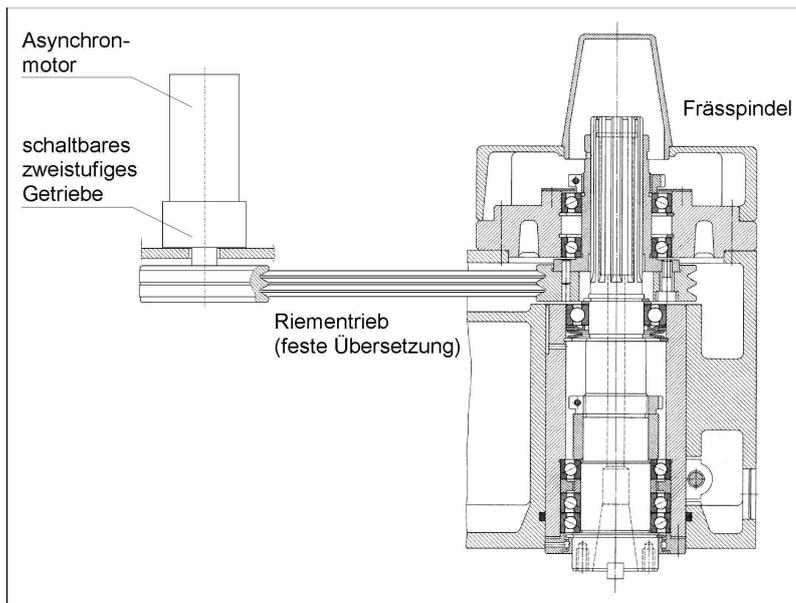


Bild 5.76 Konventioneller Antriebszug des Hauptantriebes einer Fräsmaschine

- Zeichnen Sie den Drehzahlplan dieses Antriebszuges.
- Entwickeln Sie Momenten-Drehzahl-Kennlinien und die Leistungs-Drehzahl-Kennlinien)  $M_{Sp}(n), P_{Sp}(n)$  an der Hauptspindel für beide Schaltstellungen.
- Welches Schnittmoment ist für den folgenden Messerkopf-Fräsprozess erforderlich?
- Ist dieser Prozess in beiden Schaltstellungen  $i_1$  und  $i_2$  des Getriebes ausführbar?

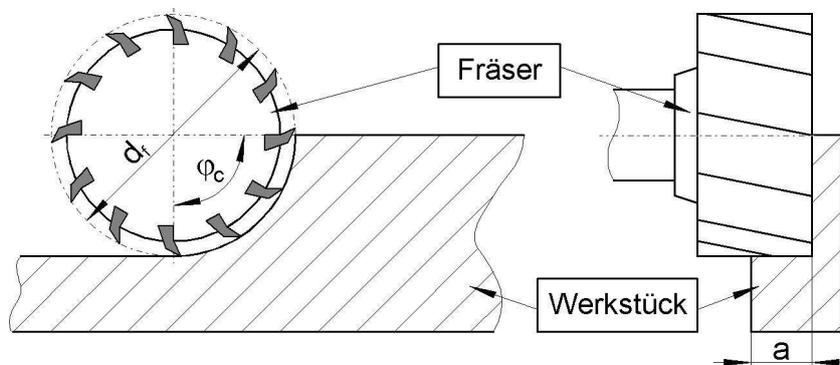


Bild 5.77 Messerkopf-Fräsprozess

- Spindeldrehzahl  $n_{sp} = 400 \text{ min}^{-1}$
- Vorschub pro Zahn  $f_z = 0,1 \text{ mm}$
- Zustellung  $a = 5 \text{ mm}$
- halbe Fräsbreite  $(\varphi_1 = 0, \varphi_2 = \varphi_c = \pi/2)$
- mittlere spezifische Schnittkraft  $K_{cm} = 5300 \text{ N/mm}^2$
- (Hinweis: dieser Wert ist hier bereits berechnet; er hängt von der mittleren Spannsbreite  $h_m$ , dem Hauptwert der spezifischen Schnittkraft  $K_{c1,1}$  und dem Anstiegswert  $m_c$  ab)

- Zähnezahl des Fräasers  $z = 12$
- Fräserdurchmesser  $d_f = 60 \text{ mm}$
- Gleichung der mittleren Schnittkraft pro Fräserzahn:  $F_{cmz}$
- $F_{cm,z} = \frac{1}{\hat{\varphi}_c} * a * f_z * (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) * K_{cm}$

Lösung:

1. Vorteilhafterweise wählt man eine logarithmische Teilung, es bietet sich hier an, als Reihenfaktor  $\varphi$  den Wert der Übersetzung  $i_2 = 2$  zu wählen (was gleichbedeutend mit der Basis des Logarithmus ist).

Die Übersetzungen der Getriebestufen sind dann:

- $i_1 = 1 = \varphi^0$
- $i_2 = 2 = \varphi^1$
- $i_r = 1,2 = \varphi^{0,26}$

Der Exponent gibt an, wie viele „Sprossen“ der Drehzahlleiter übersprungen werden. Das ergibt folgenden Drehzahlplan

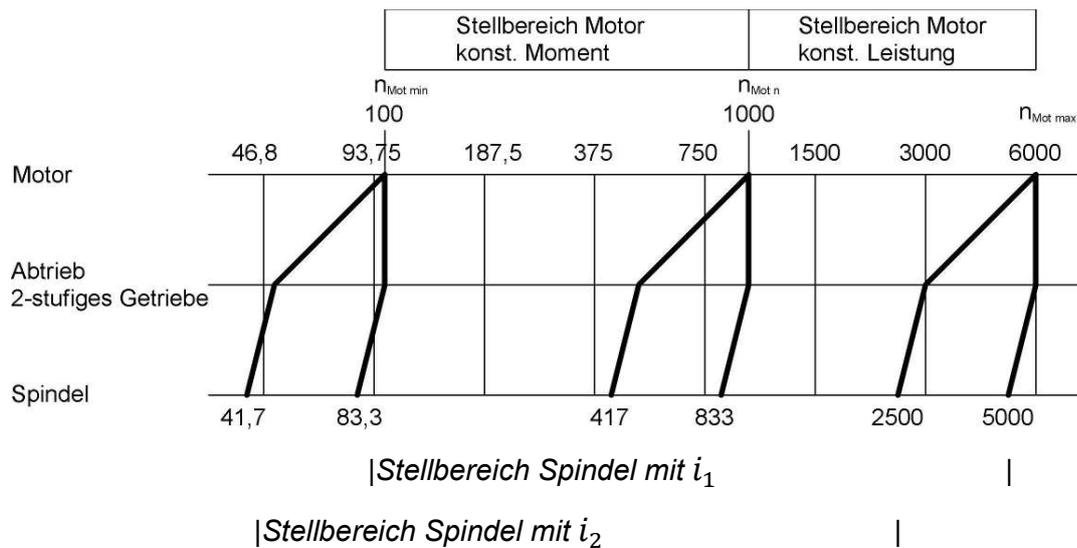


Bild 5.78 Stellbereiche von Motor und Spindel

2. Aus den grundsätzlichen Zusammenhängen von Drehmoment und Leistung sowie zu Übersetzungen und Wirkungsgraden ergibt sich die Kennlinien nach Bild 5.79

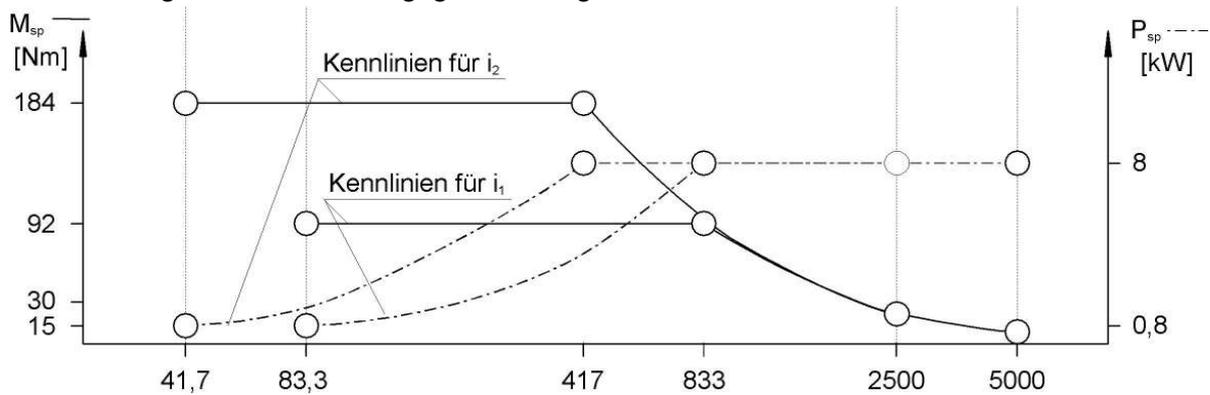


Bild 5.79 Kennlinien

3. Die mittlere Schnittkraft pro Zahn errechnet sich mit den gegebenen Werten zu:

$$\bullet F_{cm,z} = \frac{1}{\hat{\varphi}_c} * a * f_z * (\cos \varphi_1 - \cos \varphi_2) * K_{cm} = 1678N$$

Diese Kraft wirkt an jedem im Eingriff befindlichen Fräserzahn am Durchmesser  $d_f/2$ , zudem sind mehrere Zähne im Eingriff:

$$z_e = \frac{\hat{\varphi}_c}{2\pi} z = 3$$

und damit:

$$M_c = M_{Sp} = F_{cm,z} \frac{d_f}{2} z_e = 152 Nm$$

Dieser Prozess ist im Dauerbetrieb  $S1$  100%  $ED$  nur in der Schaltstellung  $i_2 = 2$  (der größeren Übersetzung) führbar.

Dies erkennt man, wenn man das Moment  $M_c = M_{Sp}$  bei der erforderlichen Spindeldrehzahl  $n_{sp} = 400 \text{ min}^{-1}$  in die Spindelkennlinie einträgt.

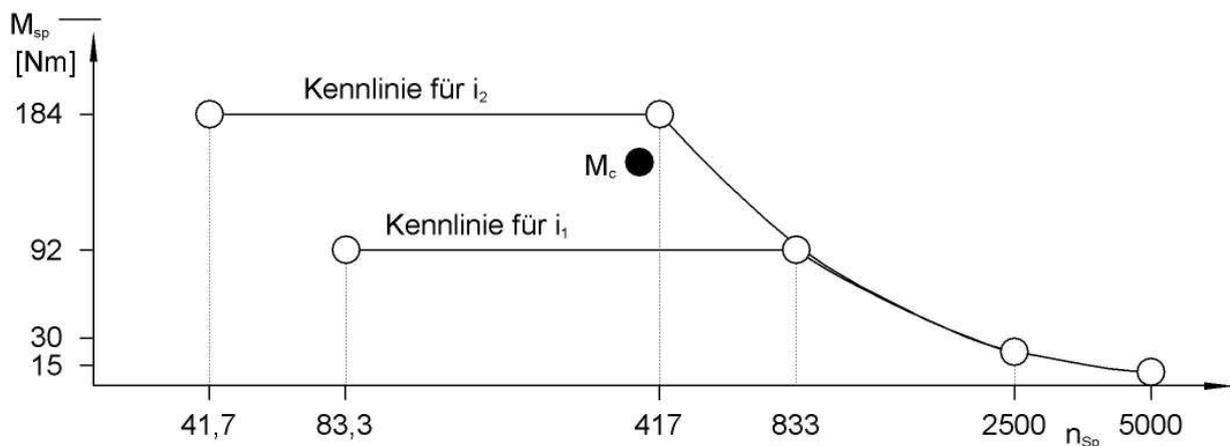


Bild 5.80 Arbeitspunkt des Prozesses in der Momenten-Drehzahl-Kennlinie der Hauptspindel

### 5.3.2.6. Hauptantrieb einer CNC-Fräsmaschine

#### Aufgabe 6:

Der Hauptantrieb einer CNC-Fräsmaschine soll neu konzipiert werden. Zwei Antriebsvarianten werden dazu näher betrachtet. Die Leistungs- und Momenten-Kennlinien der Hauptspindeln sind zu ermitteln. Für beide Antriebe werden regelbare AC-Motoren mit den gleichen technischen Parametern aber in unterschiedlichen geometrischen Bauformen verwendet. Im Stillstand ist das Motorhaltemoment gleich dem Nennmoment.

- Motornennmoment:  $M_{Mot\ n} = 250\ Nm$
- Motornendrehzahl:  $n_{Mot\ n} = 1500\ min^{-1}$
- Drehzahl-Stellbereich mit konstanter Leistung:  $BF = 5$

1. Bei der ersten Variante bildet der AC-Motor mit einem zweigängigen Schaltgetriebe, das die Übersetzungen  $i_{G1} = 4$  und  $i_{G2} = 1$  besitzt, eine Antriebseinheit. Die Verbindung mit der Hauptspindel erfolgt über einen Riementrieb mit der Übersetzung  $i_R = 1,25$ . Der Wirkungsgrad des gesamten Hauptantriebs wird konstant mit  $\eta_{Antr} = 0,8$  angenommen. Bestimmen Sie alle für die Darstellung der beiden Kennlinien für die Spindelseite erforderlichen Größen und skizzieren Sie deren Verlauf.
2. Die zweite Antriebsvariante ist eine Frässpindel mit integriertem AC-Motor (Motorspindel). Schätzen Sie selbst die Größe des mechanischen Wirkungsgrades für diesen Hauptantrieb ab, und begründen Sie Ihre Wahl. Wie sehen dann die beiden Kennlinien aus?
3. Nennen und erklären Sie die Unterschiede in den Kennlinien der beiden Hauptspindeln.

Lösung:

$$1. \quad n_{Mot\ max} = B_F * n_{Mot\ nenn} = 7500\ min^{-1}$$

Stützstellen der Kennlinien für die Getriebestufe 1 (erste Variante):

$$\begin{array}{lll} n_{Sp} = 0\ min^{-1} & M_{Sp} = 1000\ Nm & P_{Sp} = 0\ kW \\ n_{Sp} = 300\ min^{-1} & M_{Sp} = 1000\ Nm & P_{Sp} = 31,46\ kW \\ n_{Sp} = 1500\ min^{-1} & M_{Sp} = 200\ Nm & P_{Sp} = 31,46\ kW \end{array}$$

(Für die Darstellung des hyperbolischen Verlaufs der Momentenkennlinie werden weiter Stützstellen benötigt!)

Stützstellen der Kennlinien für die Getriebestufe 2 (zweite Variante):

$$\begin{array}{lll} n_{Sp} = 0\ min^{-1} & M_{Sp} = 250\ Nm & P_{Sp} = 0\ kW \\ n_{Sp} = 1200\ min^{-1} & M_{Sp} = 250\ Nm & P_{Sp} = 31,46\ kW \\ n_{Sp} = 6000\ min^{-1} & M_{Sp} = 50\ Nm & P_{Sp} = 31,46\ kW \end{array}$$

2. Wegen des fehlenden Getriebes an der Motorspindel ist der Wirkungsgrad  $\eta \approx 1$ .

$$n_{Sp} = 0 \text{ min}^{-1} \quad M_{Sp} = 250 \text{ Nm} \quad P_{Sp} = 0 \text{ kW}$$

$$n_{Sp} = 1500 \text{ min}^{-1} \quad M_{Sp} = 250 \text{ Nm} \quad P_{Sp} = 39,27 \text{ kW}$$

$$n_{Sp} = 7500 \text{ min}^{-1} \quad M_{Sp} = 50 \text{ Nm} \quad P_{Sp} = 39,27 \text{ kW}$$

3.

- Spindelnenndrehzahlen: Die Motorspindel hat die Nenndrehzahl des Motors, da es keine Getriebestufe zwischen Motor und Motorspindel gibt. Entsprechend der Getriebeübersetzung (Riementrieb und 1. Gang) ist die Nenndrehzahl der Hauptspindel der ersten Variante 5mal kleiner als die Motornenndrehzahl.
- Spindelmaximaldrehzahlen: Durch die konstante Riemenübersetzung ( $i_R = 1,25$ ) ist die maximale Spindeldrehzahl bei der ersten Variante nur  $6000 \text{ min}^{-1}$  gegenüber der Motorspindel mit maximal  $7500 \text{ min}^{-1}$ .
- Spindelleistungen: Die Leistung der Motorspindel ist etwas höher als die Leistung der Hauptspindel der ersten Variante, da die Leistungsverluste vom Getriebe und Riementrieb entfallen.
- Spindelnennmomente: Das Spindelnennmoment ist bei der Hauptspindel der ersten Variante durch die Getriebeübersetzung bedeutend größer als das Spindelnennmoment der Motorspindel. Mit den konkreten Werten der Übersetzung und des Wirkungsgrades ist das Nennmoment 4mal so groß.
- Bereich konstanter Spindelleistung: Bei der ersten Variante beginnt der Bereich der konstanten Spindelleistung schon bei der Drehzahl  $300 \text{ min}^{-1}$ , während bei der Motorspindel dieser Bereich erst bei  $1500 \text{ min}^{-1}$  beginnt.

### 5.3.2.7. Radiale Steifigkeit einer Hauptspindel

Aufgabe 7:

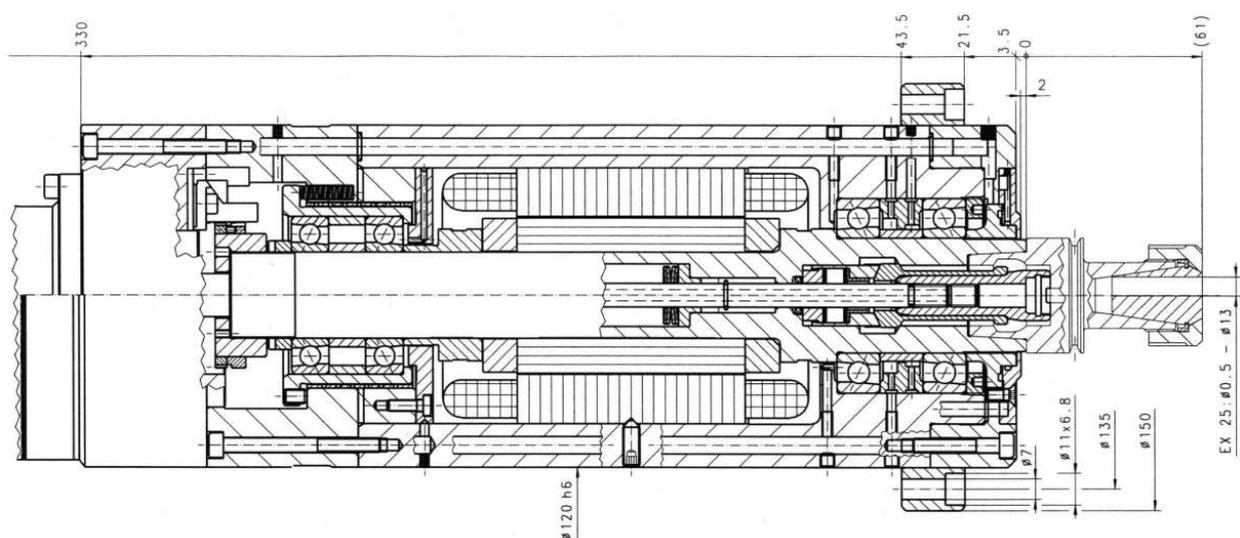


Bild 5.81 Querschnitt einer Motorspindel; Quelle: IBAG

Anhand eines vereinfachten Berechnungsmodells mit schubweichen Balken (Timoshenko-Balken) soll der Einfluss der einzelnen Konstruktionsparameter dieser Hauptspindel auf die radiale Nachgiebigkeit am Spindelkopf untersucht werden.

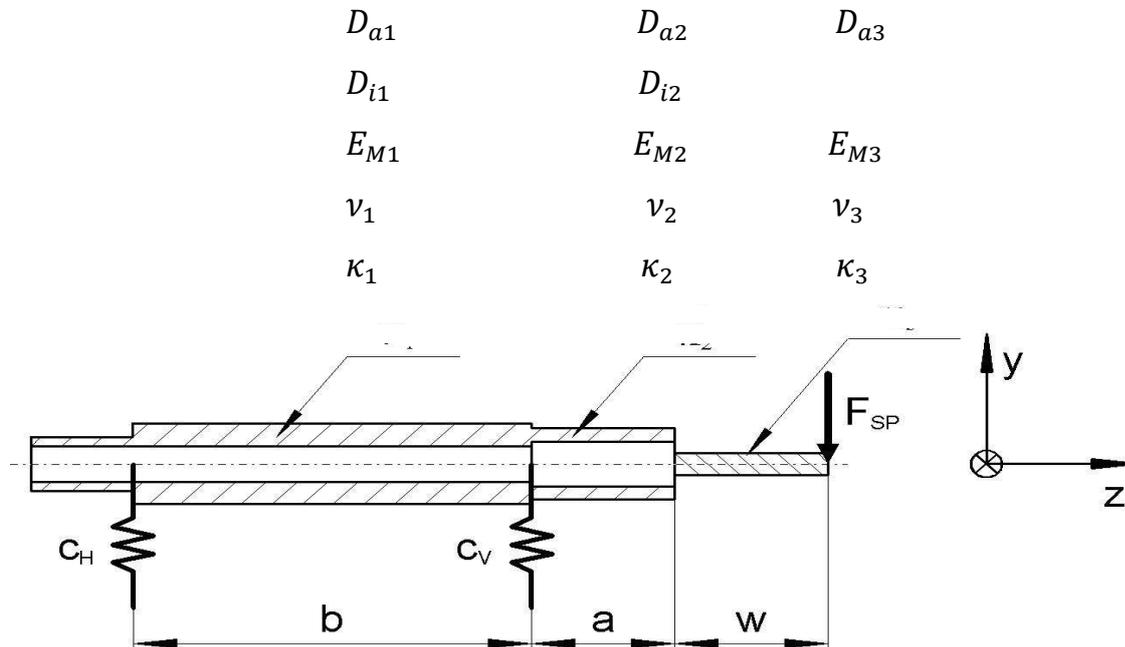


Bild 5.82 Modell der Motorspindel

- Spindelkörper (Abschnitt zwischen den Lagern)
  - Außendurchmesser  $D_{a1} = 45 \text{ mm}$
  - Innendurchmesser  $D_{i1} = 20 \text{ mm}$
  - Elastizitätsmodul  $E_{M1} = 210 \text{ GPa}$
  - Querkontraktionszahl  $\nu_1 = 0,2$
  - Schubkoeffizient (Formzahl)  $\kappa_1 = 1,601$
  - Abstand zwischen Lagern  $b = 195 \text{ mm}$
- Spindelkörper (Abschnitt an der Spindelnase)
  - Außendurchmesser  $D_{a2} = 40 \text{ mm}$
  - Innendurchmesser  $D_{i2} = 25 \text{ mm}$
  - Elastizitätsmodul  $E_{M2} = 210 \text{ GPa}$
  - Querkontraktionszahl  $\nu_2 = 0,2$
  - Schubkoeffizient (Formzahl)  $\kappa_1 = 1,829$
  - Abstand zur Spindelnase  $a = 70 \text{ mm}$
- Lagerung (inklusive des Anteils der Umbauteile)
  - Lagersteifigkeit vorn  $c_v = 320 \text{ N}/\mu\text{m}$
  - Lagersteifigkeit hinten  $c_H = 240 \text{ N}/\mu\text{m}$
- Werkzeug aus Hartmetall
  - Außendurchmesser  $D_{a3} = 12 \text{ mm}$
  - Elastizitätsmodul  $E_{M3} = 600 \text{ GPa}$
  - Querkontraktionszahl  $\nu_3 = 0,23$
  - Schubkoeffizient (Formzahl)  $\kappa_1 = 1,111$
  - Länge des Werkzeugs  $w = 75 \text{ mm}$

Hinweis: Zur Berechnung des Schubkoeffizienten  $\kappa$  kann für zylindrische Bauteile folgende Näherungsbeziehung verwendet werden:

$$\kappa = \frac{10}{9} + \frac{32}{9} * \frac{D_a^2 * D_i^2}{(D_a^2 + D_i^2)^2}$$

- Wie groß ist die Nachgiebigkeit der Hauptspindel ( $N = y/F$ ) an der Werkzeugschneide? Berücksichtigen Sie bei der Berechnung alle relevanten Verformungsanteile:
  - Verlagerung in den Spindellagern,
  - Biegung und Querkraftschub im Spindelkörper sowie
  - Biegung und Querkraftschub im Werkzeug.
- Berechnen Sie die resultierende Verformung am Werkzeugschneidenpunkt für eine Prozesskraft  $F_p = 100 \text{ N}$ . Wie groß ist jeweils der Anteil von Spindellagerung, Spindelkörper und Werkzeug an der Gesamtverformung?

**Lösung:**

- Durch Freischneiden von Lagerung, Spindel und Werkzeug sowie dem abschnittsweisen Aufstellen der Verformungsbeziehungen erhält man die drei Komponenten der Nachgiebigkeit:

$$N_L = \frac{y_L}{F_p} = \left(\frac{a+w}{b}\right)^2 * \frac{1}{c_H} + \left(\frac{a+w+b}{b}\right)^2 * \frac{1}{c_v}$$

$$N_{Sp} = \frac{y_{b1} + y_{b2}}{F_p} = \frac{1}{E_{M1}I_{b1}} * \frac{b(a+w)^2}{3} + \frac{\kappa_1}{G_{M1}A_{q1}} * \frac{(a+w)^2}{b} + \frac{1}{E_{M2}I_{b2}} * \frac{a(a^2 + 3aw + 3w^2)}{3} + \frac{\kappa_2}{G_{M2}A_{q2}} * a$$

$$N_{WZ} = \frac{y_{WZ}}{F_p} = \frac{1}{E_{M3}I_{b3}} * \frac{w^3}{3} + \frac{\kappa_3}{G_{M2}A_{q3}} * w$$

$$N_{res} = N_L + N_{Sp} + N_{WZ}$$

- Aus

$$y_i = N_i * F \quad \text{mit} \quad i = L, Sp, WZ, res$$

folgt:

$$y_L = -1,180 \mu\text{m}$$

$$y_{Sp} = -7,648 \mu\text{m}$$

$$y_{WZ} = -23,328 \mu\text{m}$$

$$y_{res} = -32,157 \mu\text{m}$$

### 5.3.2.8. Optimaler Lagerabstand

#### Aufgabe 8:

Für die Konfiguration aus Aufgabe 5 in Abschnitt 5.3.2.5 soll der statisch optimale Lagerabstand bestimmt werden.

- Überlegen Sie zunächst, welche der obigen Parameter für den optimalen Lagerabstand relevant sind. Für welche Parameterverhältnisse muss auf das Einhalten des „optimalen Lagerabstandes“ geachtet werden?
- Berechnen Sie den optimalen Lagerabstand  $b_{opt}$  als Lösung der Extremwertaufgabe  $\frac{dN(b)}{db} = 0$ .

Lösung:

1.

- die Lagersteifigkeiten,
- die Steifigkeit der Spindel zwischen den beiden Lagern (beschrieben durch Querschnitt, Trägheitsmoment, Werkstoffkennwerte),
- die Kraglänge zwischen Kraftangriffspunkt und vorderem Lager
- Die Bedeutung des optimalen Lagerabstandes  $b$  sinkt mit steigendem Flächen-Trägheitsmoment  $I_b$ , d.h. seine Einhaltung ist vor allem bei biegeweichen Spindeln anzustreben.

2.

Zur Bestimmung des optimalen Lagerabstandes muss die Nachgiebigkeit nach  $b$  differenziert werden:

$$\begin{aligned} \frac{dN_{res}}{db} &= \\ &= \frac{(a+w)^2}{3E_M I_{b1}} - \frac{\kappa_1(a+w)^2}{G_M A_{q1} b^2} + \frac{2(a+w+b)}{c_v b^2} - \frac{2(a+w+b)^2}{c_v b^3} - \frac{2(a+w)^2}{c_H b^3} \end{aligned}$$

Nullsetzen und Umformen führt auf die kubische Gleichung:

$$\begin{aligned} 0 &= \left[ \frac{(a+w)^2}{3E_M I_{b1}} \right] * b^3 - \left[ \frac{\kappa_1(a+w)^2}{G_M A_{q1}} + \frac{2(a+w)}{c_v} \right] * b - \left[ \frac{2(a+w)^2}{c_v} - \frac{2(a+w)^2}{c_H} \right] \\ 0 &= b^3 - (3E_M I_{b1}) * \left[ \frac{\kappa_1}{G_M A_{q1}} + \frac{2}{c_v(a+w)} \right] * b - 6 \left( \frac{1}{c_v} + \frac{1}{c_H} \right) * I_{b1} \end{aligned}$$

Für die Aufgabe ist hier nur die reelle Lösung interessant:

$$b_{opt} = 140,57 \text{ mm}$$

### Leitfaden zur Lösung kubischer Gleichungen:

Gegeben ist die allgemeine kubische Gleichung (5.5) der Form:

$$0 = ax^3 + bx^2 + cx + d \quad (5.5)$$

Jede kubische Gleichung hat im Bereich komplexer Zahlen drei Lösungen, wobei eine Lösung stets reell ist. Die anderen beiden sind entweder auch reell oder konjugiert komplex.

Die allgemeine kubische Gleichung wird nun durch  $a$  dividiert und mittels Substitution (5.6) auf die reduzierte Form (5.7) gebracht.

$$x = y - \frac{b}{3a} \quad (5.6)$$

$$0 = y^3 + py + q \quad (5.7)$$

mit 
$$p = \frac{3ac - b^2}{3a^2} \quad \text{und} \quad q = \frac{2b^2}{27a^3} - \frac{bc}{3a^2} + \frac{d}{a}$$

Man erhält also aufgrund der geschickten Substitution eine kubische Gleichung ohne quadratisches Glied, wobei  $y$  zur gesuchten Lösungsvariable wird. Als nächstes muss – ähnlich wie bei quadratischen Gleichungen – eine Diskriminante berechnet werden, deren Vorzeichen über das weitere Vorgehen entscheidet.

$$D = \left(\frac{q}{2}\right)^2 + \left(\frac{p}{3}\right)^3 \quad (5.8)$$

1. Fall  $D > 0$ :

Ist die Diskriminante größer Null, so gibt es eine reelle und zwei konjugiert komplexe Lösungen. Nach der Berechnung der Kubikwurzeln von

$$u = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} + \sqrt{D}} \quad v = \sqrt[3]{-\frac{q}{2} - \sqrt{D}} \quad (5.9)$$

erhält man (5.10).

$$y_1 = u + v \quad \text{und} \quad y_{2,3} = -\frac{u+v}{2} \pm \frac{u-v}{2}\sqrt{3} * i \quad (5.10)$$

Nach der Rücksubstitution mit Gleichung (5.6) bekommt man die endgültigen Lösungen.

2. Fall  $D = 0$ :

Die Diskriminante kann auf zwei Arten Null werden. Dies tritt einerseits ein, wenn gilt:

$$p = q = 0 \quad (5.11)$$

Folglich ist  $y_1 = y_2 = y_3 = 0$  und die Ausgangsgleichung hat die dreifache Lösung.

$$x_1 = x_2 = x_3 = -\frac{b}{3a} \quad (5.12)$$

Andererseits ist  $D = 0$  wenn gilt:

$$\left(\frac{q}{2}\right)^2 = -\left(\frac{p}{3}\right)^3 \neq 0 \quad (5.13)$$

Hier gibt es dann drei reelle Lösungen, von denen zwei miteinander übereinstimmen:

$$y_1 = \sqrt[3]{-4q} \quad y_{2,3} = \sqrt[3]{q/2}$$

Die Rücksubstitution mit (5.6) ergibt wieder das Endergebnis.

3. Fall:  $D < 0$

In diesem Fall existieren drei verschiedene reelle Lösungen Gleichung ((5.14)

$$y_{1,2,3} = 2 \sqrt[3]{-\frac{p}{3}} * \cos\left(\frac{\varphi}{3} + k * 120^\circ\right) \quad (5.14)$$

mit  $k = 0,1,2$  und 
$$\varphi = \cos\left(\frac{-q}{2 * \sqrt[3]{-\left(\frac{p}{3}\right)^3}}\right)^{-1}$$

Um die endgültigen Lösungen zu erhalten, darf auch hier die Rücksubstitution mit Gleichung (5.6) nicht vergessen werden.

### 5.3.2.9. Steifigkeit an Spindelstock und Hauptspindel einer Fräsmaschine

#### Aufgabe 9:

Bei einer messtechnischen Untersuchung der statischen Steifigkeit am TCP (tool center point) wurde das dargestellte Kraft-Verlagerungsdiagramm bezüglich der y-Richtung der Maschine aufgenommen.

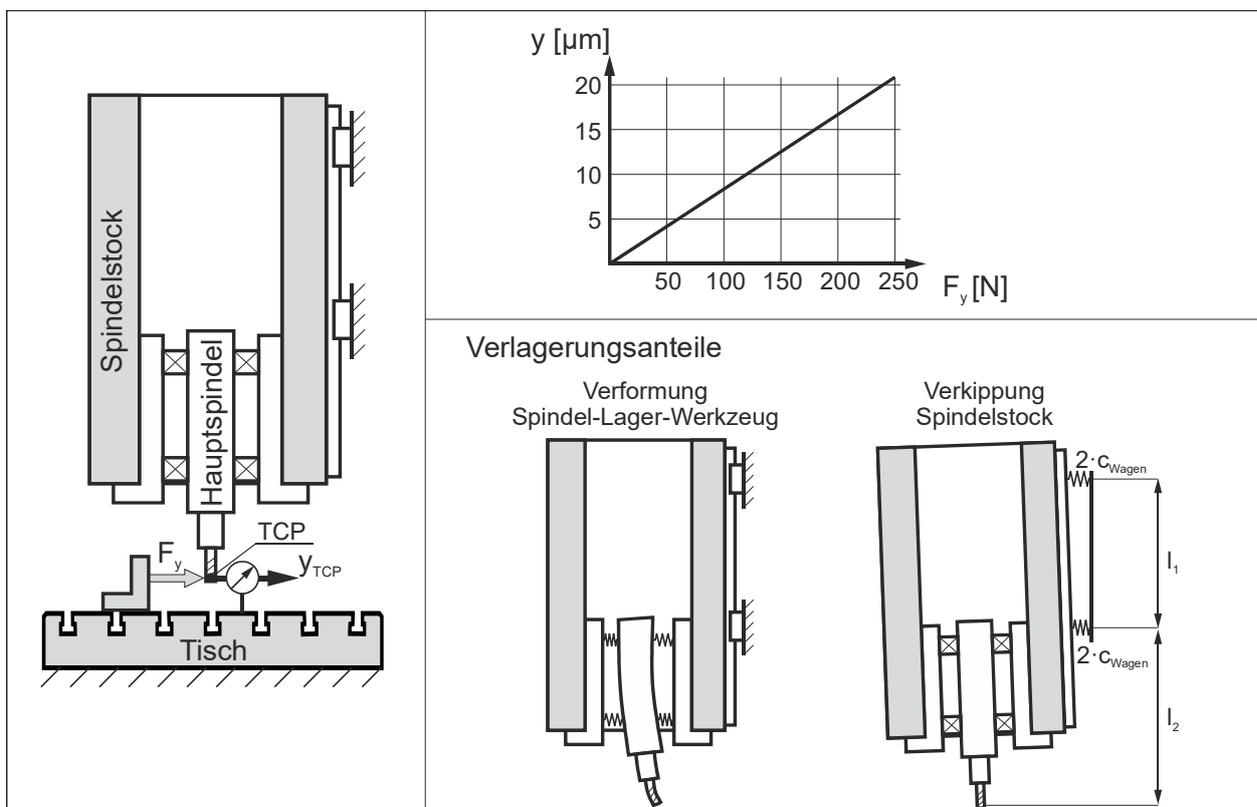


Bild 5.83 Kraft-Verlagerungsdiagramm

- Wie groß ist die Steifigkeit  $c_{y,TCP}$ , die am TCP vorliegt?  
Berechnen Sie die statische Relativverlagerung  $y_{TCP}$ , die sich zwischen Werkzeug und Werkstück ergibt, wenn bei einem Fräsprozess eine mittlere Kraft von  $F_{y,mittel} = 400 \text{ N}$  wirkt.
- Die Verlagerung am TCP setzt sich aus der Verformung des Systems Spindel-Lager-Werkzeug sowie der Kippung des Spindelstocks zusammen. Die für die Kippung relevanten Größen sind bekannt:
  - Abstand der Führungswagen  $l_1 = 500 \text{ mm}$
  - Abstand untere Führungswagen – TCP  $l_2 = 600 \text{ mm}$
  - Steifigkeit eines Führungswagens  $c_{Wagen} = 430 \text{ N}/\mu\text{m}$

Berechnen Sie den Verlagerungsanteil  $y_{Kipp}$ , welcher aus der Kippung des Spindelstocks resultiert sowie den Verlagerungsanteil  $y_{Sp}$  des Spindel-Lager-Werkzeug-Systems. Welcher Anteil dominiert die Nachgiebigkeit am TCP?

Lösung:

- Geradengleichung

$$c_{y,TCP} = \frac{\Delta F_y}{\Delta y_{TCP}} = \frac{150 \text{ N}}{12,5 \mu\text{m}} = 12 \text{ N}/\mu\text{m}$$

Verlagerung

$$y_{TCP} = \frac{F_y}{c_{y,TCP}} = \frac{400 \text{ N} * \mu\text{m}}{12 \text{ N}} = 33,3 \mu\text{m}$$

- Die Verlagerung am TCP ergibt sich aus der Summe der einzelnen Verlagerungskomponenten

$$y_{TCP} = y_{Kipp} + y_{Spindel}$$

Der Anteil der Kippung lässt sich aus den gegebenen Steifigkeiten sowie den gegebenen Hebelverhältnissen nach Bild 5.84 berechnen

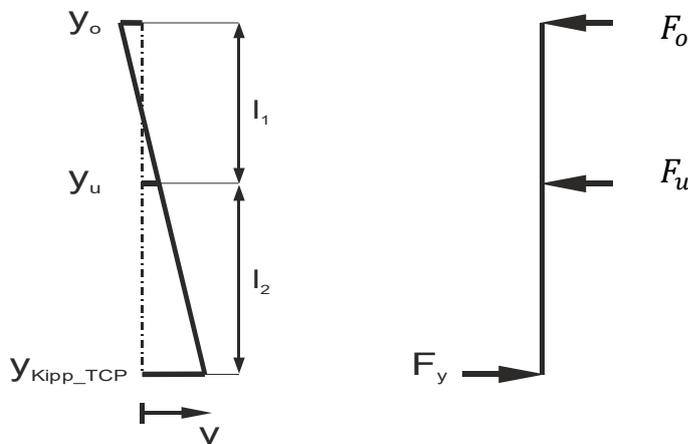


Bild 5.84 Hebelverhältnisse

Die transformierten lokalen Verlagerungen führen auf

$$y_{Kipp,TCP} = y_o + (y_u - y_o) \left( \frac{l_1 + l_2}{l_1} \right) = y_u \left( \frac{l_1 + l_2}{l_1} \right) - y_o * \frac{l_2}{l_1}$$

Das Momentengleichgewicht um die oberen Wagen führt auf

$$F_y(l_1 + l_2) = F_u * l_1$$

$$F_u = F_y \frac{l_1 + l_2}{l_1} = 800 \text{ N}$$

Die Belastung des oberen Wagens ergibt sich aus dem Kräftegleichgewicht

$$F_y = F_u + F_o$$

$$F_o = F_y - F_u = F_y \left( 1 - \frac{l_1 + l_2}{l_1} \right) = -F_y \frac{l_2}{l_1} = -480 \text{ N}$$

Für die Verformung der Wagen gilt

$$y_o = \frac{F_o}{2 * c_{Wagen}} = -0,588 \text{ } \mu\text{m} \quad y_u = \frac{F_u}{2 * c_{Wagen}} = 1,023 \text{ } \mu\text{m}$$

Einsetzen in die Gleichung für die Transformation der lokalen Verlagerungen führt auf:

$$y_{Kipp,TCP} = \frac{F_u}{2 * c_{Wagen}} \left( \frac{l_1 + l_2}{l_1} \right) - \frac{F_o}{2 * c_{Wagen}} \left( \frac{l_2}{l_1} \right)$$

$$y_{Kipp,TCP} = \frac{F_y}{2 * c_{Wagen}} \left( \frac{l_1 + l_2}{l_1} \right)^2 + \frac{F_y}{2 * c_{Wagen}} \left( \frac{l_2}{l_1} \right)^2 = \frac{F_y}{2 * c_{Wagen}} * \frac{(l_1 + l_2)^2 + l_2^2}{l_1^2}$$

$$y_{Kipp,TCP} = 2,92 \text{ } \mu\text{m}$$

Damit ergibt sich für den Anteil aus der Verformung von Spindel-Lager-Werkzeug

$$y_{Spindel} = y_{TCP} - y_{Kipp} = 33,3 \text{ } \mu\text{m} - 2,92 \text{ } \mu\text{m} = 30,4 \text{ } \mu\text{m}$$

Der Verformungsanteil des Systems Spindel-Lager-Werkzeug ist etwa um den Faktor 10 größer als der Verformungsanteil, der aus der Kippung des Spindelstockes resultiert. Die Nachgiebigkeit am TCP wird also von der Nachgiebigkeit des Systems Spindel-Lager-Werkzeug dominiert.

### 5.3.2.10. Eigenfrequenzen an einer Hauptspindel

#### Aufgabe 10:

Zur Lagerung von Hauptspindeln kommen neben der konventionellen Wälzlagerung auch alternative Prinzipien zum Einsatz. Für spezielle Anwendungen, bei denen z.B. die Spindelachse gezielt aus ihrer Null-Lage ausgelenkt werden soll, werden Magnetlagerungen verwendet. Dabei wird über eine aktive Lageregelung der Luftspalt zwischen der Spindel und den Umbauteilen eingestellt.

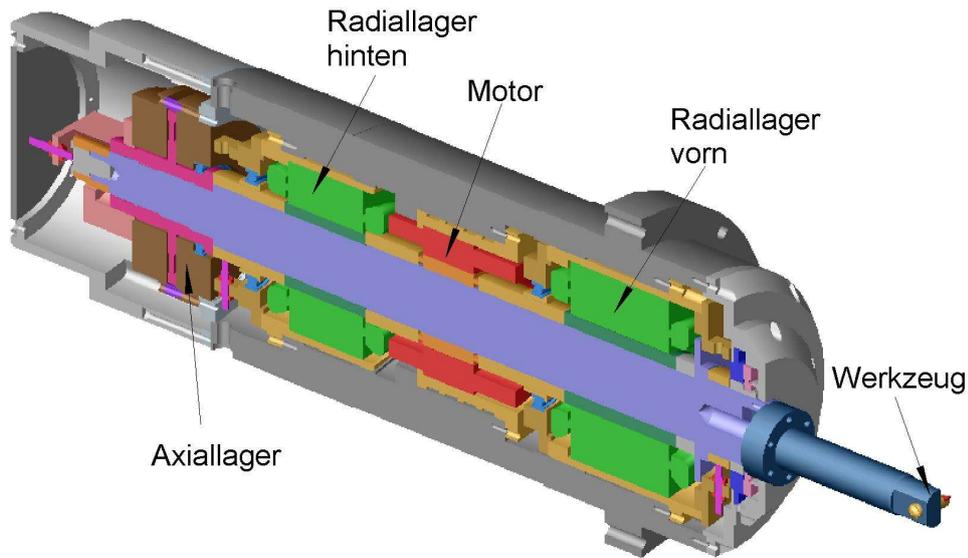


Bild 5.85 Schnittansicht durch eine magnetisch gelagerten Hauptspindel

An einer solchen aktiv magnetisch gelagerten Hauptspindel sollen die unteren Eigenfrequenzen untersucht werden. Im Unterschied zu konventionellen Wälzlagerungen ist die erreichbare dynamische Steifigkeit in magnetisch gelagerten Systemen aufgrund der Geschwindigkeit der Lageregelung und der erreichbaren Magnetkräfte einerseits deutlich begrenzt und andererseits in keinem Fall konstant.

Für einen ausgewählten Arbeitspunkt der Lageregelung kann eine konstante Ersatzsteifigkeit der Lagerung angenommen werden. Desweiteren soll – aufgrund der deutlich höher liegenden Eigenfrequenzen der Spindelbiegung – von einem starren Spindelkörper ausgegangen werden.

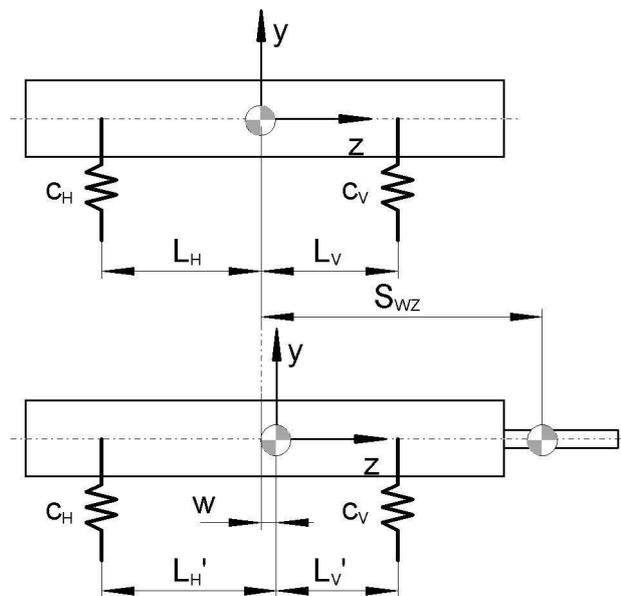


Bild 5.86 Ersatzmodell

Durch den Anbau eines Werkzeuges an die Spindel ändern sich sowohl die Trägheitseigenschaften als auch die Lage des Schwerpunktes  $w$ . Wie ändern sich die Eigenfrequenzen, wenn die folgenden Parameter gelten?

Berechnen Sie die unteren Eigenfrequenzen für das Ersatzmodell unter Verwendung folgender Parameter:

- Masse des Spindelrotors  $m_{sp} = 12,20 \text{ kg}$
- Massenträgheitsmoment im Schwerpunkt  $J_{sp} = 2710,38 \text{ kgcm}^2$
- Abstand des vorderen Lagers zum Schwerpunkt  $L_v = 144,7 \text{ mm}$
- Abstand des hinteren Lagers zum Schwerpunkt  $L_H = 94,3 \text{ mm}$
- Ersatzsteife vorderes Lager  $c_v = 5,4 \mu\text{m}$
- Ersatzsteife hinteres Lager  $c_H = 4,5 \mu$
- Masse des Werkzeugs  $m_{WZ} = 830 \text{ g}$
- Massenträgheitsmoment im Schwerpunkt  $J_{WZ} = 9,1112 \text{ kgcm}^2$
- Abstand des Werkzeugschwerpunkts zum Schwerpunkt der Spindel  $s_{WZ} = 314 \text{ mm}$

Durch einen Parametrierungsfehler im Lagereger verschiebt sich die erste Eigenfrequenz deutlich nach unten. Wie groß sind dann die Ersatzsteifigkeiten der Lagerung, wenn das Verhältnis der Lagersteifigkeiten ( $c_v/c_H$ ) konstant bleibt?

Erste Eigenfrequenz  $f_1 = 83,17 \text{ Hz}$

Lösung:

1. Aus der Differentialgleichung leitet sich die Gleichung zur Berechnung der Eigenkreisfrequenz her. Im hier vorliegenden Fall ist das Differentialgleichungssystem entkoppelt, so dass die beiden Eigenfrequenzen jeweils als Ein-Massen-Schwinger betrachtet werden können, und zwar als translatorische Schwingung in  $y$ -Richtung und als rotatorische Schwingung um die  $x$ -Achse. Mit der Transformation der Einzelsteifigkeiten in jeweils eine resultierende translatorische Steifigkeit bzw. Kippsteifigkeit folgt:

$$f_{t1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_v + c_H}{m_{sp}}} = 143,37 \text{ Hz}$$

$$f_{r1} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{c_v * L_v^2 + c_H * L_H^2}{J_{sp}}} = 119,61 \text{ Hz}$$

2. Zur Lösung müssen zunächst die Trägheitseigenschaften ( $m_{Ges}$  und  $J_{Ges}$ ) sowie der Schwerpunkt  $w$  neu bestimmt werden:

$$m_{Ges} = m_{sp} + m_{WZ} = 13,03 \text{ kg}$$

$$w = \frac{m_{WZ}}{m_{Ges}} s_{WZ} = 20 \text{ mm}$$

$$J_{Ges} = J_{SP} + w^2 * m_{Sp} + J_{WZ} + (s_{WZ} - w)^2 * m_{WZ} = 3485,71 \text{ kgcm}^2$$

Mit dem gleichen Lösungsweg und unter Berücksichtigung der geänderten Parameter und des nunmehr nach vorn verschobenen Schwerpunktes  $w$  (und damit geänderter Schwerpunktabstände der Lager) ergibt sich:

$$f_{t1} = 138,73 \text{ Hz}$$

$$f_{t2} = 101,85 \text{ Hz}$$

3. Durch geeignetes Umstellen der zweiten Gleichung aus Lösung 1 (da es sich bei der ersten Eigenfrequenz um die Frequenz der Kippschwingung handelt) und Verwendung des Steifigkeitsverhältnisses  $\gamma$  folgt:

$$\gamma = c_V / c_H$$

$$c_H = \frac{c_V * L_V^2 + c_H * L_H^2}{L_V^2 + \gamma * L_H^2} = 3,0 \text{ N}/\mu\text{m}$$

$$c_V = \gamma * c_H = 3,6 \text{ N}/\mu$$

## 6. Vorschubantriebe und Bewegungssysteme

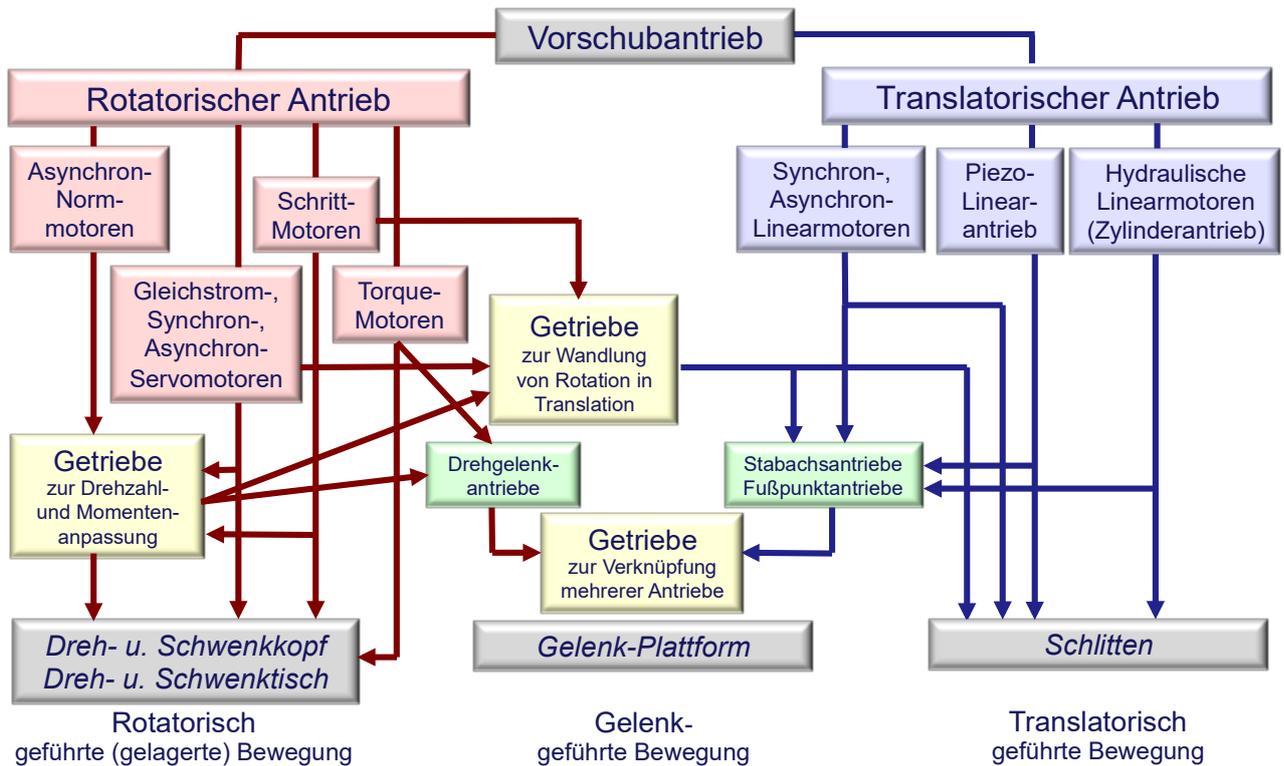


Bild 6.1 Vorschubantriebe

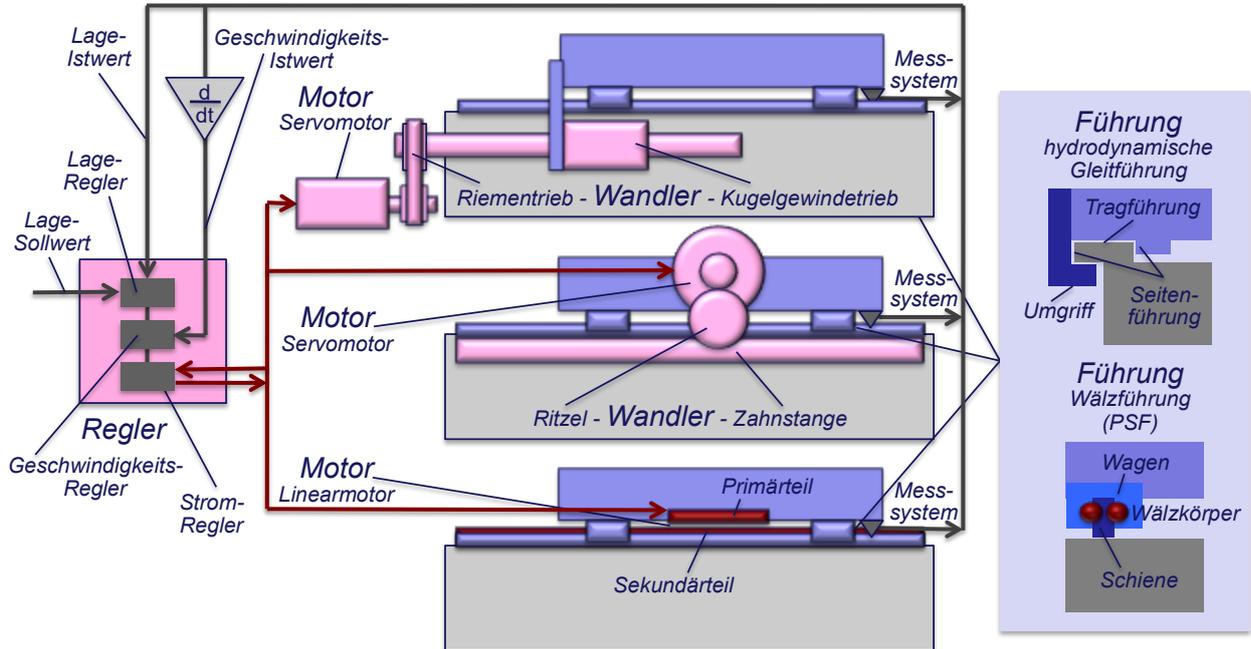


Bild 6.2 Hauptarten von geregelten Vorschubantrieben und Führungen an WZM

## 6.1. Anforderungen

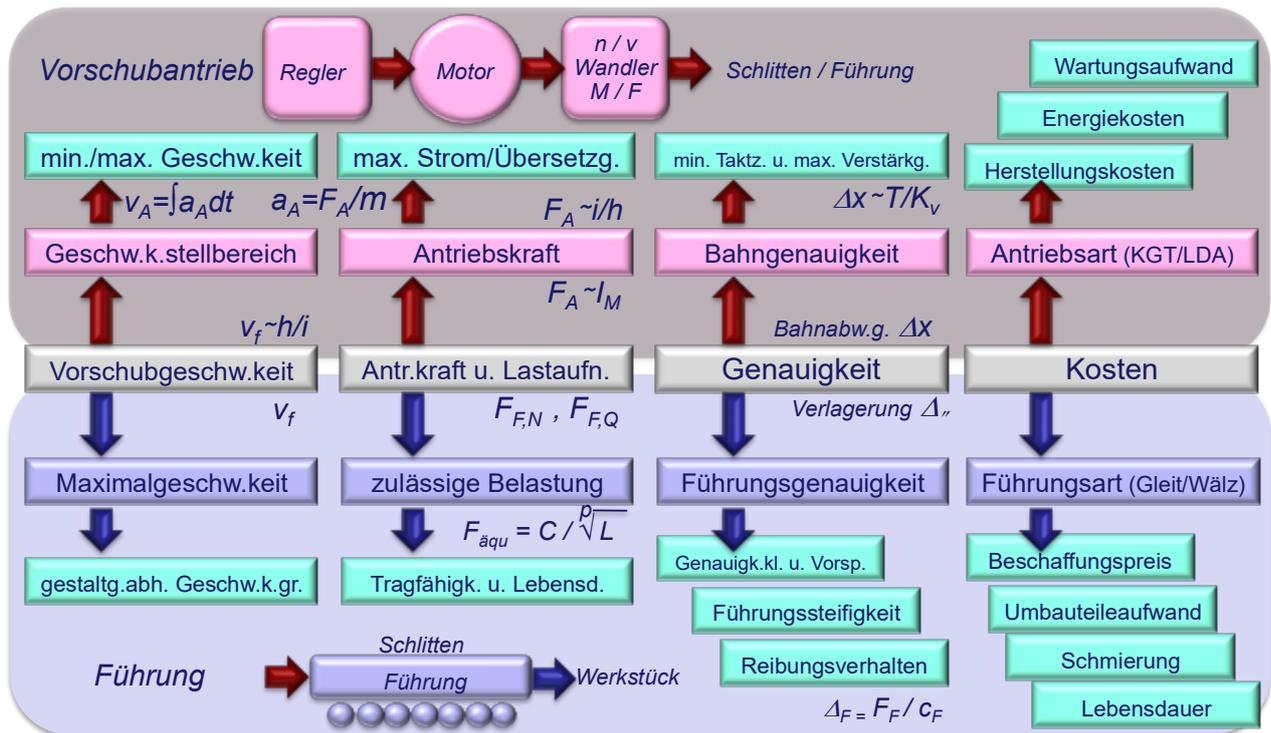


Bild 6.3: Anforderungen an Vorschubantrieb und Führung

## 6.2. Baugruppen und Auslegung

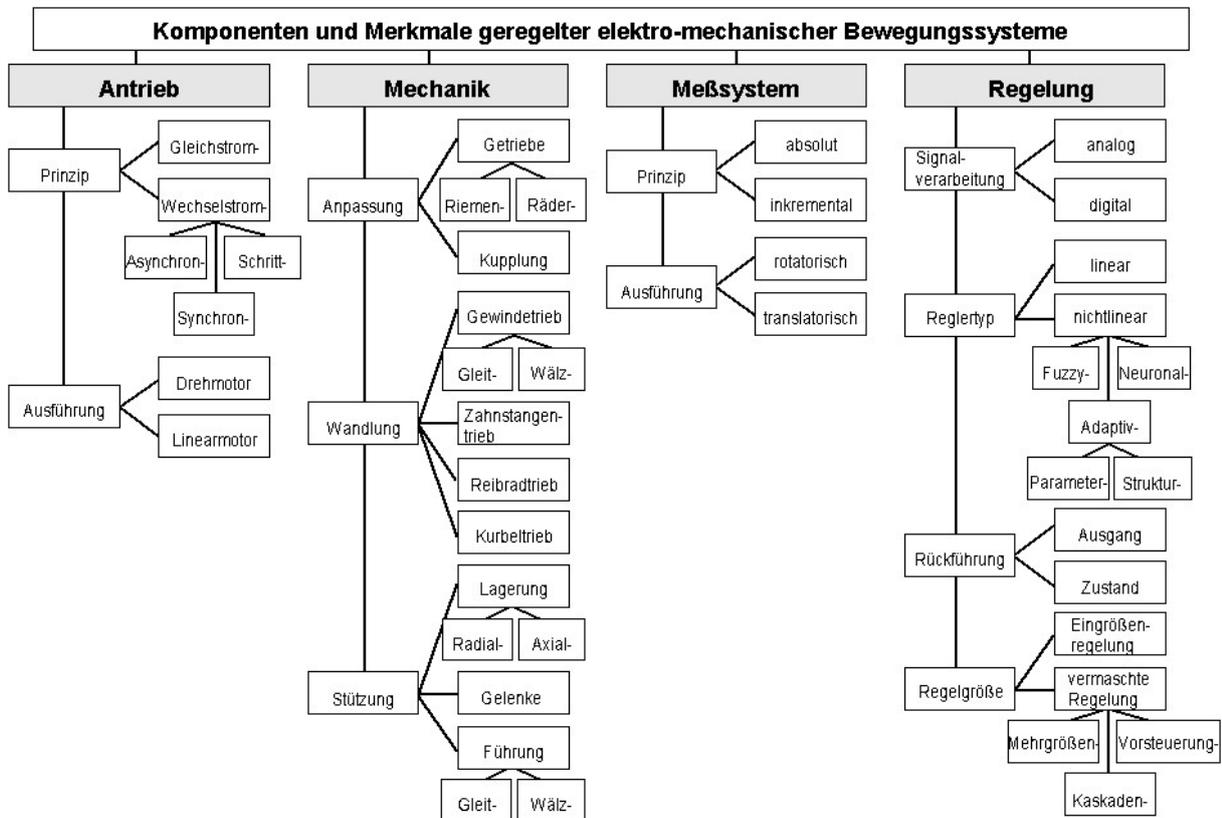


Bild 6.4: Spezifikationsmöglichkeiten geregelter elektro-mechanischer Vorschubachse

## 6.2.1. Regelung

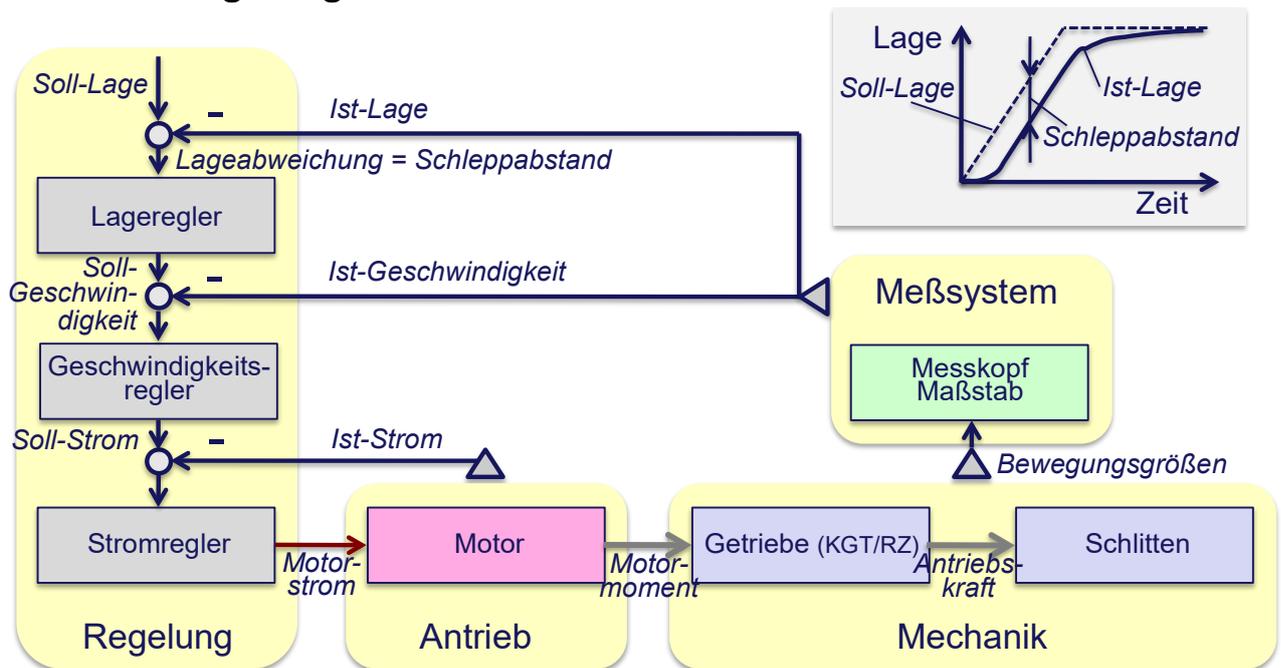


Bild 6.5 Grundaufbau der Regelung des Vorschubantriebs

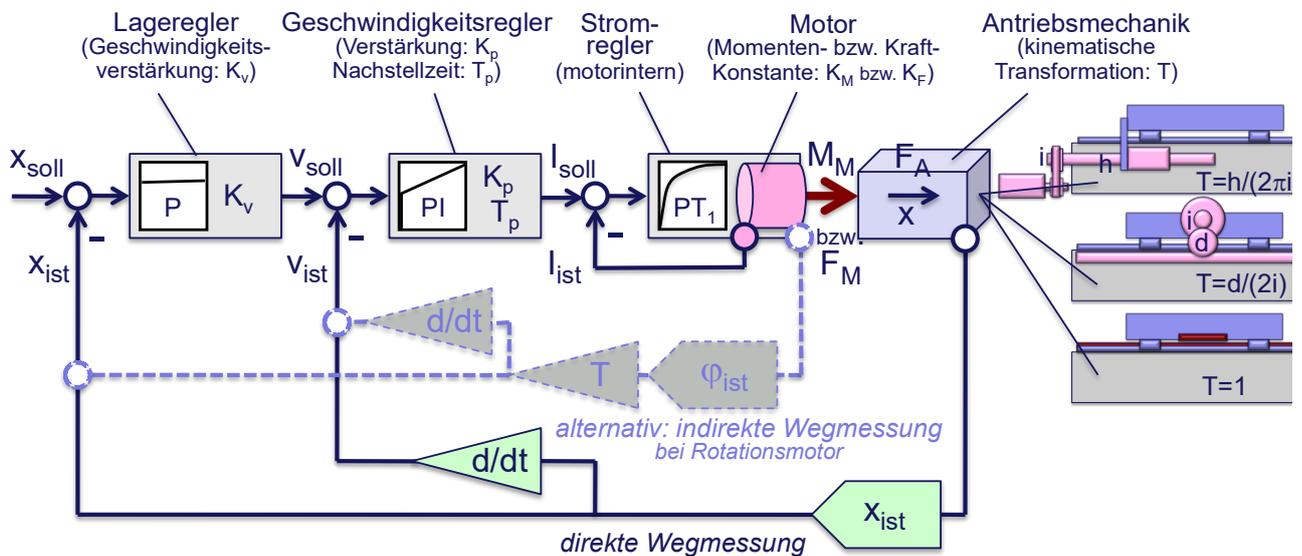


Bild 6.6 Struktur der Standard-Lageregelung (Kaskadenregler)

Für die Standard-Lageregelung nach Bild 6.6 gelten folgende Beziehungen:

$$\Delta x = x_{soll} - x_{ist} \quad v_{ist} = dx_{ist}/dt \quad \Delta v = v_{soll} - v_{ist} \quad x_{ist} = T * \varphi_{ist}$$

$$M_M = K_M * I_M \quad \text{bzw.} \quad F_M = K_F * I_M$$

$$F_A = M_M/T \quad \text{bzw.} \quad F_A = F_M$$

$$v_{soll} = K_v * \Delta x \quad \text{und} \quad I_{soll} = K_p * \left( \Delta v + \frac{1}{T_p} * \int \Delta v dt \right)$$

In den Bild 6.6 und Bild 6.7 ist die Funktionsweise der Lageregelung eines Vorschubantriebes dargestellt. Bild zeigt die Sollwerterzeugung. Die Geschwindigkeitskomponenten  $v_{B(x,y)}$  verhalten sich zur Bahngeschwindigkeit  $v_B$  wie die Koordinatendifferenzen  $\Delta x(x,y)$  zur Streckenlänge  $L$ :

$$\begin{aligned} \Delta(x,y) &= (x,y)_2 - (x,y)_1 \\ L &= \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \\ v_{B(x,y)} / v_B &= \Delta(x,y) / L \\ v_{Bx} &= (\Delta x / L) * v_B \end{aligned}$$

Im Interpolationsschritt  $T_{IPO}$  (IPO-Takt) wird mit der Achskomponente  $v_{Bx}$  aus dem vorherigen der nächste Sollwert gebildet:

$$x_{soll}(i) = x_{soll}(i-1) + v_{Bx} * T_{IOP}$$

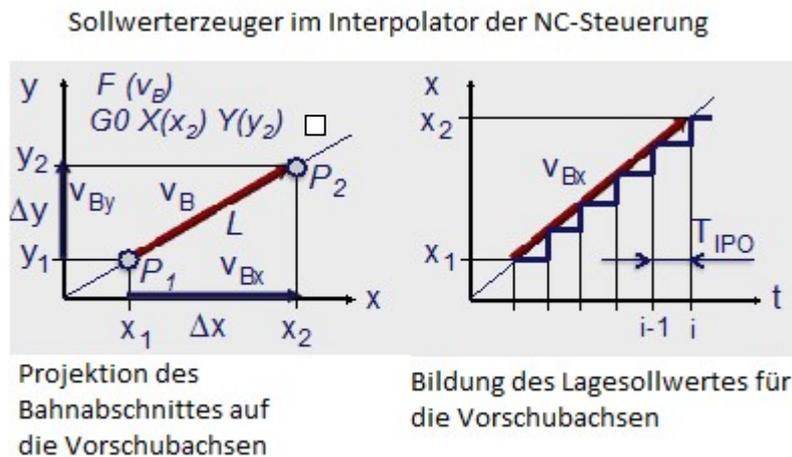


Bild 6.7 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Sollwerterzeugung

Die Istwerterfassung durch das Messsystem ist in Bild 6.8 dargestellt. Im Takt des Messsystem-Zeitschrittes  $T_T$  (Tastzeit) wird mit der Lageauflösung  $X_M$  des Messsystems aus dem vorherigen der nächste Istwert gebildet (Lagediskretisierung):

$$x_{ist}(i) = x_{ist}(i-1) + k * X_M \quad k = \pm 0,1,2, \dots$$

Proportional der Lageabweichung (Schleppabstand)

$$x_W = \Delta x = x_{soll} - x_{ist}$$

Wird mit der Geschwindigkeitsverstärkung  $K_v$  die Sollgeschwindigkeit  $v_{soll}$  gebildet nach

$$v_{soll} = K_v * x_W.$$

Als Werte von  $K_v$  sind anzusetzen für:

Kugelgewindetrieb:  $K_v = 20 \dots 70 \text{ s}^{-1} = 1,2 \dots 4,2 \frac{\text{m/min}}{\text{mm}}$

Lineardirektantrieb:  $K_v = 200 \dots 400 \text{ s}^{-1} = 12 \dots 27 \frac{\text{m/min}}{\text{mm}}$

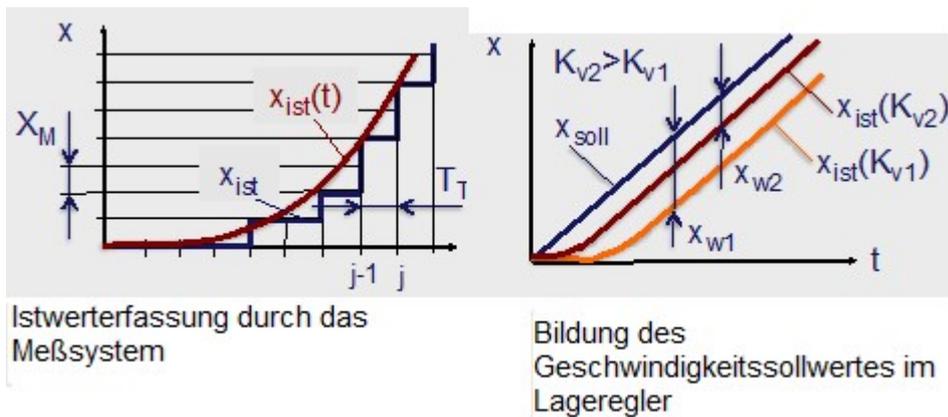
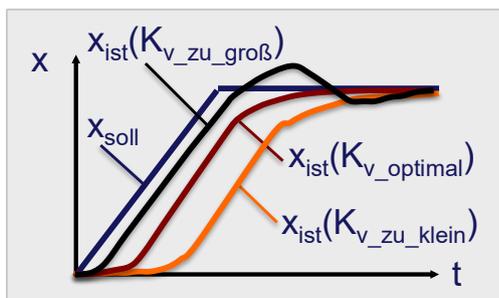


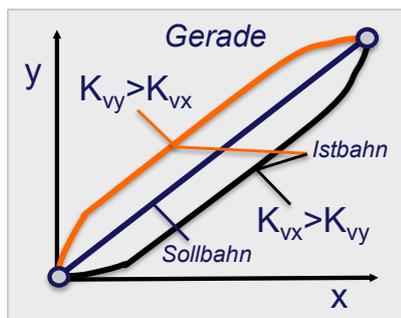
Bild 6.8 Funktionsweise der Lageregelung des Vorschubantriebes – Istwerterfassung

*Geschwindigkeitsverstärkung zu groß*



Die Geschwindigkeitsverstärkung ist so einzustellen, dass ein Positioniervorgang (Rampe) möglichst schnell, aber unbedingt **überschwingfrei** ausgeführt wird!

*Geschwindigkeitsverstärkungen der Achsen ungleich*



Die Geschwindigkeitsverstärkungen der an der Bahnerzeugung beteiligten Achsen müssen unbedingt auf **gleiche Werte** eingestellt werden!

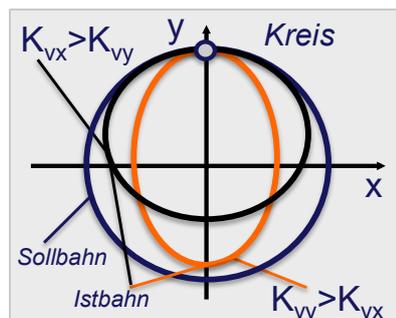


Bild 6.9 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung

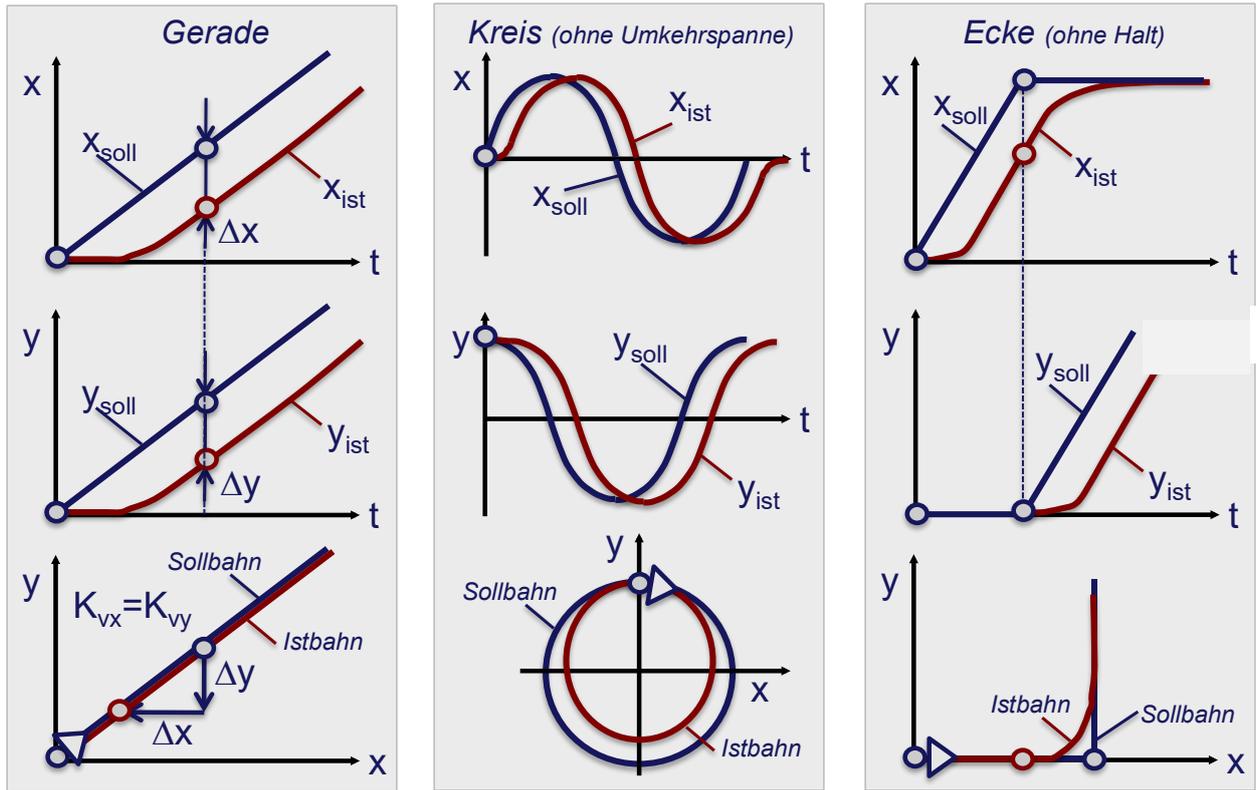


Bild 6.10 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung auf die Bahnabweichung - für Gerade, Kreis und Ecke

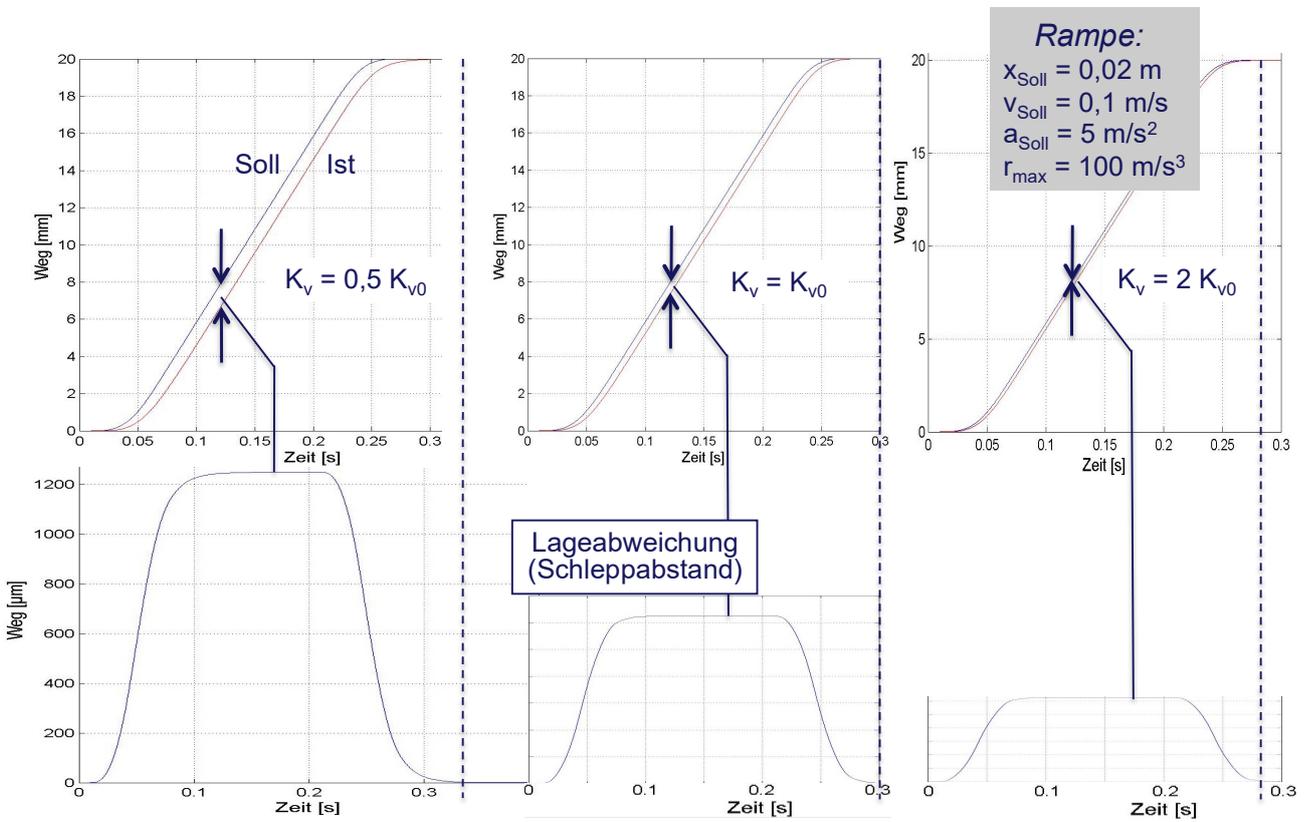


Bild 6.11 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne Vorsteuerung

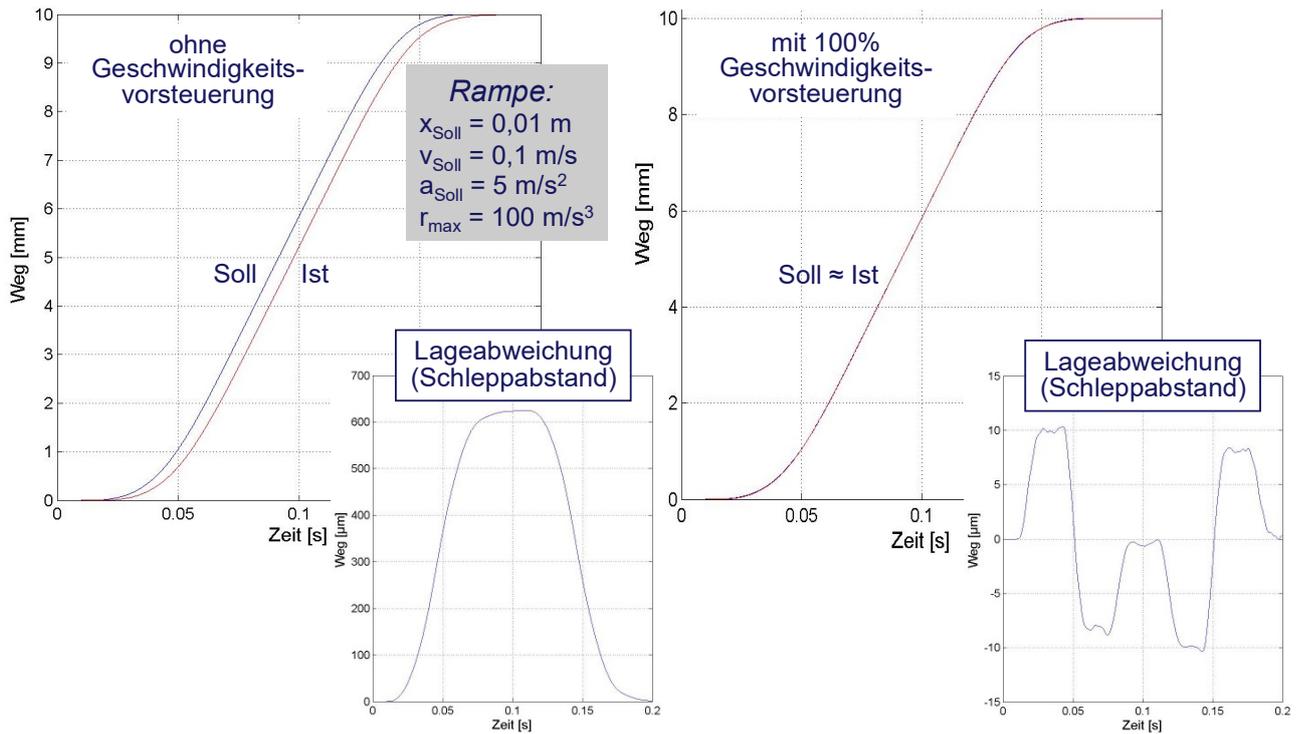


Bild 6.12 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Rampe – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

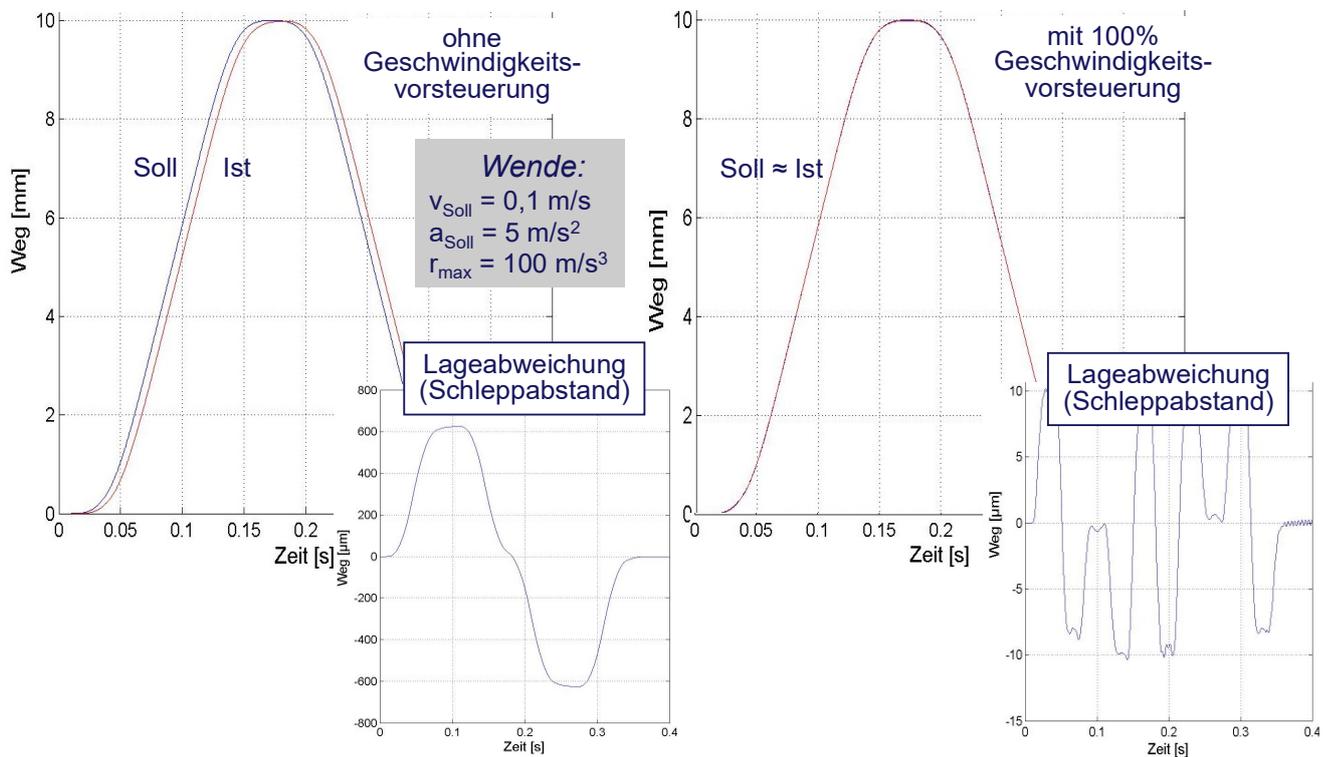


Bild 6.13 Einfluss der Geschwindigkeitsverstärkung an der Wende – ohne und mit Geschwindigkeitsvorsteuerung

## 6.2.2. Messsystem

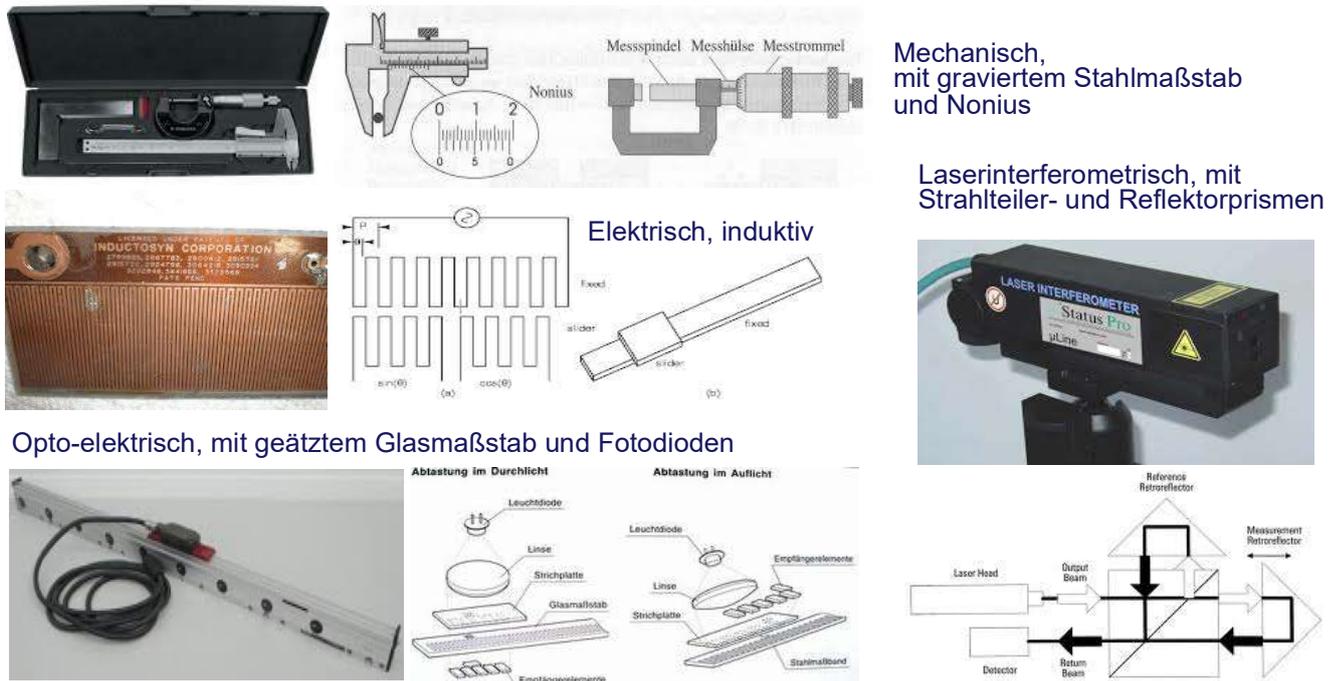


Bild 6.14 Beispiele für Wegmesssysteme

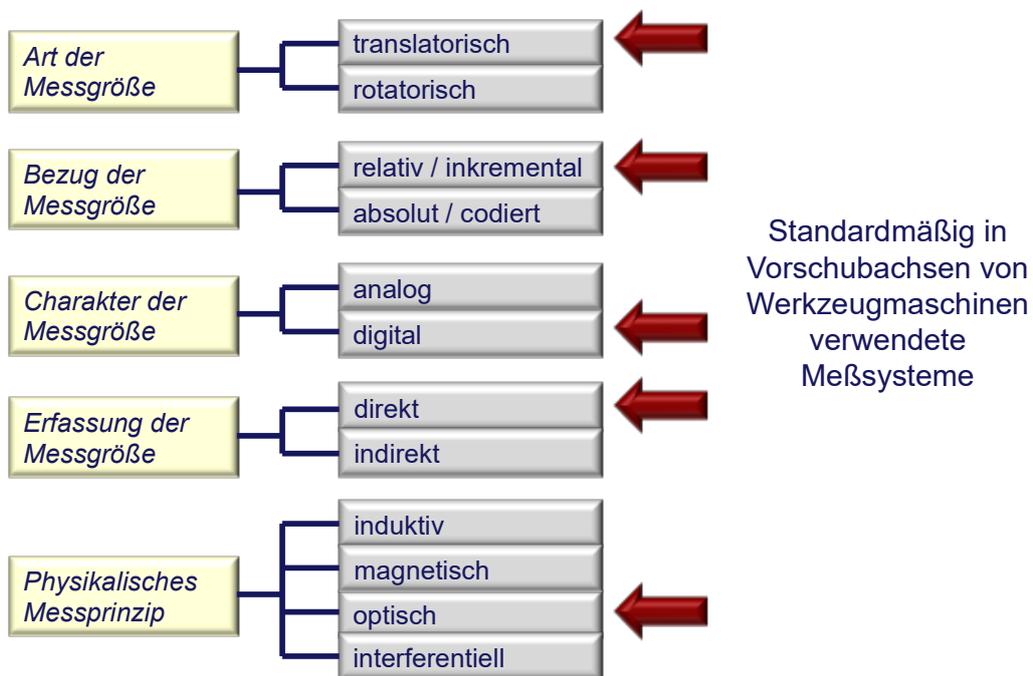
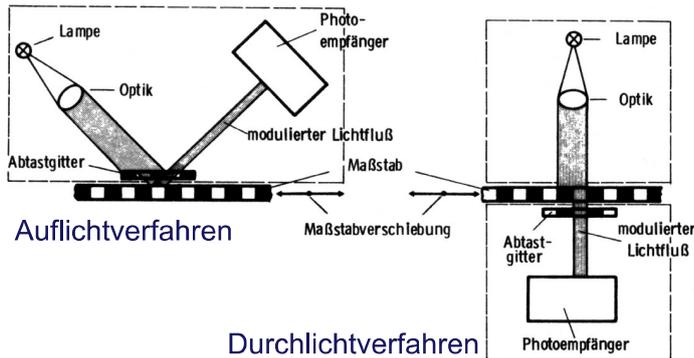
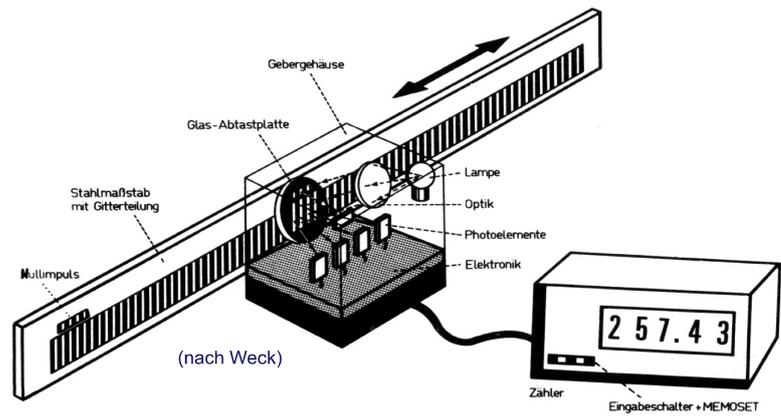


Bild 6.15 Klassifizierung der Messsysteme

- *translatorisch*
- *inkremental (relativ)*
- *digital*
- *direkt (Weg)*
- *optisch*



Maßstabsteilung: Min. ca. 10mm  
 (Optik begrenzend)  
 Interpolation: Max. 25 fach  
 (Signalqualität begrenzend)  
 Pulsfolgenauswertung: Max. 4 fach

Auflösung =  $10\text{mm} / (4 \cdot 25) = 0,1\text{mm}$   
 (Auflösung bedeutet nicht Genauigkeit!)

Bild 6.16 Photoelektrische Linearsysteme

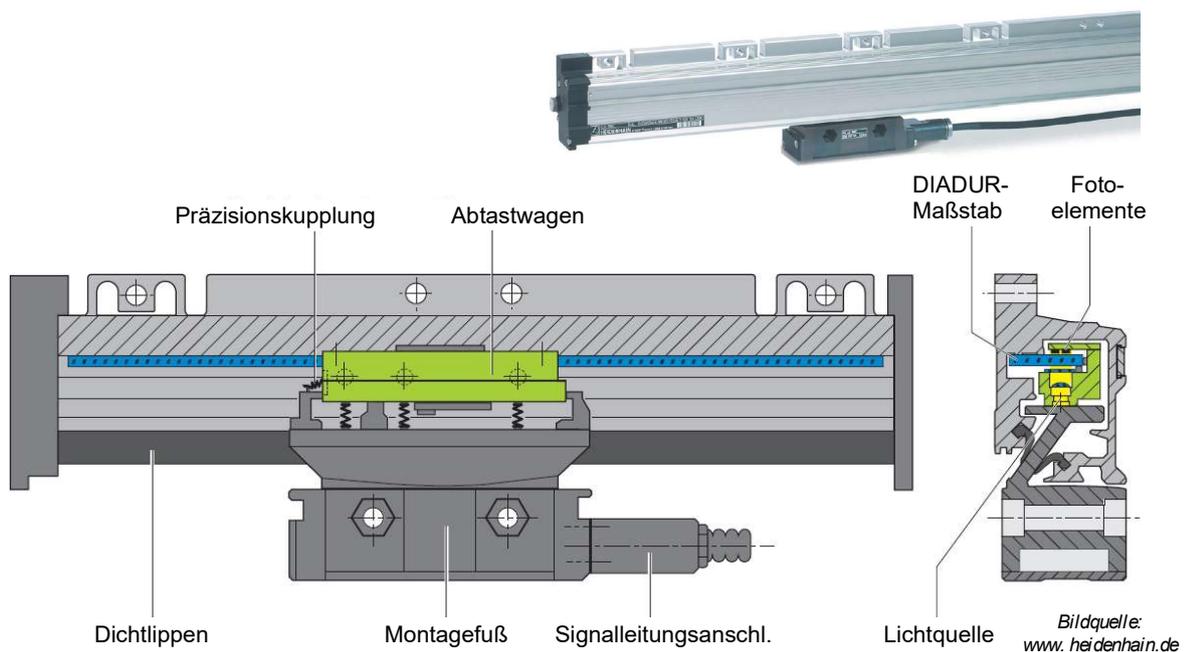


Bild 6.17 Maßstab und Messkopf

### 6.2.3. Antrieb



- ✍️ Luftkühlung
- ✍️ Leistung von 3,7 bis 100 kW
- ✍️ Drehzahlen max. bis 12000 min<sup>-1</sup>

Bild 6.18 Asynchron-Servomotor

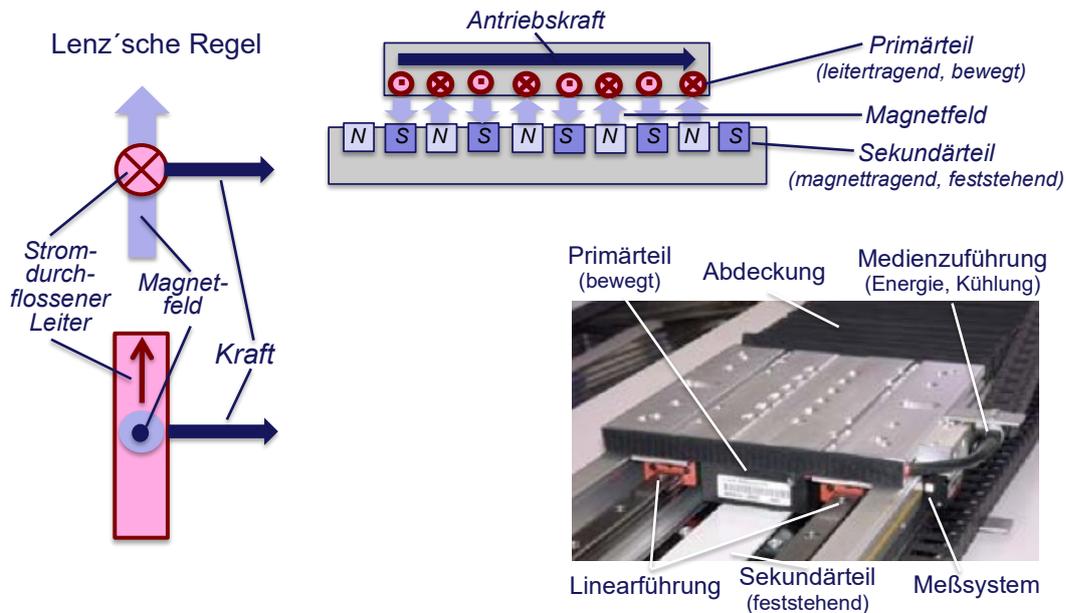


Bild 6.19 Funktionsprinzip des Synchron-Linearmotors

Als lineare Antriebe finden

- Zahnstangen,
- Kugelgewindespindeln,
- Zylinder (Hydraulik),
- Linearmotoren und
- Riemen/Ketten

Verwendung.

Die Vorteile des Linearmotors bestehen im Folgenden:

- Hohe Präzision – bis 0,1  $\mu m$
- Hohe Dynamik – (gute Dämpfung, kurze Einschwingzeit)
- Große Hübe – beliebig lange Verfahrswege realisierbar
- Hoher Gleichlauf – einfache Regelbarkeit
- Flexibilität – mehrere unabhängige Läufer auf einer Achse
- Montagefreundlich – geringe Bauteilanzahl
- Spielfrei – kein Übersteuern
- Verschleißfrei – berührungsloser Antrieb
- Schnelligkeit – hohe Geschwindigkeit und Beschleunigung

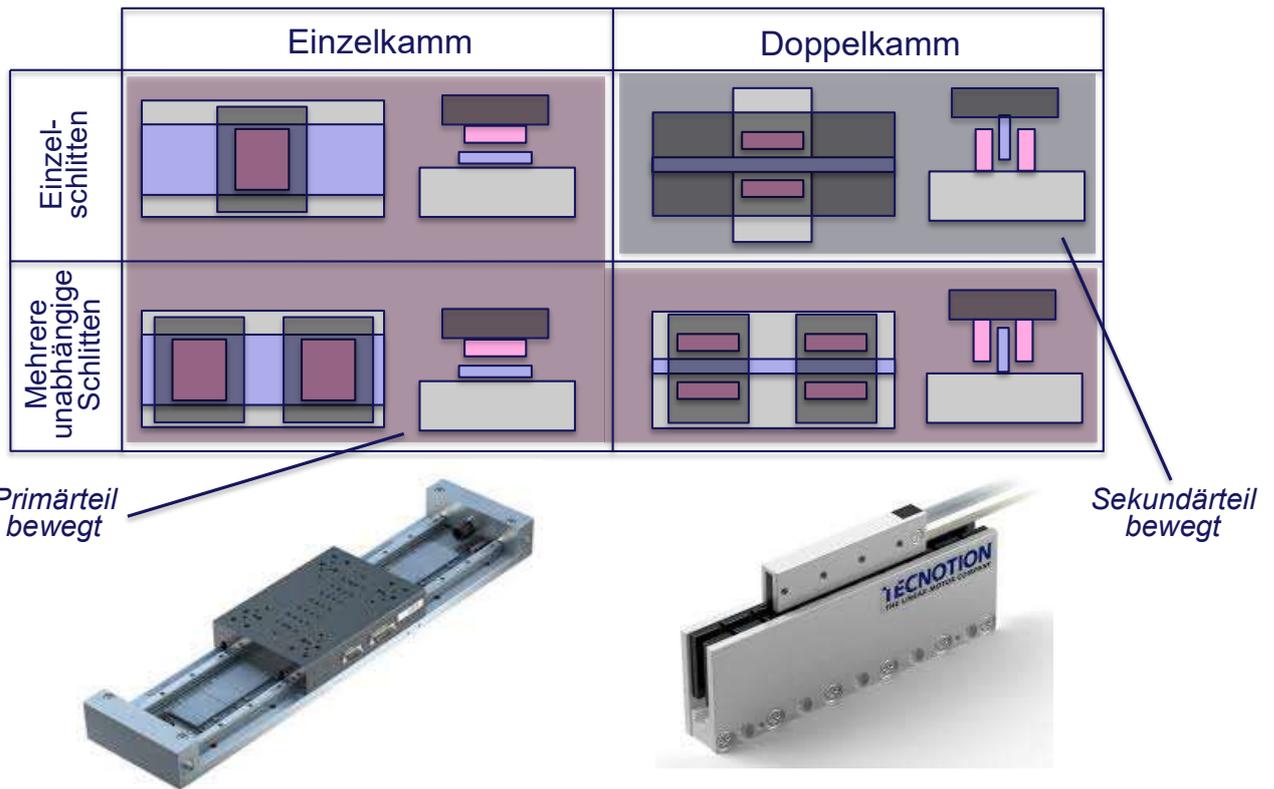


Bild 6.20 Beispiele für Bauformen und Anordnungsmöglichkeiten



Bild 6.21 Problematik des Linearmotors

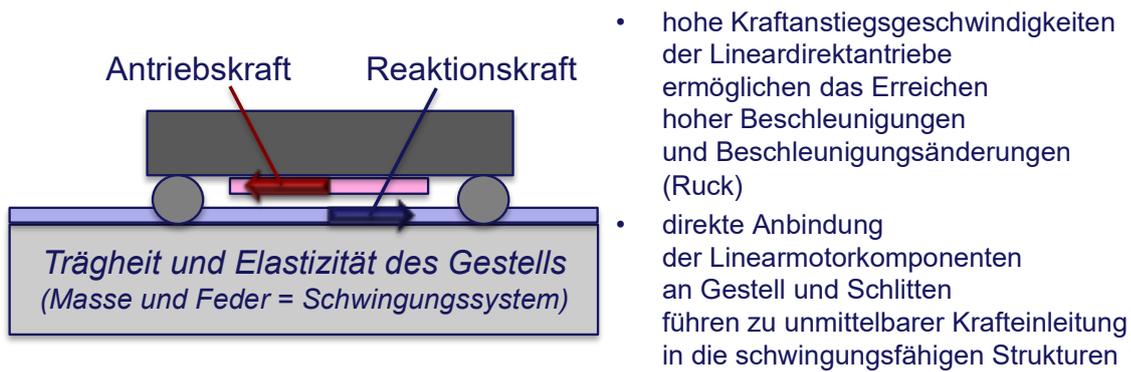


Bild 6.22 Entstehung der Schwingungsanregung



Bild 6.23 Möglichkeiten zur Reduzierung der Schwingungsanregung

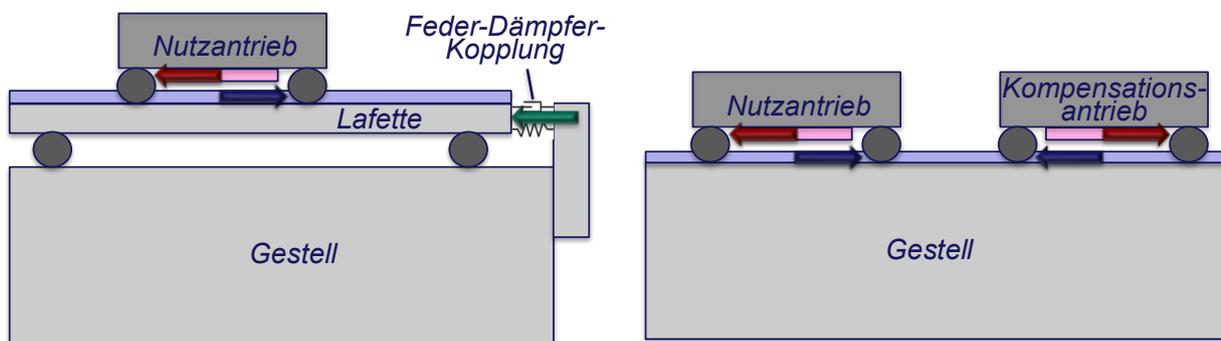


Bild 6.24 Reduzierung der Schwingungsanregung durch Impulskopplung (links) und Impulskompensation (rechts)

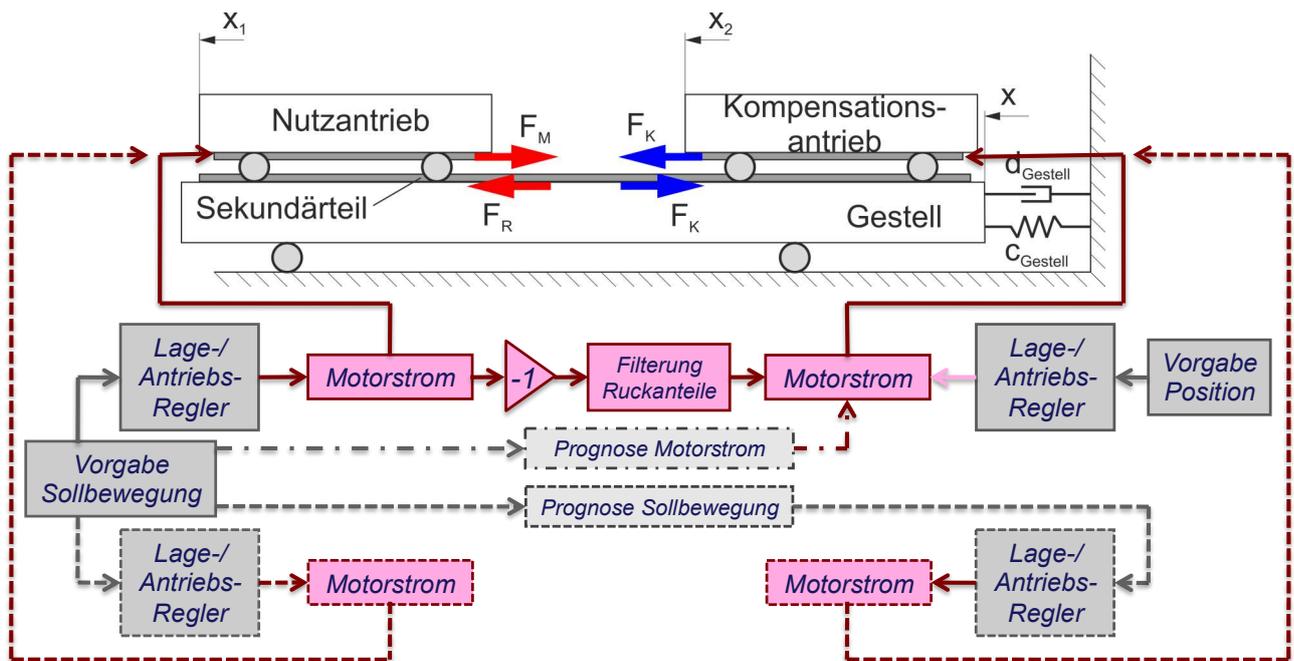


Bild 6.25 Varianten der Impulskompensation

### 6.2.4. Mechanik

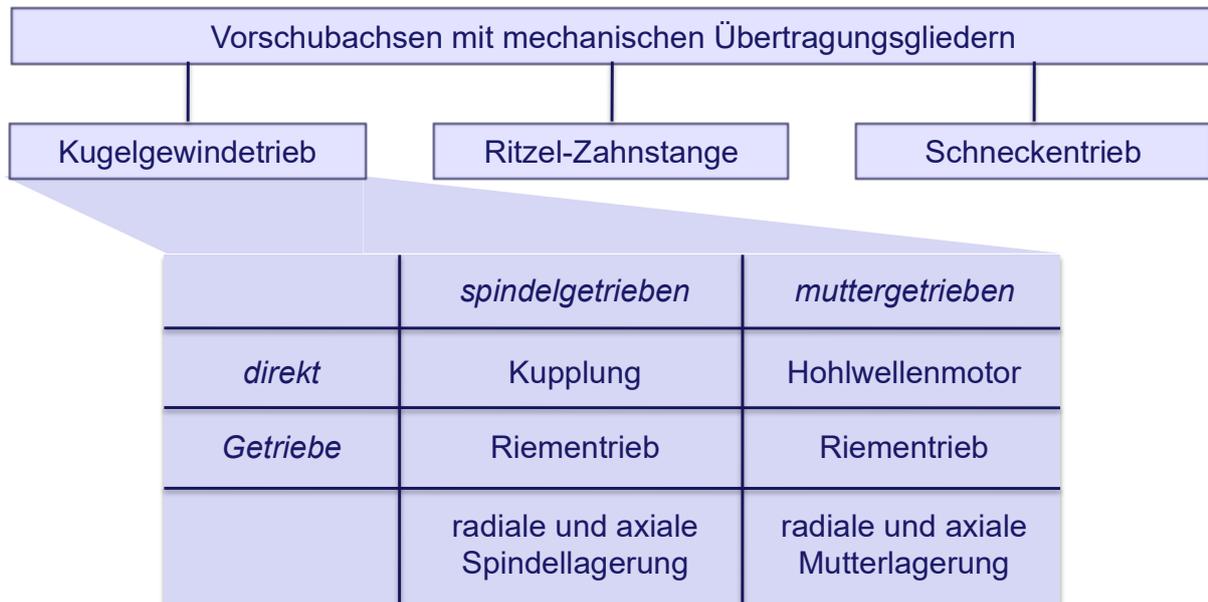


Bild 6.26 Varianten des Kugelgewindetrieb

### 6.2.4.1. Kugelgewindetrieb

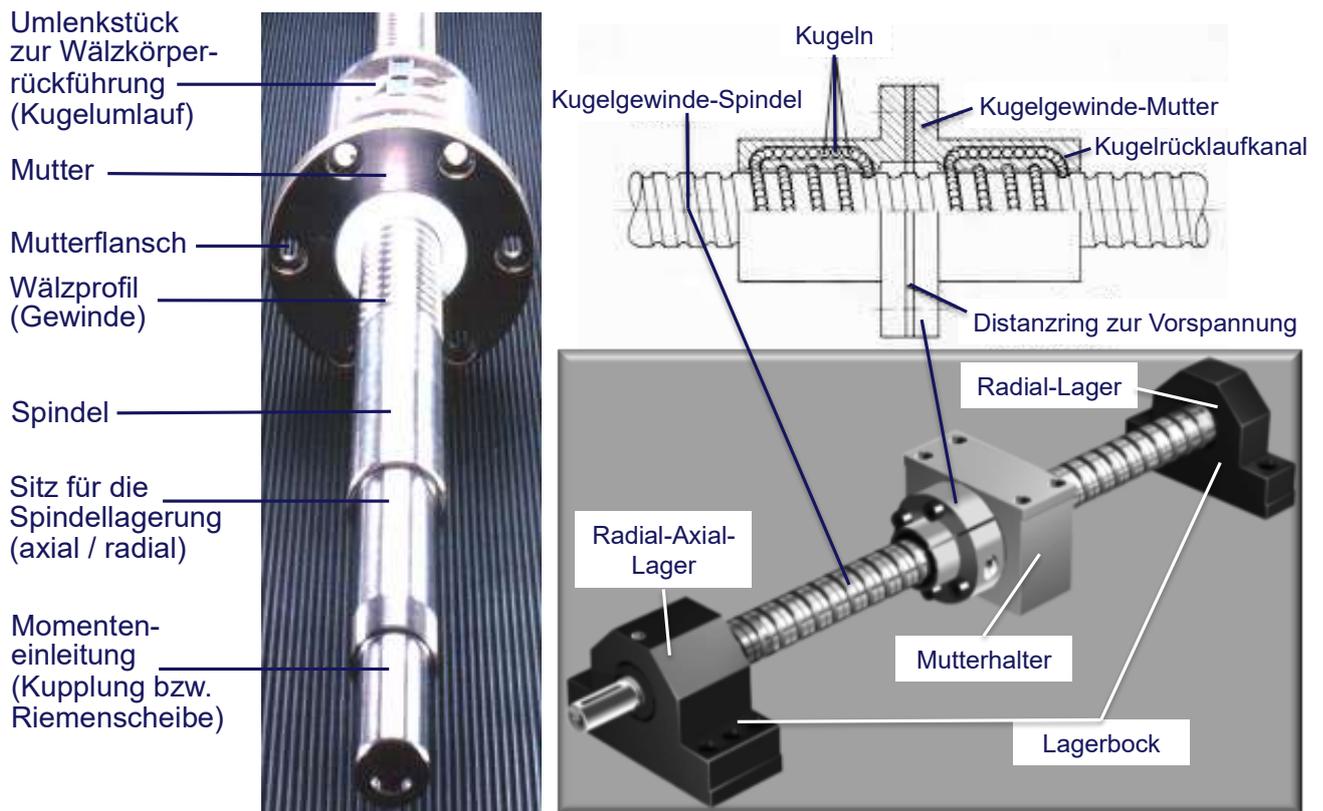


Bild 6.27 Komponenten des KGT

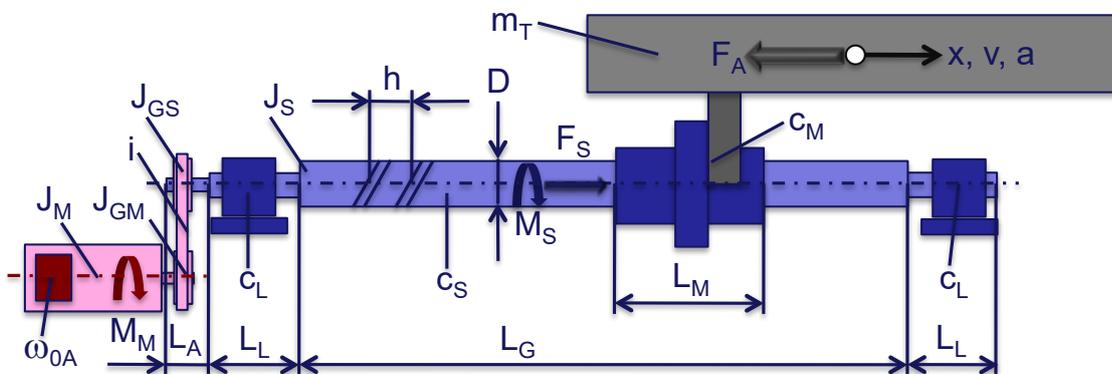


Bild 6.28 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsforderungen

Verfahrweg  $x_{max}$   
 Geschwindigkeit  $v_{eil}$   
 Beschleunigung  $a_{max}$   
 Lastaufnahme  $F_{S max}$   
 Lebensdauer  $L$   
 Antriebskraft  $F_{A max} = F_{S max}$   
 Genauigkeit  $\Delta x$

$L_G$   
 $n_{M max}, i, h, n_{S max} (K_D, n_{krit})$   
 $i, h, M_{M max} / J_{red}$   
 $F_{S knick}, C_0$   
 $C$   
 $i, h, M_{M max}$   
 $K_v(\omega_{axial}), c_{axial}$

Für den Kugelgewindetrieb nach Bild 6.28 gelten folgende Beziehungen für die Auslegung:

$$\text{Verfahrweg } x_{max} : (L_G - L_M) > x_{max} \quad L_G > x_{max} + L_M.$$

$$\text{Aus } \varphi_S = \varphi_M / i \text{ und } x = (h/2\pi) * \varphi_S \text{ folgt } x = \frac{h}{2\pi i} \varphi_M.$$

Bild 6.29 zeigt die konstruktive Ausführung eines Kugelgewindetriebes.

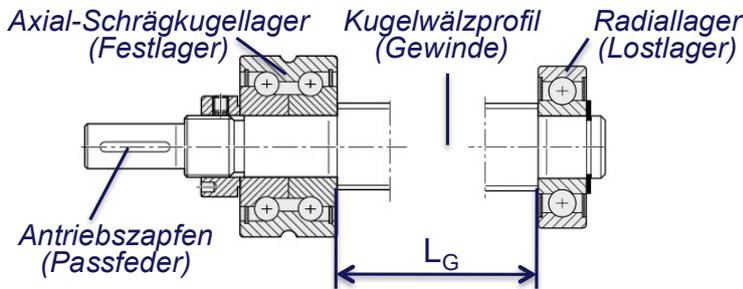


Bild 6.29 Vorschubantrieb mit KGT

Für die Eilgeschwindigkeit  $v_{eil}$  gilt:  $v_{eil}/h \leq n_{Smax} \leq n_{Mmax}/i$ . Dabei ist zu prüfen, dass  $n_{Smax} \leq \text{Min}[(K_D/D), n_{krit}]$  eingehalten wird. Der Drehzahlkennwert  $K_D$  folgt aus  $K_D = n_{max} * D$ . Er soll kleiner als 150 000 mm/min sein (entspr. Katalog). Bild 6.30 zeigt, wie sich im Laufe der Jahre der Drehzahlkennwert verändert hat.

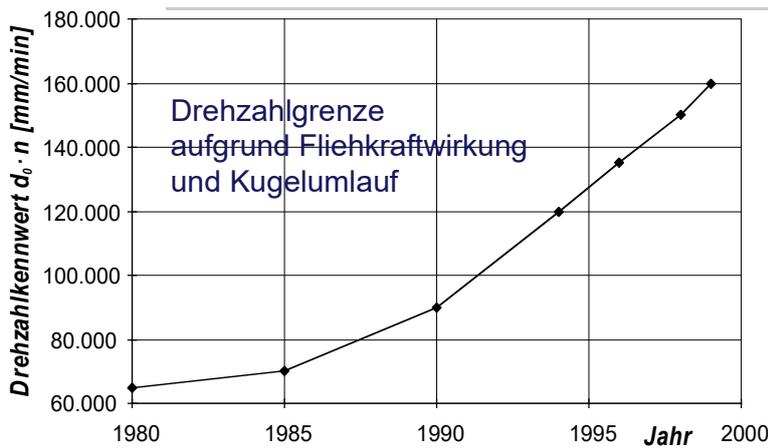


Bild 6.30: Vorschubantrieb mit KGT – Maximaldrehzahl

Die kritische Drehzahl  $n_{krit}$  ist abhängig vom Abstand der Drehfrequenz zur ersten Biegeeigenfrequenz. In Bild 6.31 sind Beispiele gezeigt, welchen Einfluss die Radiallagerung und die Stellung der Mutter auf die Eigenfrequenzen und die

Schwingungsformen haben.

Vergleich von ein- und beidseitiger Radiallagerung

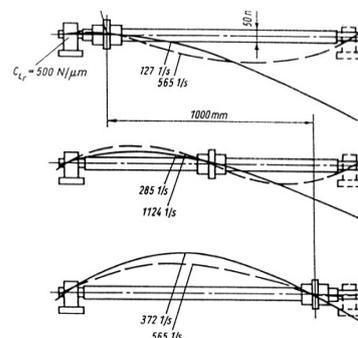
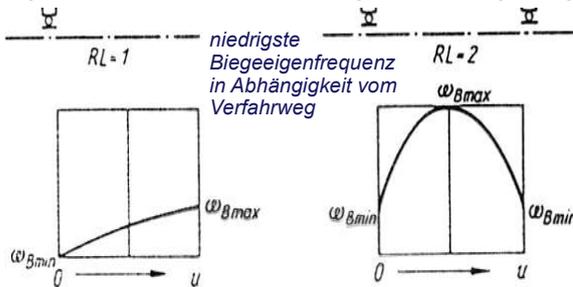


Bild 6.31 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

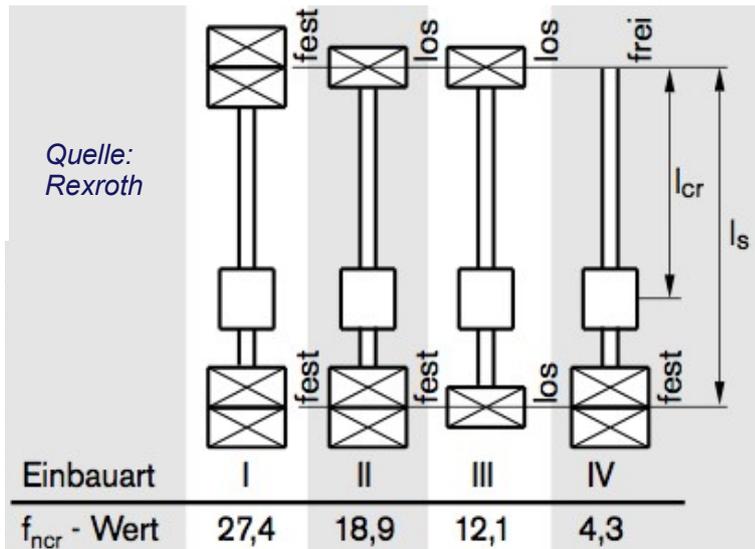


Bild 6.32 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximaldrehzahl

Bild 6.32 zeigt ein Auslegungsbeispiel für einen Kugelgewindetrieb.

$$n_{krit} = n_{crp}$$

$$n_{cr} = f_{ncr} * \frac{d_2}{l_{cr}^2} * 10^7 \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

$$n_{crp} = 0,8 * n_{cr} \text{ (min}^{-1}\text{)}$$

$n_{cr}$  Kritische Drehzahl (min<sup>-1</sup>)

$n_{crp}$  Zulässige Betriebsdrehzahl (min<sup>-1</sup>)

$f_{ncr}$  Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird

$d_2$  Kerndurchmesser (siehe Maßtabellen) (mm)

$l_M$  Kritische Länge für vorgespannte Mutternsysteme (mm)

$l_s$  Abstand Lager-Lager (mm)

Die Maximalbeschleunigung  $a_{max}$  lässt sich nach folgenden Beziehungen ermitteln:

$$M_M = J_{red} * \ddot{\varphi}_M$$

$$J_{red} = J_M + J_{GM} + (1/i^2) * [J_{GS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m_T]$$

$$a = \ddot{x} = [h/(2\pi i)] * \ddot{\varphi}_M$$

Wegen  $d_a/d_i = 0$  folgt

$$i_{opt,a} = \sqrt{[J_{GS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m_T] / (J_m + J_{GM})}$$

Da auch  $d_a/d_h = 0$  gilt, folgt

$$h_{opt,a} = \sqrt{[(J_M + J_{GM}) * i^2] / (m_T / 4\pi^2)}$$

Für das Maximalmoment ist die Bedingung

$$M_{Mmax} = 2 * \pi * J_{red} * a_{max} / h$$

einzuhalten.

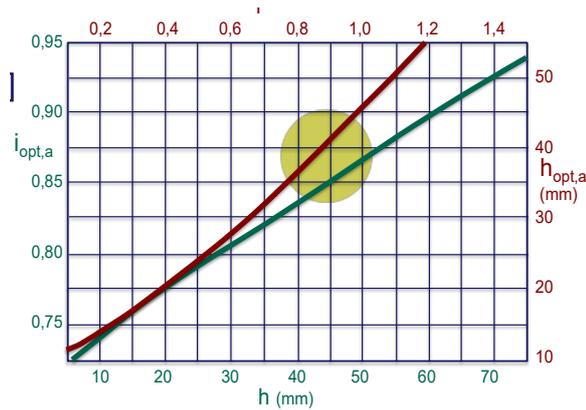


Bild 6.33 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung

Für mittlere Vorschubachse:

$$m_T = 1000 \text{ kg}$$

$$L = 1 \text{ m}$$

$$D = 40 \text{ mm}$$

$$\Rightarrow h = 40 \text{ mm}$$

$$i = 1$$

| $f_{Fc}$ - Wert | Einbauart |
|-----------------|-----------|
| 2,6             | IV        |
| 10,2            | III       |
| 20,4            | II        |
| 40,6            | I         |

Bild 6.34 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Lastaufnahme; (Quelle: Rexroth)

In Bild 6.34 sind die Bedingungen bezüglich der Lastaufnahme  $F_{S \max}$  dargestellt. Es ist zu prüfen, ob die Bedingung  $F_{S \max} \leq Mi$  ( $F_{S \text{ Knick}}, C_0/S_0$ ) eingehalten ist. Dabei sind  $C_0$  die Statische Tragzahl (entsprechend Katalog) und  $S_0$  der Statische Tragsicherheitsfaktor ( $S_0 = 4$ ). Desweiteren wird die Knickkraft  $F_{S \text{ Knick}}$  wie folgt berechnet:

$$F_c = f_{Fc} \frac{d_2^4}{l_c^2} 10^4 \text{ [N]} \quad F_{cp} = \frac{F_c}{2} \text{ [N]}$$

Dabei bedeuten:

$F_c$  Theoretisch zulässige axiale Spindelbelastung,

$F_{cp}$  Im Betrieb zulässige axiale Spindelbelastung,

$f_{cp}$  Beiwert, der von der Lagerung bestimmt wird,

$d_2$  Kerndurchmesser [mm], nach Maßstabellen

$l_c$  nicht gestützte Gewindelänge.

Bezüglich der Lebensdauer  $L$  ist die dynamische Tragzahl  $C$  nachzuweisen. Es muss gelten

$$C \geq F_{\text{äquiv}}^3 \sqrt[3]{L [\text{Umdr.}]/100}.$$

Die Kraft  $F_{\text{äquiv}}$  wird aus

$$F_{\text{äquiv}} = \sqrt[3]{\sum_i |F_{Ai}|^3 * (n_i/n_m) * \tau_i}$$

mit

$$n_m = \sum_i |n_i| * \tau_i$$

und  $L_h [\text{Std.}] = L [\text{Umdr.}] / (60 * n_m [\text{Umdr./min}])$ ,

$$\tau_i = t_i / T$$

Die Zeitintervalle  $t_i$  sind in Bild 6.35 abgebildet.

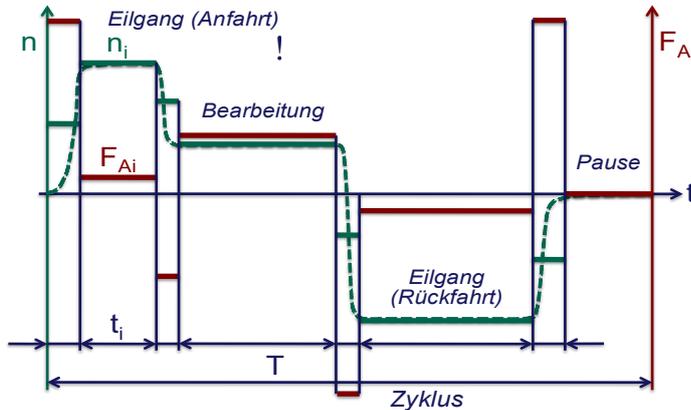


Bild 6.35 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Lebensdauer

In Bild 6.36 ist der Zusammenhang zwischen Antriebskraft und Verschiebegeschwindigkeit dargestellt. Es gelten die Beziehungen

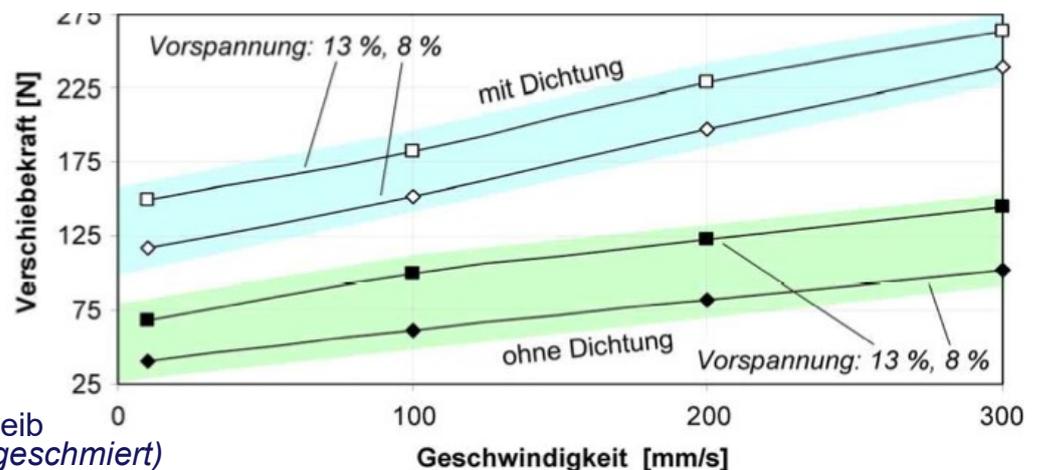
$$F_{A \max} = F_{S \max},$$

$$F_{A \max} = F_{\text{Proz}} + F_{\text{Reib}} + m_T * a.$$

Das Antriebsmoment muss der Beziehung

$$M_{M \max} \geq [h / (2\pi * \eta_{\text{ges}})] * F_{A \max}$$

genügen. Das Beispiel in Bild 6.36 zeigt den Einfluss mehrerer Parameter auf die Reibungskraft  $F_{\text{Reib}}$ .



Beispiel für  $F_{\text{Reib}}$   
(RPSF BG 35, ölgeschmiert)

Bild 6.36 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

Die Zusammenhänge bez. der Genauigkeit bei indirekter Lagemessung sind in den folgenden Gleichungen zusammengestellt.

$$x_{ist} = (h/2\pi * i) * \varphi_m, \quad \Delta x_{stat} = F_A/c_{axial},$$

$$1/c_{axial} = 1/c_L + 1/c_S + 1/c_M$$

$$c_{axial} = \frac{c_L * c_S * c_M}{c_L * c_S + c_L * c_M + c_S * c_M}$$

$$c_S = \frac{\pi * E * D^2}{4L_G} > 2c_{axial}$$

Mit  $\Delta x_{therm} \geq \alpha * L * \Delta T$  folgt  $\Delta x/x > \alpha * \Delta T \approx 10^{-5} * \Delta T$

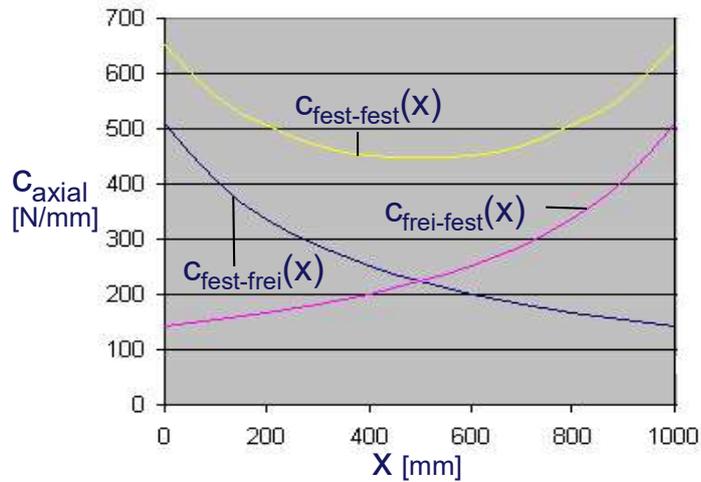
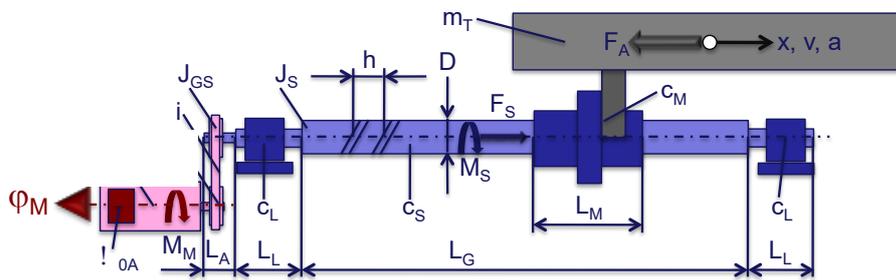


Bild 6.37 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsbeziehungen: Genauigkeit (Indirekte Lagemessung)

In Bild 6.38 ist die Auslegungsbeziehung für die direkte Lagemessung gezeigt.

Es gilt für die Genauigkeit  $\Delta x$ :  $\omega_{axial} = \sqrt{c_{axial}/m_{axial}}$



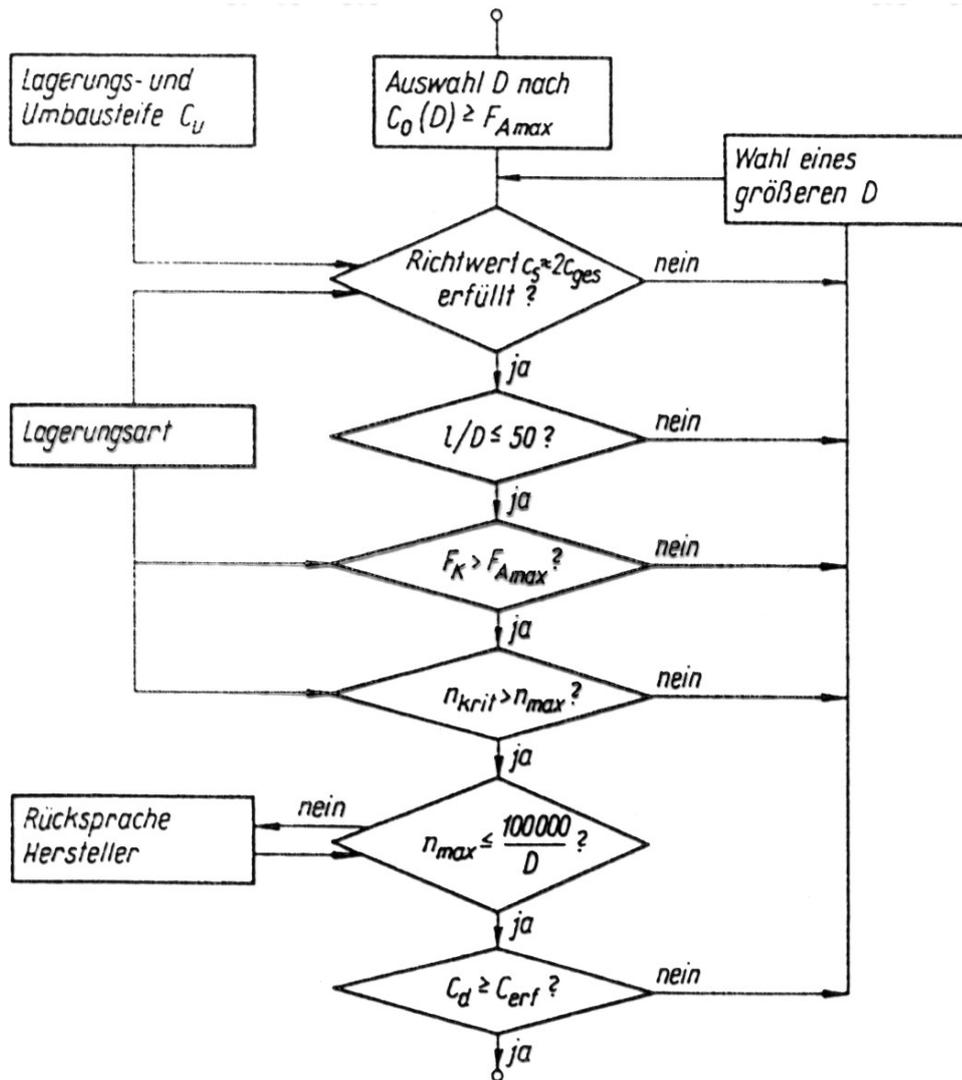


Bild 6.39 Vorschubantrieb mit KGT – Statisch orientierter Auslegungsablauf nach DIN

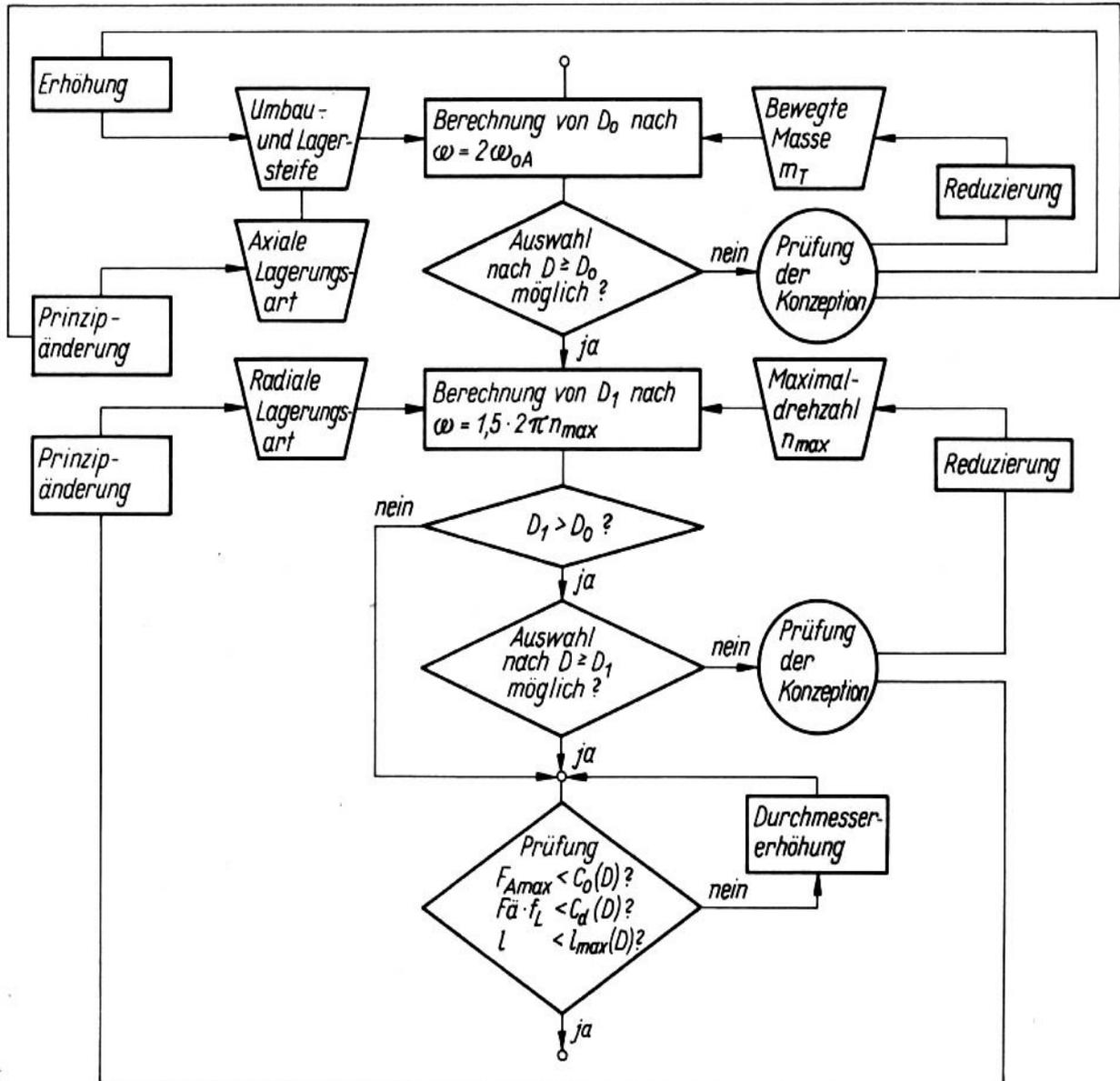


Bild 6.40 Vorschubantrieb mit KGT – Auslegungsablauf nach dynamischen Anforderungen

In Bild 6.41 ist eine Beispielaufgabe gegeben nach der die folgenden Größen zu berechnen sind:

- Positionsabweichung,
- Umkehrspanne,
- Kleinste stellbare Schrittweite und
- Einfluss von Gewindesteigung und Ort der Winkelmessung

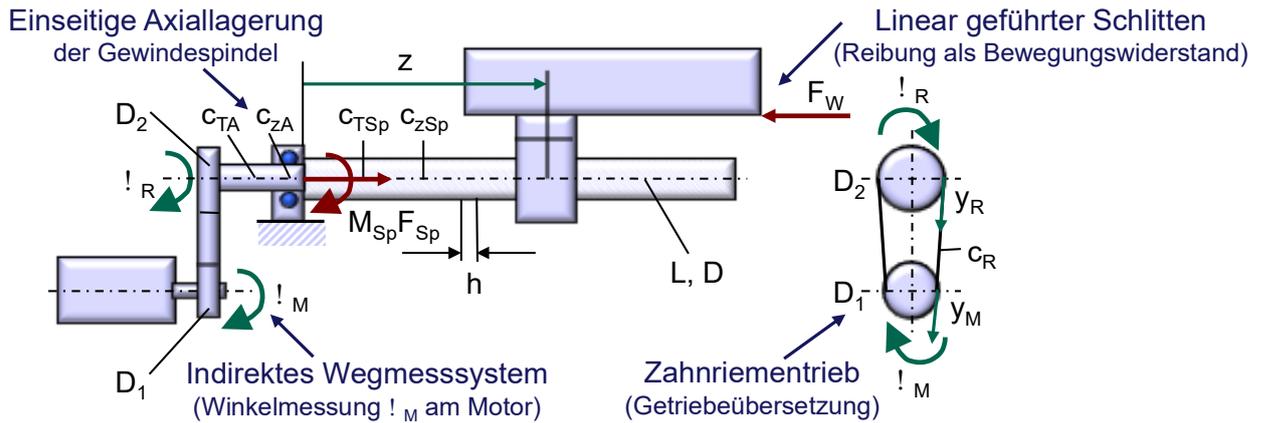


Bild 6.41 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Aufgabenstellung

Folgende Größen sind bekannt:

Zahnriementrieb:  $D_1 = 70 \text{ mm}$   $D_2 = 90 \text{ mm}$   $c_R = 5 \text{ N}/\mu\text{m}$

Gewindespindel:  $E = 2,1 \cdot 10^5 \text{ N}/\text{mm}^2$   $G = 8,2 \cdot 10^4 \text{ N}/\text{m}^2$   
 $L = 1000 \text{ mm}$   $D = 25 \text{ mm}$   $h = (20,40) \text{ mm}$   
 $A = 533,4 \text{ mm}^2$   $I_T = 3,835 \cdot 10^4 \text{ mm}^4$   
 $c_{TA} = 0,02 \text{ Nm}/\mu\text{rad}$   $C_{ZA} = 150 \text{ N}/\mu\text{m}$

Reibkraft:  $F_R = 4 \cdot 80 \text{ N}$

Die Berechnung soll unter Vernachlässigung von

- Steigungsfehlern,
- Thermisch bedingten Verformungen und
- Vernachlässigung von dynamischen Effekten

angenommen werden.

Der Lösungsansatz ist in Bild 6.42 gezeigt.

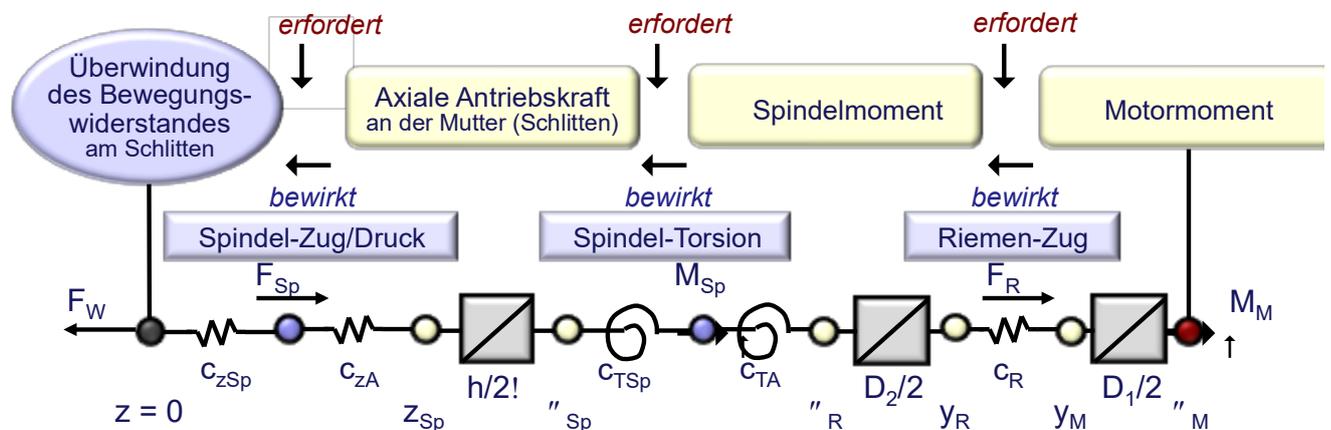


Bild 6.42 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Lösungsansatz

Zur Überwindung des Bewegungswiderstandes wird der gesamte Antriebszug vom Motor bis zum Schlitten verspannt und entsprechend elastisch verformt. Die dazu erforderliche Motordrehung  $\varphi_M$  wird vom Messsystem entsprechend

$$\Delta z = [(h/2\pi)/i] * \varphi_M$$

als Ist-Weg interpretiert, ohne dass eine Schlittenbewegung ausgeführt wird!

#### Zug-Druck-Anteil

Gewindespindel:  $c_{zSp}$

Axiallagerung:  $c_{zA}$

$$\Delta z_{ZD} = F_{Sp}/c_z$$

$$F_{Sp} = F_W$$

$$c_z = c_{zSp} * c_{zA} / (c_{zSp} + c_{zA})$$

$$c_{zSp} = E * A/z$$

#### Torsionsanteil

Gewindespindel:  $c_{TSp}$

Spindelanschluss:  $c_{TA}$

$$\Delta\varphi_{RT} = M_{Sp}/c_T$$

$$M_{Sp} = (h/2\pi) * F_W$$

$$c_T = c_{TA} * c_{TSp} / (c_{TA} + c_{TSp})$$

$$c_{TSp} = G * I_T/z$$

entspricht einer z-Bewegung von

$$\Delta z_T = \Delta\varphi_{RT} * (h/2\pi)$$

#### Zahnriemenanteil

Zug-Trum:  $c_R$

$$M_{Sp} = F_R * D_2/2 = F_W * (h/2\pi)$$

$$F_R = F_W * (h/2\pi) / (D_2/2)$$

$$\Delta y = y_M - y_R = F_R/c_R$$

$$\Delta\varphi_{MR} = \Delta y / D_1/2$$

entspricht einer z-Bewegung von

$$\Delta z_R = \Delta\varphi_{MR} * (h/2\pi)/i$$

Es gilt:

$$\Delta z = [(h/2\pi)/i] * \varphi_M = \Delta z_{ZD} + \Delta z_T + \Delta z_R$$

| $h(mm)$  | 20   |      |      | 40   |      |      |
|--|------|------|------|------|------|------|
| $z/l$  | 0    | 0,5  | 1    | 0    | 0,5  | 1    |
| Nachgiebigkeit am Schlitten ( $10^{-2} * \mu m/N$ )                      |      |      |      |      |      |      |
| $\Delta z_{ZD}/F_W$  | 0,67 | 1,15 | 1,64 | 0,67 | 1,15 | 1,64 |
| $\Delta z_T/F_W$   | 0,05 | 0,21 | 0,37 | 0,20 | 0,85 | 1,49 |
| $\Delta z_R/F_W$   | 0,10 | 0,10 | 0,10 | 0,40 | 0,40 | 0,40 |
| $\Delta z/F_W$   | 0,82 | 1,46 | 2,11 | 1,27 | 2,40 | 3,53 |
| Positionsabweichung ( $\mu m$ ) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$             |      |      |      |      |      |      |
| $\pm \Delta P$   | 2,6  | 4,7  | 6,8  | 4,1  | 7,7  | 11,3 |
| Umkehrspanne ( $\mu m$ ) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$                    |      |      |      |      |      |      |
| $U = 2 * \Delta P$   | 5,2  | 9,4  | 13,6 | 8,2  | 15,4 | 22,6 |
| Kleinste stellbare Schrittweite ( $\mu m$ ) bei $F_W = 4 * 80 N = 320 N$ |      |      |      |      |      |      |
| $Min(z_{Schritt})$   | 6    | 10   | 14   | 9    | 16   | 23   |
| Einfluss der Gewindesteigung   |      |      |      |      |      |      |
| Relative Nachgiebigkeitsanteile am Schlitten (%)                         |      |      |      |      |      |      |
| Zug-Druck  | 82   | 79   | 78   | 53   | 48   | 47   |
| Torsion  | 6    | 14   | 17   | 16   | 35   | 42   |
| Riemen   | 12   | 7    | 5    | 31   | 17   | 11   |

Tabelle 6.1 Ergebnisse Auslegung Vorschubantrieb mit Kugelgewinde-Trieb

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 6.1 zusammengestellt. Den Einfluss der Gewindesteigung zeigen Bild 6.43 und Tabelle 6.1. Auf der  $\Delta z$ -Achse ist der Ausdruck  $\Delta z_{TSp}/(\Delta z_{TSp} + \Delta z_{ZDsp})(\%)$  aufgetragen. Der relative Anteil der Torsion am gesamten Spindelanteil wird nach

$$\Delta z_{TSp}/(\Delta z_{TSp} + \Delta z_{ZDsp}) = (100\%)/[1 + 1,928 * (D/h)^2]$$

berechnet.

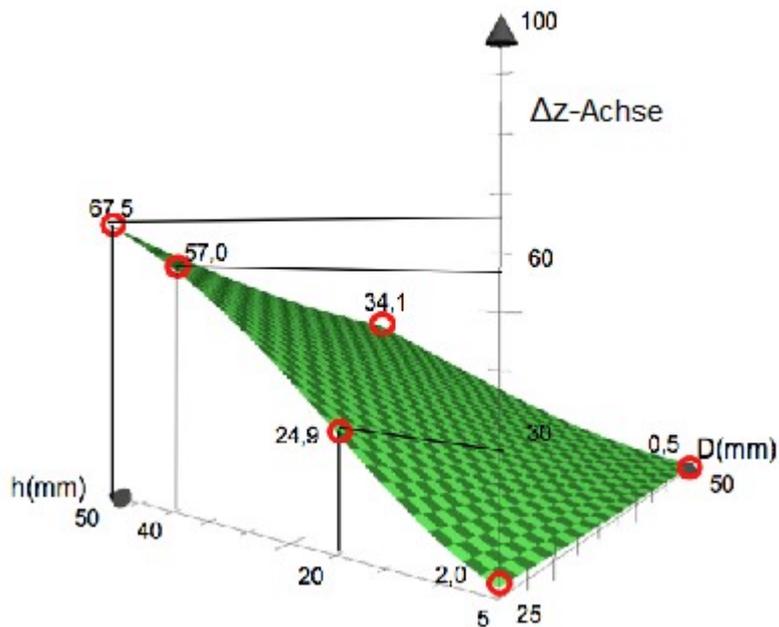


Bild 6.43 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Einfluss der Steigung)

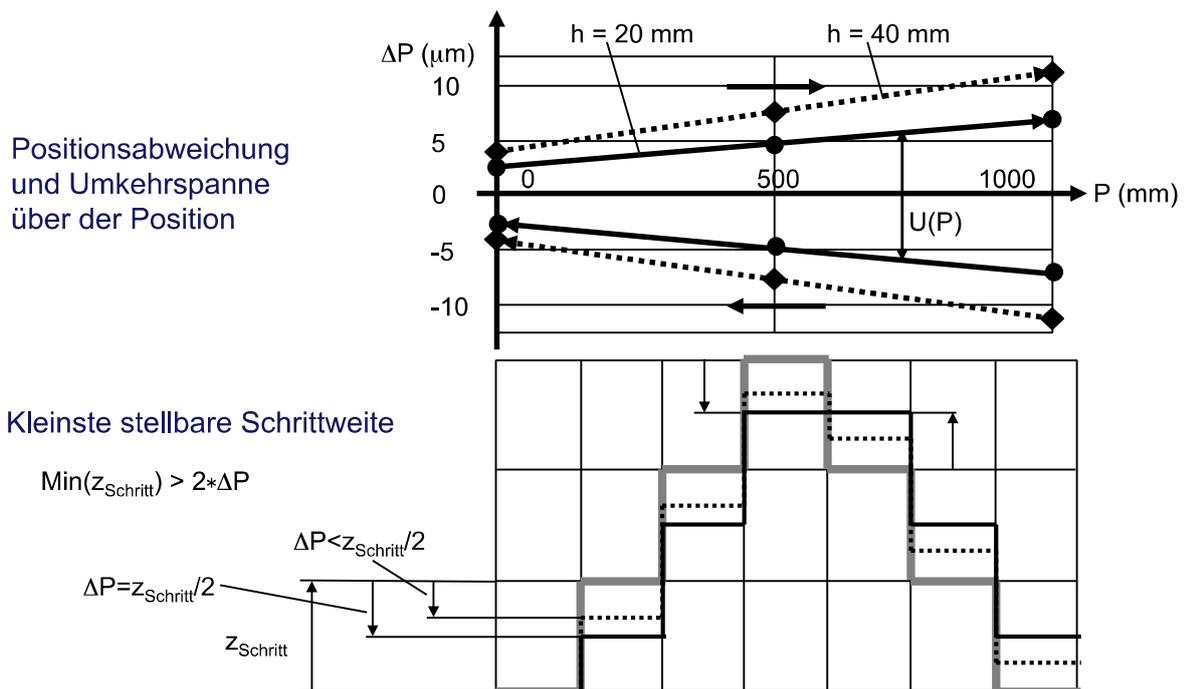
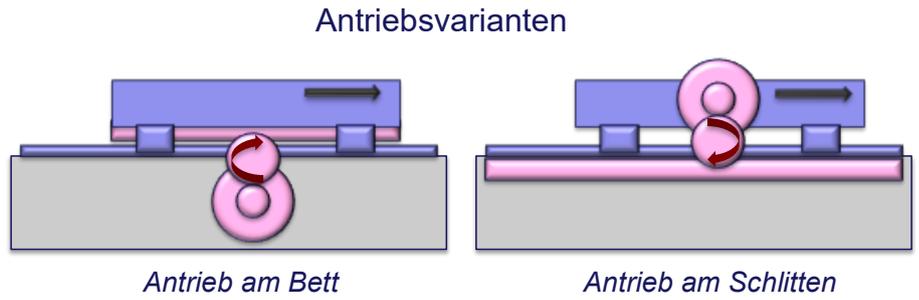


Bild 6.44 Beispielaufgabe – Genauigkeit des KGT: Ergebnis (Positionsabweichung)

### 6.2.4.2. Ritzel-Zahnstange

Bild 6.45 zeigt Anwendungsbeispiele und das Wirkprinzip dieser Antriebsart. In den Bild 6.46 bis Bild 6.48 werden die Auslegungsbeziehungen bezüglich Maximalgeschwindigkeit, Maximalbeschleunigung und Antriebskraft gezeigt.



Typische Anwendungen



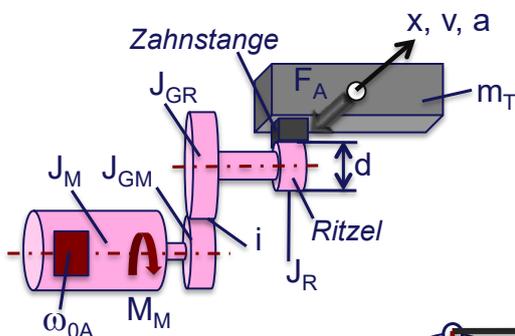
Laser-Schneidanlagen



Großteile-Bearbeitungsmaschinen



Bild 6.45 Komponenten, Varianten und Anwendungen

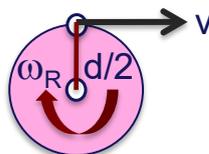


Kinematische Transformation:

$$\varphi_R = \varphi_M / i, \quad x = (d/2) \cdot \varphi_R$$

$$x = \frac{d}{2 \cdot i} \varphi_M$$

Geschwindigkeit  $v_{Eil}$



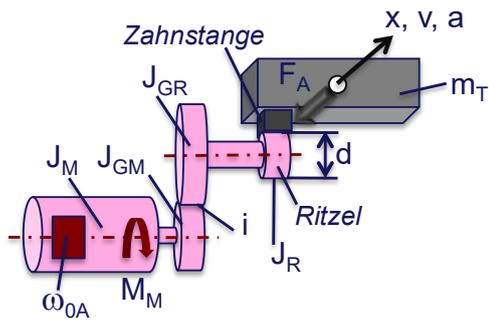
$$v = \omega_R \cdot d/2$$

$$\omega_R = 2\pi \cdot n_R$$

$$n_R = n_M / i$$

$$v_{Eil} \leq (\pi \cdot d / i) \cdot n_{Mmax}$$

Bild 6.46 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Maximalgeschwindigkeit



Beschleunigung  $a_{\max}$

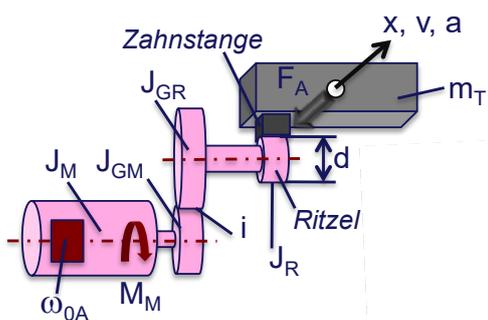
$$M_{M\max} \geq 2 \cdot i \cdot J_{\text{red}} \cdot a_{\max} / d$$

$$M_M = J_{\text{red}} \cdot \ddot{\varphi}_M$$

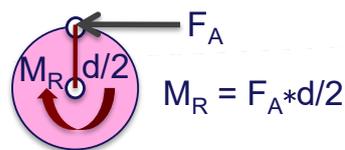
$$J_{\text{red}} = J_M + J_{GM} + (1/i^2) \cdot [J_{GR} + J_R + (d/2)^2 \cdot m_T]$$

$$a = \ddot{x} = (d/(2 \cdot i)) \cdot \ddot{\varphi}_M$$

Bild 6.47 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Maximalbeschleunigung



$$F_{A\max} = F_{\text{Proz}} + F_{\text{Reib}} + m_T \cdot a$$



Antriebskraft  $F_{A\max}$

$$M_R = \eta_{\text{ges}} \cdot i \cdot M_M$$

$$M_{M\max} \geq (d / (2 \cdot i \cdot \eta_{\text{ges}})) \cdot F_{A\max}$$

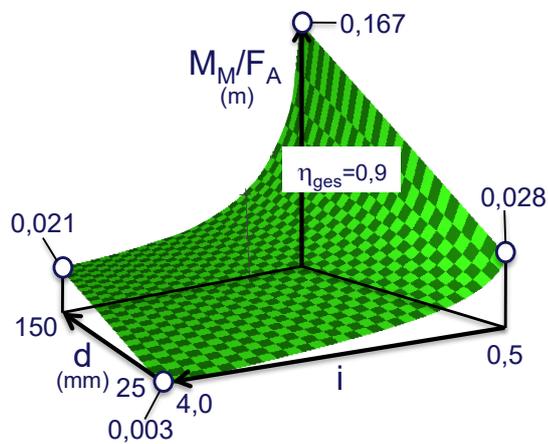


Bild 6.48 Vorschubantrieb mit Ritzel-Zahnstange – Auslegungsbeziehungen: Antriebskraft

### 6.2.4.3. Ausführungsvarianten im Vergleich

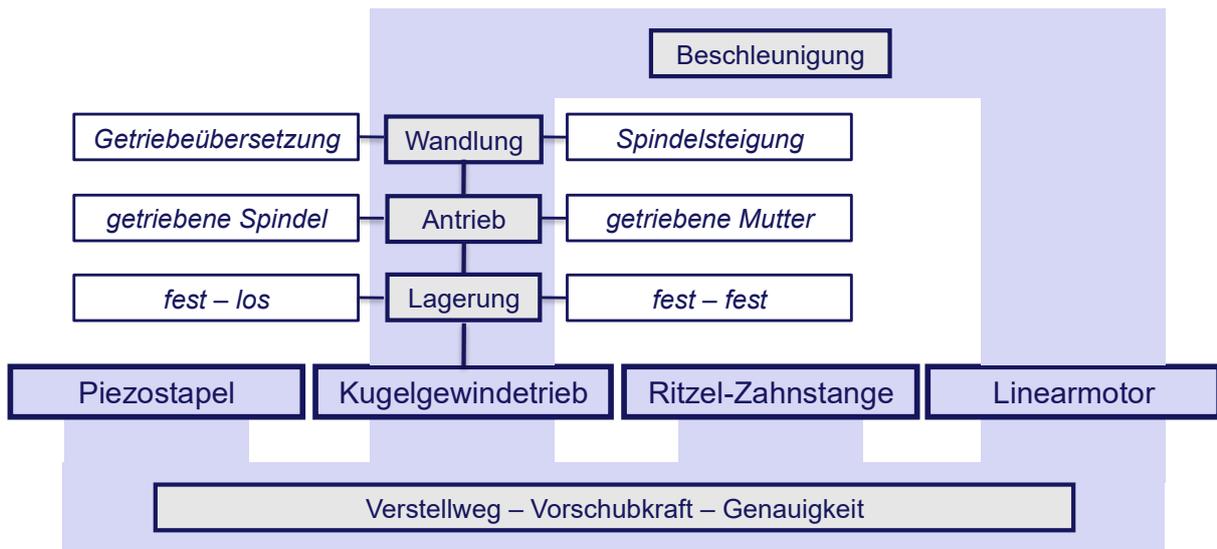


Bild 6.49 Vergleichsvarianten

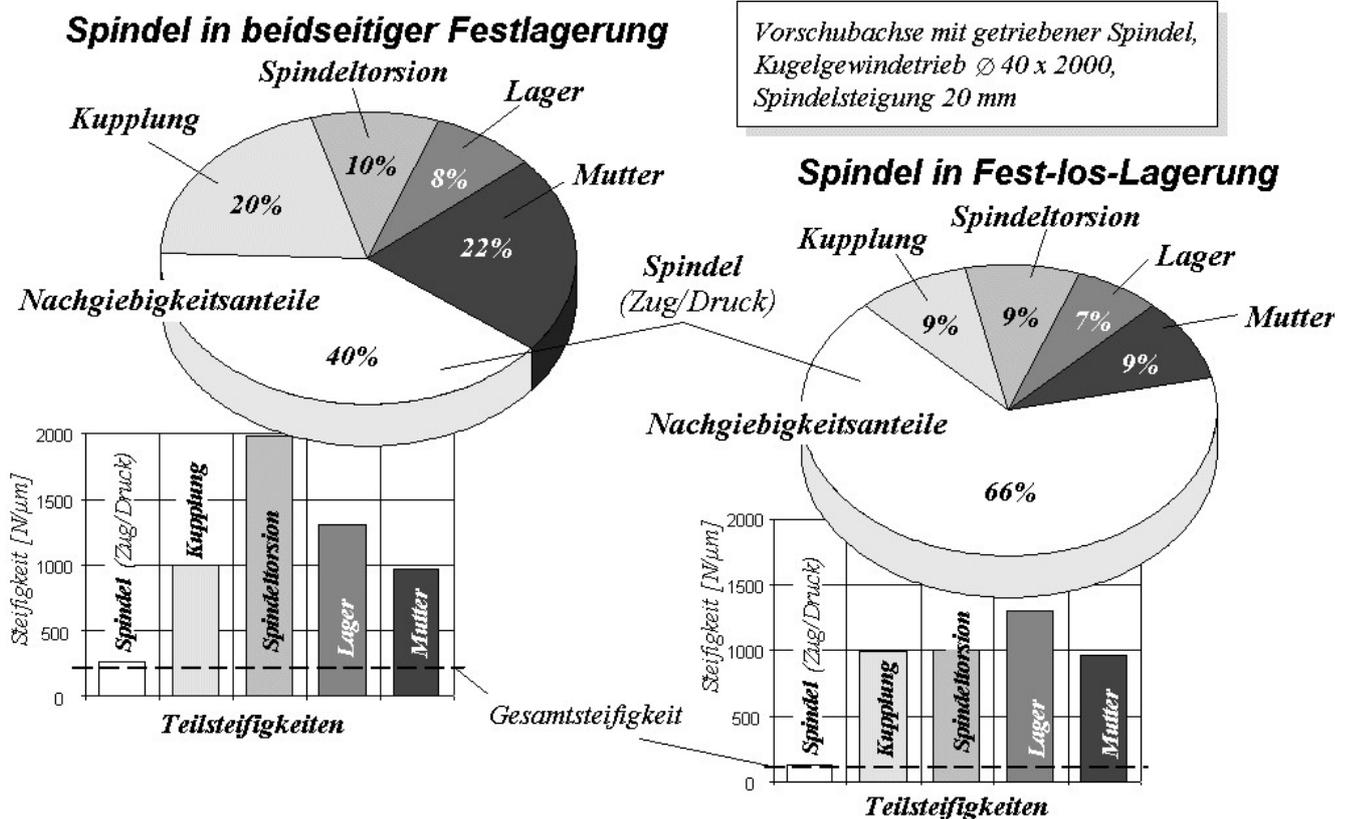


Bild 6.50 Vorschubantrieb mit KGT – Lagerungsvarianten nach [8]

indirekt (Getriebe) direkt (Kupplung)

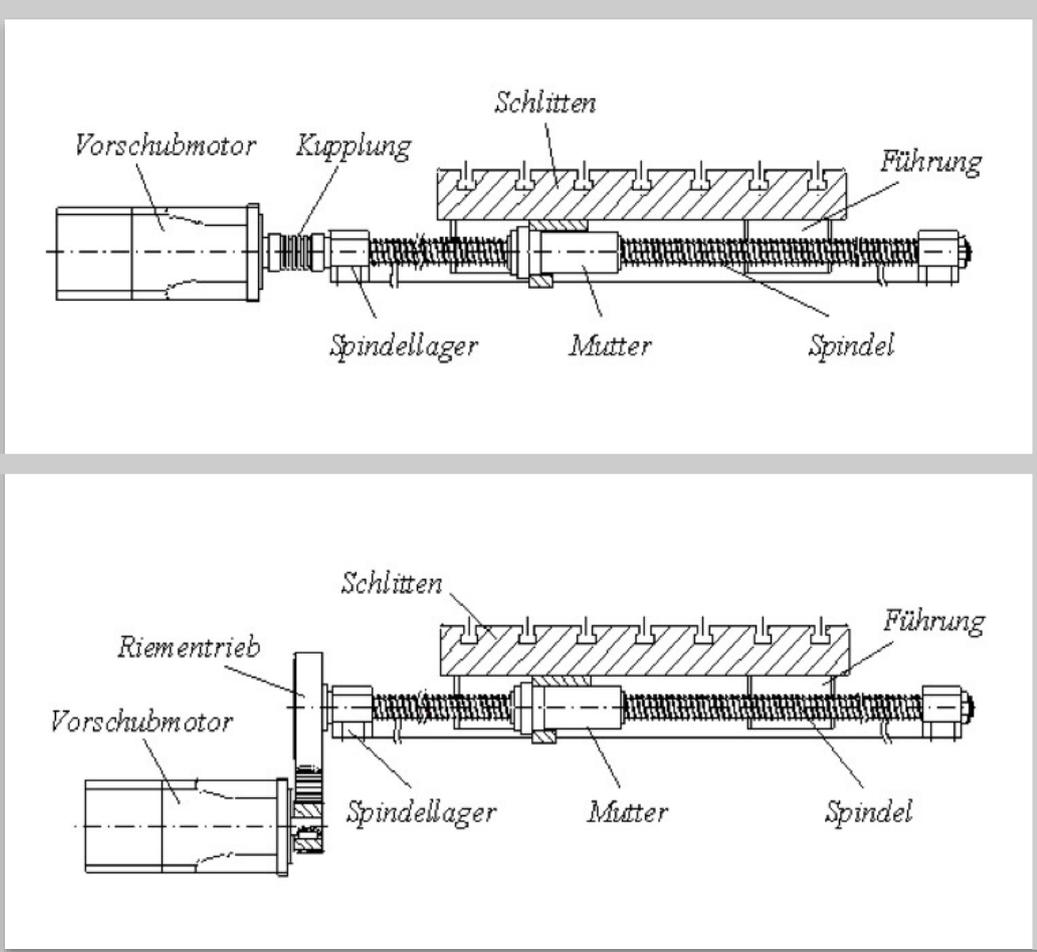


Bild 6.51 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

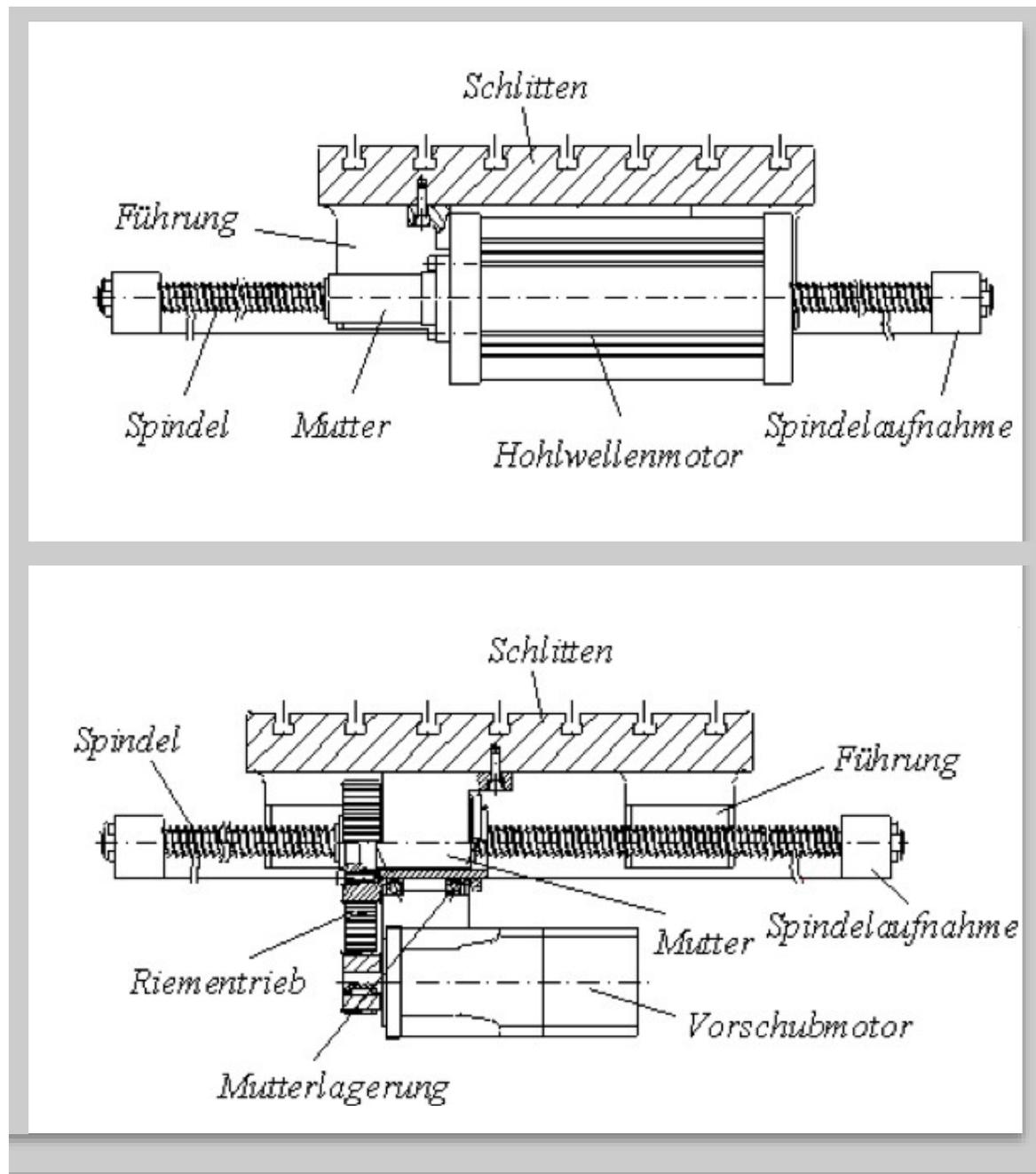
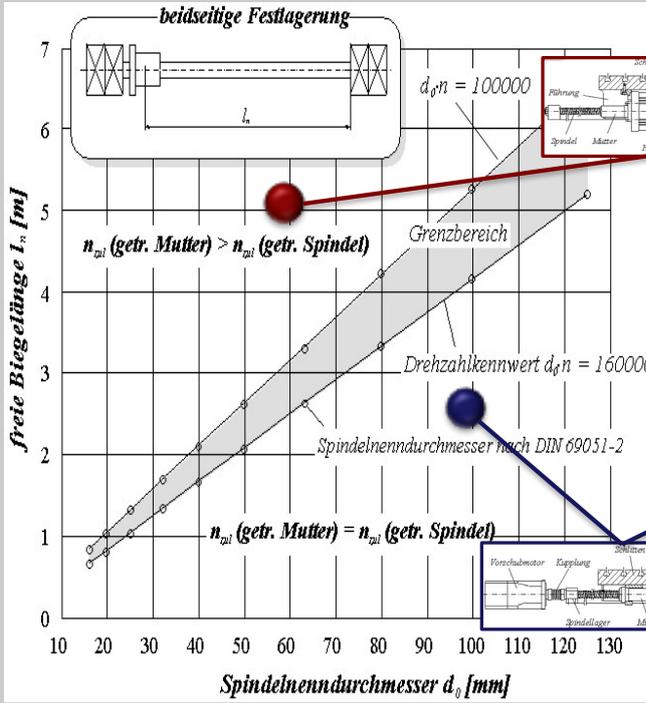


Bild 6.52 Vorschubantrieb mit KGT: Getriebene Mutter – Antriebsvarianten: Aufbau, nach [8]

nach der maximalen Geschwindigkeit:  
Maximierung der zulässigen Spindeldrehzahl

$$n_{\max} < \text{Min}(K_D/D, \omega_{\text{Bieg}}/2\pi)$$



nach der maximalen Beschleunigung:  
Minimierung des auf die Motorwelle reduzierten  
Trägheitsmomentes  $\text{Min}(J_{\text{redS}}, J_{\text{redM}})$

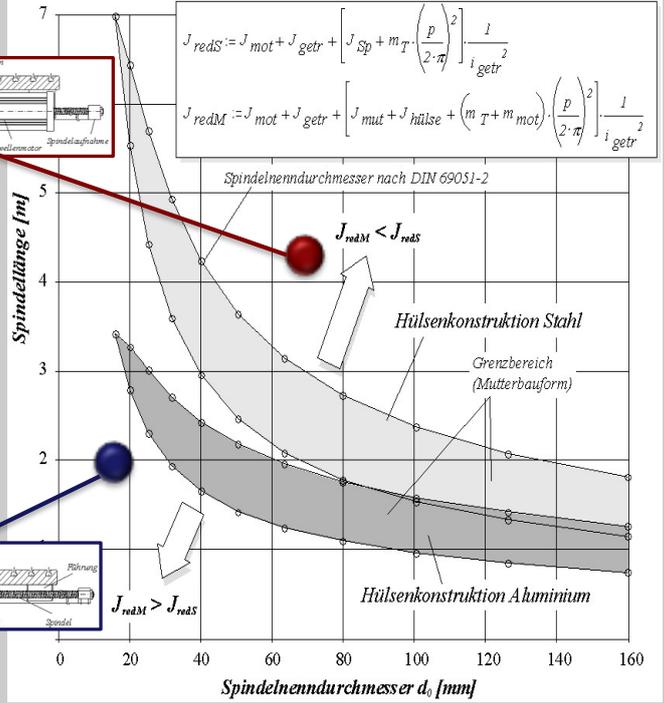


Bild 6.53 Vorschubantrieb mit KGT – Antriebsvarianten: Auswahl, nach [8]

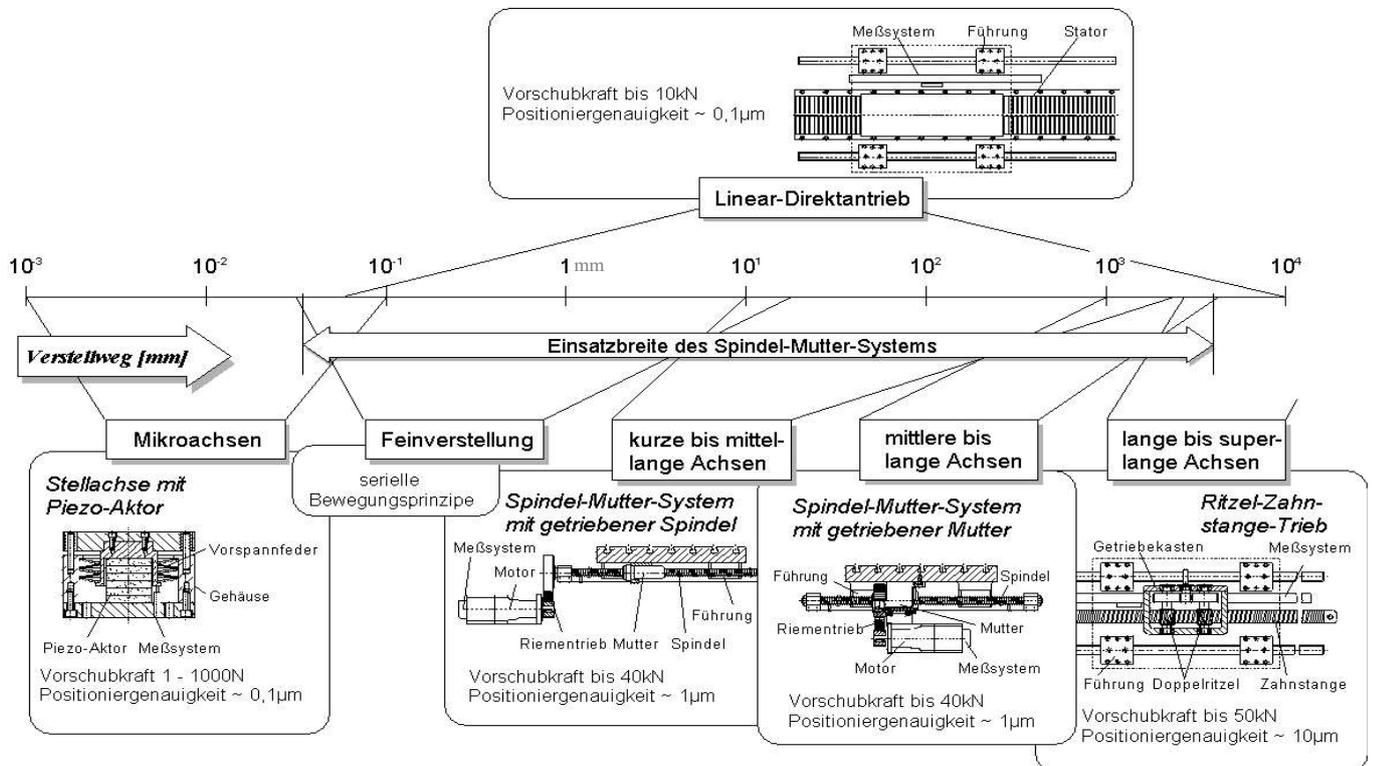


Bild 6.54 Verstellwegbereiche der Antriebsarten von Vorschubachsen, nach [8]

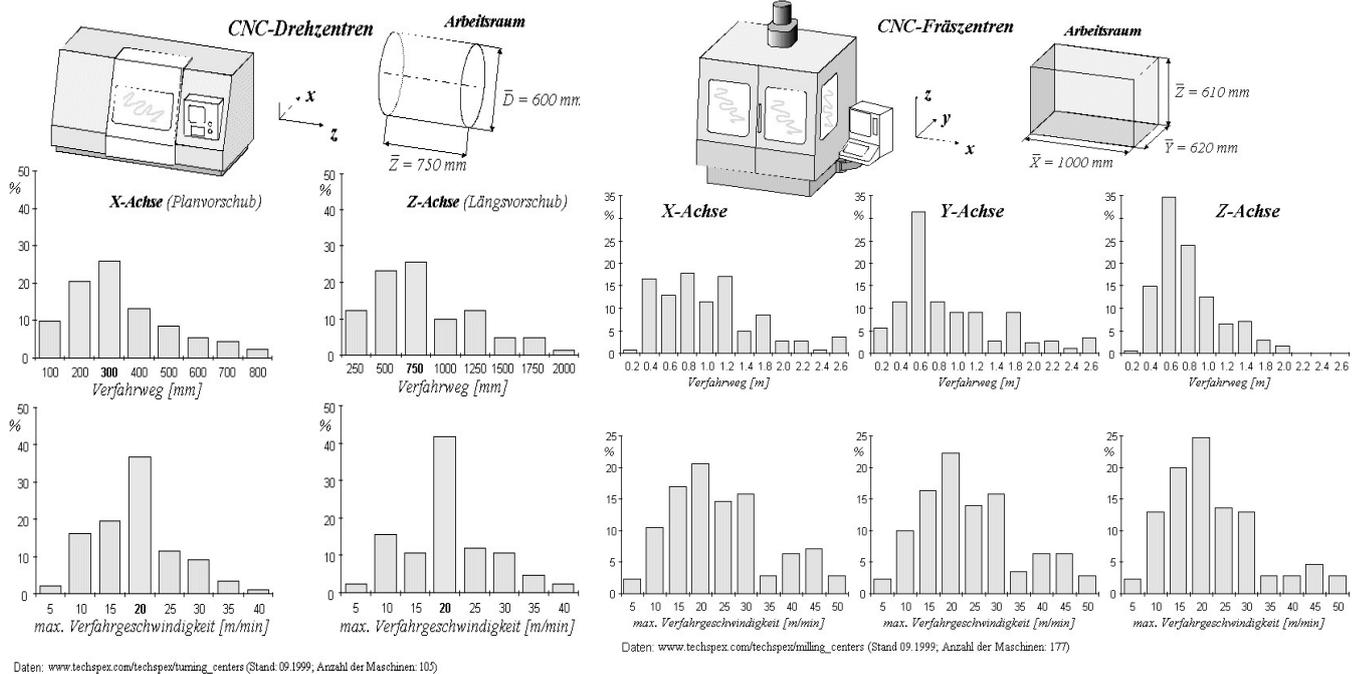


Bild 6.55 Verstellwege und Geschwindigkeiten von Vorschubachsen für Dreh- und Fräsmaschinen, nach [8]

Im Folgenden wird ein Vergleich zwischen dem Kugelgewindetrieb und dem Lineardirektantrieb bezüglich des Beschleunigungsvermögens geführt. Folgende Fragestellung soll beantwortet werden:

- Wie groß ist die erreichbare Linearbeschleunigung Abhängigkeit von der Schlittenmasse?
- Welchen Einfluss haben Gewindesteigung und Getriebeübersetzung?

Folgende Daten sind bekannt:

**Gewindespindel:**

- Werkstoff  $\text{Stahl } (\rho = 7,85 \cdot 10^3 \text{ kg/m}^3)$
- Abmessungen  $L = 1000 \text{ mm}$   $D = 40 \text{ mm}$
- Steigungseinfluss bei  $i = 1$  für  $h = 20, 30, 40 \text{ mm}$
- Übersetzungseinfluss bei  $h = 30 \text{ mm}$  für  $i = 1, 2, 3, 4$

Annahmen:

Vereinfachend sind für die Drehträgheiten der spindelseitigen Riemenscheibe der nicht mit  $L, D$  beschriebenen Spindelanteile (Anschlussstück für Lagerung)  $J_{SS} = 0,2 \cdot J_S$  sowie für die Drehträgheiten von Motor und motorseitiger Riemenscheibe  $J_M + J_{SM} = 0,1 \cdot J_S$  anzusetzen.

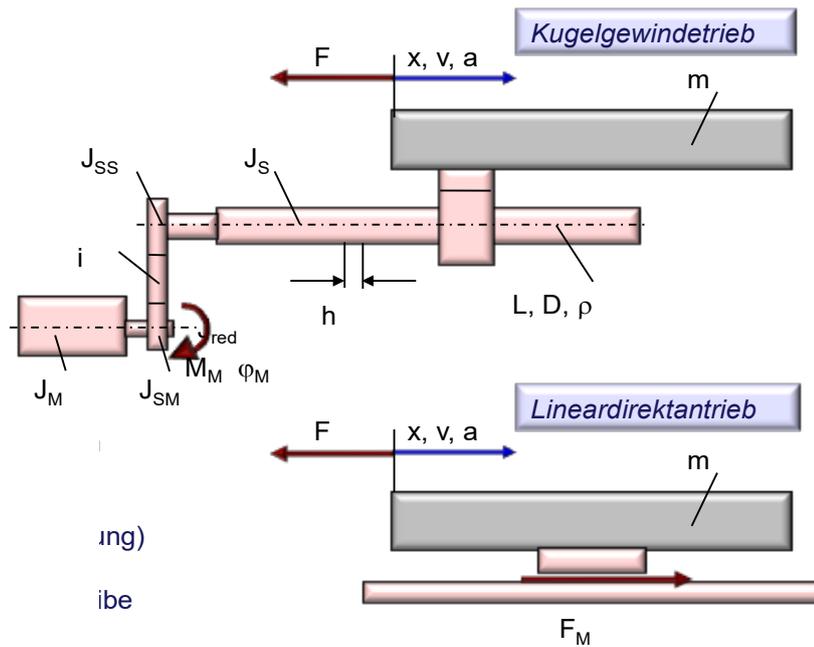


Bild 6.56 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb

**Lösung:**

Für den Kugelgewindetrieb gilt:

Bezüglich der Motorachse:

$$M_M = a_M * J_{red} + [h/(2\pi)] * F$$

$$a_M = dw_M/dt; \quad w_M = dj_M/dt$$

$$J_{red} = J_M + J_{SM} + (1/i^2) * [J_{SS} + J_S + (h/2\pi)^2 * m]$$

Die Transformation auf die Schlittenachse erfolgt zu:

$$\text{Beschleunigung des Schlittens: } a = [h/(2\pi * i)] * a_M$$

$$\text{Vom Motor aufgebrachte Kraft: } F_M = (2\pi * i/h) * M_M$$

Die Beschleunigung ergibt sich damit zu:

$$a/(F_M - F) = [h/(2\pi * i/h)]^2 / J_{red}$$

Für den Linearantrieb gilt:

Motorachse = Schlittenachse:

$$F_M = m * a + F$$

$$a = dv/dt; \quad v = dx/dt$$

Die Beschleunigung ergibt sich damit zu:

$$a/(F_M - F) = 1/m$$

Einfluss von Gewindesteigung und Übersetzung beim Kugelgewindtrieb:

$$\left[ \frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 \right] \text{ (m/s}^2\text{)/N}$$

Für  $i = 1$  ergibt sich:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 25300 * h^2 / (2,5648 + 25,3 * h^2 * m) \text{ [(m/s}^2\text{)/N]}$$

mit  $h$  [m] und  $m$  [kg]

Für  $h = 0,03$  m ergibt sich:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 22,8 / (2,3676 + 0,1973 * i^2 + 0,0228 * m) \text{ mit } m \text{ [kg]}$$

Für den Lineardirektantrieb folgt:

$$\frac{a}{(F_M - F)} * 10^3 = 1000/m \text{ mit } m \text{ [kg]}$$

Bild 6.57 zeigt deutlich die Unterschiede zwischen den beiden Antriebsarten.

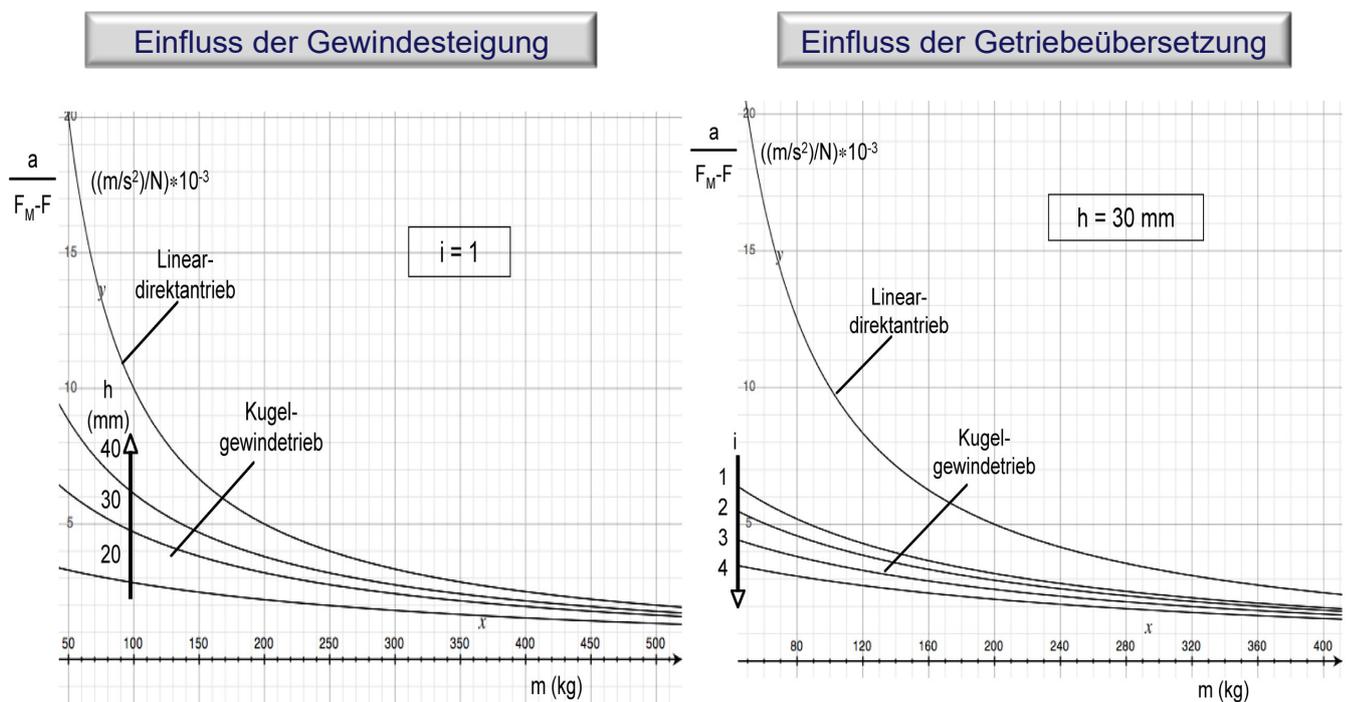


Bild 6.57 Vergleich des Beschleunigungsvermögens von KGT- und Lineardirektantrieb - Ergebnis

## 6.2.5. Führung

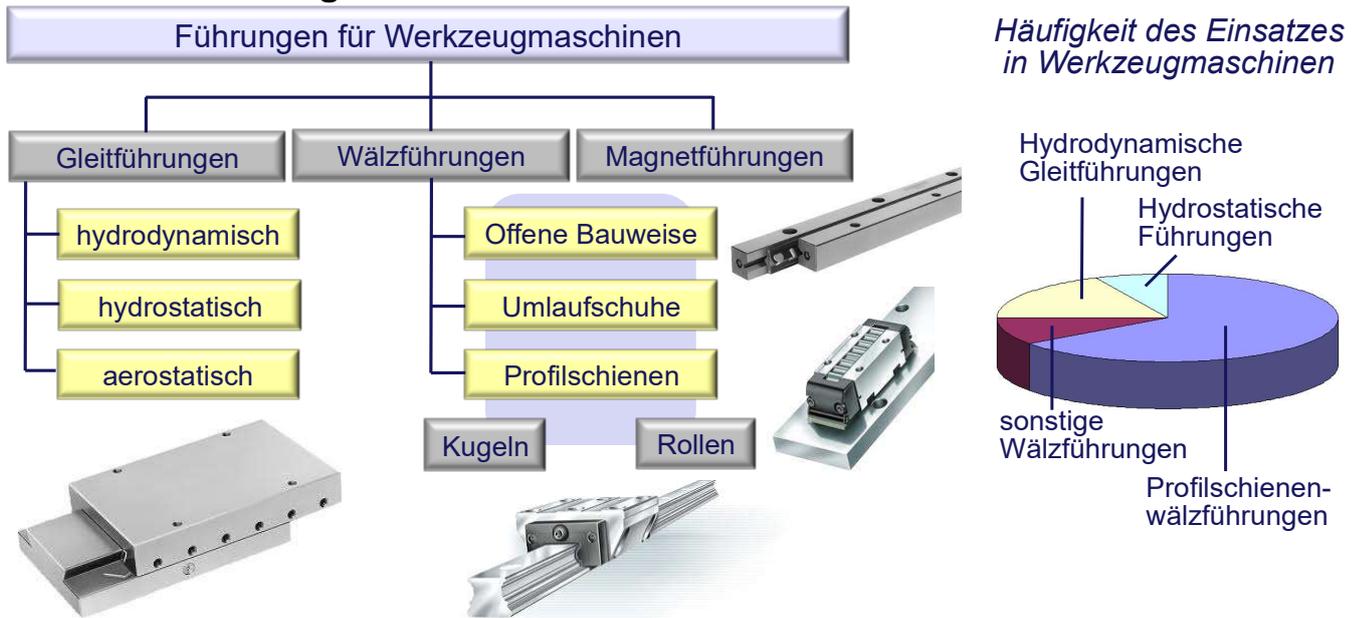


Bild 6.58 Einteilung und Verbreitung der Linearführungen

### 6.2.5.1. Gleitführungen

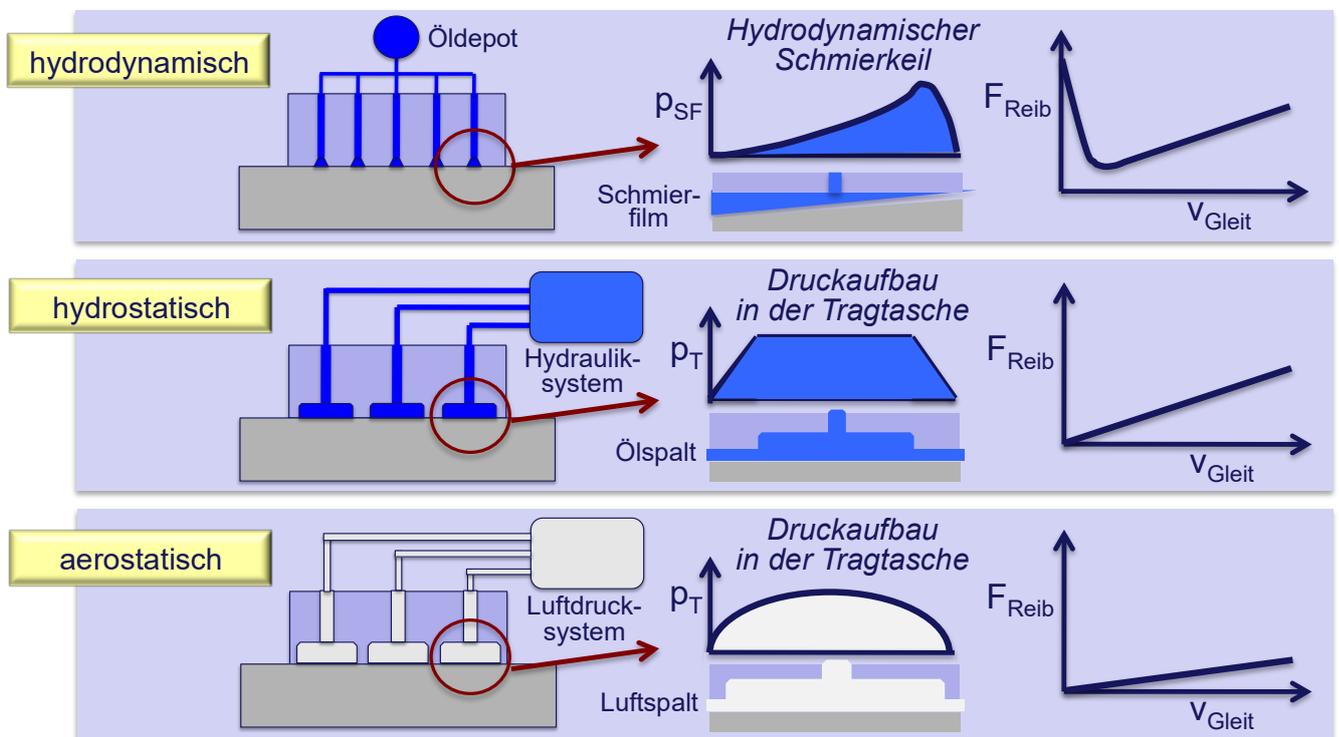
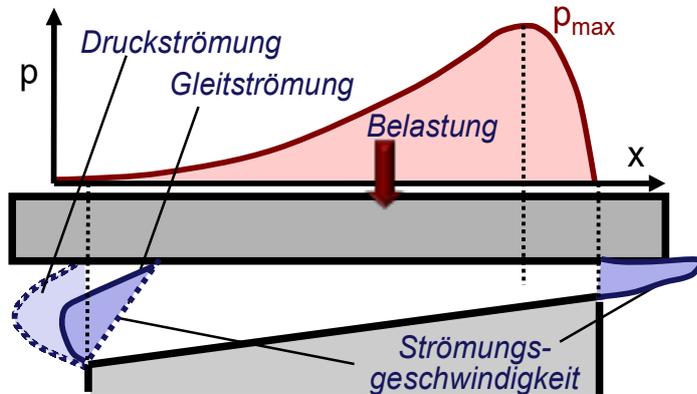


Bild 6.59 Funktionsweise der Gleitführungen

## Hydrodynamische Gleitführung

*Geschwindigkeitsfeld und Druckaufbau im keilförmigen Schmierpalt*



*Tragkraft des Schmierfilms*

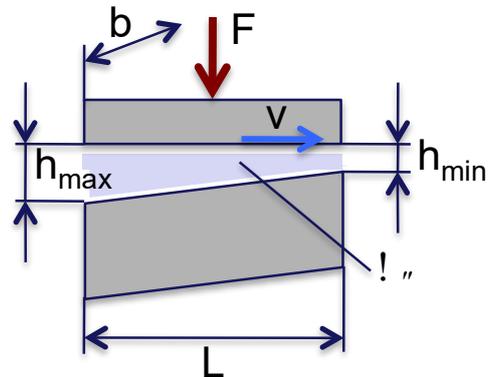


Bild 6.60 Hydrodynamische Gleitführung – Druckaufbau und Tragkraft

Die Berücksichtigung der seitlichen Leckölverluste kann nach Tabelle  $\psi''$  erfolgen.

|          |      |      |      |      |          |
|----------|------|------|------|------|----------|
| $b/L$    | 0,5  | 1,0  | 2,0  | 4,0  | $\infty$ |
| $\psi''$ | 0,20 | 0,45 | 0,70 | 0,85 | 1,00     |

Tabelle  $\psi''$  Hydrodynamische Gleitführung – seitliche Leckölverluste

Die Tragkraft des Schmierfilms  $F$  wird näherungsweise nach

$$F \approx 0,15 \frac{\eta * v * L^2 * b}{h_{min}^2} * \psi''$$

mit  $h_{min} \approx 2 \dots 8 \mu m$ .

Für Gleitbahnöle gilt ein Zähigkeitsbereich von

$$\eta = 30 \dots 80 * 10^{-3} \text{ Ns/mm}^2.$$

Die Dimensionierung einer Hydrodynamischen Gleitführung erfolgt nach der zulässigen Flächenpressung  $p_{zul}$  (Bild 6.61). Die erforderliche Breite der Gleitbahn wird nach

$b_{erf} = \frac{F}{p_{zul} * L}$  berechnet. Dabei ist  $L$  die Länge der Führung und  $p_{zul} \approx p_{fre\beta} / 10$ . Werte für  $p_{fre\beta}$  und den zu erwartenden Verschleiß sind für ausgewählte Werkstoffpaarungen in Tabelle 6.2 zusammengestellt.

| Gleitpaarung         | $p_{fre\beta}$ [ $N/mm^2$ ] | Verschleiß [ $\mu m/km$ ] |
|----------------------|-----------------------------|---------------------------|
| Stahl - Grauguß      | 1 ... 2                     | 0,002                     |
| Grauguß - Grauguß    | 3 ... 4                     | 0,01 ... 0,02             |
| Bronze - Grauguß     | 4 ... 5                     | 0,04 ... 0,05             |
| Kunststoff - Grauguß | 8 ... 10                    | 0,06                      |

Tabelle 6.2 Flächenpressung und Verschleiß an Hydrodynamischen Gleitführungen

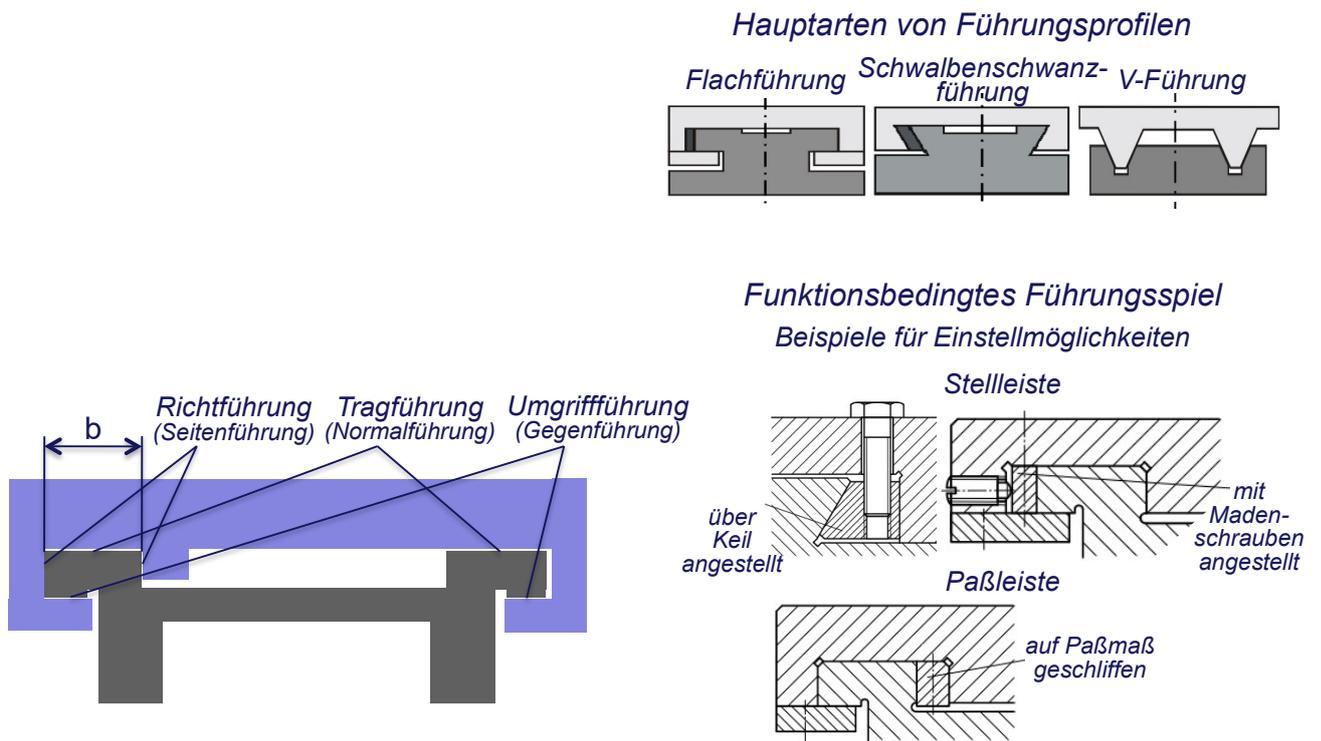
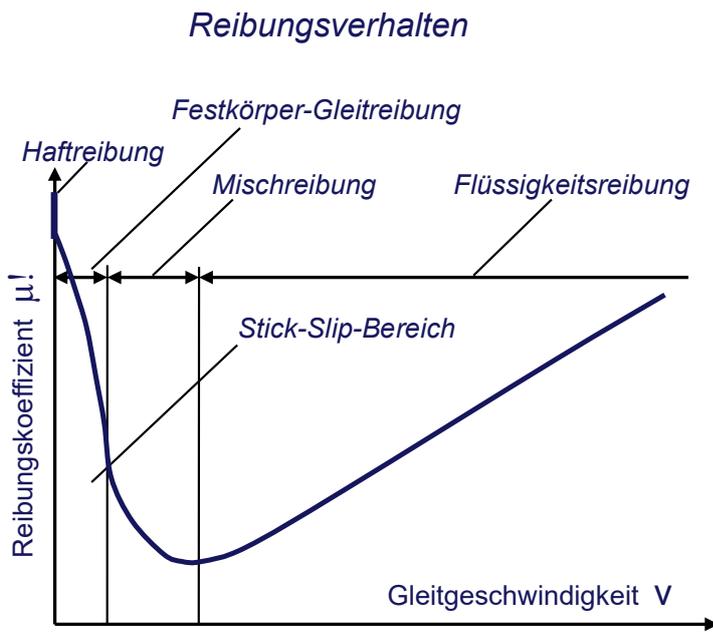


Bild 6.61 Hydrodynamische Gleitführung – Gestaltung

Die Verhältnisse an einer hydrostatischen Gleitführung zeigt Bild 6.62



### Stick-Slip-Effekt (Ruckgleiten)

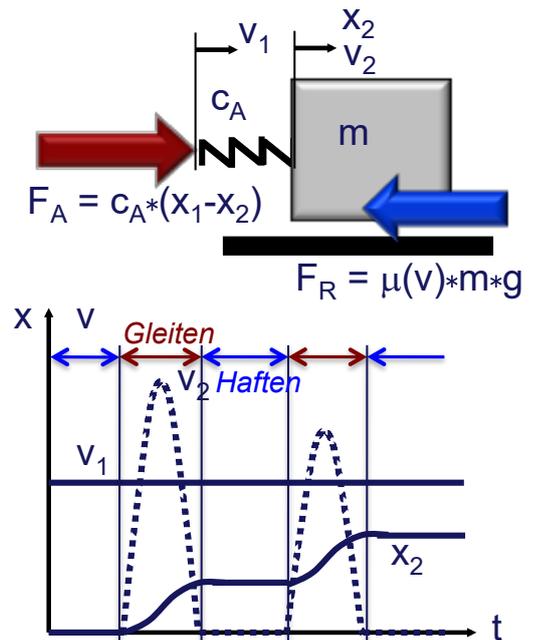
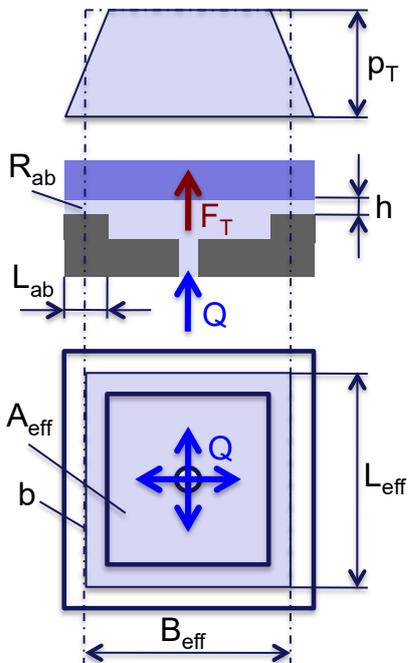


Bild 6.62 Hydrodynamische Gleitführung – Reibung und Stick-Slip

### Hydrostatische Gleitführung

#### Prinzipielle Verhältnisse an der hydrostatischen Drucktasche



#### Tragkraft der Drucktasche

$$b = 2(L_{\text{eff}} + B_{\text{eff}})$$

$$R_{\text{ab}} = \frac{p_T}{Q} = \frac{12 \cdot \eta \cdot L_{\text{ab}}}{b \cdot h^3}$$

$$A_{\text{eff}} = L_{\text{eff}} \cdot B_{\text{eff}}$$

$$F_T = p_T \cdot A_{\text{eff}}$$

mit  $p_T = \frac{12 \cdot \eta \cdot L_{\text{ab}}}{b \cdot h^3} \cdot Q$  wird  $F_T \sim 1/h^3$

Spalthöhe  $h \approx 20 \dots 60 \mu\text{m}$

#### Ölversorgungssysteme

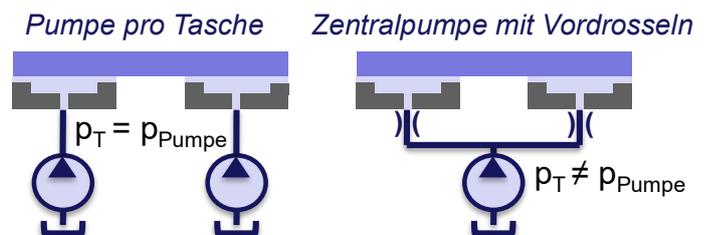


Bild 6.63 Hydrostatische Gleitführung

## 6.2.5.2. Wälzführungen

|                       |  |  |  |
|-----------------------|--|--|--|
| Offene Wälzführung    |  | flach, Baulänge, Käfigwandern, Umgriff                                 | Rollreibung (unverspannt: $\mu = 0,001 \dots 0,004$ )<br><br>kein Stick-Slip |
| Umlaufschuhe          |  | Bauraum, Preis, Verspannung  | Spielfreiheit und hohe Steifigkeit durch Vorspannung möglich                 |
| Profilschienenführung |  | Standard (Kugeln, Rollen), allseitige Vorspannung, steife Lastaufnahme | einfache Montage<br><br>geringer Schmiermittelbedarf<br><br>Standardelemente |

Bild 6.64 Arten von Wälzführungen

### Offene Wälzführung

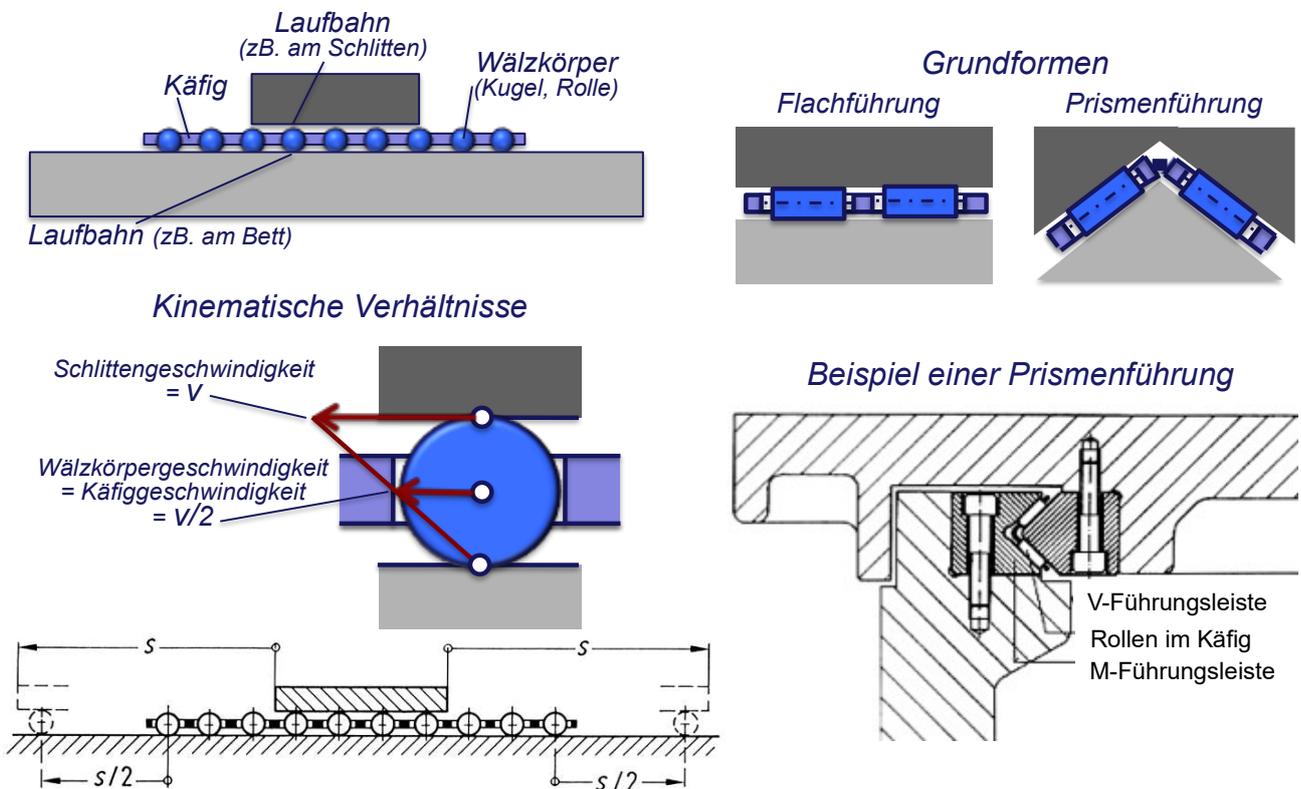


Bild 6.65 Offene Wälzführung

# Rollenumlaufschuhe

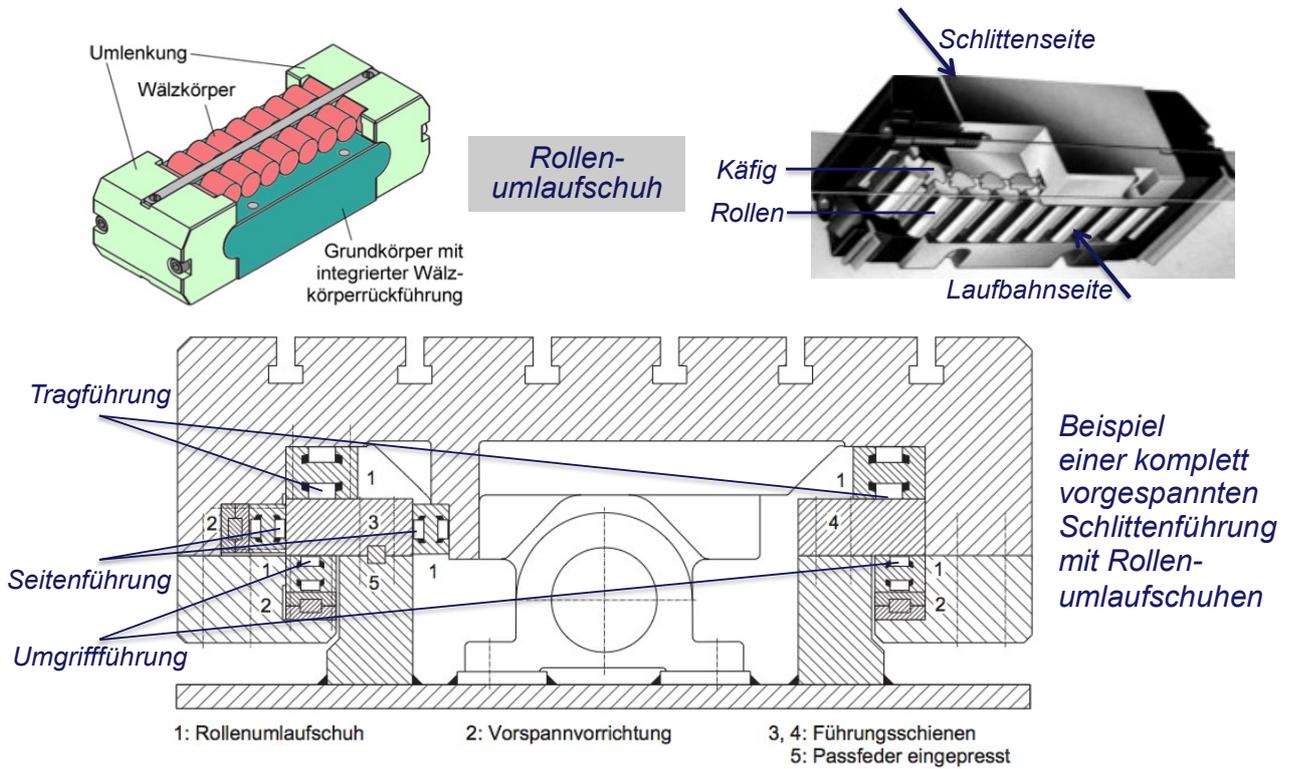


Bild 6.66 Umlaufschuhe

# Profilschienenführung

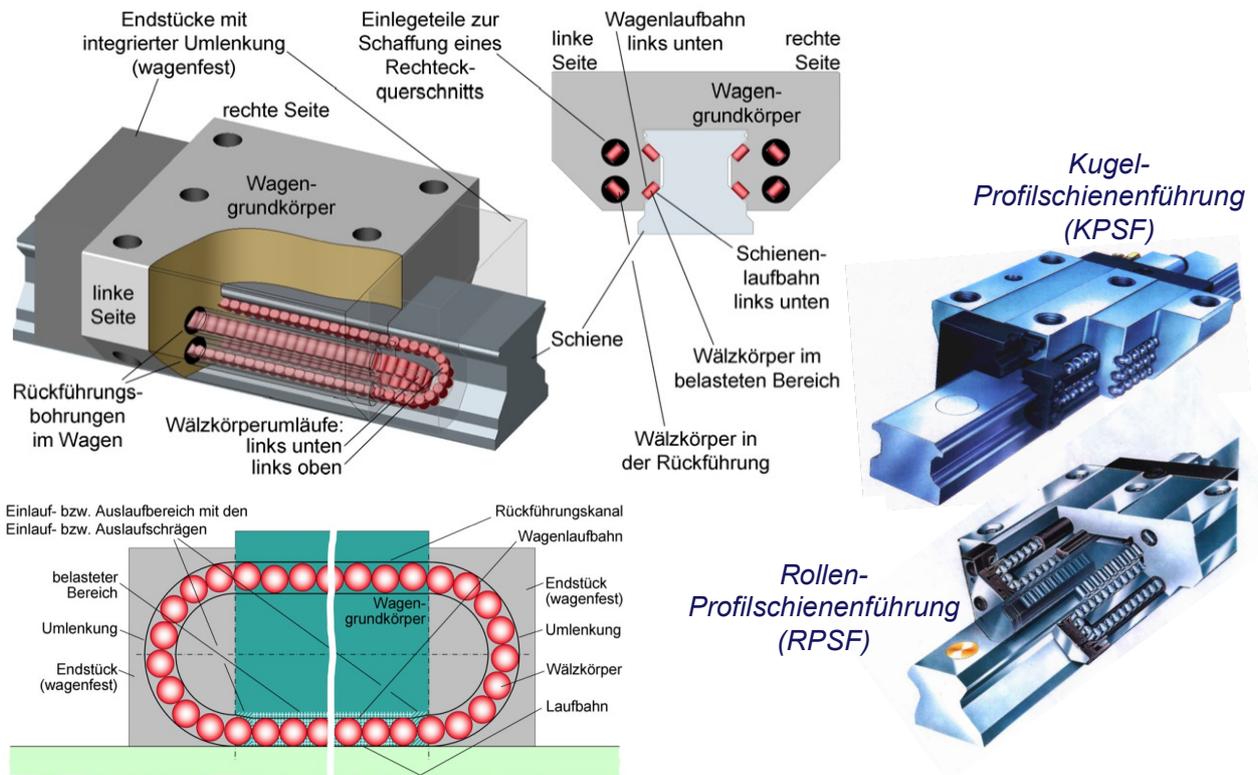


Bild 6.67 Profilschienenführung – Aufbau

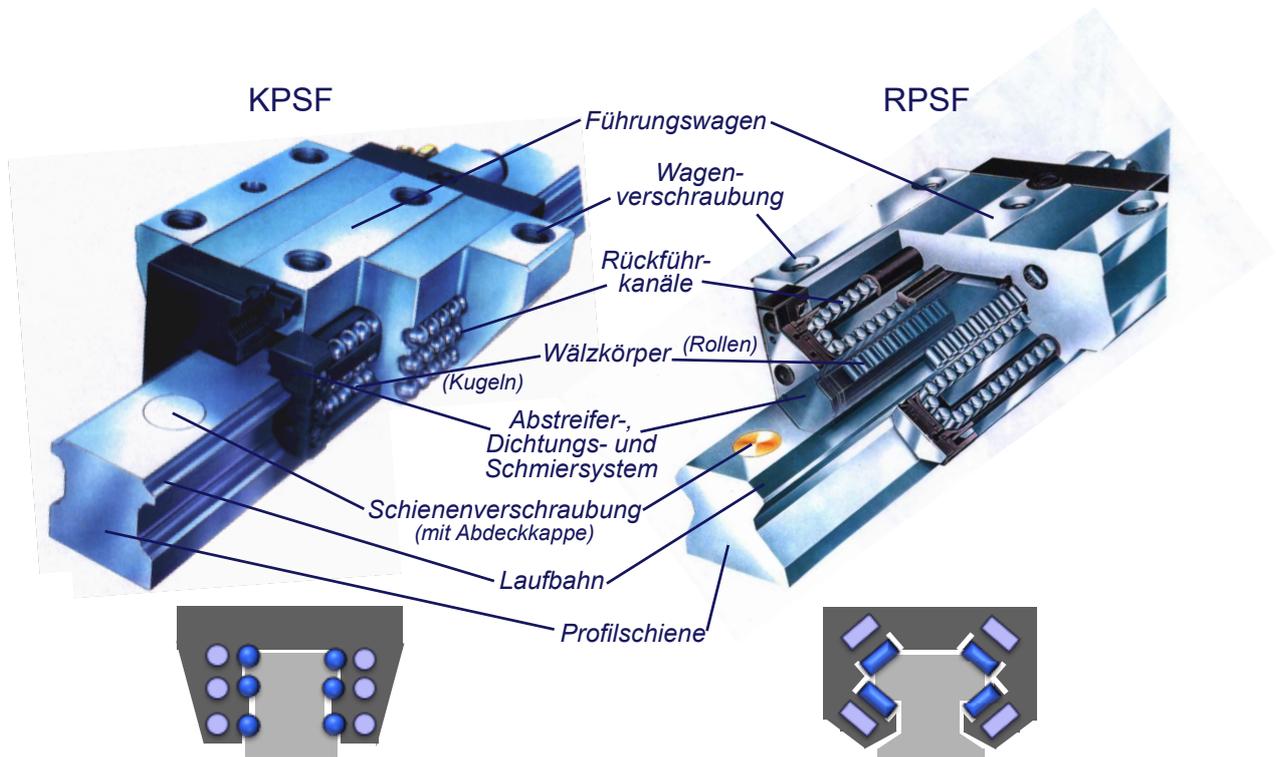


Bild 6.68 Profilschienenführung – KPSF und RPSF

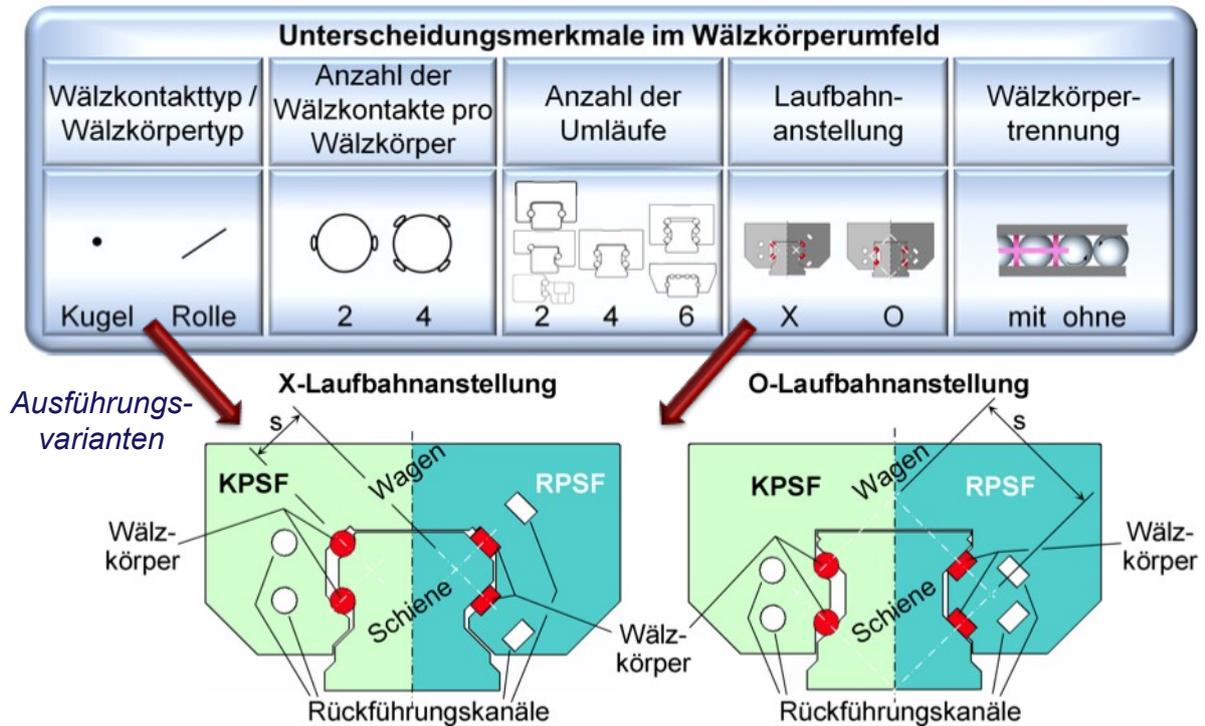


Bild 6.69 Profilschienenführung – Ausführungsvarianten, nach [9]

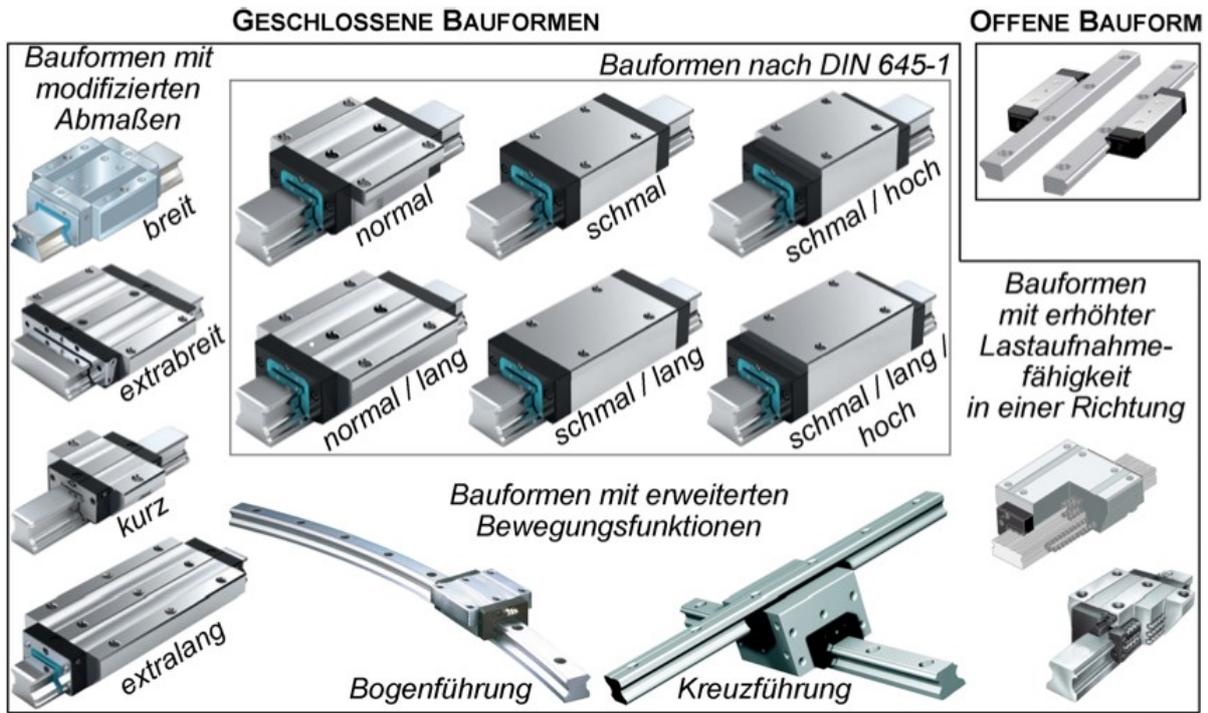


Bild 6.70 Profilschienenführung – Kommerziell angebotene Bauformen, nach [9]

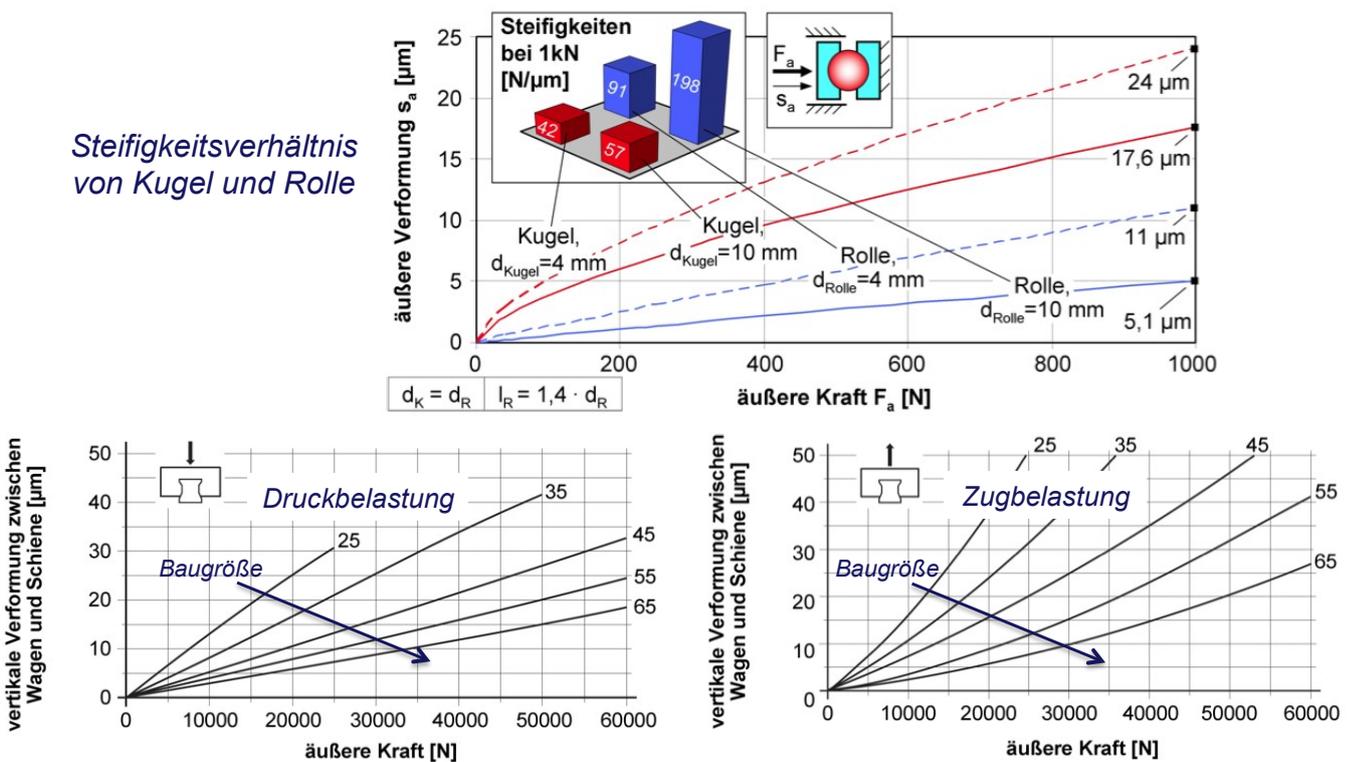


Bild 6.71 Profilschienenführung – Steifigkeit, nach [9]

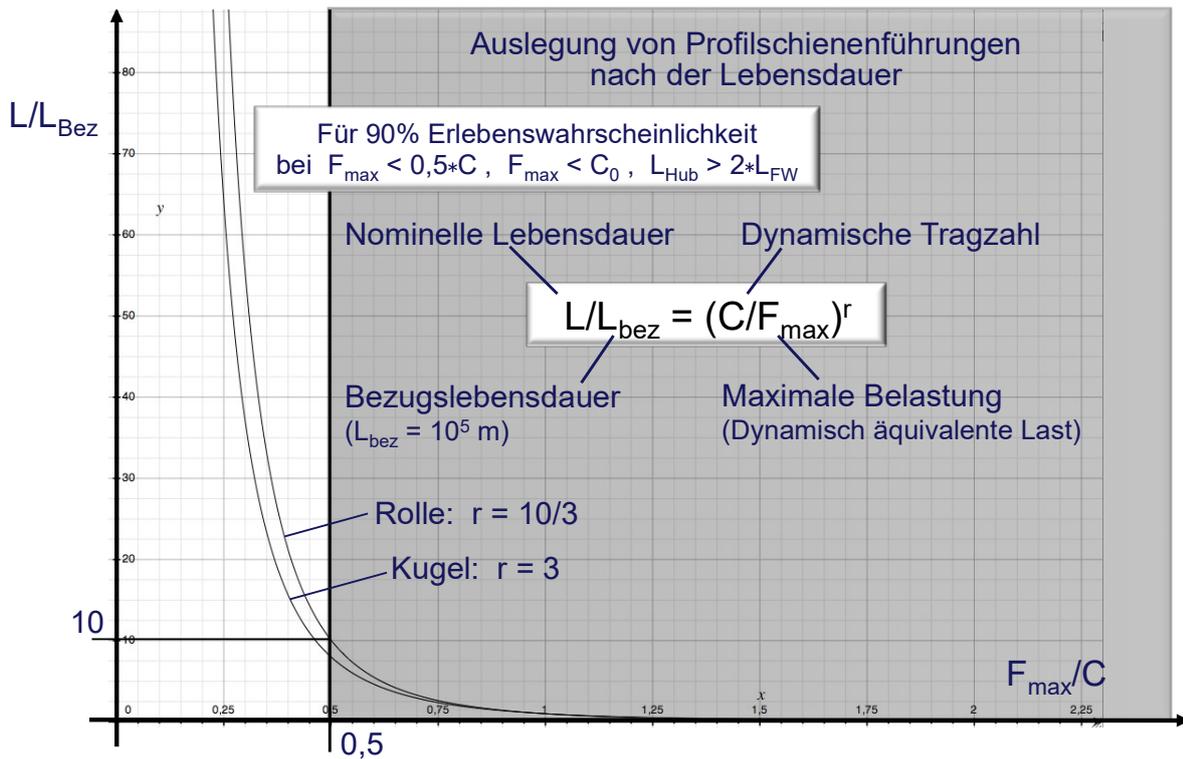


Bild 6.72 Profilschienenführung – Lebensdauerberechnung



Bild 6.73 Profilschienenführung – Dynamische Tragzahl

Die Dynamische Tragzahl  $C$  ist die Grundlage der Lebensdauerberechnung für Profilschienenführungen. Sie ist in den Katalogen der Hersteller zu finden. Sie kann jedoch auch aus Konstruktionsdaten und Beiwerten berechnet werden nach:

$$C_{100B} = b_M * f_C * l_t^{1/30} * i^{0,7} * Z_t^{2/3} * d_K^{2,1} * \cos \alpha$$

mit 
$$f_C = \lambda * 24,5 * \left( \frac{2 * r_g}{2 * r_g - d_K} \right)^{0,41} \quad [\text{Quelle:ISO 14728-1}]$$

Dabei bedeuten

- $C_{100B}$ : dynamische Tragzahl KPSF bei Bezugslebensdauer von  $10^5 m$
- $b_m$ : Tragzahlbeiwert; Maximalwert von  $b_m$  ist 1,3
- $f_C$ : geometrie-, herstellergenauigkeits- und werkstoffabhängiger Faktor
- $l_t$ : Laufbahnlänge
- $i$ : Anzahl der tragenden Kugelreihen
- $Z_t$ : Anzahl der tragenden Kugeln in einer Reihe
- $d_K$ : Kugeldurchmesser
- $\alpha$ : Nennberührungswinkel
- $\lambda$ : Reduktionsfaktor; Maximalwert von  $\lambda$  ist 0,9
- $r_g$ : Laufrillenradius

Im Folgenden ist ein Beispiel für die Auslegung einer Profilschienenführung gezeigt.

**Aufgabe:** Bewertung der Lebensdauer und Tragsicherheit für zwei unterschiedliche Betriebsregime (A) und (B)

Es sind die Lebensdauerangaben als Laufweg und Betriebsstunden zu vergleichen!

Die Führungen sind mit  $k = 1, 2, 3, 4$  gekennzeichnet

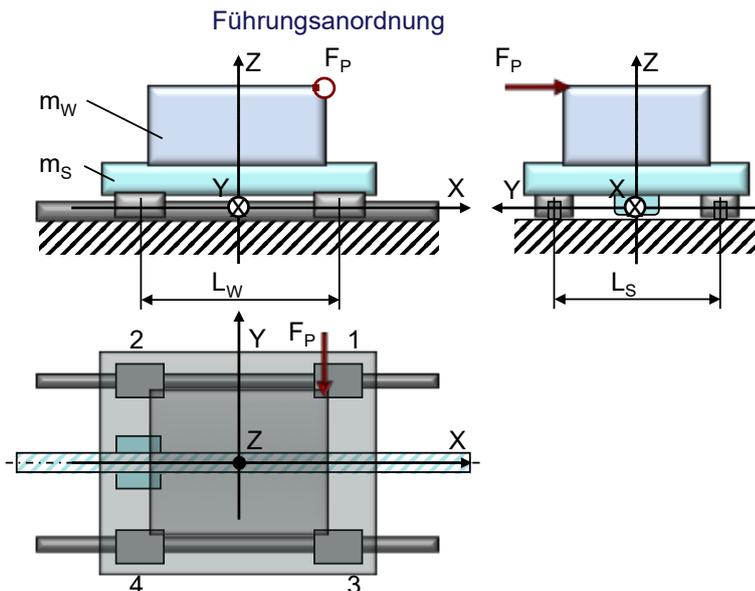


Bild 6.74 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Aufgabenstellung

Folgende Parameter sind gegeben:

Führung: K-PSF BG 30; Vorspannklasse C2  
 $r = 3$ ;  $X_V = 0,08$ ;  $C = 40\,000\text{ N}$ ;  $C_0 = 57\,800\text{ N}$ ;  $L_{bez} = 10^5\text{ m}$   
 Anordnung:  $L_W = 600\text{ mm}$ ;  $L_S = 450\text{ mm}$   
 Trägheiten:  $m_W = 300\text{ kg}$  mit  $x_{SW} = y_{SW} = 0$ ;  $z_{SW} = 300\text{ mm}$   
 $m_S = 400\text{ kg}$  mit  $x_{SS} = y_{SS} = 0$ ;  $z_{SW} = 75\text{ mm}$   
 Prozess:  $F_P$  mit  $x_P = 250\text{ mm}$ ;  $y_P = 200\text{ mm}$ ;  $z_P = 450\text{ mm}$

Der Ablauf der Auslegung ist in Bild 6.75 gezeigt. Für jeden Schritt der Berechnung sind die zu berechnenden Größen angegeben.

Die Betriebsbedingungen sind in

Tabelle 6.3 und in Bild 6.76 zusammengestellt.

|  |   |  |
|--|---|--|
| Festlegung der Betriebsbedingungen     | Schritt 1:  | Ausgangsparameter                            |
| Führungsanordnung:                     |   | $L_S, L_W$                                   |
| Bewegungszyklus:                       |   | $z, t_i, s_i, v_i, a_i$                      |
| Belastung:                             |   | $F_G, F_P, F_a$                              |
| ▼                                      |   |  |
| Belastungen durch Kräfte und Momente   | Schritt 2:  | $F_{Yki}, F_{Zki}$                           |
| $F_G = m * g$                          |   | Gewicht in $S(x_S, y_S, z_S)$                |
| $F_P$                                  |   | Prozess in $P(x_P, y_P, z_P)$                |
| $F_a = m * a$                          |   | Beschleunigung in $S(x_S, y_S, z_S)$         |
| ▼                                      |   |  |
| Kombinierte äquivalente Lagerbelastung | Schritt 3:  | $F_{Lki}$                                    |
| $F_{Lki} =  F_{Yki}  +  F_{Zki} $      |   |  |
|  |   | ( $k$ : Führungswagen; $i$ : Bewegungsphase) |
| ▼                                      |   |  |
| Berücksichtigung der Vorspannung       | Schritt 4:  | $F_{effki}$                                  |
| Vorspannkraft:                         | $F_V = X_V * C$   | ( $X_V$ : Faktor Vorspannklasse)             |
| Entlastungskraft:                      | $F_{gr} = 2,8 * F_V$                                      | ( $C$ : dynamische Tragzahl)                 |
|  | $F_{Lki} > F_{gr}: F_{Lki} > F_{gr}: F_{effki} = F_{Lki}$ |  |
|  | $F_{effki} = \left[ (F_{Lki}/F_{gr})^{3/2} * F_V \right]$ |  |
| ▼                                      |   |  |
| Dynamisch äquivalente Lagerbelastung   | Schritt 5:  | $F_{äquk}$                                   |

$$F_{äquk} = \sqrt[r]{\sum_{i=1}^z [(F_{keff})^r * w_i]}$$

(Kugel:  $r = 3$ ; Rolle:  $r = 10/3$ )

$w_i$ : Weganteil der Phase i)

Nominelle Lebensdauer

Schritt 6:  $L$

$$L = (C/F_{max})^r * L_{bez}; \quad L_{bez} = \text{Max}(F_{\ddot{a}quik})$$

(Bezugslebensdauer:  $L_{bez} = 10^5 \text{ m}$ )

Statische Tragsicherheit

Schritt 7:  $S_0$

$$S_0 = C_0/F_{max0}; \quad F_{max0} = \text{Max}(F_{effki})$$

( $C_0$ : Statische Tragzahl)

Bild 6.75 Profilschienenführung – Auslegungsablauf

Entsprechend der in Bild 6.75 angegebenen Schritte wird nachfolgend das Beispiel der Auslegung einer Profilschienenführung abgehandelt. Für das zu berechnende Beispiel werden die Betriebsbedingungen nachfolgend festgelegt.

Gesamtmasse und resultierender Schwerpunkt:

$$m = m_s + m_w = 700 \text{ kg}$$

$$(X, Y, Z)_s = [(X, Y, Z)_{ss} * m_s + (X, Y, Z)_{sw} * m_w] / m = (0; 0; 0,171) \text{ m}$$

Gewichts- und Beschleunigungskräfte:

$$F_G = m * g = 7000 \text{ N mit } g = 10 \text{ m/s}^2$$

$$F_a = m * a; \quad F_a(A) = 700 \text{ N}; \quad F_a(B) = 7000 \text{ N}$$

Weg- und Zeitanteile:

$$x_g = \sum \Delta x_i; \quad x_g(A) = x_g(B) = 0,8 \text{ m}; \quad w_i = \Delta x_i / x_g$$

$$t_g = \sum \Delta t_i; \quad t_g(A) = 49,3 \text{ s}; \quad t_g(B) = 5,2 \text{ s}; \quad \mu_i = \Delta t_i / t_g$$

## 1. Festlegung der Betriebsbedingungen

*Betriebsregime A:*

| Phase           | $i$ | Belastung<br>[N]                     | X<br>[m]  | Y<br>[m] | Z<br>[m]       | $x_i(t)$<br>[m] | $w_i$ | $t_i$<br>[s] | $u_i$ |
|-----------------|-----|--------------------------------------|-----------|----------|----------------|-----------------|-------|--------------|-------|
| Beschleunigung  | 1   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{Xa} = -700$  | 0         | 0        | 0,171          | 0,125           | 0,156 | 0,5          | 0,010 |
| Konstante Fahrt | 2   | $F_{ZG} = -7000$                     | 0         | 0        | 0,171          | 0,150           | 0,188 | 0,3          | 0,006 |
| Bremsen         | 3   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{Xa} = 700$   | 0         | 0        | 0,171          | 0,125           | 0,156 | 0,5          | 0,010 |
| Bearbeitung     | 4   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{YP} = -7000$ | 0<br>0,25 | 0<br>0,2 | 0,171<br>0,450 | 0,400           | 0,500 | 48,0         | 0,974 |

*Betriebsregime B:*

| Phase          | $i$ | Belastung [N]                        | X<br>[m]  | Y<br>[m] | Z<br>[m]       | $x_i(t)$<br>[m] | $w_i$ | $t_i$<br>[s] | $u_i$ |
|----------------|-----|--------------------------------------|-----------|----------|----------------|-----------------|-------|--------------|-------|
| Beschleunigung | 1   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{Xa} = -7000$ | 0         | 0        | 0,171          | 0,2             | 0,25  | 0,2          | 0,04  |
| Bremsen        | 2   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{Xa} = 7000$  | 0         | 0        | 0,171          | 0,2             | 0,25  | 0,2          | 0,04  |
| Bearbeitung    | 3   | $F_{ZG} = -7000$<br>$F_{YP} = -700$  | 0<br>0,25 | 0<br>0,2 | 0,171<br>0,450 | 0,4             | 0,50  | 4,8          | 0,92  |

Tabelle 6.3 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF

In Bild 6.76 sind für die Betriebsregime A und B die Werte bezüglich des Positionierens mit  $\Delta x = 400 \text{ mm}$  dargestellt. Bild 6.77 beschreibt den Zustand Bearbeiten.

(A):  $a_{\max} = 1 \text{ m/s}^2$   
 $v_{\max} = 30 \text{ m/min}$

(B):  $a_{\max} = 10 \text{ m/s}^2$   
 $v_{\max} = 120 \text{ m/min}$

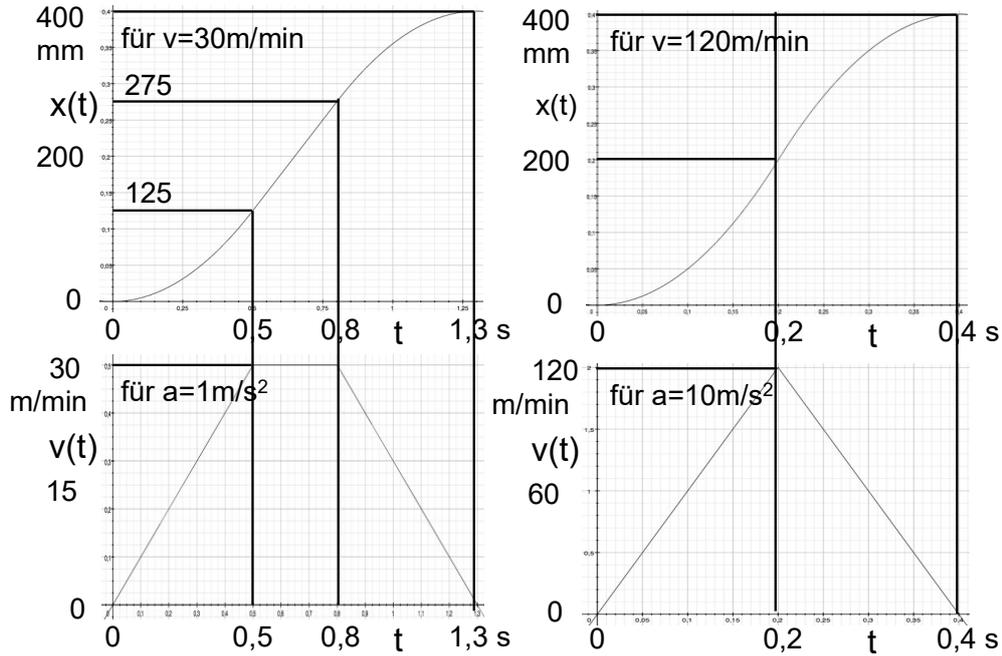


Bild 6.76 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Positionieren

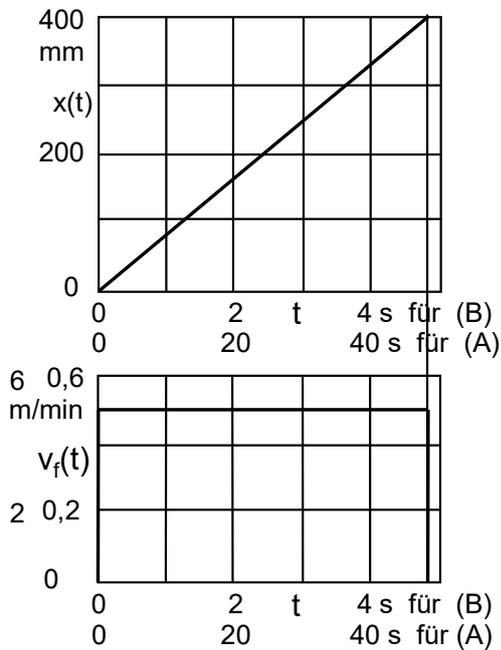


Bild 6.77 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF Bearbeiten

Bearbeiten mit  $\Delta x = 400 \text{ mm}$  und

**Betriebsregime A:**

$$v_f = 0,5 \text{ m/min}$$

$$F_p = 7000 \text{ N}$$

**Betriebsregime B:**

$$v_f = 5 \text{ m/min}$$

$$F_p = 700 \text{ N}$$

## 2. Belastung durch Kräfte und Momente

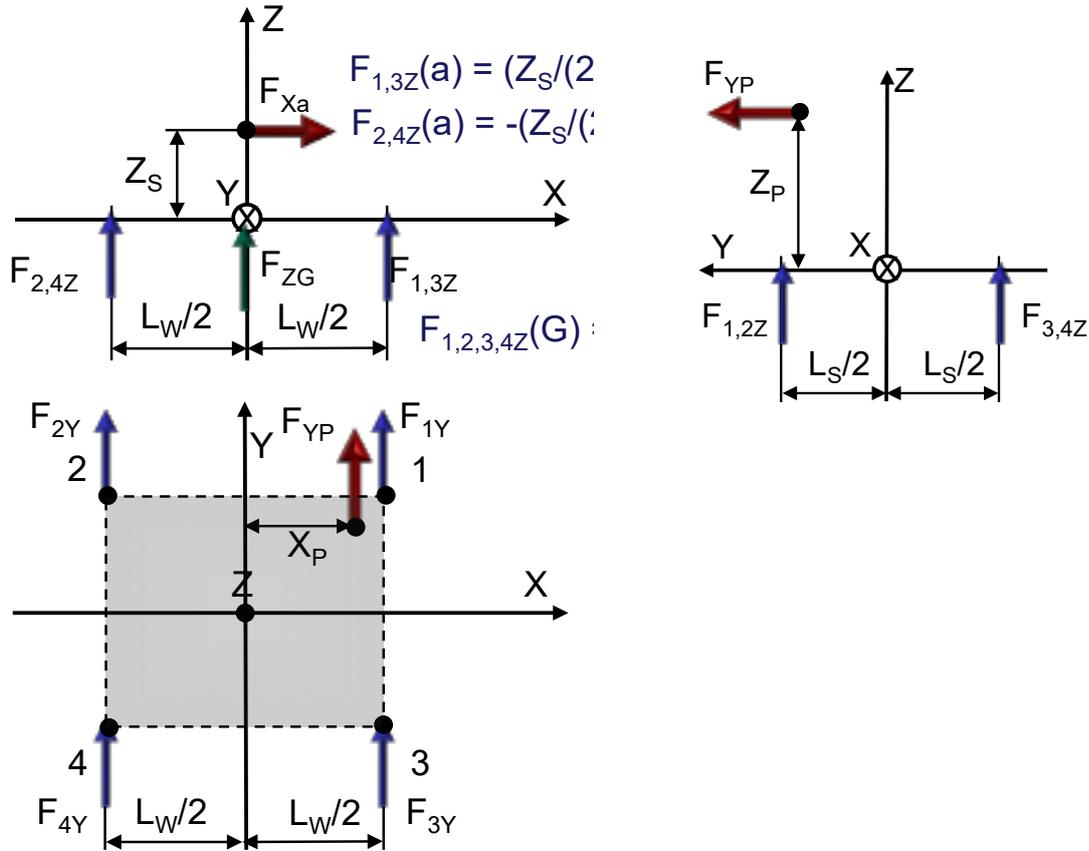


Bild 6.78 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

Für die in Bild 6.78 skizzierten Belastungen gelten die folgenden Gleichungen.

$$F_{1Z} = -F_{FZG}/4 + [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} + [Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{2Z} = -F_{FZG}/4 - [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} + [Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{3Z} = -F_{FZG}/4 + [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} - [Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{4Z} = -F_{FZG}/4 - [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa} - [Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{1Y} = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{2Y} = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{3Y} = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{4Y} = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{1,2Z}(P) = [Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{3,4Z}(P) = -[Z_P/(2L_S)] * F_{YP}$$

$$F_{1,3Z}(a) = [Z_S/(2L_W)] * F_{Xa}$$

$$F_{2,4Z}(a) = -[Z_S/(2L_W)] * F_{Xa}$$

$$F_{1,3Y}(P) = -(1/2) * [(X_P/L_W) + (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{2,4Y}(P) = (1/2) * [(X_P/L_W) - (1/2)] * F_{YP}$$

$$F_{1,2,3,4Z}(G) = -F_{ZG}/4$$

Die zur Berechnung verwendeten Kräfte sind in Tabelle 6.4 zusammengestellt, siehe auch Bild 6.79. Die Belastung der Lager ist in Tabelle 6.6 und Bild 6.80 angegeben.

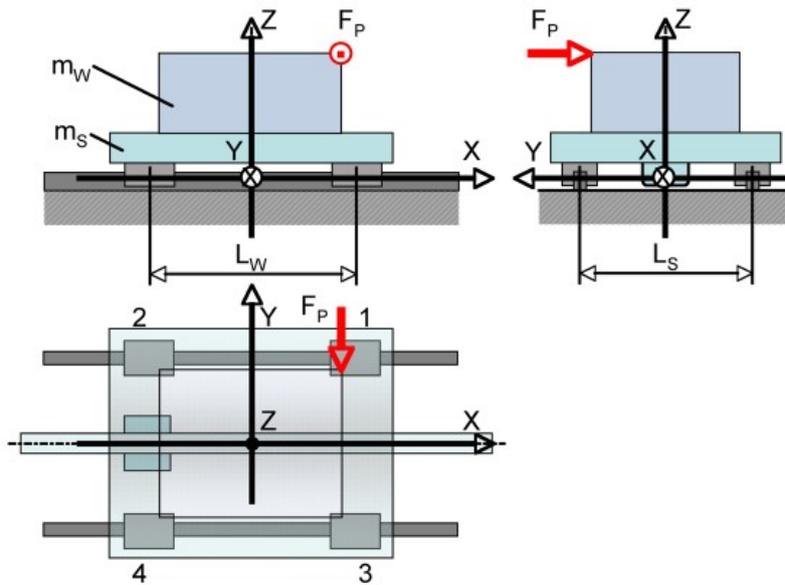


Bild 6.79 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

*Betriebsregime A:*

| $k \rightarrow$ | $F_{Zki} [N]$ |       |      |      | $F_{Yki} [N]$ |     |      |     |
|-----------------|---------------|-------|------|------|---------------|-----|------|-----|
|                 | 1             | 2     | 3    | 4    | 1             | 2   | 3    | 4   |
| 1               | 1650          | 1850  | 1650 | 1850 | 0             | 0   | 0    | 0   |
| 2               | 1750          | 1750  | 1750 | 1750 | 0             | 0   | 0    | 0   |
| 3               | 1850          | 1650  | 1850 | 1650 | 0             | 0   | 0    | 0   |
| 4               | -1750         | -1750 | 5250 | 5250 | 3208          | 290 | 3208 | 290 |

*Betriebsregime B:*

| $k \rightarrow$ | $F_{Zki} [N]$ |      |      |      | $F_{Yki} [N]$ |    |     |    |
|-----------------|---------------|------|------|------|---------------|----|-----|----|
|                 | 1             | 2    | 3    | 4    | 1             | 2  | 3   | 4  |
| 1               | 750           | 2750 | 750  | 2750 | 0             | 0  | 0   | 0  |
| 2               | 2750          | 750  | 2750 | 750  | 0             | 0  | 0   | 0  |
| 3               | 1400          | 1400 | 2100 | 2100 | 321           | 29 | 321 | 29 |

Tabelle 6.5 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Belastungen durch Kräfte und Momente

### 3. Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

Die Werte für die kombinierte äquivalente Lagerbelastung sind in Tabelle 6.6, mit den in Bild 6.80 skizzierten Definitionen zusammengestellt. Es gilt

$$F_{Lki} = |F_{Yki}| + |F_{Zki}|$$

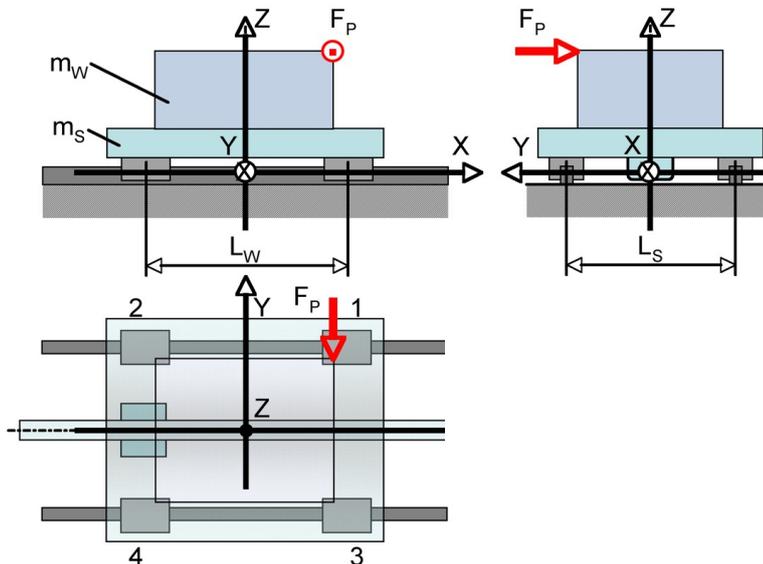


Bild 6.80 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF - Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

|                 | Betriebsregime A: |      |      |      | Betriebsregime B: |      |      |      |
|-----------------|-------------------|------|------|------|-------------------|------|------|------|
| $k \rightarrow$ | $F_{Lki} [N]$     |      |      |      | $F_{Lki} [N]$     |      |      |      |
| $i \downarrow$  | 1                 | 2    | 3    | 4    | 1                 | 2    | 3    | 4    |
| 1               | 1650              | 1850 | 1650 | 1850 | 750               | 2750 | 750  | 2750 |
| 2               | 1750              | 1750 | 1750 | 1750 | 2750              | 750  | 2750 | 750  |
| 3               | 1850              | 1650 | 1850 | 1650 | 1721              | 1429 | 2421 | 2129 |
| 4               | 4958              | 2040 | 8458 | 5540 | -                 | -    | -    | -    |

Tabelle 6.6 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF – Kombinierte äquivalente Lagerbelastung

### 4. Berücksichtigung der Vorspannung

Der Einfluss der Vorspannung und Entlastung wird wie folgt berücksichtigt:

Vorspannung:  $F_V = X_V * C = 3200 N$

Entlastung:  $F_{gr} = 2,8 * F_V = 8960 N$

Weiterhin gilt  $F_{Lki} < F_{gr}$

Die effektiven Lagerkräfte werden dann unter Berücksichtigung der Vorspannung nach

$$F_{eff\ ki} = [(F_{Lki}/F_{gr}) + 1]^{3/2} * F_V$$

berechnet. Die so berechneten Kräfte enthält Tabelle 6.7 für die Betriebsfälle (A) und (B).

|                 | Betriebsregime A: |      |      |      | Betriebsregime B: |      |      |      |
|-----------------|-------------------|------|------|------|-------------------|------|------|------|
| $k \rightarrow$ | $F_{effki} [N]$   |      |      |      | $F_{effki} [N]$   |      |      |      |
| $i \downarrow$  | 1                 | 2    | 3    | 4    | 1                 | 2    | 3    | 4    |
| 1               | 4123              | 4241 | 4123 | 4241 | 3610              | 4781 | 3610 | 4781 |
| 2               | 4182              | 4182 | 4182 | 4182 | 4781              | 3610 | 4781 | 3610 |
| 3               | 4241              | 4123 | 4241 | 4123 | 4165              | 3995 | 4581 | 4406 |
| 4               | 6195              | 4353 | 8673 | 6588 | -                 | -    | -    | -    |

Tabelle 6.7 Tabelle tzu- Berücksichtigung der Vorspannung

Die maximale statische Belastung  $F_{max} = \text{Max}(F_{eff\ ki})$  für den jeweiligen Betriebsfall (A, B) wird aus Tabelle 6.7 ausgewählt und ergibt für

Betriebsfall A:  $F_{max0}(A) = 8673\ N,$   
 Betriebsfall B:  $F_{max0}(B) = 4781\ N.$

### 5. Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Die dynamisch äquivalente Lagerbelastung  $F_{\ddot{a}quk}$  wird aus den Kräften  $F_{effki}$  nach

$$F_{\ddot{a}quk} = \sqrt[3]{\sum_i [(F_{effki})^3 * w_i]}$$

berechnet, wobei  $w_i$  die zugehörigen Weganteile bedeuten.

**Betriebsfall A:**

| $k$ | 1    | 2    | 3    | 4    |
|-----|------|------|------|------|
|     | 5377 | 4269 | 7132 | 5641 |

**Betriebsfall B:**

| $k$ | 1    | 2    | 3    | 4    |
|-----|------|------|------|------|
|     | 4221 | 4140 | 4434 | 4342 |

Tabelle 6.8 Beispiel für die Lebensdauerberechnung an PSF - Dynamisch äquivalente Lagerbelastung (Lagerbelastung  $F_{\ddot{a}quk} [N]$ )

Wie aus Tabelle Tabelle 6.8 hervorgeht, ist der an Stelle  $k = 3$  (Bild 6.81) befindliche Führungswagen in beiden Betriebsfällen am am stärksten belastet. Wegen

$$F_{max} = \text{Max}(F_{\text{äqu } k}).$$

Damit ist  $F_{max}(A) = 7132 \text{ N}$  und  $F_{max}(B) = 4434 \text{ N}$

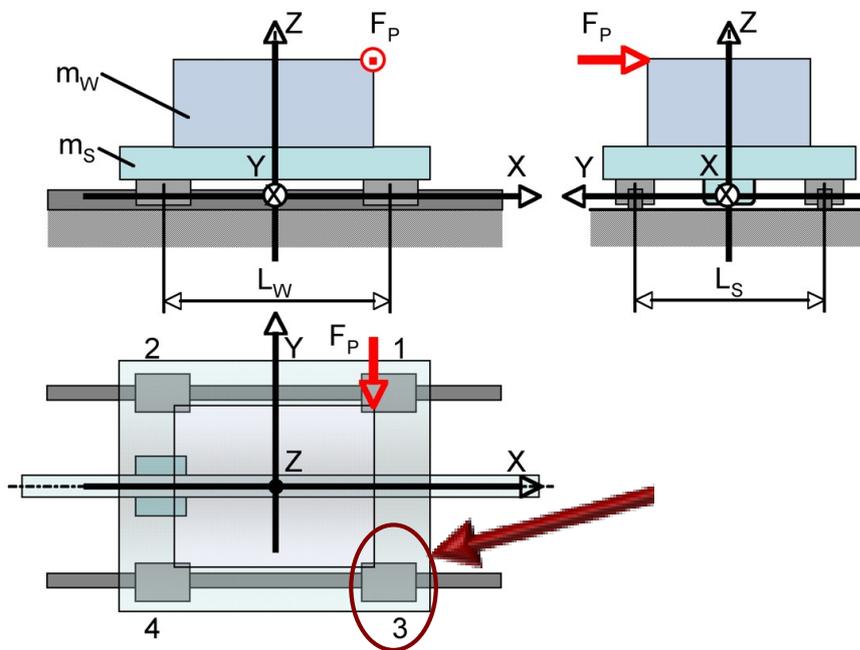


Bild 6.81 Dynamisch äquivalente Lagerbelastung

Letztlich sind für das Beispiel noch die nominelle Lebensdauer und die statische Tragsicherheit zu berechnen.

## 6. Nominelle Lebensdauer

Nominelle Lebensdauer  $L$ :  $L = (C/F_{max})^3 * L_{bez}$

Mit  $F_{max}(A) = 7132 \text{ N}$  und  $F_{max}(B) = 4434 \text{ N}$  folgt mit  $C = 40\,000 \text{ N}$  und  $L_{bez} = 10^5 \text{ m}$  (siehe Aufgabenstellung) die nominelle Lebensdauer für

Betriebsfall A:  $L(A) = 17640 \text{ km}$

Betriebsfall B:  $L(A) = 73420 \text{ km}$

## 7. Statische Tragsicherheit

Die Statische Tragsicherheit wird aus  $S_0 = C_0/F_{max0}$  berechnet. Mit  $C_0 = 57\,800 \text{ N}$  (siehe Aufgabenstellung und Punkt 4.) folgt für die Betriebsfälle:

Betriebsfall A:  $F_{max0}(A) = 8673 \text{ N}$   $S_0(A) = 6,7$

Betriebsfall B:  $F_{max0}(B) = 4781 \text{ N}$   $S_0(B) = 12,1$

## 8. Zusammenstellung der Ergebnisse

Lebensdauer als Laufweg:  $L = (C/F_{max})^3 * L_{bez}$

$$L(A) = 17640 \text{ km}$$

$$L(B) = 73420 \text{ km}$$

Lebensdauer als Betriebsstunden:  $L_h = L/v_m$

$$L_h(A) = 304\,000 \text{ h}$$

$$L_h(B) = 130\,000 \text{ h}$$

Mittlere Geschwindigkeit:  $v_m = \sum_i(u_i * v_{mi})$

$$v_m(A) = 0,967 \text{ m/min}$$

$$v_m(B) = 9,4 \text{ m/min}$$

Mit den Werten für die mittleren Geschwindigkeiten  $v_{mi}(A, B)$  aus den Bewegungsphasen und  $u_i(A, B)$  nach Schritt 1 - Festlegung der Betriebsbedingungen. Die Werte zur Berechnung von  $v_m$  sind nochmals in Tabelle 6.9 angegeben.

| $i \rightarrow$ | <b>1</b> | <b>2</b> | <b>3</b> | <b>4</b> |
|-----------------|----------|----------|----------|----------|
| $v_{mi}(A)$     | 15       | 30       | 15       | 0,5      |
| $u_i(A)$        | 0,01     | 0,06     | 0,01     | 0,974    |
| $v_{mi}(B)$     | 60       | 60       | 5        | 0        |
| $u_i(B)$        | 0,04     | 0,04     | 0,92     | 0        |

Tabelle 6.9 Werte für  $v_{mi}$  und  $u_i$

Aus den o.g zusammengestellten Ergebnissen ergeben sich folgende Verhältnisse:

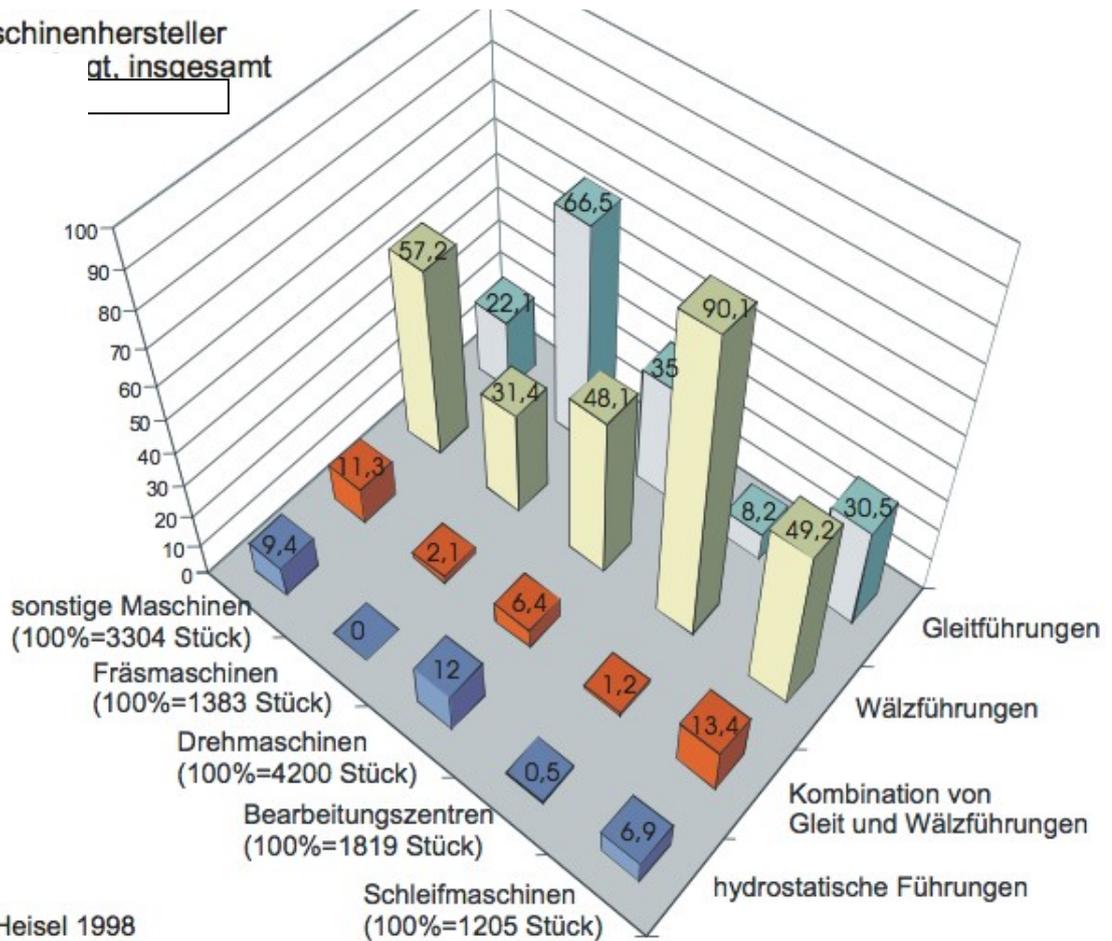
$$\frac{\text{Laufweg (A)}}{\text{Laufweg (B)}} = \frac{1}{4,2}; \frac{\text{Betriebsstunden (A)}}{\text{Betriebsstunden (B)}} = \frac{2,3}{1}; \frac{\text{Geschwindigkeit (A)}}{\text{Geschwindigkeit (B)}} = \frac{1}{9,7};$$

### 6.2.5.3. Vergleich von Gleit- und Wälzfürungen

In diesem Abschnitt wird die Häufigkeit der Anwendung von Gleit- und Wälzfürungen verglichen. Für die Grafik in Bild 6.82 wurden 62 Maschinenhersteller befragt. Die Aussagen beziehen sich auf 11911 hergestellte Werkzeugmaschinen.

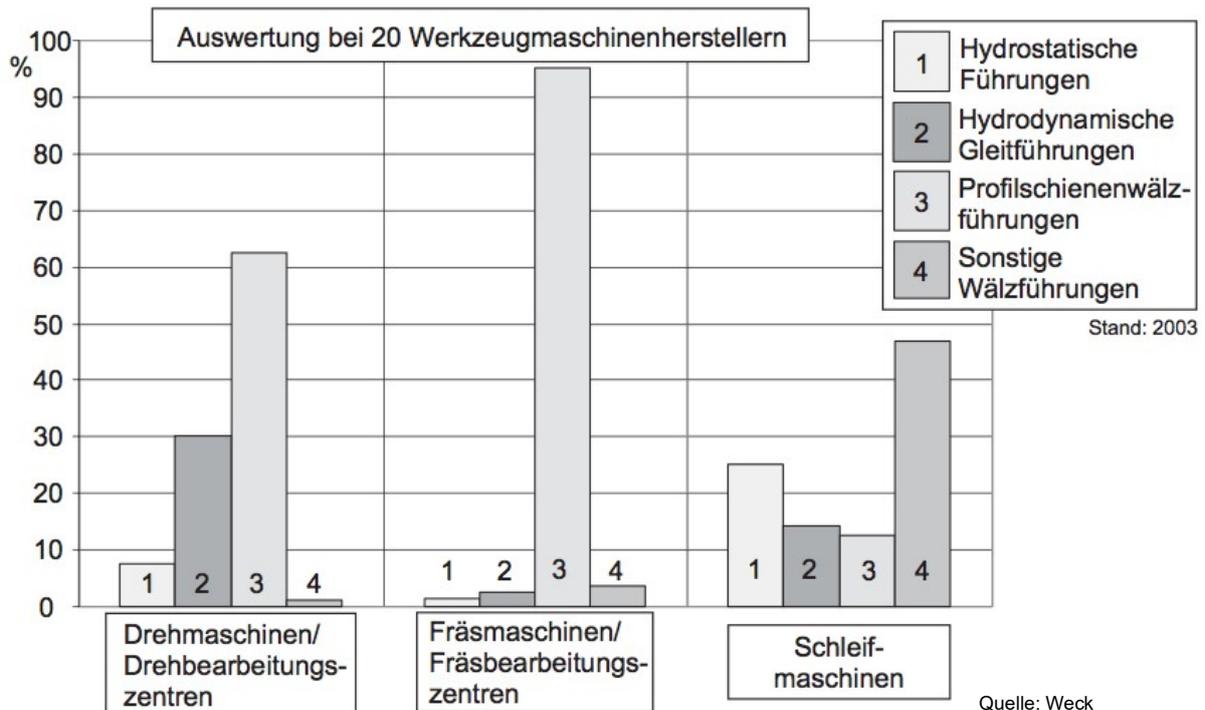
1

62 Maschinenhersteller  
 qt. insgesamt



Quelle: Heisel 1998

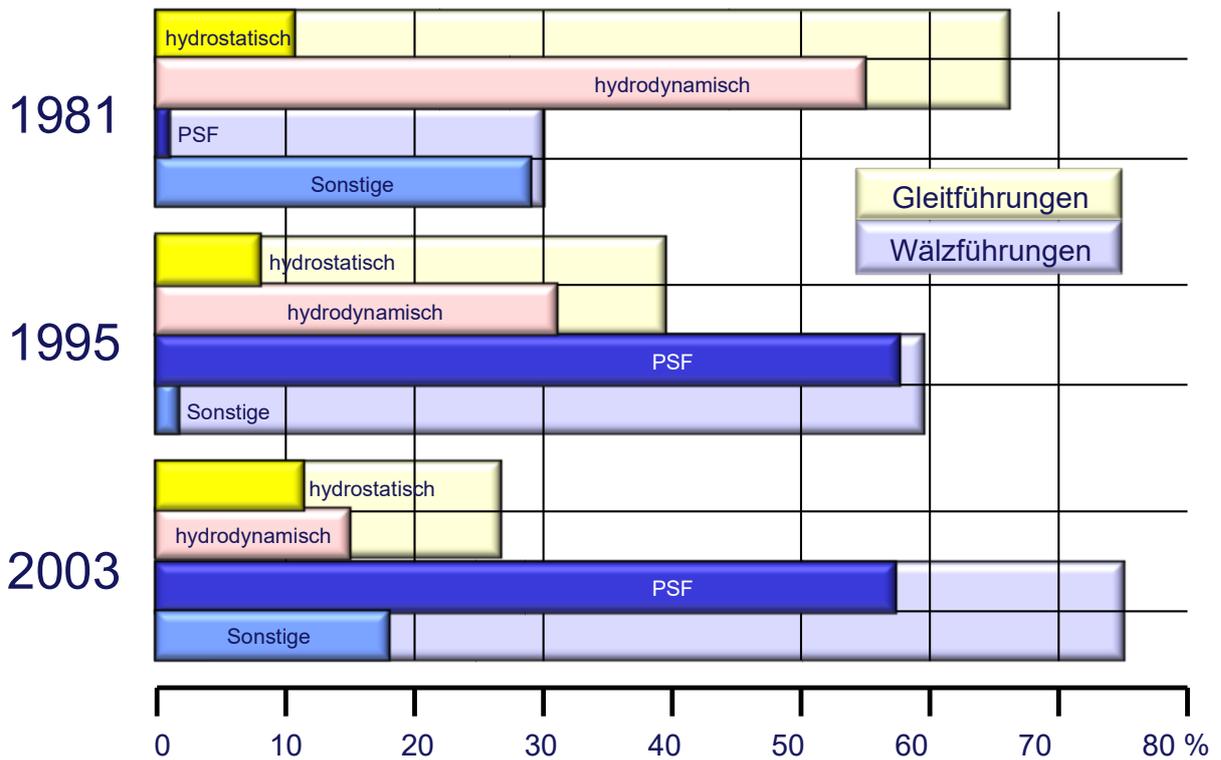
Bild 6.82 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM, nach Heisel, 1998



Stand: 2003

Quelle: Weck

Bild 6.83 Häufigkeit des Einsatzes der Führungsarten in WZM,[10]



PSF Profilschienenführung

Bild 6.84 Entwicklung der Einsatzhäufigkeit von Gleit- und Wälzführungen [11]

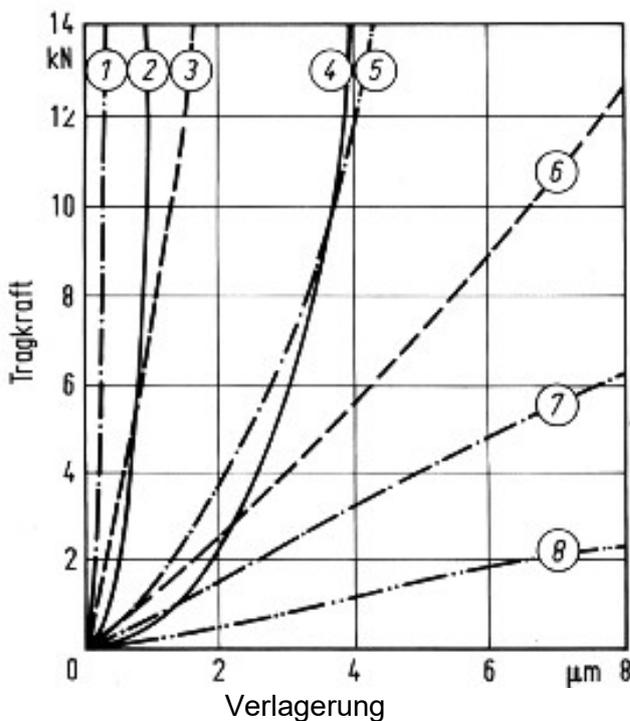


Bild 6.85 Steifigkeit der Führungsarten, nach[11]

In Bild 6.85 bedeuten:

- 1 hydrostatisches System mit Stromregelventil
- 2 Gleitfläche geschliffen
- 3 Doppelnadelkäfig
- 4 Gleitfläche geschabt
- 5 hydrostatisches System mit Pumpe in Tasche
- 6 Rollenumlaufschuh
- 7 hydrostatisches System mit Kapillar
- 8 aerostatisches System mit Blende

In Bild 6.86 sind die Eigenschaften von Gleit- und Wälzführungen gegenübergestellt.

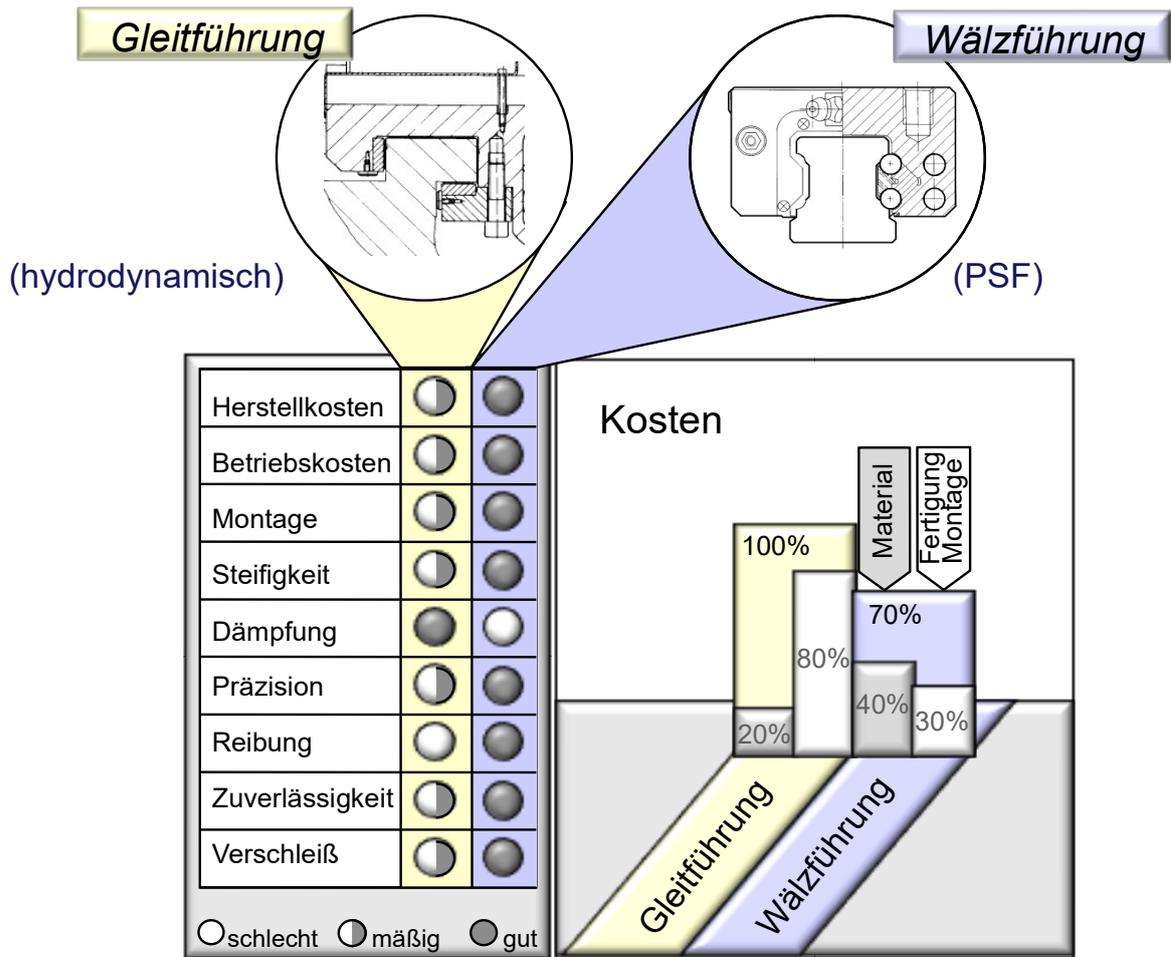


Bild 6.86 Eigenschaften und Kosten von Gleit- und Wälzfürungen

### 6.2.6. Abdeckung

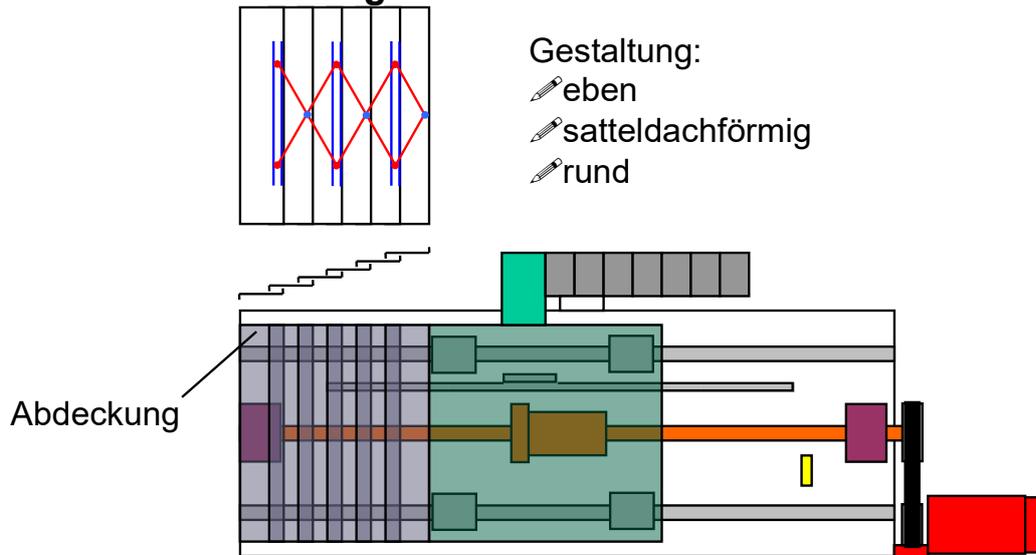


Bild 6.87 Eigenschaften von Abdeckungen

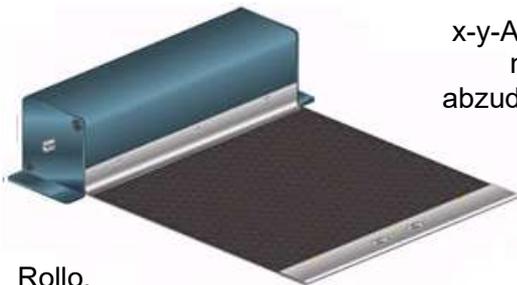
Eigenschaften von Abdeckungen:

Vorteile von Abdeckungen an Führungen sind

- Schutz „empfindlicher“ Bauteile vor Spänen, Kühlmittel u.s.w.,
- Erhöhte Dämpfung.

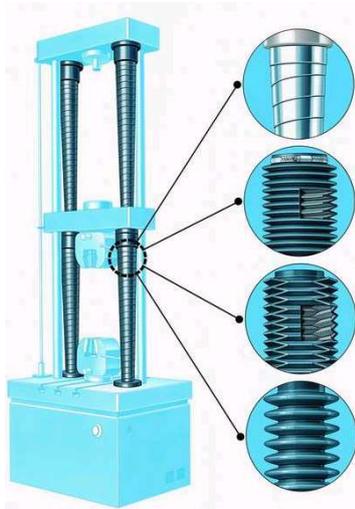
Nachteile sind

- Häufig deutlich erhöhter Bedarf an Bauraum,
- Masseerhöhung,
- Verkehrskrafterhöhung durch Reibung,
- Verschleißanfälligkeit und
- Einfluss auf Maximalgeschwindigkeit und –beschleunigung.

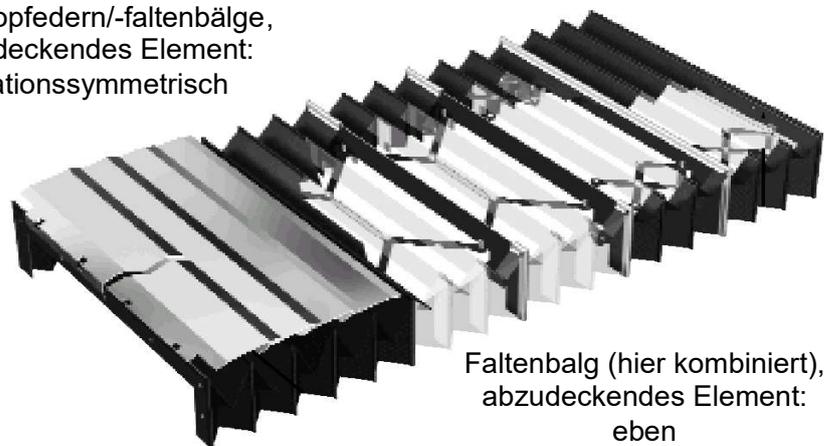


Rollo,  
abzudeckendes Element:  
eben

x-y-Abdeckung  
mit Rollos,  
abzudeckendes  
Element:  
eben



Teleskopfedern/-faltenbälge,  
abzudeckendes Element:  
rotationssymmetrisch



Faltenbalg (hier kombiniert),  
abzudeckendes Element:  
eben

Bild 6.88 Arten von Abdeckungen

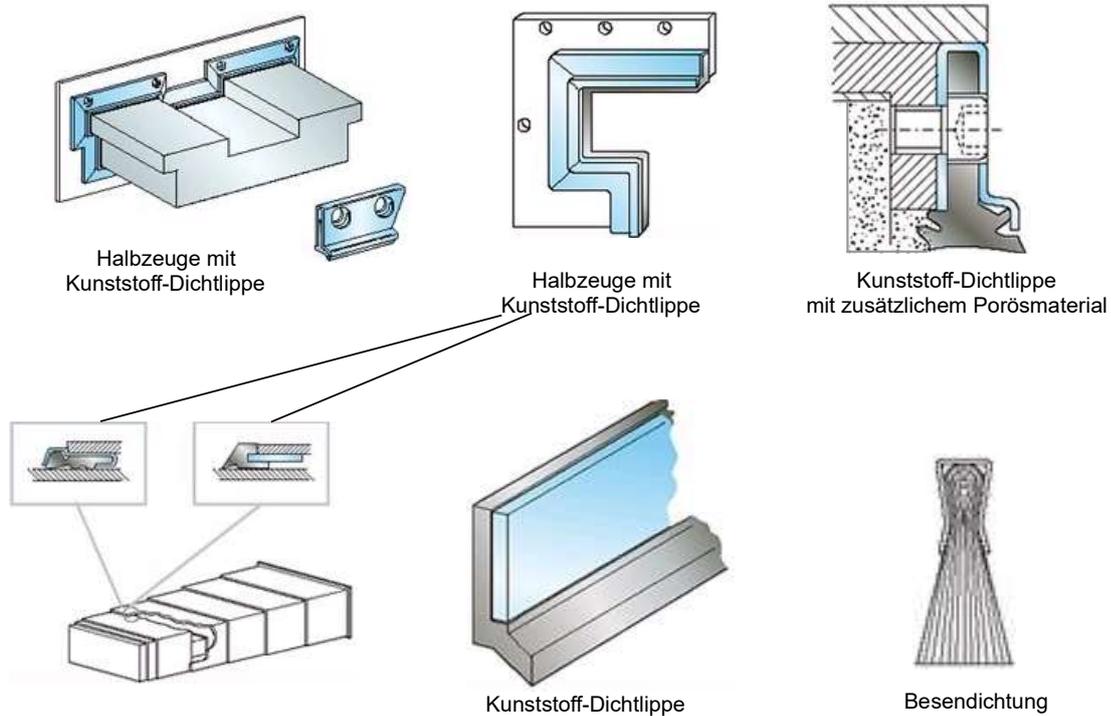


Bild 6.89 Dichtsysteme

### 6.3. Analyse und Bewertung

#### 6.3.1. Beispiel: Vorschubachse mit KGT in Einzelachse – Achsverbund – Maschine

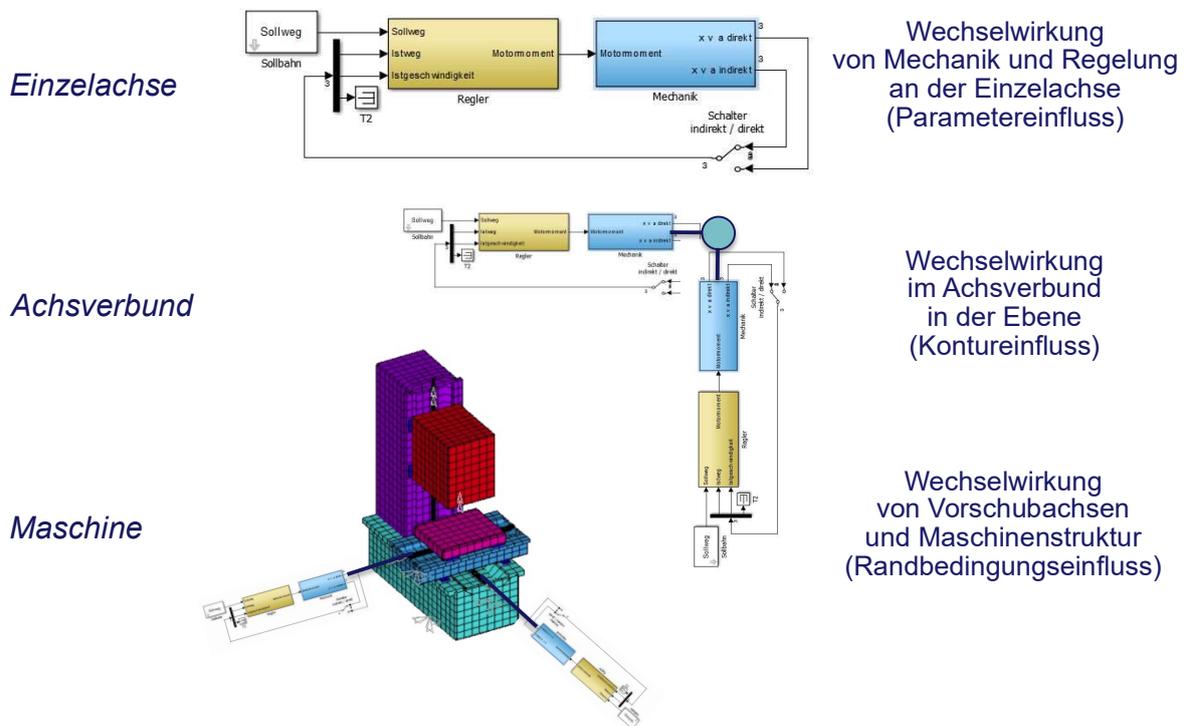


Bild 6.90 Modellebenen und Untersuchungsbereiche

# Einzelachse

## Wechselwirkung von Mechanik und Regelung an der Einzelachse

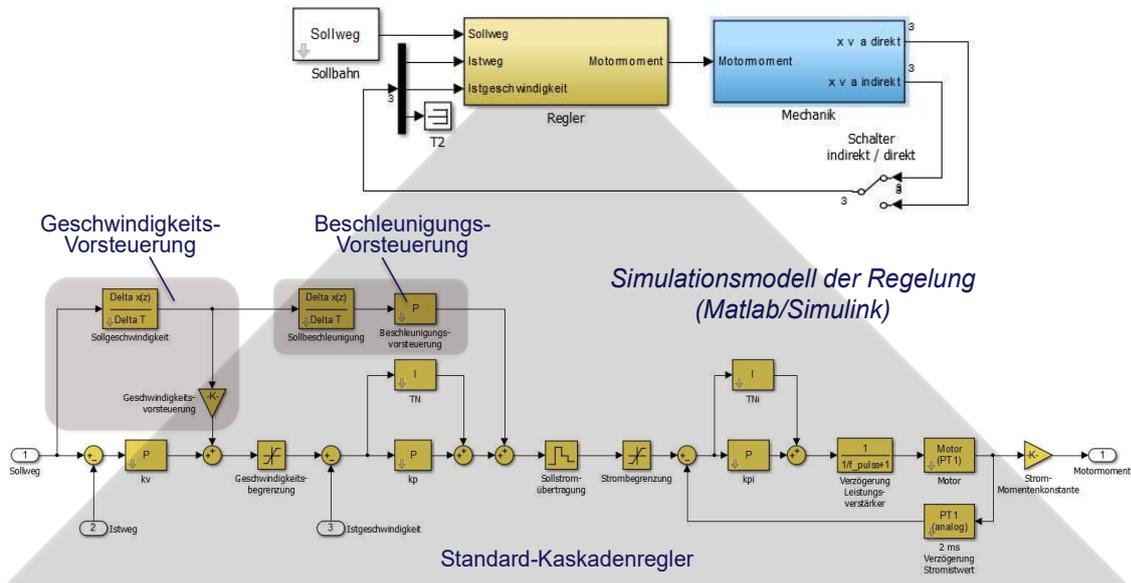


Bild 6.91 Simulationsmodell der Regelung

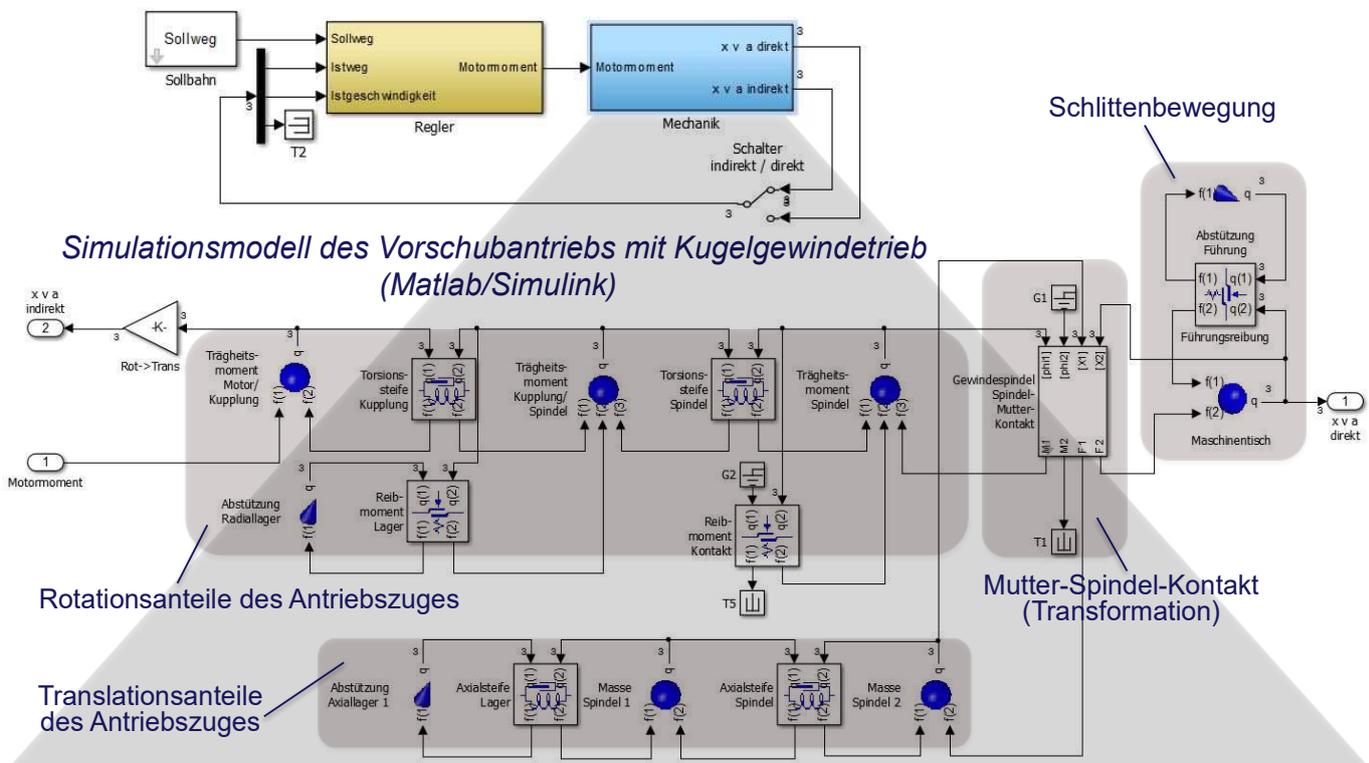


Bild 6.92 Simulationsmodell des Vorschubantriebs mit KGT

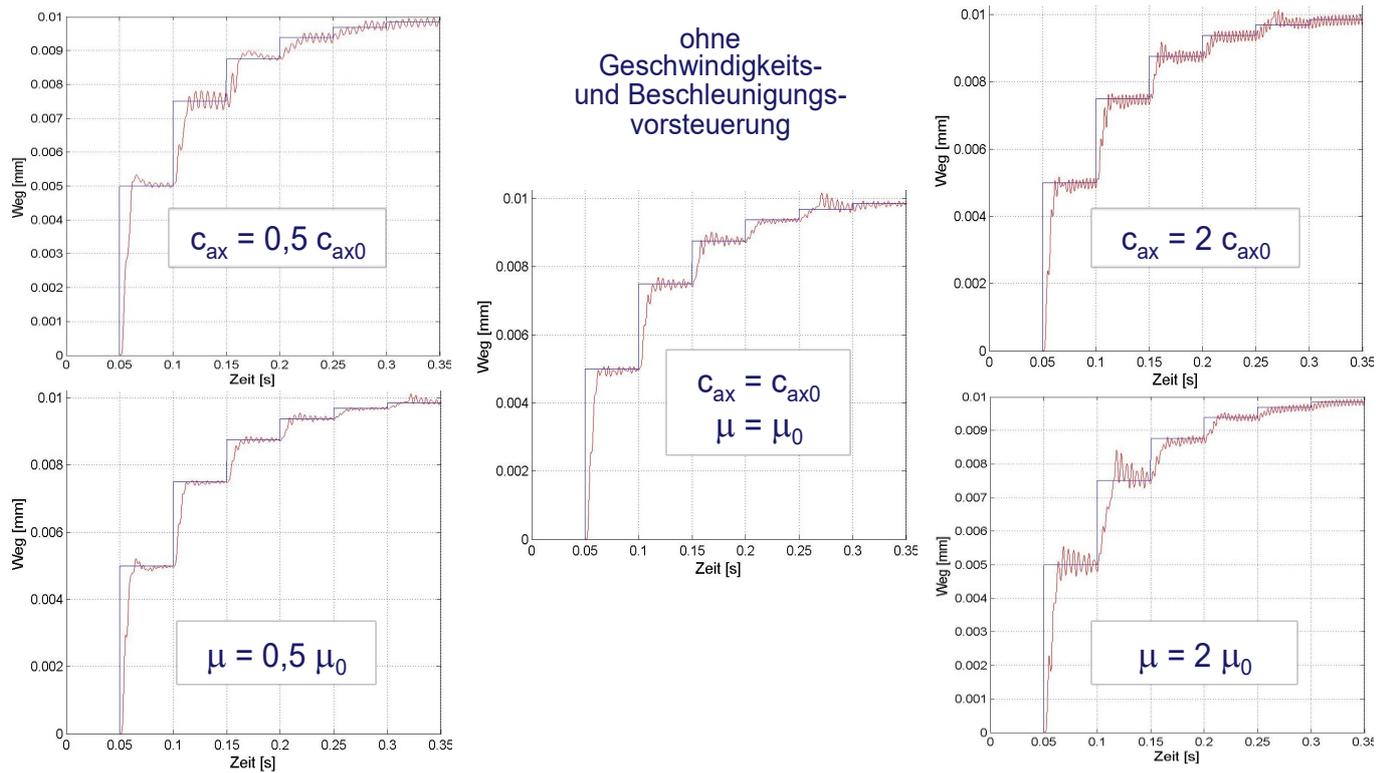


Bild 6.93 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf den STEP-RESPONSE-Test

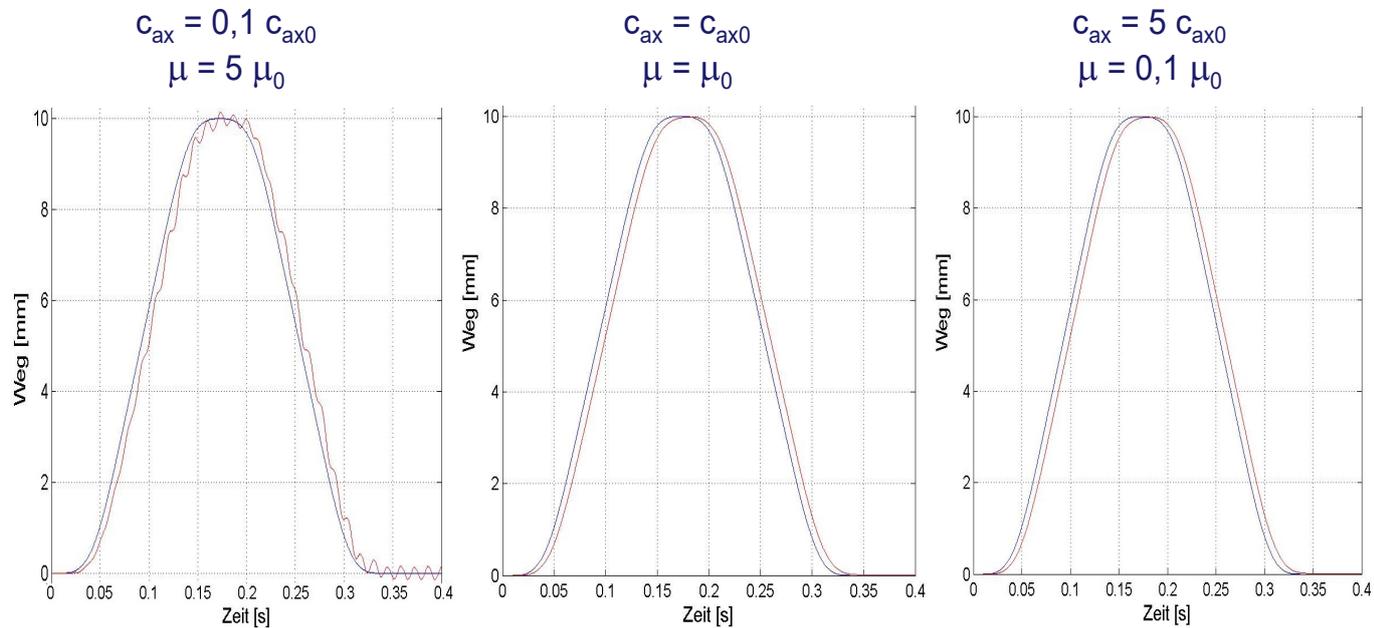


Bild 6.94 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Position beim Wendevorgang

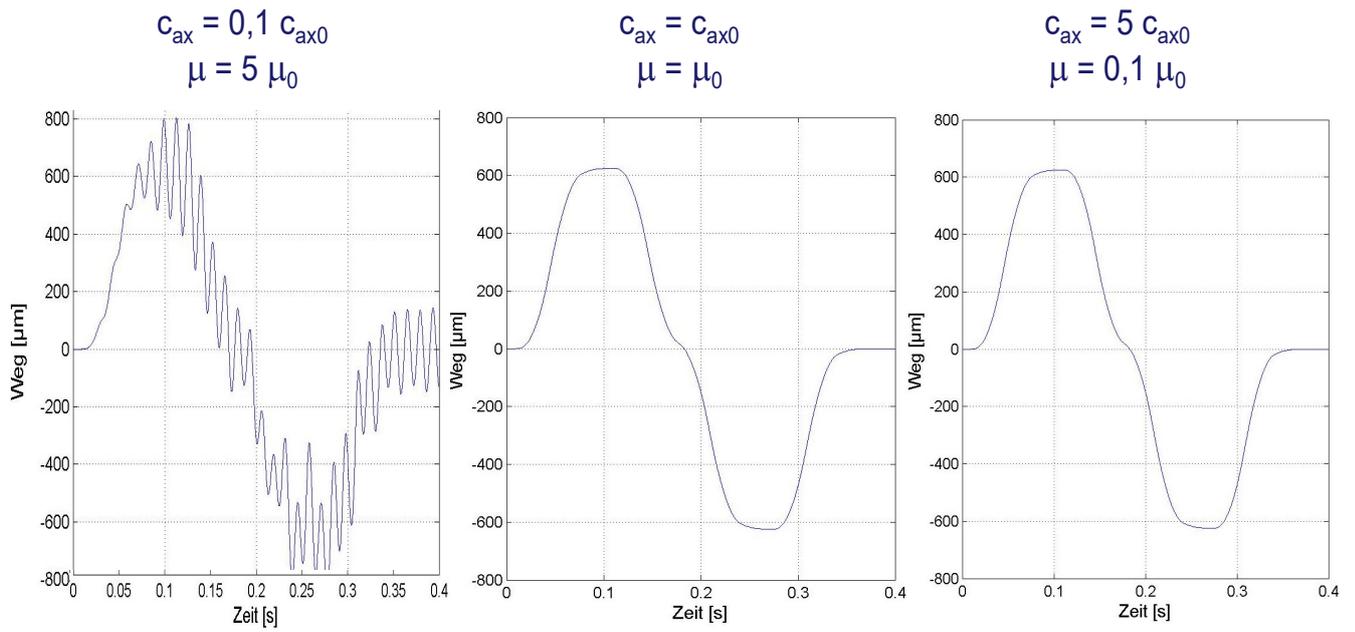


Bild 6.95 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Lageabweichung beim Wendevorgang

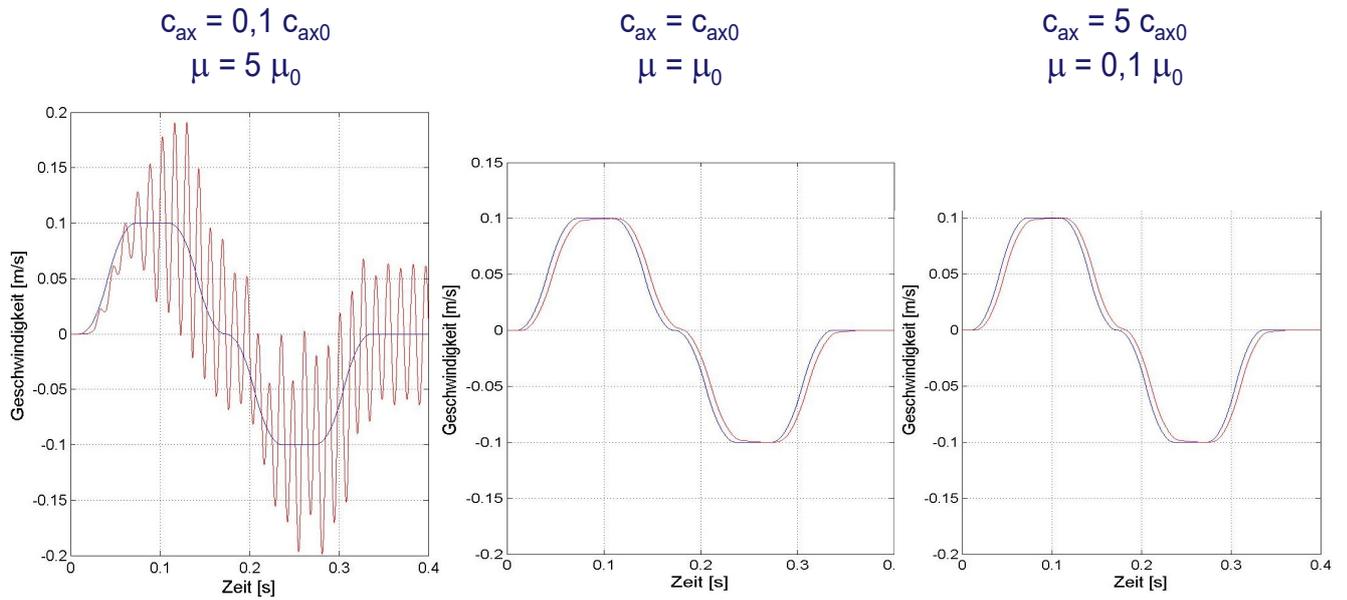


Bild 6.96 Einfluss der Axialsteife und Reibung auf die Geschwindigkeit beim Wendevorgang

# Achsverbund

Wechselwirkung im Achsverbund in der Ebene

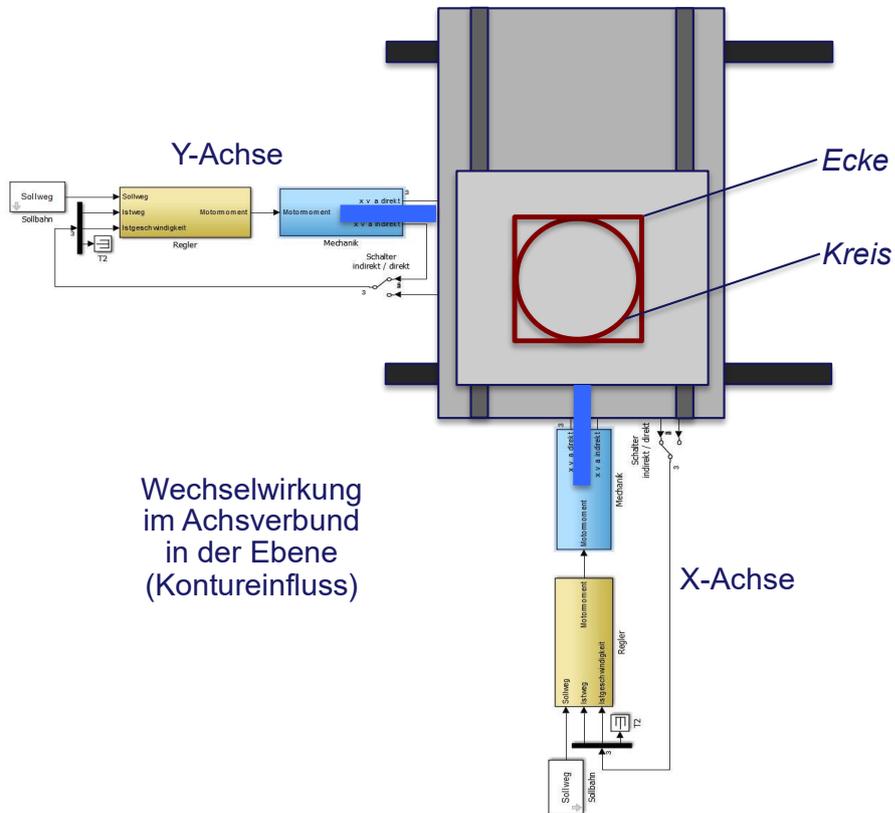


Bild 6.97 Achsverbund und Konturen in der x-y-Ebene

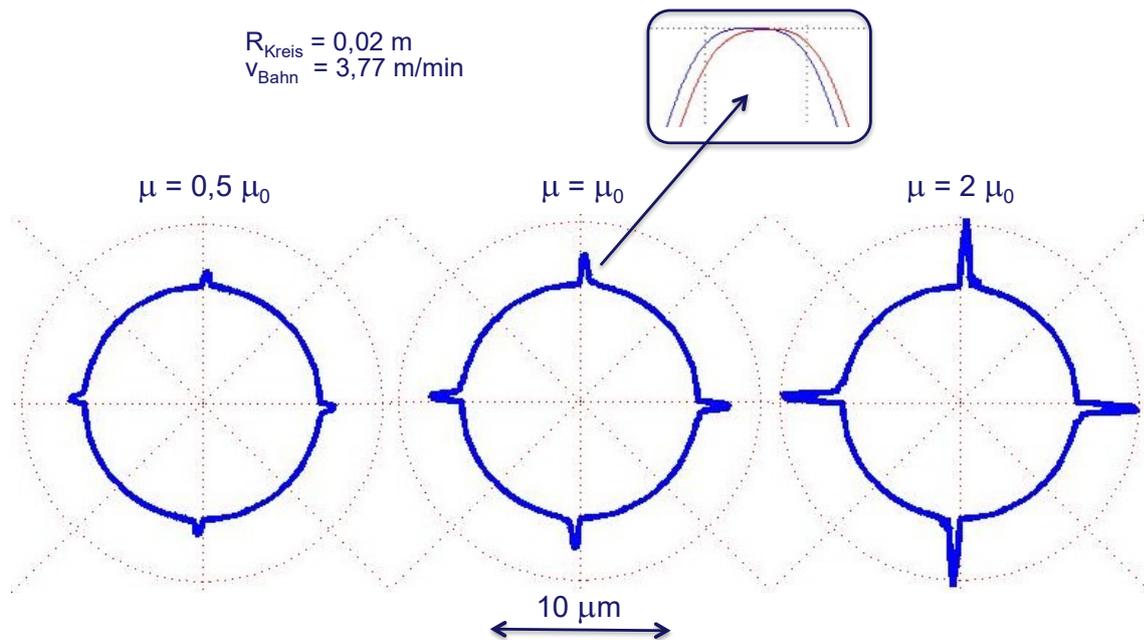


Bild 6.98 Einfluss der Reibung auf den KREIS-Test

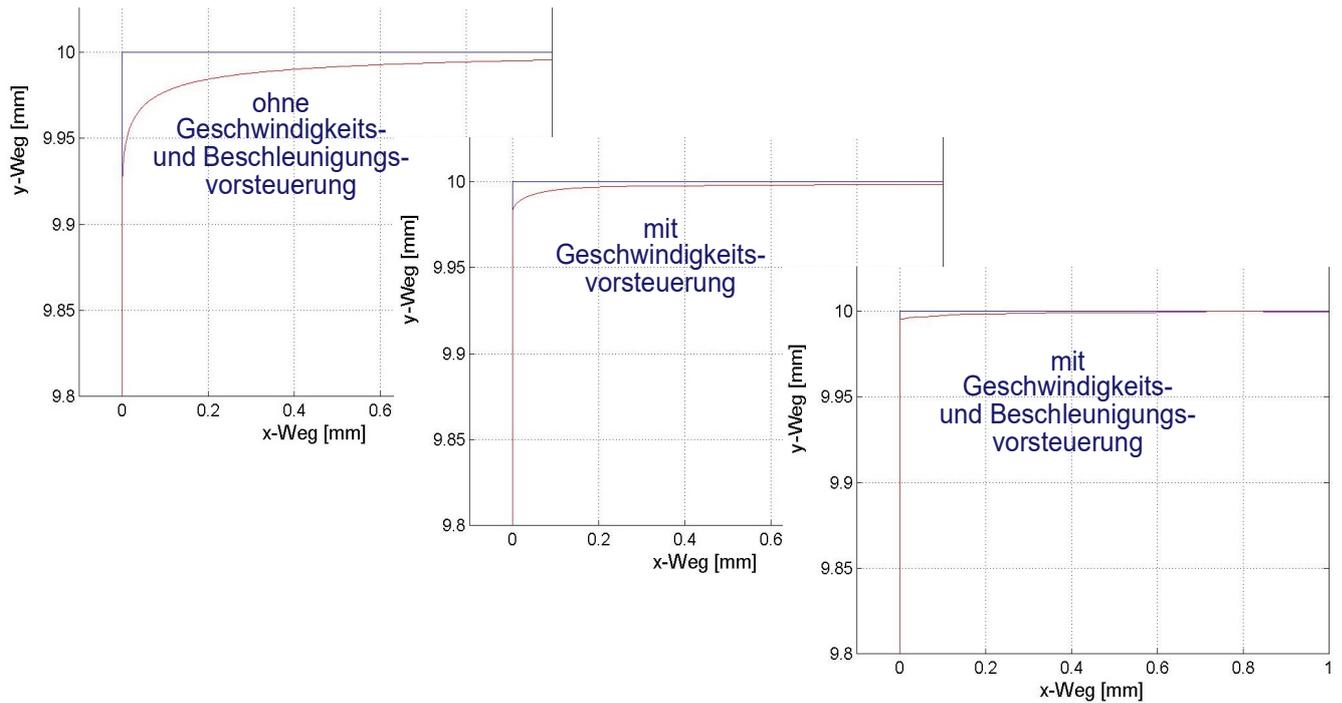


Bild 6.99 Einfluss der Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung auf die ECKEn-Fahrt

## Maschine

Wechselwirkung von Vorschubachsen und Maschinenstruktur

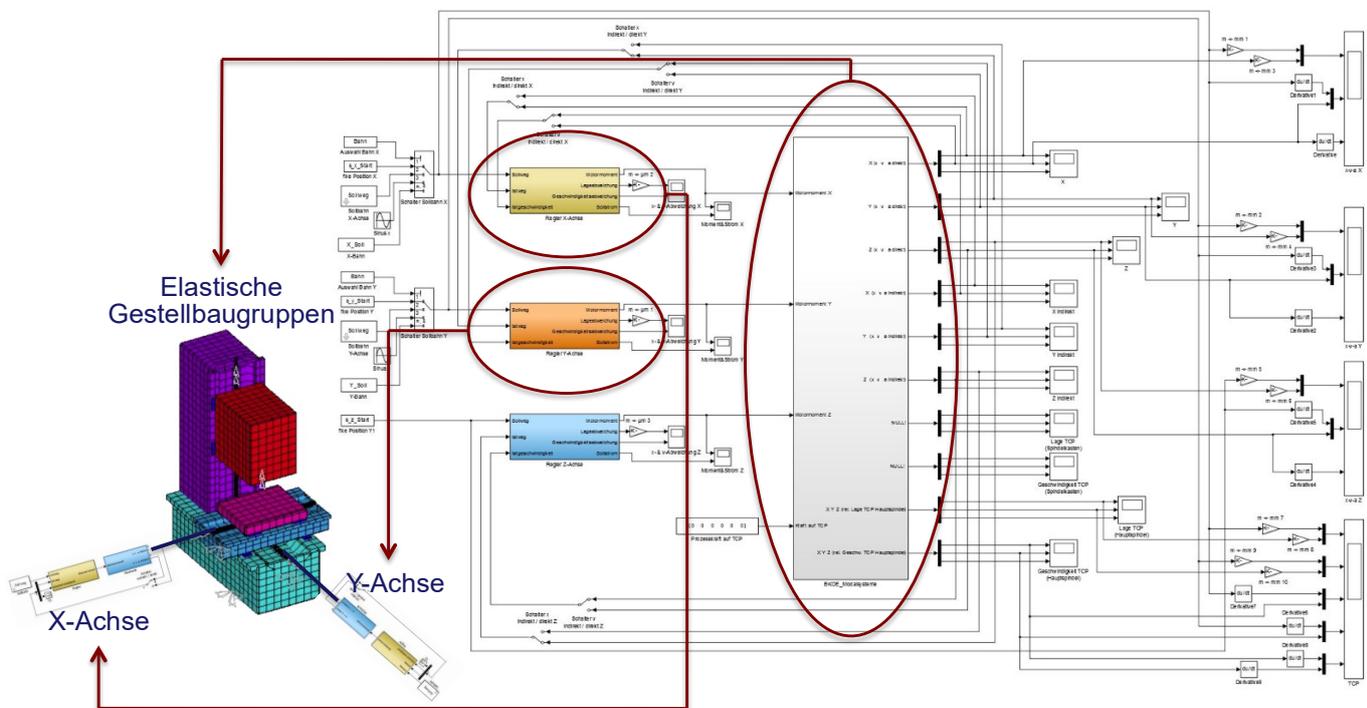


Bild 6.100 Simulationsmodell der Maschine

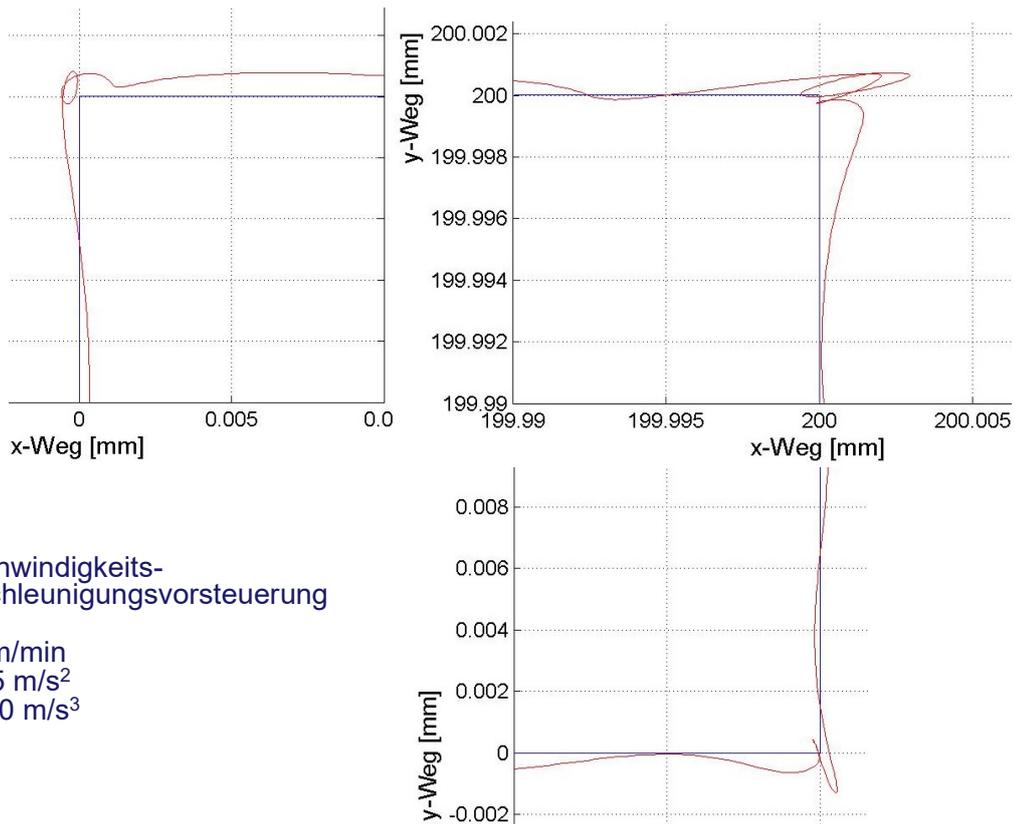


Bild 6.101 Auswirkungen der Strukturdynamik auf die ECKEn-Fahrt

### 6.3.2. Beispiel: Vorschubachse mit Lineardirektantrieb und Impulskompensation

Mit dem folgenden Beispiel soll ein Simulationsmodell unter Matlab/Simulink aufgebaut und am Experiment beurteilt werden, das die dynamischen Eigenschaften eines Lineardirektantriebs abbildet. Die Inhalte sind dabei weitestgehend [12] entnommen.

#### 6.3.2.1. Modellfindung

##### Gestell als SDoF-System mit verstellbarer Steife

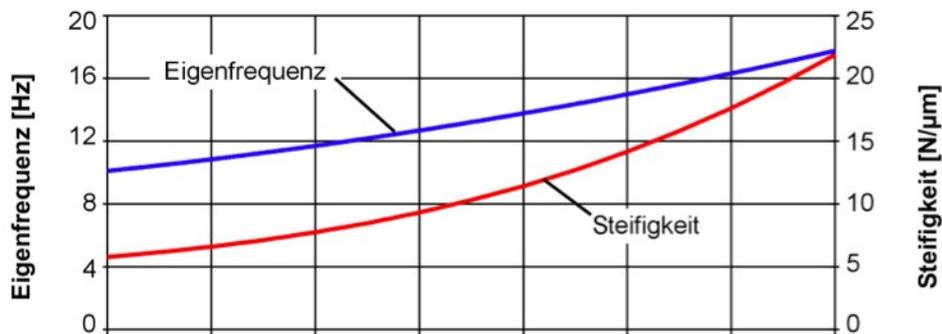


Bild 6.102 Gestell-Eigenschaften des Versuchszustandes, (Eigenfrequenz) nach [12]

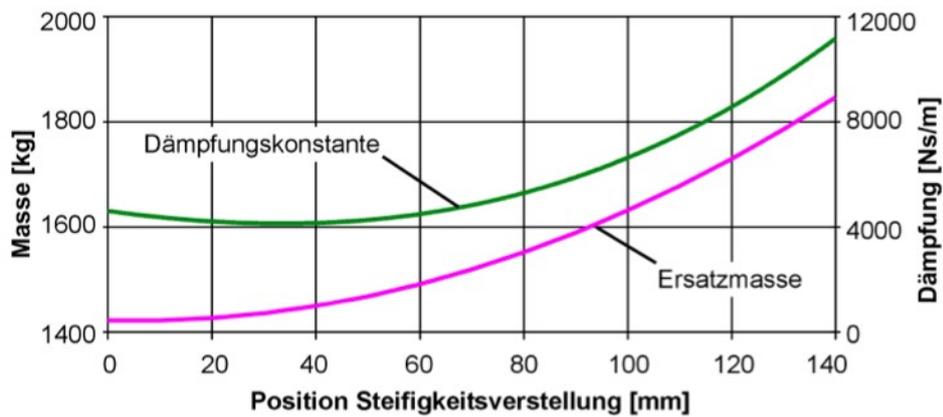


Bild 6.103 Gestell-Eigenschaften des Versuchsstandes (Masse), nach [12]

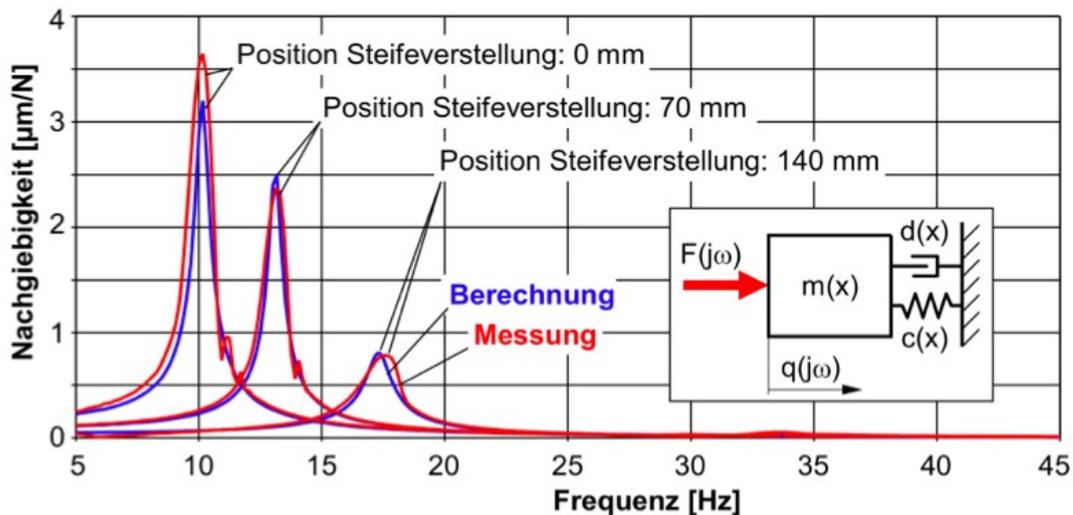


Bild 6.104 Vergleich von gemessenen und simulierten Gestellnachgiebigkeitsfrequenzgängen, nach [12])

### Rastkraft und Kraftwelligkeit

„Bei eisenbehafeten Synchron-Linearmotoren treten zwei Arten von periodischen Kraftschwankungen in Abhängigkeit von der Relativposition zwischen Primär- und Sekundärteil auf: die Rastkraft und die Kraftwelligkeit. Die Rastkraft ist eine magnetische Störkraft, die durch die Anziehung zwischen den Permanentmagneten des Sekundärteils und dem Primärteil entsteht, während die Kraftwelligkeit ein elektromagnetischer Effekt ist, der eine periodische Variation der Kraftkonstanten verursacht, wenn ein Motorstrom fließt. Da hier nur die Charakteristik der Kraftschwankung und nicht die Ermittlung der exakten Ursachen für die Berücksichtigung im Simulationsmodell von Interesse ist, wird die Kraftwelligkeit experimentell ermittelt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die dynamischen Antriebskräfte beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit vernachlässigt werden können, so dass am Schlitten nur die Reibkraft sowie Kraftwelligkeit und Rastkraft wirken. Die Kraftschwankungen sind geschwindigkeits- und richtungsabhängig. Zur

Identifikation wurden daher die Vorschubkräfte eines Motors beim Verfahren mit konstanter Geschwindigkeit für unterschiedliche Geschwindigkeiten und jeweils für beide Verfahrrichtungen gemessen. Anschließend wurde die Vorschubkraft über dem Verfahrweg aufgetragen und eine Fourier-Transformation (FFT) dieses Signals durchgeführt. Diese FFT liefert für jede Geschwindigkeit und Richtung die Amplituden und Phasenlagen der drei charakteristischen Kraftschwankungen bei den Ortsfrequenzen  $f_{1...3}$  so wie die Reibkraft  $F_R$  bei Ortsfrequenz  $f_0 = 0 \text{ mm}^{-1}$ , Bild 6.105.“ [12]

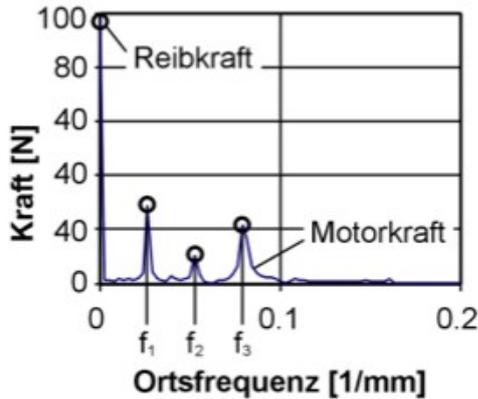


Bild 6.105 Amplituden-Ortsfrequenzgang der Kraftschwankungen des Linearmotors, nach [12]

„Die Periodenlängen  $T_{1...3}$  der Kraftschwankungen sind die Polteilung des Linearmotors  $T_p$  und Teiler davon:

$$T_i = 1/f_i = \tau_p/i \quad \text{mit} \quad i = 1,2,3$$

Zur mathematischen Beschreibung der Kraftschwankung für die weitere Verwendung in der Simulation wurden die Amplituden und Phasen der Kraft bei den drei o. g. Ortsfrequenzen für

beide Verfahrrichtungen über der Schlittengeschwindigkeit aufgetragen. Für eine einfache Handhabung der Richtungsabhängigkeit wurden die Amplituden- und Phasenverläufe der beiden Verfahrrichtungen jeder Ortsfrequenz gemittelt und als Polynome  $A_{1...3}$ ,  $\varphi_{1...3}$  abgebildet. Die Differenz zu den o.g. Amplituden- und Phasenverläufen wurde durch Korrektur-Polynome  $A_{R1...3}$ ,  $\varphi_{R1...3}$  beschrieben. Die geschwindigkeits-, richtungs- und positionsabhängige Kraftschwankung berechnet sich dann zu

$$F_{KS}(x, v) = \sum_1^3 2 * [A_i + \text{sign}(v) * A_i] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_i + \text{sign}(v) * \varphi_i\right)$$

Die Reibkraft wurde, analog zu den Polynomen  $A_{1...3}$ , aus dem Verlauf der Kraftamplitude über der Geschwindigkeit bei Ortsfrequenz  $f_0 = 0 \text{ mm}^{-1}$  ermittelt und als Polynom

$$F_R(x, v) = \sum_1^3 2 * [A_{Ri} + \text{sign}(v) * A_{Ri}] * \cos\left(\frac{i * 2\pi}{\tau_p}(x - x_0) + \varphi_{Ri} + \text{sign}(v) * \varphi_{Ri}\right)$$

abgebildet.

Diese Beschreibungen der Kraftschwankung sowie der Reibkraft liefern für niedrige Verfahrgeschwindigkeiten eine sehr gute, bei hohen Geschwindigkeiten eine für die Simulation ausreichende Übereinstimmung der gemessenen und berechneten Kräfte, Bild 6.105.“ [12]

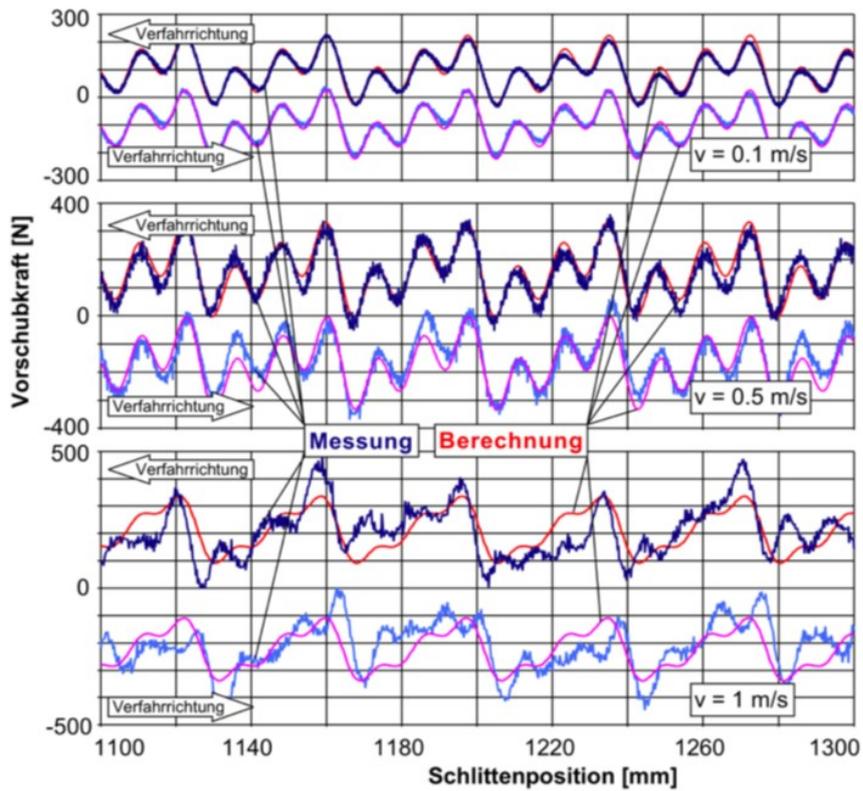


Bild 6.106 Berechnete und gemessene Kraftschwankungen, nach [12]

### Simulationsmodell

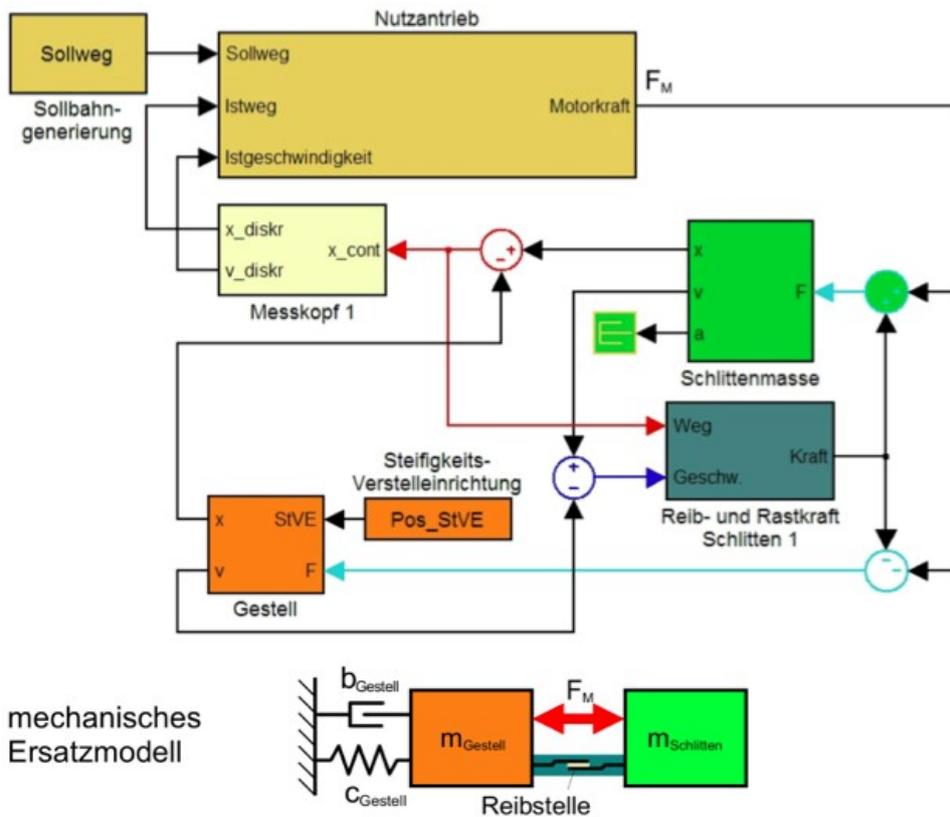


Bild 6.107 Basismodell, nach [12]

„Zur dynamischen Simulation der Vorschubachse mit Matlab/Simulink wurde zunächst ein Basismodell mit einem Einzelantrieb erstellt, Bild 6.106. Das Gestell wurde als Einmassenschwinger abgebildet und entsprechend der gemessenen und approximierten Eigenschaften parametrisiert.

Das im Matlab/Simulink-Modell (Bild 6.107) als Nutzantrieb bezeichnete Makro enthält die in Bild 6.108 gezeigte Reglerstruktur des Antriebs, welche auf der Antriebsregelung basiert, die auch dem Steuerungsregler zugrunde liegt.

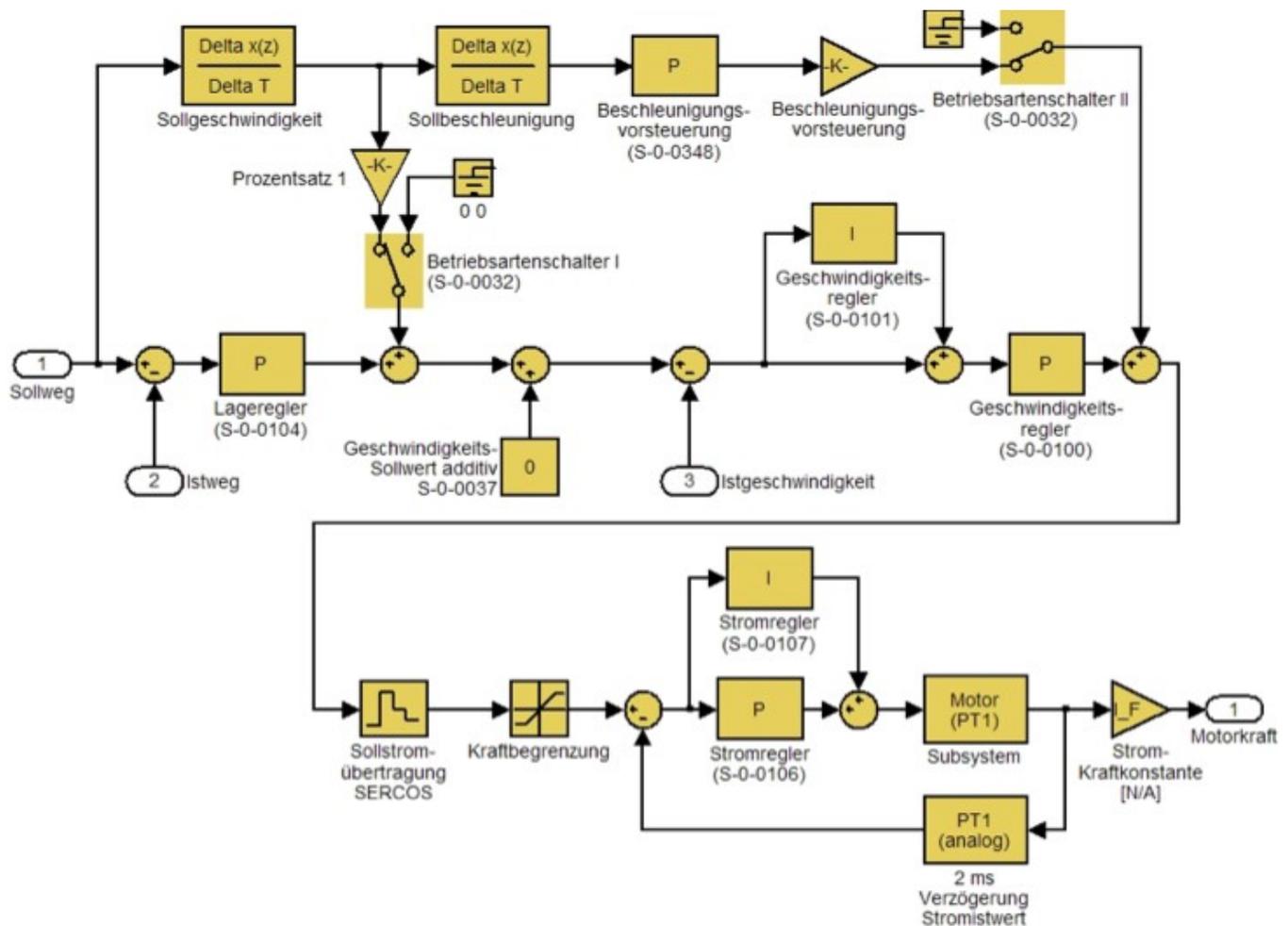


Bild 6.108 Reglerstruktur des Nutzantriebs in Matlab/Simulink, nach [12]

Die drei Phasen der verwendeten Lineardirektantriebe sind sternförmig beschaltet. Es wird davon ausgegangen, dass die am Ausgang des Stromreglers anliegende Klemmspannung am Linearmotor über die inneren Widerstände und Induktivitäten in einen Gesamtstrom umgesetzt wird:

$$u(t) = L_{12} * (di/dt) + R_{12} * i$$

Transformiert in den Frequenzbereich und aufgelöst nach  $i/u$ , was das Übertragungsglied  $u$  nach  $i$  darstellt, ergibt sich:

Das ist die Beschreibung eines PT1-Gliedes mit der Verstärkung  $1/R$  und der Zeitkonstante  $L/R$ . Der Motor (Übertragungsglied „Motor“) wurde somit als PT1-Glied mit der Verstärkung

$$k_M = 1/R_{12} = 1/3,2\Omega = 0,3125 A/V$$

$$\frac{i}{u} = \frac{1}{R_{12}} * \left( \frac{1}{1 + \frac{L_{12}}{R_{12}} * j\omega} \right)$$

Das ist die Beschreibung eines PT1-Gliedes mit der Verstärkung  $1/R$  und der Zeitkonstante  $L/R$ . Der Motor (Übertragungsglied „Motor“) wurde somit als PT1-Glied mit der Verstärkung  $k_M = L_{12}/R_{12} = 1/3,2\Omega = 0,3125 A/V$

sowie mit der Zeitkonstante

$$T_M = L_{12}/R_{12} = 0,01406H/3,2\Omega = 0,0044 s$$

modelliert.

Das Übertragungsglied „Reib- und Rastkraft“ enthält die Funktion für die Rastkraft und Kraftwelligkeit auf Basis der oben beschriebenen Polynome, Bild 6.109.“ [12]

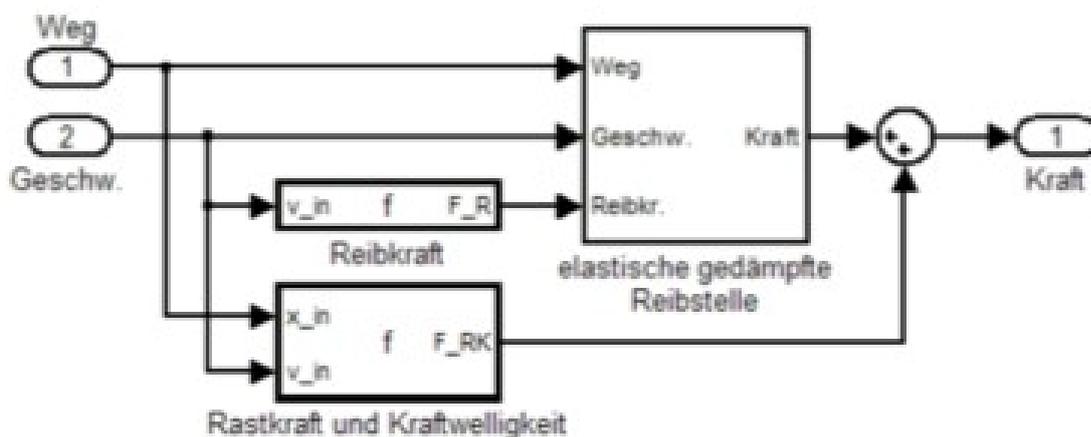


Bild 6.109 Teilmodell „elastisch gedämpfte Reibstelle“, [12]

„Eine elastische, gedämpfte Reibstelle dient der Abbildung des Verhaltens der Reibstelle beim Anfahren bzw. Anhalten sowie bei Änderung der Bewegungsrichtung. Sie wurde als verschiebbares Feder-Dämpfer-System modelliert, das bis zur gemessenen Reibkraft vorgespannt und dann in diesem Zustand verschoben wird, Bild 6.110. Beim Unterschreiten der Reibkraft wird die Feder wieder entspannt.“

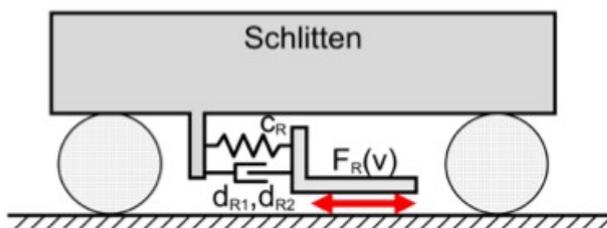


Bild 6.110 Prinzip-Darstellung der Reibstelle, nach [12]

Das entsprechende Teilmodell ist in Bild 6.111 gezeigt.

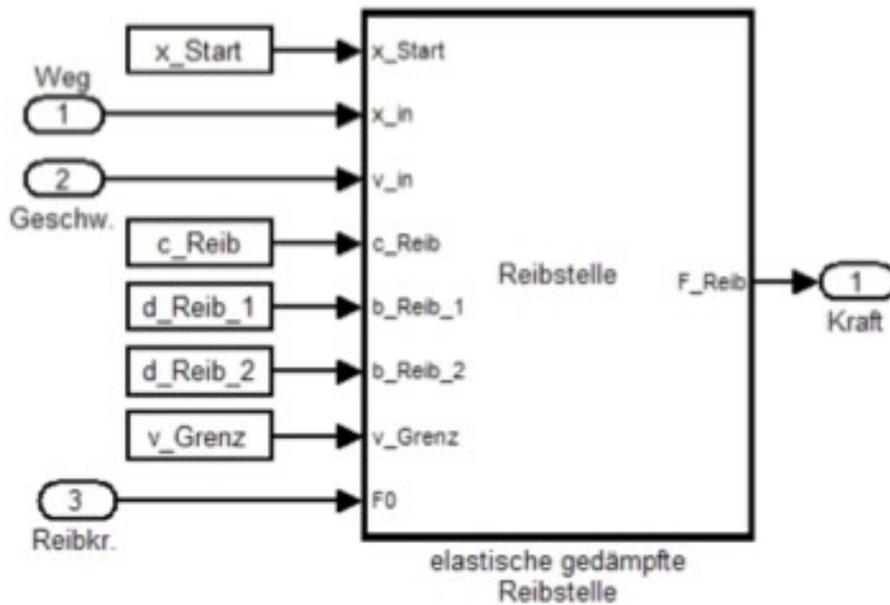


Bild 6.111 Teilmodell „elastisch gedämpfte Reibstelle“, [12]

Zur Parametrierung der Reibstelle wurde ein Schlitten bei ausgeschaltetem Antrieb per Hand beschleunigt und beim Auslaufen Position und Geschwindigkeit gemessen. Die Steifigkeit und Dämpfung der Reibstelle wurde dann im Simulationsmodell so angepasst, dass vergleichbare Geschwindigkeitsverläufe des Auslaufens und Ausschwingens in Messung und Simulation erreicht werden, Bild 6.112.

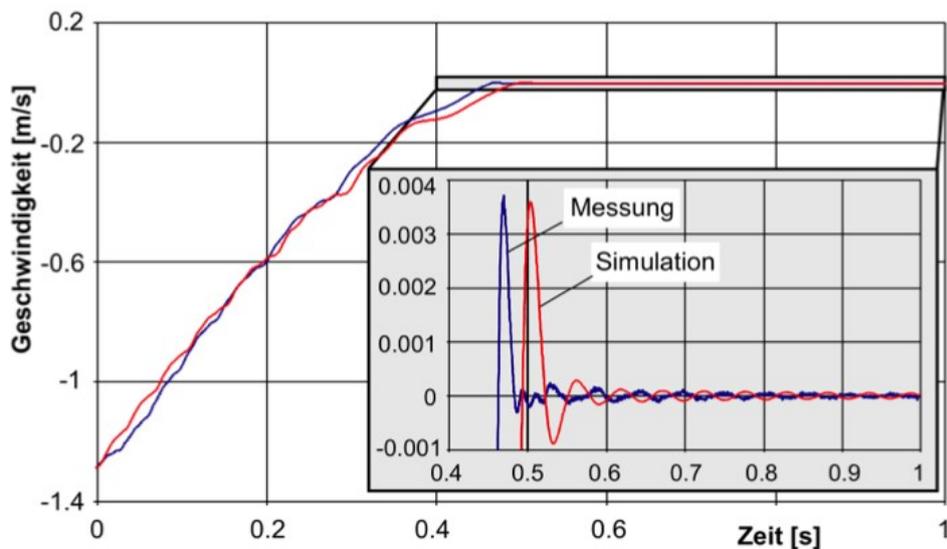


Bild 6.112 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf beim Auslaufen des Schlittens, nach [12]

Im vergrößerten Ausschnitt der Geschwindigkeits-Zeit-Verläufe in Bild 6.112 ist zu erkennen, dass die Schwingung zu Beginn des gemessenen Ausschwingvorganges (blaue Kurve; bis  $t \approx 4,9$  s) sehr stark und im weiteren Verlauf nur noch schwach gedämpft ist. Zur Abbildung

dieses Verhaltens wurde eine gestufte Dämpferkennlinie mit einer Dämpfungskonstanten von  $d_{R1} = 6100 \text{ Ns/m}$  bei Geschwindigkeiten oberhalb einer Grenzggeschwindigkeit von  $v_{Grenz} = 0,0001 \text{ m/s}$  sowie einer Dämpfungskonstanten von  $d_{R2} = 300 \text{ Ns/}$  unterhalb von  $v_{Grenz}$  hinterlegt. Die Steifigkeit der Reibstelle von  $c_R = 0,85 \text{ N/}\mu\text{m}$  wurde aus Ausschwingfrequenz und Schlittenmasse ermittelt. Mit diesen Werten ergibt sich der in Bild 6.113 dargestellte Reibkraftverlauf des Simulationsmodells.

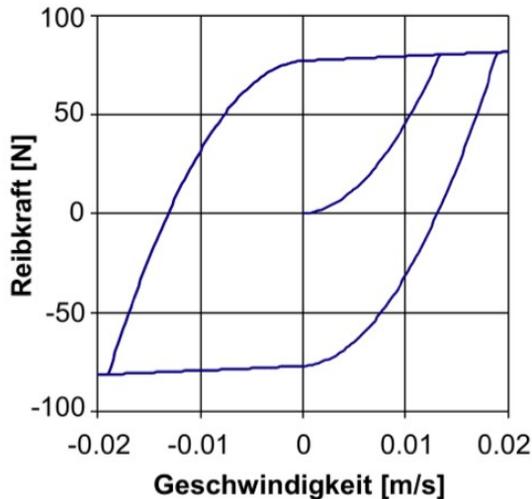


Bild 6.113 Kennlinie der Reibstelle im Simulationsmodell, nach [12]

Im Übertragungsglied „Schlittenmasse“ wird aus der auf den Schlitten wirkenden Kraft und der Schlittenmasse die Schlittenbeschleunigung berechnet, aus der durch Integration Geschwindigkeit und Weg des Schlittens ermittelt werden, Bild 6.114.

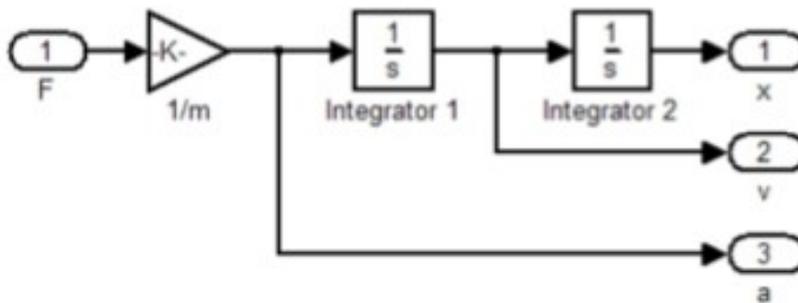


Bild 6.114 Teilmodell „Schlittenmasse“, nach [12]

Das Übertragungsglied „Messkopf“ quantisiert das kontinuierliche, zwischen Gestell und Schlitten gemessene Wegsignal mit der Messsystemauflösung

im Steuerungstakt und differenziert es, um die Geschwindigkeit zu erhalten – analog zur Signalverarbeitung in der Steuerung, Bild 6.115.

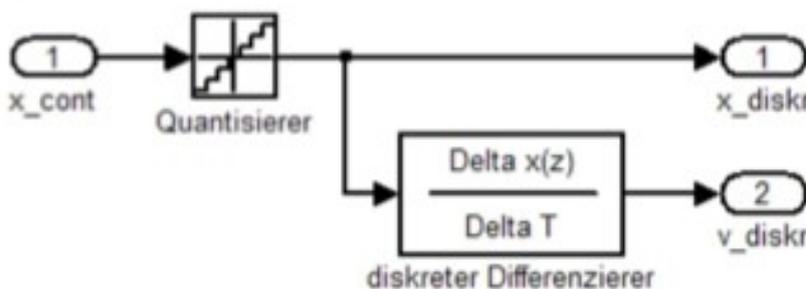


Bild 6.115 Teilmodell „Messkopf“, nach [12]

Über die Konstante „Steifigkeitsverstellereinrichtung“ wird dem Makro „Gestell“ die Position der Steifigkeitsverstellereinrichtung vorgegeben, woraus in „Gestell“ die oben ermittelten und als Polynom hinterlegten Gestelleigenschaften Masse, Steifigkeit und Dämpfung berechnet werden (Bild 6.114). Die Modellierung der Gestellmasse entspricht der Schlittenmodellierung (Bild 6.114).“ [12]

Das Teilmodell „Gestell“ ist in Bild 6.116 dargestellt.

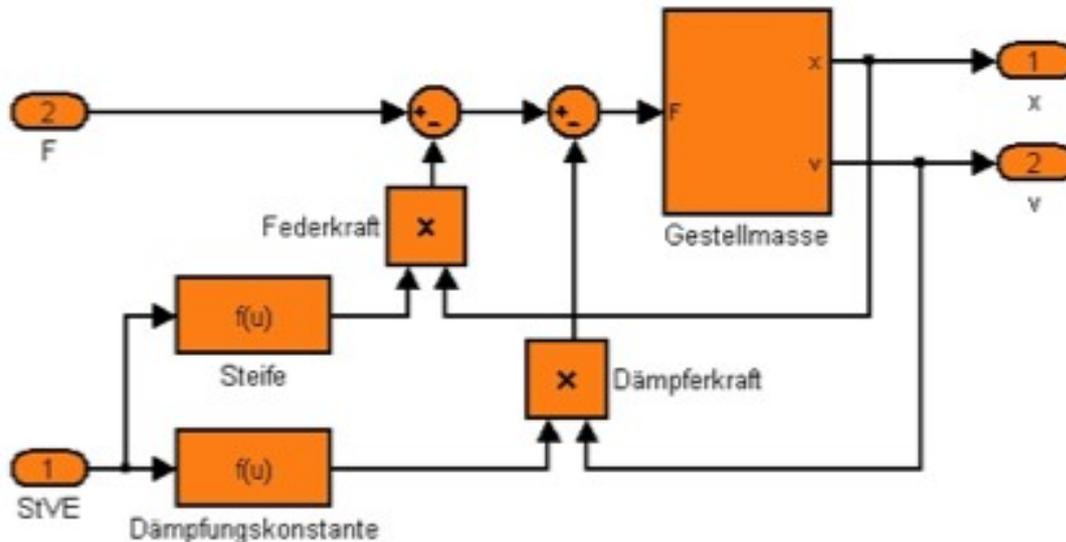


Bild 6.116 Teilmodell „Gestell“, nach [12]

### Modellerweiterung mit der Impulskompensation

Die Erweiterung des Basismodells (Bild 6.114) für die Impulskompensation besteht aus dem Sollstromfilter (Bandpass 2. Ordnung) sowie Masse (einschließlich Reibung und Kraftschwankung), Regelkreis und Messsystem (Messkopf 2) des Kompensationsantriebs (siehe Bild 6.117; Modellerweiterung hell hinterlegt).

Für die Filter wurden digitale Butterworth-Filter (IIR-Filter) 2. Ordnung mit der z-Übertragungsfunktion

$$H(z) = (a_0 + a_1 * z + a_2 * z^2) / (b_0 + b_1 * z^3)$$

und den Koeffizienten nach Tabelle 6.10

| Tiefpass  | Hochpass               |
|---|------------------------|
| $a_0 = \frac{k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$                 | $a_0 = -\frac{1+c}{2}$ |
| $a_1 = \frac{2k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$                | $a_1 = 0$              |
| $a_2 = \frac{k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$                 | $a_2 = \frac{1+c}{2}$  |
| $b_0 = \frac{1 - \sqrt{2}k + k^2}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$ | $b_0 = -c$             |
| $b_1 = \frac{2(k^2 - 1)}{1 + \sqrt{2}k + k^2}$          | $b_1 = d * (1 - c)$    |

Tabelle 6.10 Koeffizienten für die Übertragungsfunktion

mit  $k = \tan\left(\pi * \frac{f_G}{f_S}\right)$ ,  $c = \frac{\tan\left(\pi * \frac{f_B}{f_S}\right) - 1}{\tan\left(\pi * \frac{f_B}{f_S}\right) + 1}$  und  $d = -\cos\left(2\pi * \frac{f_G}{f_S}\right)$

verwendet. Dabei sind  $f_G$  die Grenzfrequenz,  $f_B$  die Bandbreite und  $f_S$  die Abtastfrequenz (Kehrwert der Abtastzeit).

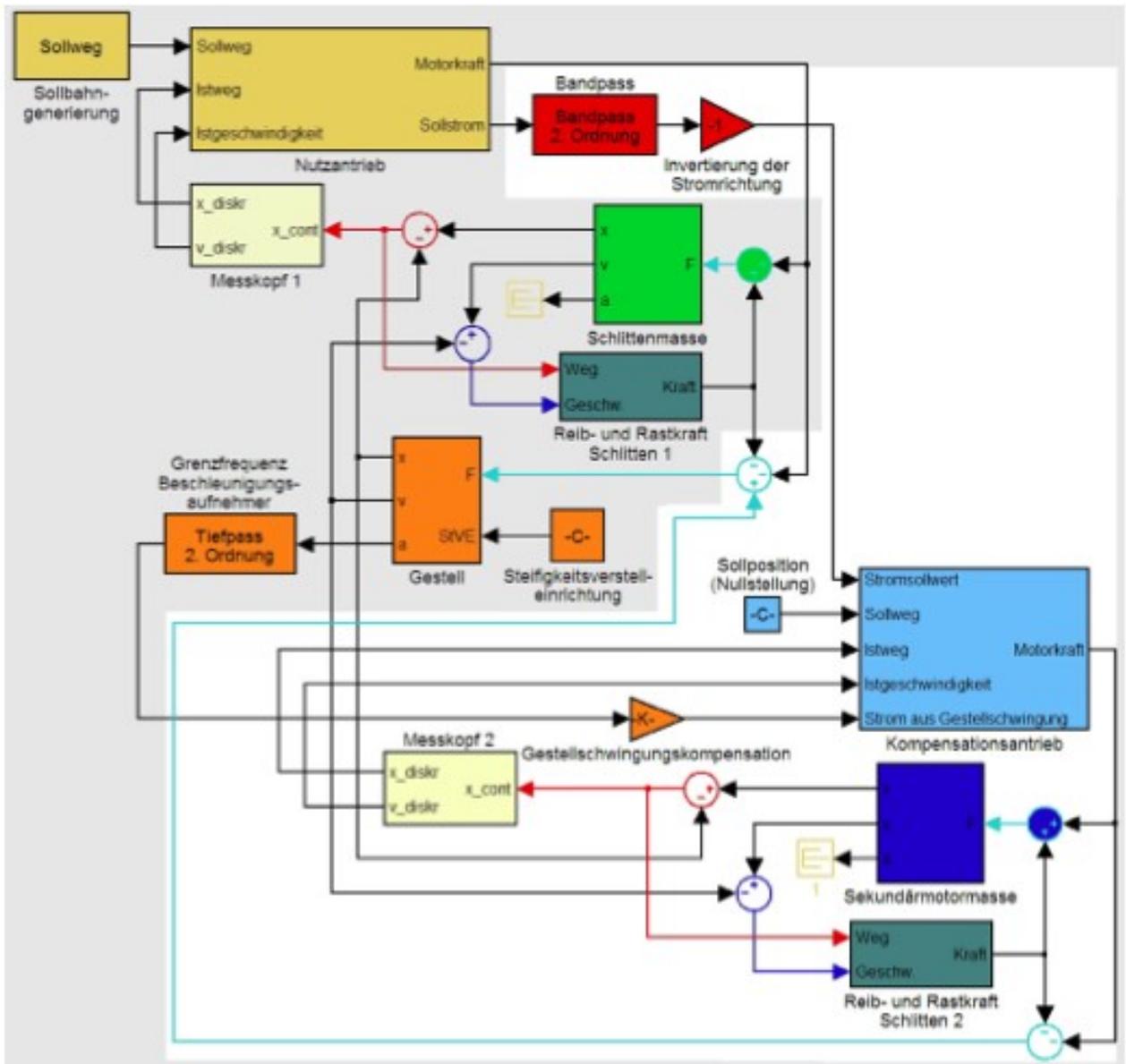


Bild 6.117 Simulationsmodell mit Impulskompensation, nach [12]

### 6.3.2.2. Modellqualität

#### Abbildungsqualität der Gestelleigenschaften

„Bei den Messungen zur Bestimmung der Gestelleigenschaften wurden alle Schlitten fest mit dem Gestell verbunden und die an der Schwingung beteiligte Masse sowie die Dämpfung bestimmt. In der Simulation werden die Schlittenmassen von der Gestellmasse abgezogen. Neben den Fehlern aus der Polynombildung führt diese Vorgehensweise zu geringfügigen Verschiebungen der Gestelleigenfrequenz. In Bild 6.118 ist der gemessene und der simulierte Gestellbeschleunigungsverlauf für einen Verfahrensvorgang mit  $v_{soll} = 0,5 \text{ m/s}$ ,  $a_{soll} = 40 \text{ m/s}^2$ ,  $r_{soll} = 10000 \text{ m/s}^3$  und  $x_{SV} = 0$  gegenübergestellt und die Abweichungen kommentiert. Diese Verschiebungen können sich beim Vergleich von

Messung und Simulation ebenso auswirken wie unterschiedliche Bremszeitpunkte.“ (Müll09)

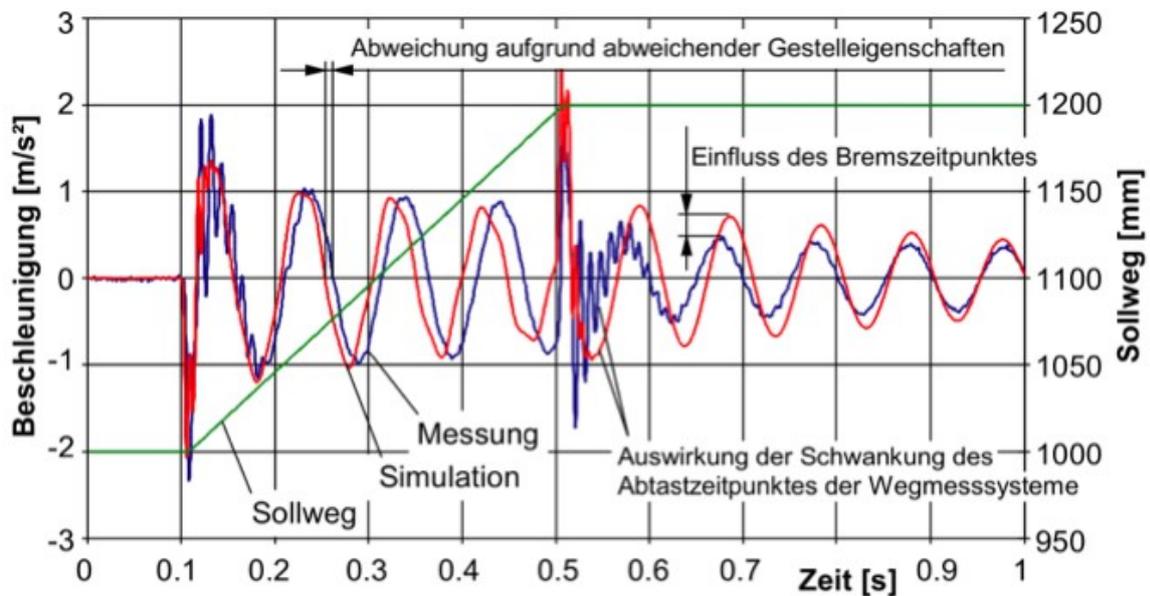


Bild 6.118 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung, nach [12]

### Abbildungsqualität des Antriehsverhaltens

„Die Abbildungsqualität des Antriehsverhaltens soll nachfolgend am Beispiel eines Fahrvorgangs um 100 mm mit Sollgeschwindigkeit  $v_{soll} = 0,5 \text{ m/s}$ , Sollbeschleunigung  $a_{soll} = 40 \text{ m/s}^2$  sowie Sollruck  $r_{soll} = 10000 \text{ m/s}^3$  gezeigt werden. Verglichen wird das gemessene Verhalten eines Einzelantriebs alternativ mit Steuerungsregler oder Antriehsregler sowie das entsprechende simulierte Verhalten. Folgende Reglereinstellungen wurden verwendet: Proportionalverstärkung des Lageregelkreises  $k_V = 61,5 \text{ s}^{-1}$ , Proportionalverstärkung des Geschwindigkeitsregelkreises  $k_p = 160 \text{ As/m}$ , Nachstellzeit des Geschwindigkeitsreglers  $T_N = 5 \text{ ms}$  sowie Geschwindigkeits- und Beschleunigungsvorsteuerung 100 %.

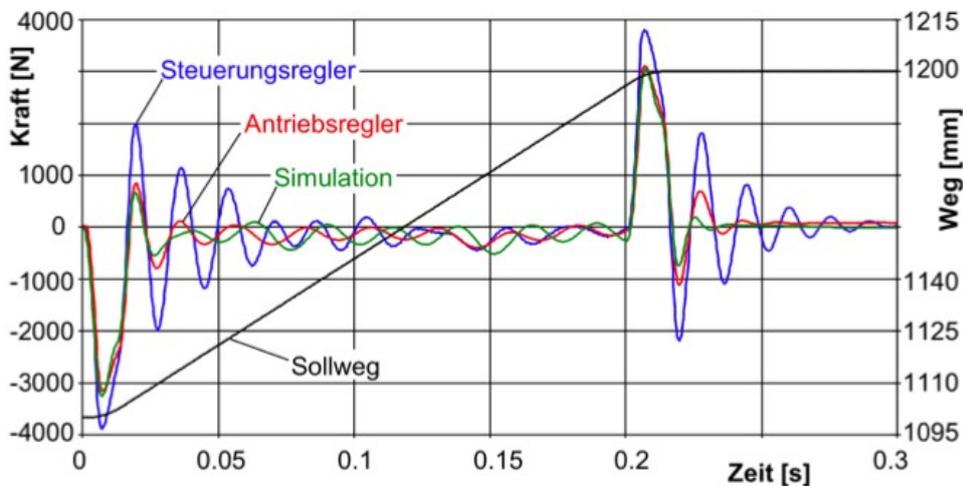


Bild 6.119 Simulierter und gemessener Motorkraftverlauf, nach [12])

Beim Vergleich der Motorkraft in Bild 6.119 ist eine sehr gute Übereinstimmung von

Simulation und Messung mit Antriebsregler zu erkennen, während die Motorkraft beim Steuerungsregler deutlich stärker abweicht.

Dementsprechend verhält sich auch die Übereinstimmung des Geschwindigkeitsverlaufs, Bild 6.120. Simulation und Messung mit Antriebsregler weisen ähnliche Verläufe auf, während die Achse mit Steuerungsregler stärker überschwingt und die Schwingung langsamer abklingt.

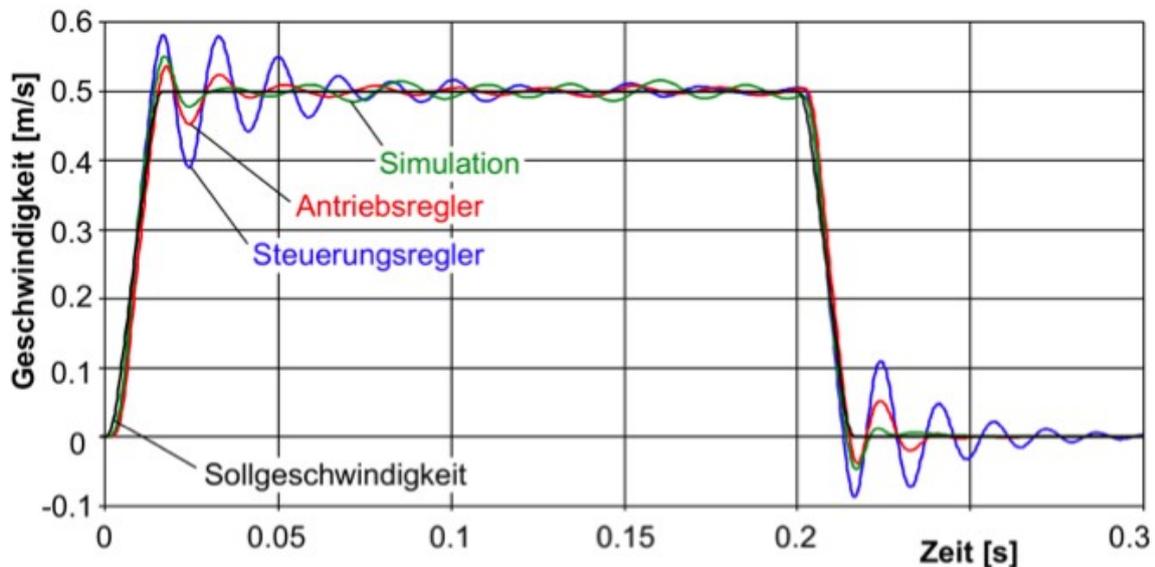


Bild 6.120 Simulierter und gemessener Geschwindigkeitsverlauf, nach [12]

Auch hinsichtlich der Gestellantwort wirkt sich die geringere Dämpfung des Antriebs mit Steuerungsregler negativ aus. Zwar ist die Anfangsbeschleunigung des Gestells aufgrund vergleichbarer Amplituden der Beschleunigungs- bzw. Bremskraft und damit auch die Gestellschwingung mit der Eigenfrequenz fast gleich. Diese wird aber beim Antrieb mit Steuerungsregler von der Schwingung aus dem Regelkreis überlagert, Bild 6.121.“ [12]

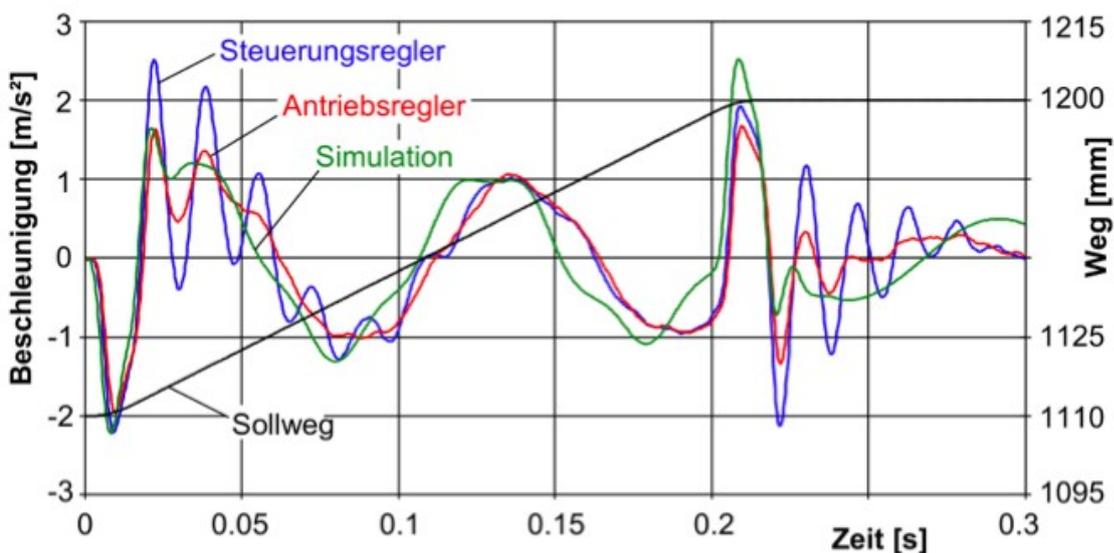


Bild 6.121 Simulierte und gemessene Gestellbeschleunigung bei Anregung durch den Antrieb, nach[12]

### 6.3.3. Beispiele für Prüfungsaufgaben

#### 6.3.3.1. Vorschubantrieb einer Fräsmaschine

##### Aufgabe 1

Der Vorschubantrieb einer Fräsmaschine ist auf Basis eines Kugelgewindetriebes (KGT) konzipiert. Das Bild 6.122 zeigt den prinzipiellen Aufbau einer solchen Achse.

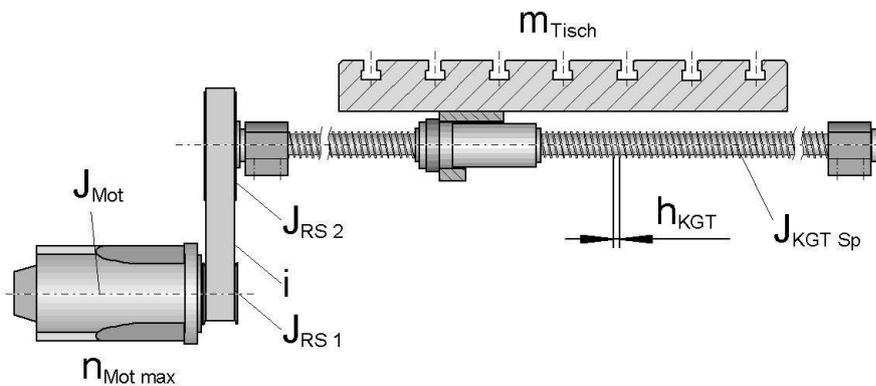


Bild 6.122 Vorschubachse

Folgende Daten sind bekannt:

- Synchron-Servomotor:
  - Konstantes Moment im gesamten Drehzahlbereich
  - Maximaldrehzahl  $n_{Mot\ max} = 3000\ min^{-1}$
  - Trägheit Motorläufer  $J_{Mot} = 0,002\ kgm^2$
- Zahnriementrieb:
  - Übersetzung  $i = 2$
  - Trägheit treibende Scheibe  $J_{RS\ 1} = 0,001\ kgm^2$
  - Trägheit getriebene Scheibe  $J_{RS\ 2} = 0,004\ kgm^2$
- Kugelgewindetrieb:
  - Steigung KGT  $h_{KGT} = 10\ mm$
  - Trägheit der Spindel  $J_{KGT\ Sp} = 0,002\ kgm^2$
- zu beschleunigende Massen (Alternativ-Betrachtung):
  - Maschinenschlitten  $m_{MS} = 300\ kg$
  - Kreuzschieber  $m_{KS} = 1000\ kg$

Die zu betrachtende Fräsmaschine hat ein Pick-Up-Werkzeugwechselsystem, d.h. sie muss mit Ihren Vorschubachsen zur Werkzeugwechselposition in möglichst kurzer Zeit fahren. Diese Zeit umfasst die Beschleunigungs-, Konstantgeschwindigkeits- und Bremsphase in der Zeit  $t_{Rampe}$  (vereinfachte Annahme von Rampenfunktionen) sowie einen Sicherheitsaufschlag  $t_{Sicher} = 0,2\ s$ . Die (symmetrische) Beschleunigungs- und Bremsphase soll mit einer Beschleunigung von  $a_1 = a_3 = 2,5\ m/s^2$  erfolgen. Für eine Fahrt zur Wechselposition ist repräsentativ eine Entfernung von  $500\ mm$  zu untersuchen.

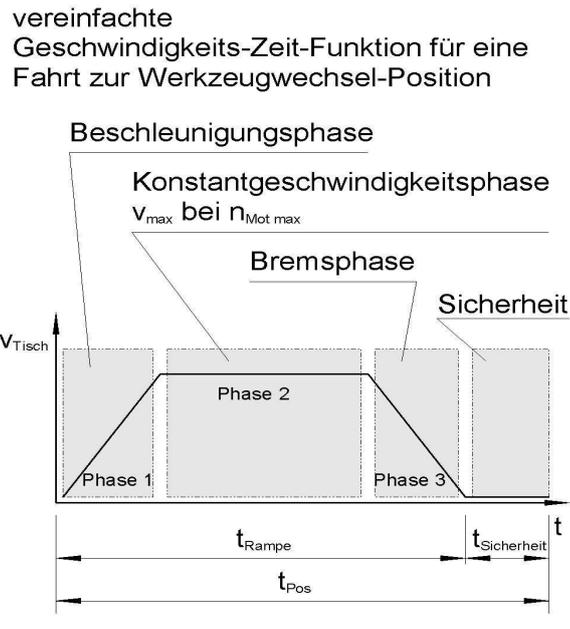


Bild 6.123 Universalfräsmaschine

- Wie groß ist die erreichbare Maximalgeschwindigkeit an der translatorischen Masse bei  $n_{Mot max}$ ?
- Berechnen und skizzieren Sie die Rampenfunktion als:
  - Weg-Zeit-Funktion des Maschinentisches,
  - Geschwindigkeits-Zeit-Funktion des Maschinentisches,
  - Beschleunigungs-Zeit-Funktion des Maschinentisches und
  - Drehzahl-Zeit-Funktion des Servomotors.
- Berechnen Sie die notwendige Höhe des Beschleunigungs- und Bremsmomentes des Servomotors für die Alternativen:
  - Einzelachse mit  $m_{MS}$  und
  - in  $x$  zu beschleunigende Kreuzschieberanordnung mit  $m_{KS}$ .

Lösung:

- $v_{max} = n_{Mot max} \frac{h_{KGT}}{i} = 250 \text{ mm/s}$
- Vorschub-Servomotore haben eine symmetrische Kennlinie (Vier-Quadranten-Betrieb), d.h. sie erlauben in etwa gleiche positive und negative Beschleunigungen. Das führt in Phase 1 und 3 zu gleichen Wegen und Zeiten der gleichmäßig beschleunigten Bewegung. Mit den gegebenen Werten ergibt sich:

$$t_1 = t_3 = \frac{v_{max}}{a_1} = 0,1 \text{ s} \quad s_1 = s_2 = \frac{a_1}{2} t_1^2 = 12,5 \text{ mm}$$

In der Konstantgeschwindigkeitsphase muss den verbleibenden Restweg zurückgelegt werden:  $t_2 = (x - s_1 - s_2)/v_{max} = 1,9 \text{ s}$

Mit diesen Daten lassen sich die Kennlinien skizzieren.

3. Zur Auslegung des Motormoments muss die resultierende Trägheit auf die Motorwelle reduziert werden:

$$J_{red} = J_{Mot} + J_{RS1} + \frac{1}{i^2} \left[ J_{RS2} + J_{KGTsp} + \left( \frac{h_{KGT}}{2\pi} \right)^2 m_t \right]$$

$$J_{red}(m_{MS}) = 0,0047 \text{ kgm}^2$$

$$J_{red}(m_{KS}) = 0,0051 \text{ kgm}^2$$

Man erkennt, dass bei der relativ kleinen Steigung von 10 mm trotz der großen Variation der zu beschleunigenden Masse noch kein entscheidender Einfluss auf das zu beschleunigende rotatorische Trägheitsmoment besteht. Damit ergeben sich notwendige Beschleunigungsmomente der beiden unterschiedlichen Achsvarianten, die sich nur geringfügig unterscheiden:

$$M = J_{red} * \ddot{\varphi} = J_{red} \frac{2\pi * n_{Mot max}}{t_1}$$

$$M(m_{MS}) = 14,7 \text{ Nm}$$

$$M(m_{KS}) = 16,1 \text{ Nm}$$

### 6.3.3.2. Wegmessung an Vorschubachsen

#### Aufgabe 2:

1. Worin besteht der Unterschied im Aufbau einer lagegeregelten Vorschubachse mit direkter bzw. indirekter (Weg-)Lagemessung? Skizzieren Sie den prinzipiellen Unterschied der beiden Gestaltungsvarianten.
2. Welche Konsequenzen ergeben sich aus diesen beiden Konzepten für die Auslegung und das Verhalten einer Vorschubachse?

Lösung:

1.

- direkte (Weg-)Lagemessung: Das Messsystem befindet sich unmittelbar zwischen (translatorisch oder rotatorisch) bewegtem Werkzeug- bzw. Werkstückträger und der tragenden Gestellbaugruppe (z.B. Schlitten und Bett).
- indirekte (Weg-)Lagemessung: Bei Antrieben mit indirekter Lagemessung sitzt das rotatorische Messsystem in aller Regel auf der Motorwelle und misst somit nicht unmittelbar an der bewegten Baugruppe.

2.

- Das Übertragungsverhalten der nicht in den Messvorgang einbezogenen mechanischen Komponenten muss bekannt sein.
- Die Genauigkeit wird von der Genauigkeit des Messsystems sowie von geometrischer Genauigkeit, Steife und thermisch bedingter Verformung der mechanischen Antriebsglieder bestimmt.

- Das führt bei indirektem Messsystem und gleich parametrisierten Reglern zu einer niedrigeren axialen Steife, da die mechanische Baugruppen „hinter“ dem Messsystem liegen.
- Demgegenüber erfasst ein direktes Messsystem auch die eventuell auftretenden Schwingungen der mechanischen Schwingerkette, was zur Selbsterregung (Anfachung der mechanischen Schwingungen über den Lagereger) führen kann.

### 6.3.3.3. Regelung von Vorschubachsen

#### Aufgabe 3

1. Skizzieren Sie aus den Teilsystemen Lagereger, Geschwindigkeitsregler, Stromregler und –steller, Synchron-Servomotor, Elastomerkupplung, Kugelgewindetrieb, linear geführter Maschinentisch und Wegmesssystem die Blockschaltbilder für:
  - eine lagegeregelte Vorschubachse mit direktem Wegmesssystem bzw.
  - eine lagegeregelte Vorschubachse mit indirektem Wegmesssystem.
2. An welcher Stelle im Blockschaltbild ist der  $k_v$ -Faktor wirksam, und welche physikalische Einheit hat er?
3. Für die Vorschubachse (mit direktem Wegmesssystem) ergibt sich bei einer programmierten Rampenfahrt (Sollweg-Zeit-Vorgabe) der in Bild 6.124 dargestellte Istweg-Zeit-Verlauf der Achsbewegung.
  - Bestimmen Sie näherungsweise den in der Steuerung eingestellten  $k_v$ -Faktor.

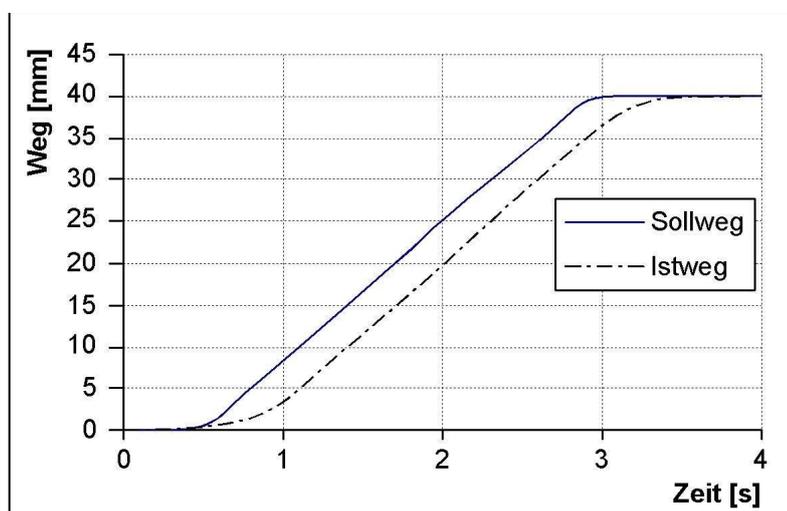


Bild 6.124 Weg-Zeit-Verlauf

Lösung:

1., 2.

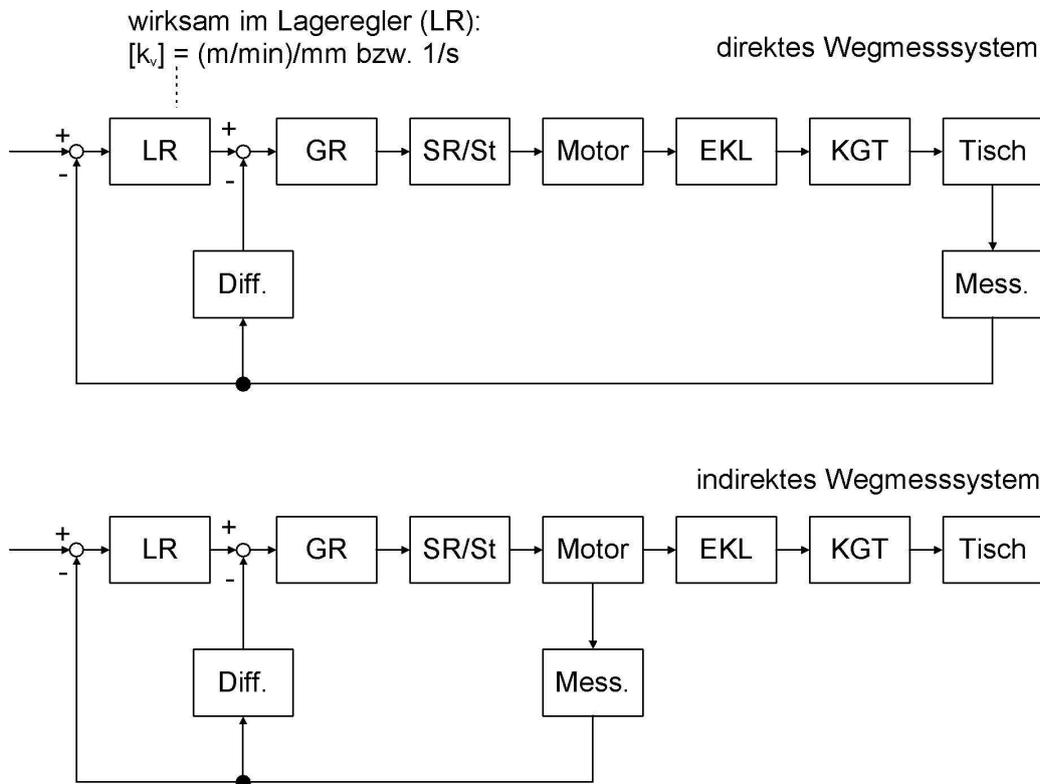


Bild 6.125 Blockschaltbilder

3.  $k_v = \frac{v_{soll}}{\Delta x}$

mit  $v_{soll} \approx v_{ist} \approx \frac{40 \text{ mm}}{2,3 \text{ s}} = 17,4 \text{ mm/s} = 1043 \text{ mm/min}$

und  $\Delta x \approx 5 \text{ mm}$

### 6.3.3.4. Schlittenantrieb einer CNC-Drehmaschine

#### Aufgabe 4

Entwerfen Sie den Schlittenantrieb der Z-Achse einer CNC-Präzisionsdrehmaschine. Der Vorschubantrieb ist leistungsmäßig für konstantes Moment auszulegen, d.h. die Vorschubspindel ist bei allen Arbeitsvorschüben mit dem gleichen Moment belastbar.

Folgende Daten sind bekannt:

- Vorschubkraft  $F_v = 1000 \text{ N}$
- Vorschubgeschwindigkeit  $v_f = 0 \dots 20 \text{ mm/min}$
- Maximale Beschleunigung  $a_{max} = 5 \text{ m/s}^2$
- Masse des Gesamtschlittens  $m_{schl} = 200 \text{ kg}$

(inklusive WZ mit WZ-Halter)

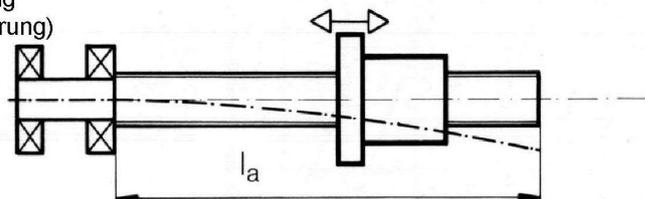
- Schlittenführung als Profilschienenführung
  - Reibung der Profilschienenführung  $\mu_{WF} = 0,015$
  - (bei Berücksichtigung aller Reibkräfte am Wagen;
  - reine Wälzreibung  $\mu_W = 0,001$ )
  - Kugelgewindespindel (42CrMo4)  
 $(dxh_{sp}) = 32x5; 32x10 \text{ oder } 32x20$
  - mittlerer Durchmesser  $d_M = 29 \text{ mm}$
  - Elastizitätsmodul  $E_M = 202 \text{ GPa}$
  - Dichte  $\rho_M = 7,84 \text{ kg/cm}^3$
  - z-Hub des Schlittens  $z = 1000 \text{ mm}$
  - Länge der Spindelmutter  $l_{spM} = 150 \text{ mm}$
  - Überlauflänge  $l_{Üb} = 100 \text{ mm}$
  - (für Sicherheitsreserve, Endschalter etc.)
  - mögliche Motornenn Drehzahlen je nach Typ:
  - $n_{Mot n} = 2000; 3000 \text{ oder } 4500 \text{ min}^{-1}$
  - mögliche Motorstillstands Drehmomente:
  - $M_{Mot 0} = 0,25; 0,5; 0,66; 0,75; 1,3; 2,6 \text{ Nm}$
  - (je nach Typ bei  $60 \text{ K}$  zulässiger Wicklungsüber Temperatur)
  - Übersetzung des Zahnriementriebes  $i_R = \text{wählbar im Bereich } 1 \dots 2$
  - Wirkungsgrad des Kugelgewindetriebes  $\eta_{KGT} = 0,90$
  - Wirkungsgrad des Zahnriementriebes  $\eta_R = 0,98$
1. Skizzieren Sie eine Prinzipdarstellung des Vorschubantriebes. Vergessen Sie das Messsystem nicht.
  2. Welche Einflussfaktoren begrenzen die mögliche Auswahl der Spindel?
  3. Welche Parameter werden durch die Auswahl der Spindelsteigung beeinflusst?
  4. Bestimmen Sie die erforderlichen Drehzahlen für die Kugelgewindespindeln und die biegekritischen Drehzahlen für die typischen Lagerungsarten gemäß Bild 6.126.
  5. Bestimmen Sie das Lastmoment an der Kugelgewindespindel für die beiden Bewegungsphasen:
    - Beschleunigung/Bremsen des Schlittens mit  $a_{max}$  unter Wirkung der Trägheiten und der Reibung bzw.
    - Fahrt mit konstanter Geschwindigkeit unter Wirkung der Vorschubkraft und der Reibung.

- Wählen Sie eine Spindel und eine geeignete Getriebeübersetzung für den Riementrieb aus?
- Welches Lagerungsprinzip wählen Sie für die Kugelgewindespindel aus?
- Bestimmen Sie das Lastdrehmoment für den Motor, und wählen Sie einen geeigneten Motor aus.
- Verwenden Sie zur Bestimmung der biegekritischen Drehzahl die Koeffizienten aus Bild 6.126.

$$\omega_{krit} = \lambda * \sqrt{\frac{E_M * I_b}{\rho_M * A_q * L_{Sp}^4}} \quad n_{zul} = \frac{\omega_{krit}}{2\pi} * 0,8$$

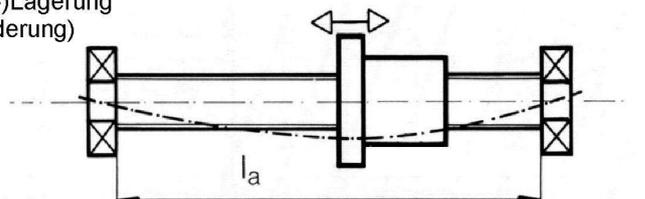
### 1. Prinzipdarstellung

Einseitige Festlagerung  
(mit Kippungsbehinderung)



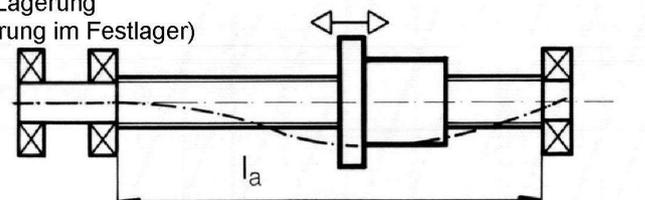
$$\lambda = 0,32 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige (Fest-Los-)Lagerung  
(ohne Kippungsbehinderung)



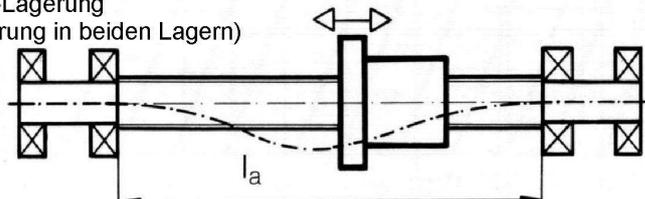
$$\lambda = 1,00 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige Fest-Los-Lagerung  
(mit Kippungsbehinderung im Festlager)



$$\lambda = 1,55 \cdot \pi^2$$

Zweiseitige Fest-Fest-Lagerung  
(mit Kippungsbehinderung in beiden Lagern)



$$\lambda = 2,24 \cdot \pi^2$$

Bild 6.126 Prinzipdarstellung des Vorschubantriebes

### 2. Lösung:

Die Auswahl der Spindelsteigung wird begrenzt durch:

- verfügbare Motorcharakteristik (Drehzahl und Motormoment),
- Belastungsgrößen (Vorschubkraft, Reibung, Beschleunigung etc.),
- biegekritische Drehzahl (bestimmt durch Spindelabmessungen und Lagerungsart)

Aus der geforderten Vorschubgeschwindigkeit ergeben sich für die drei Spindelsteigungen diese benötigten Drehzahlen:

$$n_{sp\ max} = \frac{v_{max}}{h_{sp}} = \begin{cases} 4000\ min^{-1} \\ 2000\ min^{-1} \\ 1000\ min^{-1} \end{cases}$$

Die Berechnung der biegekritischen Drehzahl erfordert:

- die Gesamtlänge der Spindel  $l_{sp}$  (also mindestens Verfahrenweg + Mutterlänge + Überlauflänge),
- das Flächenträgheitsmoment gegen Biegung,
- die Masse der Spindel.

und ergibt für die vier Lagerungsvarianten aus Bild 6.126:

$$n_{zul} = \frac{\lambda}{2\pi} * \sqrt{\frac{E_M * I_b}{\rho_M * A_q * L_{sp}^4}} * 0,8 = \begin{cases} 568,26\ min^{-1} \\ 1775,81\ min^{-1} \\ 2752,51\ min^{-1} \\ 3977,82\ min^{-1} \end{cases}$$

Das Lastmoment an der Kugelgewindespindel während der Bewegung mit konstanter Geschwindigkeit ergibt sich für die drei Spindelsteigungen zu:

$$M_{Sp} = (F_V + \mu_{WF} * m_{Schl} * g) * \frac{h_{sp}}{2\pi} * \frac{1}{\eta_{KGT}} = \begin{cases} 0,91\ Nm \\ 1,82\ Nm \\ 3,64\ Nm \end{cases}$$

Das Lastmoment an der Kugelgewindespindel während der Beschleunigungsphase ergibt sich (unter Vernachlässigung der Riemenscheibe) für die drei Spindelsteigungen zu:

$$J_{sp} = \rho_M * \frac{\pi}{32} * d_A^4 * L_{sp}$$

$$J_{ers} = \rho_M + m_{Schl} * \left(\frac{h_{sp}}{2\pi}\right)^2$$

$$\ddot{\varphi} = a_{max} * \frac{2\pi}{h_{sp}}$$

$$M_{Sp} = \left(J_{ers} * \ddot{\varphi} + \mu_F * m_{Schl} * g * \frac{h_{sp}}{2\pi}\right) * \frac{1}{\eta_{KGT}} = \begin{cases} 5,66\ Nm \\ 4,20\ Nm \\ 4,83\ Nm \end{cases}$$

Die benötigten Drehmomente (mit dem Minimum bei einer Steigung von 10 mm) erfordern die Auswahl des Motors mit  $M_{Mot} = 2,6\ Nm$  bei einer Riemenübersetzung von  $i_R = 2$ . Aus dieser Konfiguration folgt zwingend die Motordrehzahl von  $4500\ min^{-1}$ . Die erforderliche Spindeldrehzahl von  $2000\ min^{-1}$  benötigt wegen der biegekritischen Drehzahl eine Lagerung gemäß Bild 6.126, mindestens Variante 3.

$$M_{Mot} = M_{Sp} * \frac{1}{\eta_R * i_R} = 2,114\ Nm$$

### 6.3.3.5. Genauigkeit der Schlitten-Positionierung

#### Aufgabe 5:

Das Bild 6.127 zeigt die Positionsabweichungen der  $x$ -Achse einer Universalmaschine. An dieser Maschine wird die Bewegung der  $x$ -Achse auf der Werkzeugseite und die Bewegung der  $y$ -Achse auf der Werkstückseite realisiert. Die Positioniergenauigkeit der  $x$ -Achse wird also nicht durch eine Verfahrbewegung der  $y$ -Achse beeinflusst.

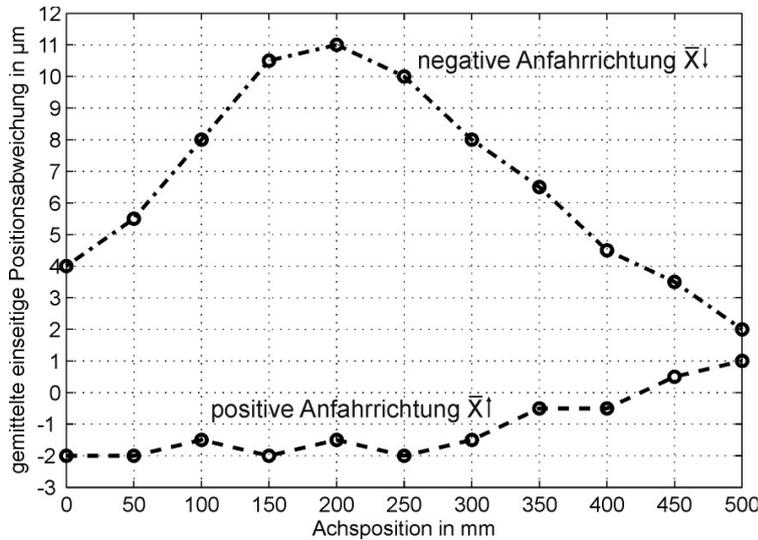


Bild 6.127 Positionierabweichung

Auf dieser Maschine sollen 4 Bohrungen in ein Werkstück eingebracht werden. Der Abstand der Bohrungen 1 - 2 bzw. 3 - 4 ist dabei mit einem Stichmaß von jeweils  $200\text{ mm}$  und einer Toleranz von  $\pm 0,01\text{ mm}$  zu fertigen. Das Werkstück wurde so

aufgespannt, dass die  $x$ -Achse zum Setzen der Bohrungen die Positionen  $x = 150\text{ mm}$  bzw.  $x = 350\text{ mm}$  anfahren muss.

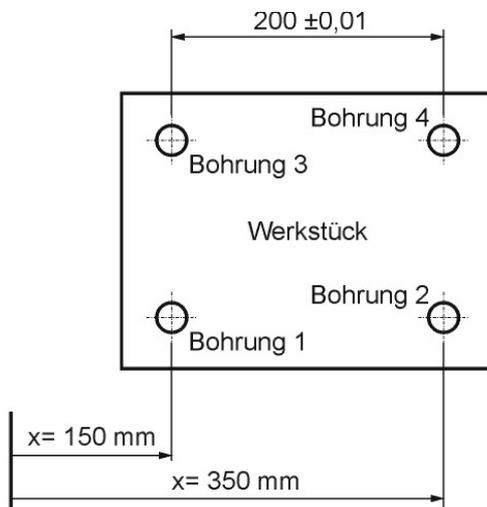


Bild 6.128 Position der Bohrungen im Maschinenkoordinatensystem

Für die Bearbeitung sollen zwei unterschiedliche Anfahrstrategien untersucht werden:

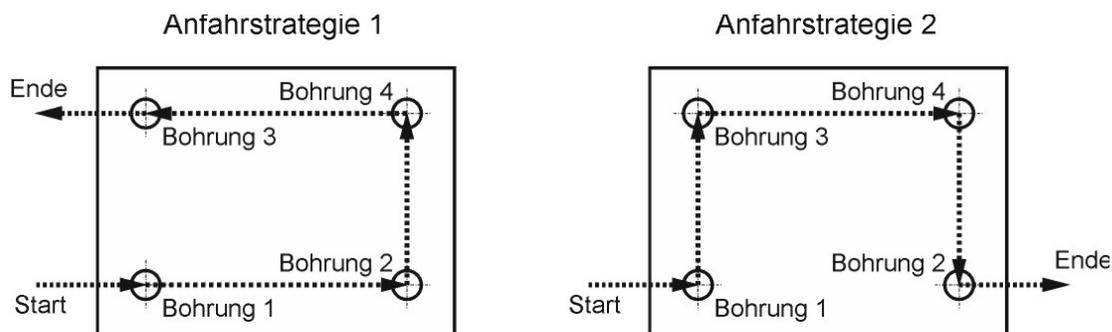


Bild 6.129 Bohrungsanordnung

Berechnen Sie für beide Anfahrstrategien die Maßabweichungen der Bohrungsabstände 1 – 2 und 3 – 4, die sich jeweils aufgrund der mittleren einseitigen Positioniergenauigkeit der  $x$ -Achse!

**Lösung:**

Lösung entsprechend der Skizze oder nach analoger Rechnung. Je ein Punkt pro Bohrungsabstand.

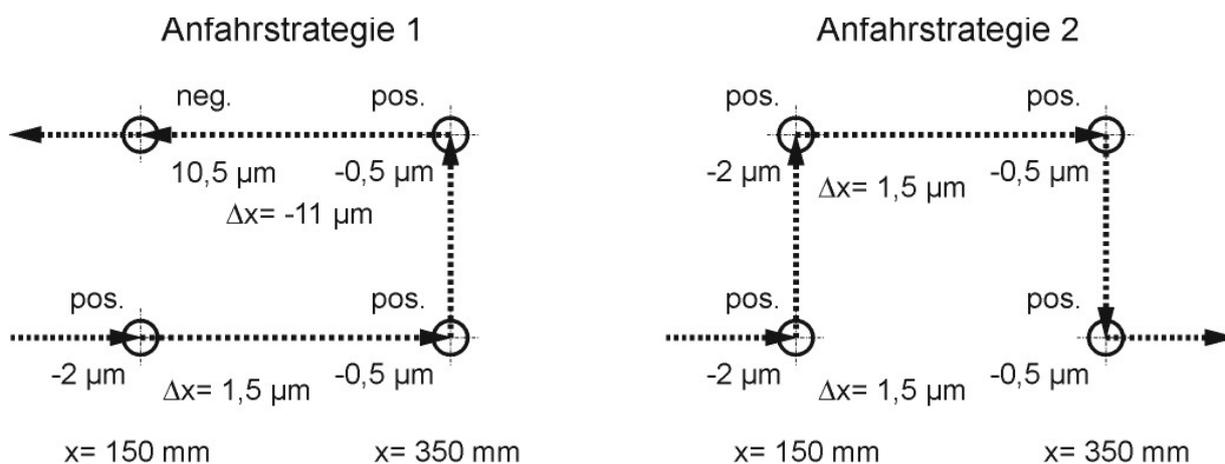


Bild 6.130 Anfahrstrategien – Lösung

### 6.3.3.6. Dynamische Belastung der Schlittenführung

#### Aufgabe 6

Das Bild 6.131 zeigt die Schwerpunktlagen und den Kraftangriffspunkt des Antriebes für eine Vorschubachse.

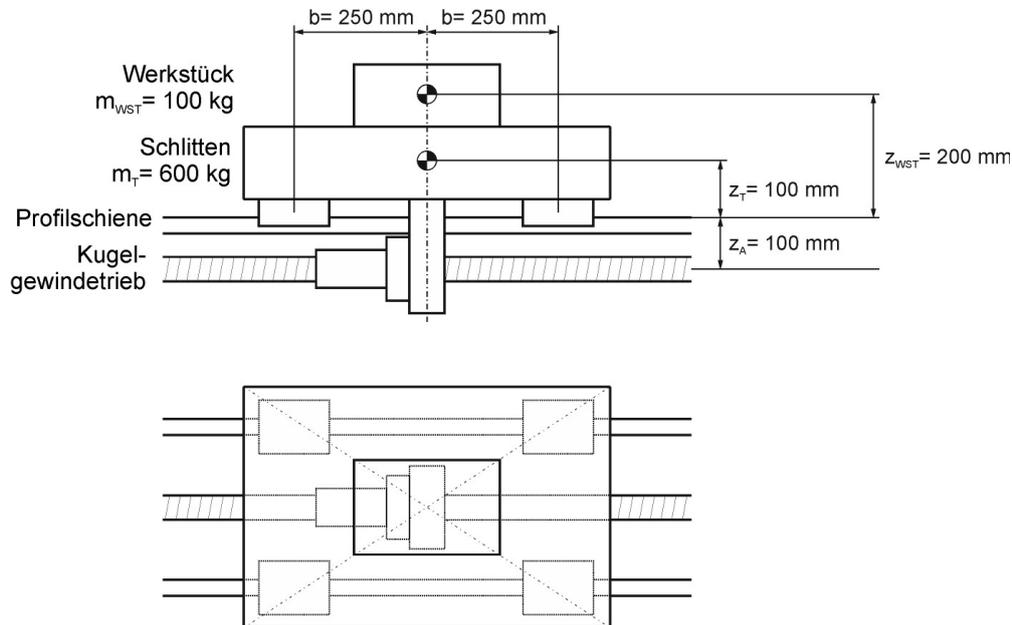


Bild 6.131 Schwerpunktlagen und Kraftangriffspunkt

Diese Vorschubachse wird mit  $a = 10 \text{ m/s}^2$  beschleunigt. Die Beschleunigungsphase dauert so lang an, dass anfängliche Schwingungen abgeklungen sind und somit von einer statischen Belastung ausgegangen werden kann. Für die Steifigkeit eines Profilschienenwagens wird der  $c_{Wagen} = 500 \text{ N}/\mu$  angegeben. Der Schlitten und die Bettbaugruppe sollen als ideal starr angenommen werden.

1. Berechnen Sie den Neigungswinkel des Tisches, der sich während der Beschleunigungsphase einstellt!
2. Bei einem Bahnprofil, das eine hohe Achsdynamik erfordert - wenn also schnelle Änderungen der Achsbeschleunigung auftreten – kann dieser Lastfall nicht als rein statisch aufgefasst werden. Die dynamischen Beschleunigungskräfte werden dann das System aus Massenträgheiten und Steifigkeiten der Führungswagen zu Schwingungen anregen.

Skizzieren Sie für das hier dargestellte System die Schwingform, die durch die Antriebskräfte vornehmlich angeregt wird!

Lösung:

Zunächst muss der resultierende Schwerpunkt für Schlitten und Werkstück berechnet werden.

$$z_{SP ges} = \frac{m_T * z_T + m_{WST} * z_{WST}}{m_{ges}} = 0,114 \text{ m}$$

oder: Berechnung mit Einzelkräften

Die Gesamtmasse aus Schlitten und Werkstück liefert eine Trägheitskraft von

$$m_{ges} * a.$$

Diese Kraft greift am Massenschwerpunkt an, muss aber auch vom Antrieb aufgebracht werden. Für die Berechnung der Auflagerreaktionen an den Führungswagen gilt folgende Prinzipskizze

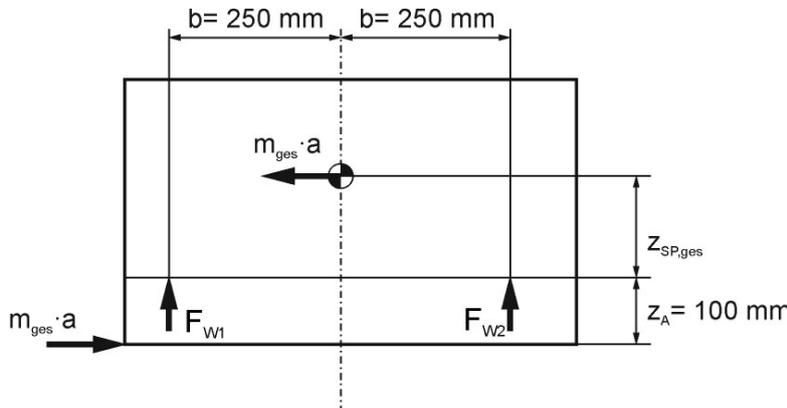


Bild 6.132 Kräfte am Führungswagen

Für das Kräfte- und Momentengleichgewicht gilt

$$m_{ges} * a * (z_{SP,ges} + z_A) + F_2 * b = F_1 * b$$

oder Gleichung für res. Moment:  $F_2 = -F_1$

Umstellen nach den Auflagerreaktionen liefert

$$F_1 = -F_2 = 3000 \text{ N}$$

oder: richtiges Moment.

An den Auflagern wird eine Steifigkeit aus der Parallelschaltung der Federn zweier Führungswagen wirksam:

$$c_{ges1} = c_{ges2} = 2 * c_{Wagen} = 1000 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

oder: resultierende Kippsteifigkeit.

Da die Neigung symmetrisch zur Tischmitte erfolgt, kann der Neigungswinkel aus der Verformung an einem Auflager und dem halben Wagenabstand ermittelt werden (oder:  $\varphi = M / c_{Kipp}$ ).

$$\varphi = \frac{f_1}{b} = \frac{f_1}{c_{ges1} * b} = 1,2 * 10^{-5}$$

Sinnvolle Darstellung der Schwingform – Kippen des Schlittens in den Federn der Führungswagen.

### 6.3.3.7. Schlittenführung eines Bearbeitungszentrums

#### Aufgabe 7:

An einer horizontalen Vorschubachse muss die Profilschienenführungen ausgelegt werden. Dazu soll zunächst die im Bild 6.133 dargestellte Einbau- und Belastungssituation vorliegen.

Folgende Daten sind gegeben:

- Masse des Schlittens  $m_S = 400 \text{ kg}$
- Masse des Werkstücks  $m_W = 500 \text{ kg}$
- Führungsbreite  $b_{F\ddot{u}} = 400 \text{ mm}$
- Wagenabstand  $l_{F\ddot{u}} = 600 \text{ mm}$
  
- Schwerpunkt des Schlittens  $S_{Sx} = 0 \text{ mm}$
- $S_{Sy} = 20 \text{ mm}$
- $S_{Sz} = 0 \text{ mm}$
- Schwerpunkt des Werkstücks  $S_{Wx} = -90 \text{ mm}$
- $S_{Wy} = 524 \text{ mm}$
- $S_{Wz} = 144 \text{ mm}$

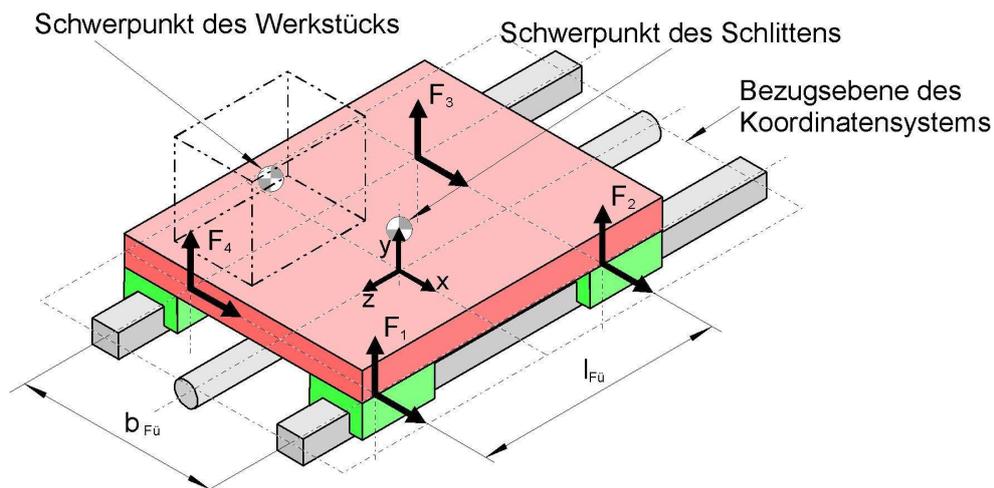


Bild 6.133 Einbau- und Belastungssituation

1. Wie verteilt sich die resultierende Gewichtskraft auf die einzelnen Führungswagen? Berechnen Sie die auf die Führungswagen wirkenden Kräfte unter der Annahme, dass der Maschinentisch ideal starr ist.

2. Welche Kräfte müssen von den Führungswagen während eines Arbeitszyklus aufgenommen werden, wenn der Arbeitszyklus, wie im folgenden Geschwindigkeitsdiagramm (Bild 6.134) dargestellt, in drei Phasen ablaufen soll?

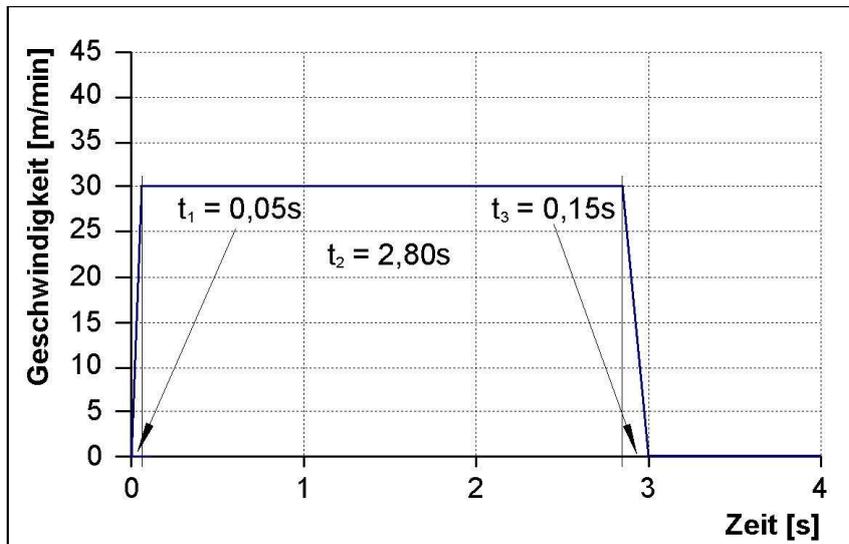


Bild 6.134 Geschwindigkeits-Diagramm

Lösung:

1. Ein zentraler Lösungsansatz besteht in der Definition des Koordinatensystems in der Führungsebene und der Transformation aller Lastgrößen in dieses Koordinatensystem.

Berechnung des resultierenden Schwerpunkts für den Angriff der Gewichtskraft:

$$S_R = \frac{\sum_i m_i * S_i}{\sum_i m_i} = \begin{pmatrix} -50 \text{ mm} \\ 300 \text{ mm} \\ 80 \text{ mm} \end{pmatrix}$$

Berechnung des resultierenden Lastgrößen ( $F_R$  und  $M_R$ ) in der Führungsebene:

$$a = \begin{pmatrix} 0 \\ -g \\ 0 \end{pmatrix} \quad F_R = \sum_i m_i * a \quad M_R = S_R * F_R$$

Unter der Maßgabe eines starren Schlittens verteilen sich die resultierenden Lastgrößen auf die vier Führungswagen (Spaltenindex  $i = 1 \dots 4$ ) über die jeweiligen Hebelarme  $l_{W,i}$  wie folgt:

$$l_W = \begin{bmatrix} \frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & \frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{b_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{b_{F\ddot{u}}}{2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ \frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & -\frac{l_{F\ddot{u}}}{2} & \frac{l_{F\ddot{u}}}{2} \end{bmatrix}$$

$$F_{W x,i} = \frac{F_{Rx}}{4} + \frac{M_{Ry}}{4 \cdot l_{Wz,i}} \quad F_{W y,i} = \frac{F_{Ry}}{4} + \frac{M_{Rx}}{4 \cdot l_{Wz,i}} + \frac{M_{Rz}}{4 \cdot l_{Wx,i}}$$

$$F_W = \begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1066,84 & -2244,04 & -3347,66 & -2170,46 \end{bmatrix}$$

2. Unter Verwendung der oben stehenden Gleichungen mit einer nunmehr geänderten Beschleunigung  $a$  für Beschleunigungs- und Bremsphase ergeben sich diese Kräfte in den Führungswagen:

$$\text{mit } a_1 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -g \\ \frac{v}{t_1} \end{Bmatrix} \quad \text{bzw.} \quad a_3 = \begin{Bmatrix} 0 \\ -g \\ \frac{v}{t_3} \end{Bmatrix}$$

$$F_{W 1} = \begin{bmatrix} 375,0 & -375,0 & -375,0 & 375,0 \\ 1183,16 & -4494,04 & -5597,66 & 79,54 \end{bmatrix} [N]$$

$$F_{W 3} = \begin{bmatrix} -125,0 & 125,0 & 125,0 & -125,0 \\ -1816,84 & -1494,04 & -2597,66 & -2920,46 \end{bmatrix} [N]$$

Die z-Komponenten der resultierenden Kräfte verteilen sich natürlich nicht auf die Wagen, sondern werden von der Vorschubspindel aufgenommen!

### 6.3.3.8. Nominelle Lebensdauer einer Profilschienenführung

#### Aufgabe 8:

Für obige Profilschienenführung (Abschnitt 6.3.3.7) soll die nominelle Lebensdauer bestimmt werden.

Die „Nominelle Lebensdauer“ ist die mit 90%-iger Erlebenswahrscheinlichkeit erreichbare rechnerische Lebensdauer einer Gruppe von offensichtlich gleichen Lagern unter gleichen Laufbedingungen (gekürzte Definition). Sie kann als erreichbarer Laufweg  $L$  mit der folgenden, im Wesentlichen empirisch gewonnenen Formel berechnet werden:

$$L = \left( \frac{C}{P} \right)^3 * L_B$$

Dabei bedeuten:

- $C$  dynamische Tragzahl in  $kN$  (Katalogangabe, vom Hersteller im Wesentlichen empirisch ermittelt),
- $P$  Dynamisch äquivalente Führungsbelastung,
- $a$  Lebensdauerexponent: Kugelführung:  $a = 3$ , Rollenführung:  $a = 10/3$
- $L_B$  Bezugslebensdauer (bei den meisten Herstellern eine Wegstrecke von  $10^5 m$ )

Die Berechnung der äquivalenten Führungsbelastung erfolgt für jede Koordinatenrichtung  $j$  als Lastkollektiv über alle Zykluskomponenten  $P_i$ , gewichtet über den jeweiligen Laufweg  $S_i$ , nach:

$$P = \sum_j |P_j| \quad P_j = a \sqrt{\frac{\sum_i |P_i|^a \cdot S_i}{\sum_i S_i}} \quad j=x,y,z$$

1. Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Belastung für jeden Führungswagen für den Fall, dass eine Kugelschienenführung eingesetzt wird.
2. Wählen Sie aus dem Katalogauszug Tabelle 6.11 eines Führungsherstellers eine Profilschienenführung aus, für die mindestens eine nominelle Lebensdauer (Laufweg) von  $L_{min} = 20000 \text{ km}$  zu erwarten ist.

### Lösung:

1. Zur Berechnung der Lebensdauer werden zunächst die Weganteile  $s$  für die äquivalente Führungsbelastung  $P$  benötigt.

$$s_1 = \frac{v}{2} * t_1 \quad s_2 = v * t_2 \quad s_3 = \frac{v}{2} * t_3$$

Nach dem Einsetzen in die Gleichung für die äquivalente Führungsbelastung erhält man mit der Lösung aus obiger Aufgabe (Abschnitt 6.3.3.7) und  $F_{W2} = F_W$ :

$$a = 3$$

$$P = \sum_j |P_j| \quad P_j = a \sqrt{\frac{\sum_i |P_i|^a \cdot S_i}{\sum_i S_i}} \quad j = x, y, z \quad i = 1 \dots 3$$

$$P = [1182,59 \quad 2354,95 \quad 3447,16 \quad 2270,54]$$

2. Mit der Lebensdauergleichung erhält man für jeden Führungswagen die erforderliche dynamische Tragzahl  $C$ :

$$C_{erfi} = \sqrt[3]{\frac{L_{min}}{100 \text{ km}} * P_i}$$

$$C_{erf} = [6,92 \quad 13,77 \quad 20,16 \quad 13,28][kN]$$

Damit ist eine Führung mindestens der Baugröße 25 auszuwählen

| Größe | Dynamische<br>Tragzahl $C$ | Statische<br>Tragzahl $C_0$ | Breite des Schienen-<br>fußes $A_2$ | Höhe von Schiene<br>mit Wagen $H$ |
|-------|----------------------------|-----------------------------|-------------------------------------|-----------------------------------|
|       | [kN]                       | [kN]                        | [mm]                                | [mm]                              |
| 15    | 7,8                        | 13,5                        | 15                                  | 24                                |
| 20    | 18,8                       | 24,4                        | 20                                  | 30                                |
| 25    | 22,8                       | 30,4                        | 23                                  | 36                                |
| 30    | 31,7                       | 41,3                        | 28                                  | 42                                |
| 35    | 41,9                       | 54,0                        | 34                                  | 48                                |

Tabelle 6.11 Auszug aus dem Katalog der Firma Bosch Rexroth AG Kugelführung Standardwagen aus Stahl, Standardbreite

### 6.3.3.9. Führung an einer Vertikal-Fräsmaschine

#### Aufgabe 9:

An einer Vertikal-Fräsmaschine muss die Führung für den Spindelkasten ausgelegt werden. Für die exemplarische Berechnung sollen die in Bild 6.135 dargestellten Abmessungen herangezogen werden.

- Masse des Spindelkastens  $m_{SK} = 800 \text{ kg}$
- Schwerpunkt des Spindelkastens  $S_y = 100 \text{ mm}$
- Führungsbreite  $b_{Fü} = 580 \text{ mm}$
- Wagenabstand  $l_{Fü} = 600 \text{ mm}$
- Hauptabmessungen  $h_{ST} = 2000 \text{ mm}$
- $h_1 = 1500 \text{ mm}$
- $h_2 = 1000 \text{ mm}$
- $t_1 = 770 \text{ mm}$
- $t_2 = 1070 \text{ mm}$

Neben diesen Maschinenangaben soll folgender Musterprozess berücksichtigt werden (die Prozesskraftkomponenten sind bereits auf die Spindelnase transformiert):

- Prozesskraftkomponenten  $F_{Px} = 10 \text{ kN}$
- $F_{Py} = 6 \text{ kN}$
- $F_{Pz} = 3,5 \text{ kN}$

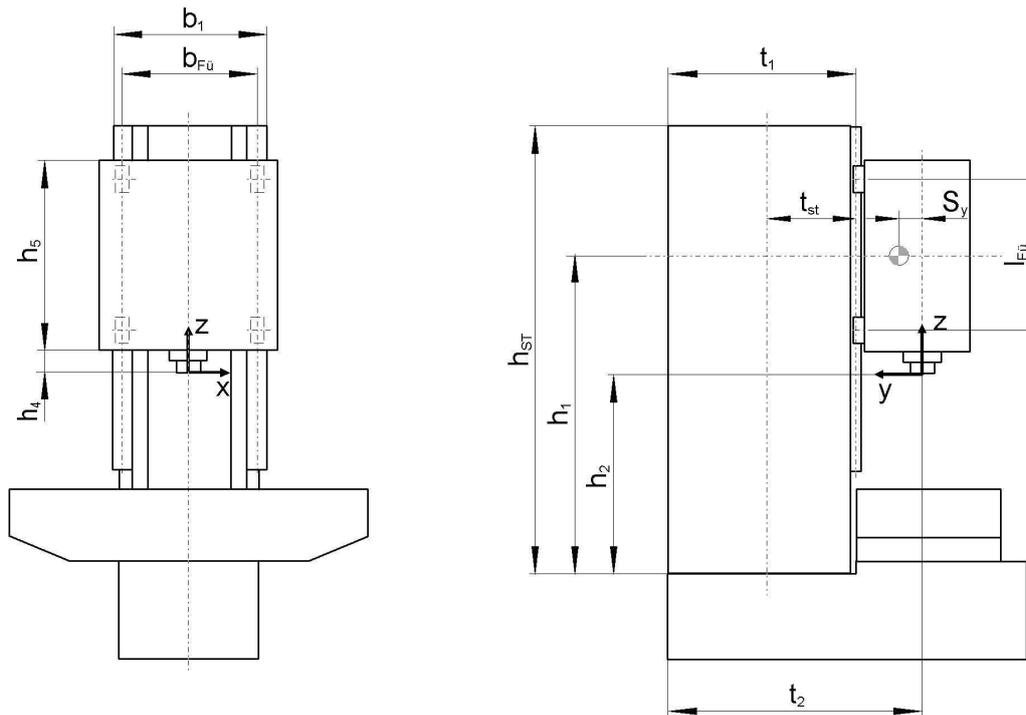


Bild 6.135 Führung Vertikalfräsmaschine-Abmessungen

1. Berechnen Sie die auf die Führungswagen wirkenden Kräfte unter der Annahme, dass der Spindelkasten ideal starr ist.
2. Berechnen Sie die dynamisch äquivalente Belastung für jeden Führungswagen für den Fall, dass eine Rollenschienenführung eingesetzt wird.
3. Wählen Sie aus dem Katalogauszug Tabelle 6.12 eines Führungsherstellers eine Profilschienenführung aus, für die mindestens eine nominelle Lebensdauer (Laufweg) von  $L_{mjn} = 5000 \text{ km}$  zu erwarten ist.

| Größe | Dynamische Tragzahl $C$ | Statische Tragzahl $C_0$ | Breite des Schienenfußes $A_2$ | Höhe von Schiene mit Wagen $H$ |
|-------|-------------------------|--------------------------|--------------------------------|--------------------------------|
|       | [kN]                    | [kN]                     | [mm]                           | [mm]                           |
| 25    | 26,9                    | 53,2                     | 23                             | 36                             |
| 35    | 56,3                    | 113,5                    | 34                             | 48                             |
| 45    | 92,3                    | 184,8                    | 45                             | 60                             |
| 55    | 128,9                   | 248,6                    | 53                             | 70                             |

Tabelle 6.12 Auszug aus dem Katalog der Firma Bosch Rexroth AG Rollenführung Standardwagen aus Stahl, Standardbreite

## Lösung:

1. Auf dem in der Lösung zur vorangegangenen Aufgabe (Abschnitt 6.3.3.8) aufgezeigten Weg und dem neuen Lastkollektiv

$$S_P = \begin{Bmatrix} 0 \\ t_1 - t_2 \\ h_2 - h_1 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -300 \\ -500 \end{Bmatrix} [mm] \quad S_{SK} = \begin{Bmatrix} 0 \\ S_{P,y} + S_y \\ 0 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ -200 \\ 0 \end{Bmatrix} [mm]$$

$$F_{SK} = m_{SK} * \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ -g \end{Bmatrix} \quad F_R = F_P + F_{SK} \quad M_R = S_P * F_P + S_{SK} * F_{SK}$$

ergibt sich für die Führungswagenbelastung:

$$F_W = \begin{bmatrix} -1666,67 & 6666,67 & 6666,67 & -1666,67 \\ 7019,21 & 1153,21 & -4019,21 & 1846,79 \end{bmatrix} [N]$$

- 2., 3. Bei der hier angesetzten konstanten Belastung für die Führungswagen erübrigt sich die Berechnung der äquivalenten Führungsbelastung, und es gilt  $P = F_W$ :

$$a = 10/3$$

$$P = \sum_j |P_j| \quad j = x, y, z$$

$$P = [8685,87 \quad 7819,87 \quad 10685,87 \quad 3513,46] [N]$$

$$C_{erf} = [28,087 \quad 25,287 \quad 34,554 \quad 11,361] [kN]$$

Damit ist eine Führung mindestens der Baugröße 35 auszuwählen.

### 6.3.3.10. Hydrostatische Führung

#### Aufgabe 10:

Eine hydrostatische Führung wird mit dem System „eine Pumpe je Tasche“ mit Öl versorgt. Eine einzelne Tasche des Führungssystems besitzt eine effektive Fläche  $A_{eff} = 2500 \text{ mm}^2$ , eine Abströmbreite  $b = 200 \text{ mm}$  und eine Abströmlänge  $l = 5 \text{ mm}$ . Das verwendete Öl weist eine Viskosität von  $\eta = 2 * 10^{-6} \text{ Ns/mm}^2$  auf.

Durch die bewegte Baugruppe wird die Tasche mit einer Gewichtskraft von  $F_G = 1000 \text{ N}$  belastet. Wenn nur diese Gewichtskraft auf die Tasche wirkt, stellt sich eine Spalthöhe  $h = 50 \text{ }\mu\text{m}$  ein.

1. Berechnen Sie den Volumenstrom, den die Pumpe liefert.
2. Der von der Pumpe gelieferte Maximaldruck ist auf  $p_{max} = 50 \text{ bar}$  begrenzt. Welche maximale Tragkraft  $F_{max}$  kann dieses System aus Pumpe und Tasche aufbringen?  
Welche Spalthöhe stellt sich an der Tragfähigkeitsgrenze ein?

Welche Steifigkeit besitzt die Tasche an der Tragfähigkeitsgrenze?

**Lösung:**

1. Für den Volumenstrom an der Tasche gilt:

$$Q = \frac{p}{R_{Tasche}}$$

Und für den hydraulischen Widerstand der Tasche:

$$R = \frac{12 \cdot \eta \cdot l}{b \cdot h^3}$$

Das führt auf

$$Q = \frac{F_G \cdot b \cdot h^3}{A_{eff} \cdot 12 \cdot \eta \cdot l}$$

$$Q = 83,33 \frac{\text{mm}^3}{\text{s}}$$

2. Die maximale Traglast ergibt sich aus Maximaldruck und effektiver Taschenfläche

$$p_{max} = \frac{F_{max}}{A_{eff}} \quad F_{max} = p_{max} \cdot A_{eff} = 12,5 \text{ kN}$$

Mit dem Maximaldruck lässt sich auch der Zusammenhang zur Spalthöhe an der Tragfähigkeitsgrenze herstellen.

$$Q = \frac{p_{max} \cdot b \cdot h_{min}^3}{12 \cdot \eta \cdot l} \quad h_{min} = \sqrt[3]{\frac{12 \cdot Q \cdot \eta \cdot l}{p_{max} \cdot b}} = 21,5 \mu\text{m}$$

Für die Steifigkeit gilt:  $c = -\frac{dF}{dh}$

$$F = p \cdot A_{eff} = Q \cdot R \cdot A_{eff} = \frac{12 \cdot \eta \cdot l \cdot Q \cdot A_{eff}}{b \cdot h^3}$$

$$-\frac{dF}{dh} = \frac{36 \cdot \eta \cdot Q \cdot A_{eff}}{b \cdot h^4}$$

$$c(h_{min}) = 1741 \frac{\text{N}}{\mu\text{m}}$$

## 7. Abürzungen

|           |   |
|-----------|---|
| EHD       | Elastohydrodynamischer Wälzkontakt        |
| FFT       | Schnelle Fourier Transformation           |
| IIR       | Butterworth-Filter                        |
| KGT       | Kugelgewindetrieb                         |
| KPSF      | Kugel-Profileschienenführung              |
| PSF       | Profilschienenführung                     |
| PT1-Glied | Übertragungsglied in der Regelungstechnik |
| RPSF      | Rollen- Profilschienenführung             |
| TCP       | Tool Center Point                         |
| WZM       | Werkzeugmaschine                          |

## 8. Herstellerverzeichnis

### **Axomat GmbH**

Siedlung 25  
01819 Bad Gottleuba-Berggießhübel

### **FAG** Schaeffler Technologies GmbH&CO.KG

Georg-Schäfer-Str 30  
97421 Schweinfurt

### **HAIDENHAIN**

Dr. Johannes Haidenhain GmbH  
Dr. Johannes Haidenhain-Str. 5  
83301 Traunrent

### **IABG**

Einsteinstr. 20  
85521 Ottobrunn

### **INA**

Schaeffler Technologies GmbH&CO.KG  
Industriestr. 1-3  
91074 Herzogenaurach

### **SKF** Svenska Kugellagerfabriken

SKF Economos Deutschland GmbH  
Robert-Bosch-Str. 11  
74321 Bietigheim-Bissingen

## 9. Literaturverzeichnis

- [1] „Wikipedia,“ 24 Oktober 2016. [Online]. Available: <https://de.wikipedia.org/wiki/Produktivität>. [Zugriff am 19 Dezember 2016].
- [2] M. Weck und K. Teipel, *Dynamisches Verhalten spanender Werkzeugmaschinen*, Berlin Heidelberg New York: Springer, 1977.
- [3] F. S. Gruppe, *Schmierung von Wälzlagern*, Firmenschrift.
- [4] F. S. Gruppe, *Hochgenauigkeitslager*, Firmenschrift.
- [5] H. Rudolph, *Ein Beitrag zur Analyse der nichtlinearen Systemdynamik in der Entwurfsphase von Werkzeugmaschinen*, TU Dresden, 2012.
- [6] O. Kienzle, „Spezifische Schnittkräfte bei der Metallbearbeitung,“ *Werkstofftechnik und Maschinenbau Band 47*, pp. 224-225, 1957.
- [7] R. v. d. W. N. O. J. H. Faasen, „Prediction of regenerative Chatter by Modelling and Analysis of High-Speed Milling,“ *International Journal of Machine Tools & Manufacture* , 43, pp. 1437-1446, 2003.
- [8] H. Arndt, „Auslegung und Bewertung von Vorschubantrieben mit Spindel-Mutter-Systemen,“ Dissertation, Tu Dresden, Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, 2000.
- [9] L. Neidhardt, „Wälzkontaktbezogene Lebensdauer von Profilschienenführungen - Bewertung der experimentellen Ermittlung des Lebensdauer kennwertes,“ Dissertation TU Dresden, Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, 2013.
- [10] M. Weck, „Vergleich von Werkzeugmaschinen,“ 2003.
- [11] M. Weck, *Werkzeugmaschinen und Fertigungssysteme 2 -Konstruktion und Berechnung*, Berlin Heidelberg New York: Springer, 1997.
- [12] J. Müller, „Vergleichende Untersuchung von Methoden zur Verringerung der Gestellanregung durch lineargetriebene Werkzeugmaschinenachsen,“ Dissertation TU Dresden, Schriftenreihe des Lehrstuhls für Werkzeugmaschinen, 2009.