

8 Geregelte Systeme

In diesem Kapitel werden geregelte Systeme modelliert und simuliert. Dabei liegt der Schwerpunkt immer auf der Modellierung der Regelstrecken. Die verwendeten Reglermodelle werden angegeben und in die Simulationen eingebunden. Der Prozess ihrer Strukturierung und Dimensionierung ist nicht Gegenstand dieses Buches. Deshalb kommen meist relativ einfache Regler zum Einsatz.

Die meisten Regelungs-Beispiele sind Lageregelungen. Sie nehmen unter den Regelungen eine besondere Stellung ein:

- Die Regelstrecken von Lageregelungen besitzen meist integrales Verhalten, da die Ausgangsgrößen von Antrieben i. Allg. Geschwindigkeiten oder Winkelgeschwindigkeiten, die Regelgrößen aber Wege oder Winkel sind. Dies führt zu geringer Dämpfung des Regelkreises und zu erhöhter Neigung zur Instabilität.
- Die Regelungen sind oft mehrdimensional, weil es Positionen in der Ebene oder im Raum zu realisieren gilt.
- In speziellen Fällen gilt es, neben der Positionierung die Orientierung des Objekts in der Ebene oder im Raum zu gewährleisten.
- Oft sind Bahnen zu durchfahren, in denen die einzelnen Koordinaten bestimmten Zeitfunktionen genügen müssen.
- Die Mehrdimensionalität der Regelungen geht i. Allg. einher mit Mehrmassensystemen als Regelstrecken, deren Modelle Basis der Simulation des Regelkreisverhaltens sind.

In den behandelten Lageregelungen treten diese Eigenschaften zumindest teilweise auf.

8.1 Stehendes Pendel

In [8.8, 8.13] sind verschiedene Regelstrategien für ein stehendes Pendel beschrieben worden. Basis für die Reglerstrukturierung und –dimensionierung war ein mehrfach nichtlineares Modell höherer Ordnung der Regelstrecke, bestehend aus dem an einer motorbetriebenen Laufkatze befestigten Pendel. Prinzipbilder zeigt Abb. 8.1.

Zu Abb. 8.1 a: Das Pendel ist mit Hilfe von Kugellagern reibungsarm an die Laufkatze angelenkt. Mit Hilfe des Antriebs soll erreicht werden, dass der Winkel φ , den das Pendel zur Senkrechten einnimmt, immer dem Wert null zustrebt. Ein Winkelsensor ermittelt diesen Wert und gibt eine proportionale Spannung u_{ist} an den Regler, welcher diese mit dem Sollwert u_{soll} vergleicht. Bei einer Differenz

zwischen u_{soll} und u_{ist} wird im Regler eine Stellgröße u_{stell} gebildet, die dafür sorgt, dass der Antrieb die ermittelte Differenz wieder verringert.

Zu Abb. 8.1 b: Die zwei Teilsysteme Antrieb und Laufkatze-Pendel der Strecke gilt es zuerst zu modellieren, um eine Basis für die Reglerstrukturierung und –dimensionierung zu haben.

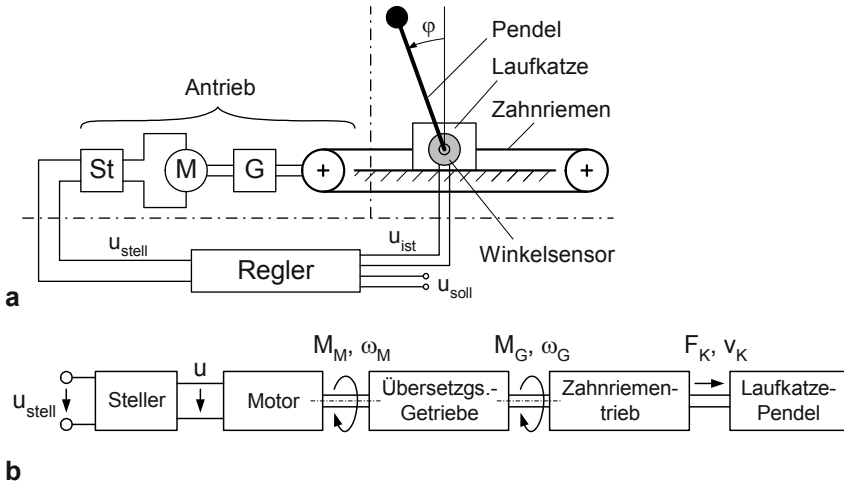


Abb. 8.1 Grobschemata des Gesamtsystems „Stehendes Pendel“. **a** die Regelung **b** die Strecke mit den Signalen zwischen den Komponenten. *St* Steller *M* Motor *G* Getriebe

8.1.1 Modell des Antriebs

Der Motor ist ein permanentmagneterregter Gleichstrommotor, wie er bereits in Abschn. 3.3 beschrieben worden ist. Es ist damit nicht notwendig, die fünf Modellierungsschritte detailliert zu gehen. Der Motor wird zum Antrieb ergänzt durch ein Zahnradgetriebe mit dem Übersetzungsverhältnis i , einen Zahnriementrieb sowie einen Steller. Die eigentlich massebehafteten Komponenten der Getriebe werden ohne eigene Energiespeicher beschrieben. Das ist möglich, wenn Nachgiebigkeiten der Wellen zwischen den Komponenten und des Zahnriemens vernachlässigt werden können. Dann werden die Trägheitseinflüsse des Motors und der Getriebe in Form einer Ersatzmasse m_{ers} der Masse der Laufkatze zugeschlagen. (Die Herangehensweise wurde in Abschn. 4.1.4.2 beschrieben. Die konkrete Berechnung erfolgt im Zusammenhang mit den Parameterermittlungen für die Simulation des Modellverhaltens.)

Im Sinne der Modellvereinfachung werden die Reibungseinflüsse der Getriebe denen des Motors zugeschlagen. Da das Motormodell aus Abschn. 3.3 übernom-

Die Eingangsgröße ist F_K , die Rückwirkungsgröße ist v_K (s. Abb. 8.2); die vor allem interessierende Ausgangsgröße, also die Regelgröße, ist der Winkel φ . (Hinweis: Die in Abschn. 8.1.1 genannte Ersatzmasse m_{ers} wird erst nach der Ermittlung des Modells des Mehrmassensystems der Masse der Laufkatze zugeschlagen.)

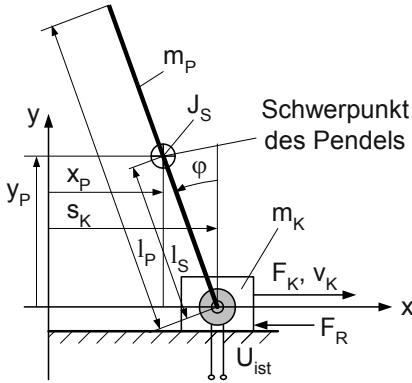


Abb. 8.3 Schema des Teilsystems Laufkatze-Pendel

Der 2. bis 4. Schritt:

Die gewohnte Herangehensweise versagt an einem solchen System, da mit der Beschleunigung der Masse der Laufkatze auch das Pendel mit beschleunigt wird.

In derartigen mehrgliedrigen mechanischen Systemen hat sich der sog. Lagrangesche Formalismus bewährt [8.4, 8.6, 8.10], der den 2. bis 4. Schritt in komplexer Form enthält. Ausgehend von der Lagrangeschen Funktion L für das System

$$L = E_{kin} - E_{pot} \quad (8.4)$$

(E_{kin} ... kinetische Energie, E_{pot} ... potenzielle Energie) werden für jede verallgemeinerte Koordinate q_i die in dieser Koordinate entstehenden Gleichgewichte der wirkenden Kräfte bzw. Momente P_{ij} wie folgt berechnet:

$$\sum_j P_{ij} = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i}. \quad (8.5)$$

Die Summe der Kräfte bzw. Momente P_{ij} steht dabei für die von außen angreifenden Kräfte bzw. Momente; darauf wird noch eingegangen.

Das bedeutet, dass die benötigten Funktionen zunächst im Zeitbereich ermittelt werden. Bei der Ableitung nach der Zeit werden dabei die üblichen Kürzel verwendet, z. B.

$$\omega = d\varphi / dt \text{ und } v_K = \frac{ds_K}{dt}$$

(s. Abb. 8.3) oder auch allg.:

$$\frac{dx}{dt} = \dot{x} \text{ und } \frac{d\dot{x}}{dt} = \frac{d^2x}{dt^2} = \ddot{x}.$$

Die Anwendung des Lagrangeschen Formalismus auf das Teilsystem Laufkatze-Pendel führt zunächst zu den Energie-Funktionen:

- Potenzielle Energie

$$E_{pot} = m_P \cdot g \cdot l_S \cdot \cos \varphi. \quad (8.6)$$

- Kinetische Energie der Laufkatze

$$E_{kinK} = \frac{m_K}{2} \cdot v_K^2. \quad (8.7)$$

- Kinetische Energie des Pendels (J_S ... Trägheitsmoment des Pendels um den Schwerpunkt)

$$E_{kinP} = \frac{J_S}{2} \cdot \omega^2 + \frac{m_P}{2} \cdot v^2 \text{ mit } v^2 = \dot{x}_P^2 + \dot{y}_P^2.$$

Aus Abb. 8.3 ist abzulesen:

$$x_P = s_K - l_S \cdot \sin \varphi \text{ und } y_P = l_S \cdot \cos \varphi.$$

Das führt auf folgende Ableitungen:

$$\dot{x}_P = v_K - l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega \text{ und } \dot{y}_P = -l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega.$$

Damit ist

$$\begin{aligned} v^2 &= (v_K - l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega)^2 + (-l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega)^2 \\ &= v_K^2 - 2 \cdot v_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega + l_S^2 \cdot \cos^2 \varphi \cdot \omega^2 + l_S^2 \cdot \sin^2 \varphi \cdot \omega^2 \end{aligned}$$

und wegen $\cos^2 \varphi + \sin^2 \varphi = 1$

$$v^2 = v_K^2 - 2 \cdot v_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega + l_S^2 \cdot \omega^2.$$

Die kinetische Energie des Pendels ist damit

$$E_{kinP} = \frac{J_S}{2} \cdot \omega^2 + \frac{m_P}{2} \cdot \left(v_K^2 - 2 \cdot v_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega + l_S^2 \cdot \omega^2 \right). \quad (8.8)$$

Um für die Lagrangesche Funktion L , die jetzt die Form

$$\begin{aligned} L = E_{kin} - E_{pot} = \\ \underbrace{v_K^2 \cdot \left(\frac{m_K}{2} + \frac{m_P}{2} \right) + \omega^2 \cdot \left(\frac{J_S}{2} + \frac{m_P}{2} \cdot l_S^2 \right) - m_P \cdot v_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega}_{= E_{kin}} \\ - \underbrace{m_P \cdot g \cdot l_S \cdot \cos \varphi}_{= E_{pot}} \end{aligned} \quad (8.9)$$

hat, die Terme der rechten Seite von Gl. (8.5) berechnen zu können, müssen folgende partielle Ableitungen gebildet werden:

$$\frac{\partial L}{\partial \omega} = \omega \cdot \left(J_S + m_P \cdot l_S^2 \right) - m_P \cdot v_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi,$$

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = m_P \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot (v_K \cdot \omega + g),$$

$$\frac{\partial L}{\partial v_K} = v_K \cdot (m_K + m_P) - m_P \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \omega,$$

$$\frac{\partial L}{\partial x_K} = 0.$$

Die zusätzliche Ableitung nach der Zeit ergibt:

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \omega} = \dot{\omega} \cdot \left(J_S + m_P \cdot l_S^2 \right) - m_P \cdot \dot{v}_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi + m_P \cdot v_K \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega,$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial v_K} = \dot{v}_K \cdot (m_K + m_P) - m_P \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\omega} + m_P \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega^2.$$

Bevor diese Funktionen in Gl. (8.5) eingesetzt werden, wird noch ermittelt, welche äußeren Kräfte auf die Laufkatze und welche äußeren Momente auf das Pendel wirken.

Die äußeren Kräfte auf die Laufkatze sind die über den Zahnriemen (F_K) und die infolge der Reibung auf der Unterlage (F_R):

$$\sum F_j = F_K - F_R.$$

(Die Reibkraft F_R wird in diesem Teilsystem berücksichtigt, könnte aber, wie das spätere Gesamt-Blockschaltbild der Strecke zeigen wird, auch dem im Antrieb berücksichtigten Reibmoment zugeschlagen werden). Angesetzt wird eine geschwindigkeitsproportionale Reibkraft F_R

$$F_R = k_K \cdot v_K.$$

Ein äußeres Moment auf das Pendel entsteht nur infolge der Reibung im Lager des Pendels (M_R), da die Gewichtskraft $m_P \cdot g$ in der Lagrangeschen Funktion L berücksichtigt worden ist. Auch das Reibmoment wird geschwindigkeitsproportional angesetzt. Damit ist

$$\sum M_j = -M_R = -k_P \cdot \omega,$$

wobei auch hier das Vorzeichen (wie bei F_R) negativ anzusetzen ist.

- Aus Gl. (8.5) leitet sich für die Laufkatze die Funktion ab

$$\begin{aligned} \sum F_j &= F_K - k_K \cdot v_K \\ &= \dot{v}_K \cdot (m_K + m_P) - m_P \cdot l_S \cdot \cos \varphi \cdot \dot{\omega} + m_P \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega^2 \end{aligned} \quad (8.10)$$

- und für das Pendel

$$\begin{aligned} \sum M_j &= -k_P \cdot \omega \\ &= \dot{\omega} \cdot (J_S + m_P \cdot l_S^2) - m_P \cdot \dot{v}_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi + m_P \cdot v_K \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot \omega \\ &\quad - m_P \cdot l_S \cdot \sin \varphi \cdot (v_K \cdot \omega + g) \\ &= \dot{\omega} \cdot (J_S + m_P \cdot l_S^2) - m_P \cdot \dot{v}_K \cdot l_S \cdot \cos \varphi - m_P \cdot g \cdot l_S \cdot \sin \varphi. \end{aligned} \quad (8.11)$$

Der 5. Schritt:

Werden die beiden Funktionen nach den jeweiligen Beschleunigungen \dot{v}_K bzw. $\dot{\omega}$ aufgelöst, ist ein zwar mehrfach nichtlineares, aber in seiner Struktur bekanntes Blockschaltbild daraus zu entwickeln (s. Blockschaltbilder von mechanischen Systemen z. B. in Kap. 4). Die Differenzialgleichungen lauten

- Masse der Laufkatze $m_K = 0,5 \text{ kg}$,
 - Erdbeschleunigung $g \approx 10 \text{ m/s}^2$,
 - Reibfaktor des Pendellagers $k_P = 10^{-3} \text{ Nm} \cdot \text{s}$,
 - Reibfaktor der Lagerung der Laufkatze $k_K = 1 \text{ N} \cdot \text{s/m}$.
- Simulationsparameter:
 - Das System befindet sich im Arbeitspunkt (alle Ausgangssignale der Integratoren sind null).
 - Auf die Laufkatze wird nach einer Sekunde ein Kraft-Impuls gegeben (Höhe 1 N , Breite $0,2 \text{ s}$).

Abb. 8.5 zeigt die Verläufe von $s_K(t)$, $\varphi(t)$ und der Rückwirkungskraft $F_{PK}(t)$.

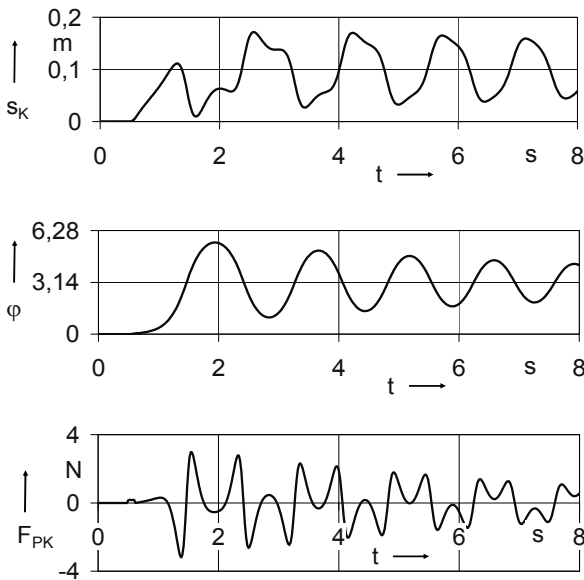


Abb. 8.5 Zeitverläufe der Signale $s_K(t)$, $\varphi(t)$ und $F_{PK}(t)$ im nicht mit dem Antrieb verbundenen Teilsystem Laufkatze-Pendel

Es können folgende Aussagen getroffen werden:

- Die gewählte Simulations-Schrittweite von $0,2 \text{ ms}$ ist um Größenordnungen kleiner als die sich einstellende kleinste Periodendauer der Signale, so dass das eingefügte Laufzeitglied die Ergebnisse nicht verfälscht.
- Der unmittelbar nach Wirksamwerden des Kraftimpulses entstehende Verlauf der Signale $s_K(t)$ und $\varphi(t)$ ist an Hand der Abb. 8.3 leicht nachzuvollziehen:
 - Die Laufkatze wird mit dem unteren Pendelende gering nach rechts beschleunigt.

- Damit gerät das Pendel aus seinem labilen Gleichgewicht und bewegt sich in mathematisch positiver Richtung nach unten. Dabei stützt es sich an der Laufkatze ab und beschleunigt sie noch weiter nach rechts.
 - Das Pendel schwingt sich um den Winkel $\varphi = \pi$ ein.
 - Die während dieses Schwingvorganges des Pendels entstehenden Rückwirkungskräfte F_{PK} führen zum Schwingen auch der Laufkatze.
 - Die Schnelligkeit der Abnahme beider Schwingungsamplituden mit der Zeit ist von den Reibungsverlusten sowohl der Laufkatze als auch des Pendels abhängig.
- Die Periodendauer der Grundswingungen entspricht den Ergebnissen in [8.8, 8.13]. Mit dem in diesem Abschnitt gefundenen Modell kann somit weitergearbeitet werden.

8.1.3 Das Modell des Wirkungskreises Antrieb-Laufkatze

Die Laufkatze besitzt eine Rückwirkung auf den Antrieb (s. Abb. 8.2 und Abb. 8.4), es besteht ein Wirkungskreis mit den Signalen F_K und v_K . Das Zusammenwirken von Antrieb und Laufkatze ist in Abb. 8.6 dargestellt. Die in Abschn. 8.1.1 beschriebene Ersatzmasse des Antriebs m_{ers} ist nunmehr den Massen von Laufkatze m_K und Pendel m_P zugeschlagen worden.

Das Blockschaltbild in Abb. 8.6 besteht aus linearen Blöcken und kann mit Hilfe der Kreisformel in eine Gesamtfunktion überführt werden:

$$v_K = G_1(s) \cdot u_{Stell} + G_2(s) \cdot F_{PK}.$$

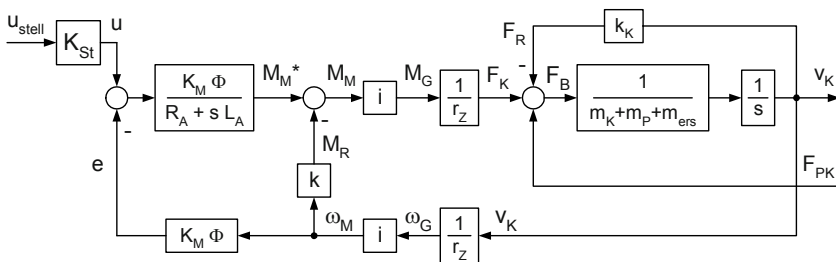


Abb. 8.6 Blockschaltbild des Wirkungskreises Antrieb-Laufkatze

Es kann angenommen werden, dass die Reibungsverluste im Antrieb vernachlässigbar gegenüber den Reibverlusten der Laufkatze (k_K) und den Verlusten im Ankerwiderstand R_A sind. Der Faktor der Antriebsreibung wird null gesetzt ($k = 0$), damit vereinfacht sich das Blockschaltbild.

Wenn zusätzlich der kleine Wirkungskreis in Abb. 8.6 aufgelöst wird, entsteht eine Struktur wie in Abb. 3.12. Damit kann der Ansatz für die Gesamtfunktion des Wirkungskreises Antrieb-Laufkatze m. H. der Kreisformel hingeschrieben werden:

Mit $m^* = m_K + m_P + m_{ers}$ entsteht über

$$\frac{v_K}{F_K + F_{PK}} = \frac{\frac{1}{m^* \cdot s}}{1 + \frac{1}{m^* \cdot s} \cdot k_K} = \frac{1}{m^* \cdot s + k_K} \quad (8.14)$$

der Ansatz für die Gesamtfunktion

$$\begin{aligned} v_K = & \frac{K_{St} \cdot \frac{K_M \cdot \Phi}{R_A + L_A \cdot s} \cdot \frac{i}{r_Z} \cdot \frac{1}{m^* \cdot s + k_K}}{1 + \frac{1}{m^* \cdot s + k_K} \cdot \left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot \frac{(K_M \cdot \Phi)^2}{R_A + L_A \cdot s}} \cdot u_{stell} \\ & + \frac{\frac{1}{m^* \cdot s + k_K}}{1 + \frac{1}{m^* \cdot s + k_K} \cdot \left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot \frac{(K_M \cdot \Phi)^2}{R_A + L_A \cdot s}} \cdot F_{PK} \end{aligned} \quad (8.15)$$

Die Normalform lautet (nach Beseitigen der Doppelbrüche, Ausmultiplizieren und Sortieren):

$$\begin{aligned} v_K = & G_1(s) \cdot u_{stell} + G_2(s) \cdot F_{PK} = \\ & K_{An} \cdot \frac{1}{1 + 2D_{An}T_{An} \cdot s + T_{An}^2 \cdot s^2} \cdot u_{stell} + K_{Rück} \cdot \frac{1 + T_A \cdot s}{1 + 2D_{An}T_{An} \cdot s + T_{An}^2 \cdot s^2} \cdot F_{PK} \end{aligned} \quad (8.16 \text{ a})$$

mit

$$K_{An} = \frac{K_{St} \cdot K_M \cdot \Phi \cdot \frac{i}{r_Z}}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}, \quad T_{An}^2 = \frac{m^* \cdot L_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}, \quad (8.16 \text{ b})$$

$$2D_{An}T_{An} = \frac{m^* \cdot R_A + k_K \cdot L_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}, \quad (8.16 \text{ c})$$

$$K_{Rück} = \frac{R_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}, \quad T_A = \frac{L_A}{R_A}. \quad (8.16 d)$$

8.1.4 Das Modell des Regelkreises

Die Regelstrecke hat nunmehr zwischen u_{stell} und φ das in Abb. 8.7 dargestellte Aussehen (die weiteren Komponenten des Regelkreises werden im Folgenden beschrieben).

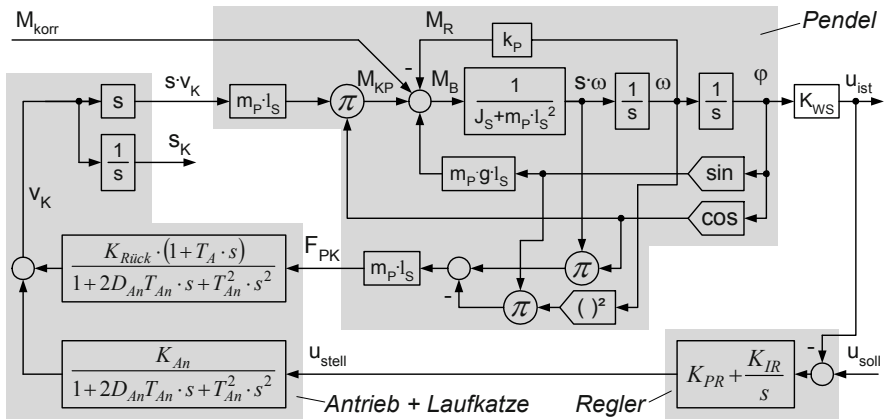


Abb. 8.7 Blockschaltbild der Regelkreises

Es muss beachtet werden, dass die Eingangsgröße des Pendelmodells die Beschleunigung $s \cdot v_K$ ist, die Geschwindigkeit v_K ist noch mit dem Differential-Operator s zu multiplizieren.

Anmerkung: Wenn die Strecke zwischen u_{stell} und φ jetzt ähnlich wie in Abschn. 8.1.2 simuliert und mit einem kleinen Eingangs-Impuls von u_{stell} angeregt wird, dann entstehen für φ und F_{PK} ähnliche Kurven wie in Abb. 8.5. Die Amplituden von s_K sind aber um zwei Größenordnungen kleiner, da der Motor mitbewegt wird. Damit sind die in der Laufkatze entstehenden Verluste kleiner und die Schwingung von φ ist schwächer gedämpft.

Die Strecke ist gemäß Abb. 8.1 noch zu komplettieren, da die vom Regler benutzte Eingangsgröße die Ausgangsgröße des Winkelsensors u_{ist} ist. Der Winkelsensor liefert für $\varphi = \pm \pi$ eine Ausgangsspannung von $\pm u_{ist0}$ und folgt damit der Funktion

$$u_{ist} = K_{WS} \cdot \varphi = \frac{u_{ist0}}{\pi} \cdot \varphi . \quad (8.17 \text{ a})$$

In diesem Beispiel-System wird nur der Winkel φ geregelt. Der Regler befindet sich zwischen u_{ist} und u_{stell} (s. Abb. 8.1 oben). In [8.8] wurde er als Fuzzy-Regler realisiert, in [8.13] als PI-Regler. Der PI-Regler ist im Gesamt-Blockschaltbild der Regelung in Abb. 8.7 dargestellt. Sein Modell lautet

$$u_{stell} = \left(K_{PR} + \frac{K_{IR}}{s} \right) \cdot (u_{soll} - u_{ist}) \quad (8.17 \text{ b})$$

(K_{PR} ... Proportionalanteil, K_{IR} ... integrierender Anteil).

Da die Position der Laufkatze nicht geregelt wird, ist die Gefahr des Driftens der Laufkatze gegeben. Dies wird mit einem externen Korrekturmoment auf das Pendel M_{korr} kompensiert (s. Abschn. 8.1.5).

8.1.5 Die Simulation des Regelkreisverhaltens

Zu den Parametern in Abschn. 8.1.2 kommen die folgenden Parameter der weiteren Komponenten der Regelung hinzu.

Aus [8.8] wurden für einen 125-W-Antrieb folgende Werte übernommen:

- vom Motor:
 - Drehmomentkonstante $K_M \cdot \Phi = 0,12 \text{ Vs} = 0,12 \text{ Nm/A}$,
 - Ankerwiderstand $R_A = 1,7 \Omega = 1,7 \text{ V/A}$,
 - Ankerinduktivität $L_A = 5 \text{ mH} = 5 \text{ V.ms/A}$,
- von Steller, Getriebe und Laufkatze:
 - Übertragungsfaktor des Stellers $K_{St} = 5 \text{ V/V}$,
 - Übersetzungsverhältnis $i = 3$,
 - Übertragungsfaktor des Zahnriementriebes $1/r_Z = 0,05 \text{ mm}^{-1} = 50/\text{m}$ (r_Z ... Treibradradius),
 - Ersatzmasse $m_{ers} = 1,9 \text{ kg}$,
 - Gesamtmasse $m^* = m_K + m_P + m_{ers} = 0,5 + 0,13 + 1,9 \approx 2,5 \text{ kg}$.

Die Parameter der Übertragungsfunktionen $G_1(s)$ und $G_2(s)$ ermitteln sich aus den Gln. (8.16 a) bis (8.16 d).

- Die Eigenzeitkonstante T_{An} ergibt sich über

$$T_{An}^2 = \frac{m^* \cdot L_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A} = \frac{2,5 \text{ kg} \cdot \frac{1 \text{ N s}^2}{1 \text{ kg m}} \cdot 0,005 \frac{\text{V s}}{\text{A}}}{\left(\frac{150}{\text{m}}\right)^2 \cdot (0,12 \text{ Vs})^2 \cdot \frac{1 \text{ Nm}}{1 \text{ VA} \cdot \text{s}} + 1 \text{ N s/m} \cdot 1,7 \text{ V/A}}$$

$$= \frac{0,0125}{324 + 1,7} \text{ s}^2 = 3,84 \cdot 10^{-5} \text{ s}^2$$

$$\text{zu } T_{An} = 6,2 \cdot 10^{-3} \text{ s} = 6,2 \text{ ms.}$$

- Die Dämpfung D_{An} ergibt sich über

$$2D_{An}T_{An} = \frac{m^* \cdot R_A + k_K \cdot L_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}$$

$$= \frac{2,5 \text{ kg} \cdot \frac{1 \text{ N s}^2}{1 \text{ kg m}} \cdot 1,7 \text{ V/A} + 1 \text{ N s/m} \cdot 0,005 \frac{\text{V s}}{\text{A}}}{\left(\left(\frac{150}{\text{m}}\right)^2 \cdot (0,12 \text{ Vs})^2 \cdot \frac{1 \text{ Nm}}{1 \text{ VA} \cdot \text{s}} + 1 \text{ N s/m} \cdot 1,7 \text{ V/A}\right)} = \frac{4,255}{324 + 1,7} \text{ s} = 0,013 \text{ s} = 13 \text{ ms}$$

$$\text{zu } D_{An} = \frac{2D_{An}T_{An}}{2T_{An}} = \frac{13 \text{ ms}}{2 \cdot 6,2 \text{ ms}} = 1,05.$$

- Der Antriebs-Übertragungsfaktor K_{An} ist

$$K_{An} = \frac{K_{St} \cdot K_M \cdot \Phi \cdot \frac{i}{r_Z}}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A}$$

$$= \frac{5 \cdot \frac{150}{\text{m}} \cdot 0,12 \text{ Vs}}{\left(\left(\frac{150}{\text{m}}\right)^2 \cdot (0,12 \text{ Vs})^2 + 1 \text{ N s/m} \cdot 1,7 \text{ V/A} \cdot \frac{1 \text{ VA s}}{1 \text{ Nm}}\right)} = \frac{90 \text{ V s/m}}{325,7 (\text{V s/m})^2} = 0,28 \frac{\text{m/s}}{\text{V}}.$$

- Der Übertragungsfaktor der Pendel-Rückwirkung $K_{Rück}$ ist

$$\begin{aligned}
 K_{Rück} &= \frac{R_A}{\left(\frac{i}{r_Z}\right)^2 \cdot (K_M \cdot \Phi)^2 + k_K \cdot R_A} \\
 &= \frac{1,7 \text{ V/A}}{\left(\left(\frac{150}{m}\right)^2 \cdot (0,12 \text{ Vs})^2 \cdot \frac{1 \text{ Nm}}{1 \text{ VA s}} + 1 \text{ N s/m} \cdot 1,7 \text{ V/A}\right)} \\
 &= \frac{1,7 \text{ V/A}}{325,7 \text{ (V/A)} \cdot \text{N s/m}} = 5,2 \cdot 10^{-3} \frac{\text{m/s}}{\text{N}}
 \end{aligned}$$

- und die Ankerzeitkonstante T_A beträgt

$$T_A = \frac{L_A}{R_A} = \frac{5 \text{ V} \cdot \text{ms/A}}{1,7 \text{ V/A}} \approx 3 \text{ ms}.$$

Der Winkelsensor liefert die Grenz-Ausgangsspannung $u_{ist0} = 5 \text{ V}$. Damit ist (s. Gl. (8.17 a))

$$K_{WS} = 1,59 \text{ V}.$$

Die Abschätzung günstiger Regler-Parameter auf der Basis eines linearen Grobmodells der Strecke wird nicht näher beschrieben. Verwendet wurden die Werte

$$K_{PR} = 50 \text{ und } K_{IR} = 5 \text{ s}^{-1}.$$

Um das Verhalten der Regelung bei der Simulation sofort zu sehen, wurde ein Anfangszustand hergestellt, der mit dem Einschalten der Regelung eine Regelwirkung erzwingt. Der gewählte Anfangswert des Winkels ist

$$\varphi(t=0) = -15^\circ = -0,262.$$

Abb. 8.8 zeigt den Übergangsvorgang der Regelgröße φ und der Zwischensignale s_K und M_{kor} .

In Abb. 8.3 ist zu erkennen, dass die Laufkatze sofort nach rechts beschleunigt werden muss, um mit dem Pendellager senkrecht unter den Pendelschwerpunkt zu gelangen. Dieser Vorgang vollzieht sich in der ersten Zehntelsekunde (s. Abb. 8.8).

Der weitere Verlauf zeigt, dass trotz des integralen Anteils im Regler ein bleibender Regelfehler entsteht (s. $\varphi(t)$ in Abb. 8.8). Ursache ist, dass sich die Laufkatze weiterbewegt. Ihre Position s_K wird hier nicht in einer überlagerten Regelung zurückgeführt.

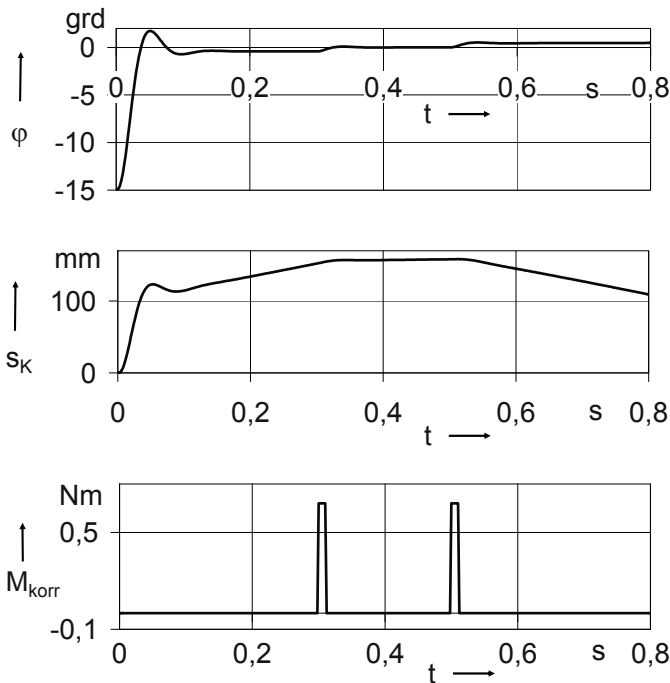


Abb. 8.8 Zeitverläufe der Signale φ , s_K , und M_{korr} während des Regelungsprozesses

Dieses Verhalten zeigt auch das Funktionsmodell in [8.13]. Die Bewegung der Laufkatze wird in praxi mit kleinen manuellen Kraftimpulsen auf das Pendel beeinflusst. Diese führen zu einem Korrekturmoment M_{korr} , das auch im Modell berücksichtigt worden ist (s. $M_{korr}(t)$ in Abb. 8.8).

Um sowohl den Winkel φ als auch die Position s_K der Laufkatze zu regeln, ist eine komplexere Regelungsstruktur erforderlich, z. B. eine Zustandsregelung. Das gefundene Streckenmodell wäre auch hier die Basis des Reglerentwurfs.

8.2 Lagegeregelter elektrohydraulischer Antrieb mit Vierkantensteuerung

In Abb. 8.9 ist der Funktionsschaltplan eines lagegeregten elektrohydraulischen Antriebs in konventioneller Struktur nach [8.11] abgebildet, ergänzt durch allgemeine Informationen zu Wegmessung, Regelung und Steuerung.

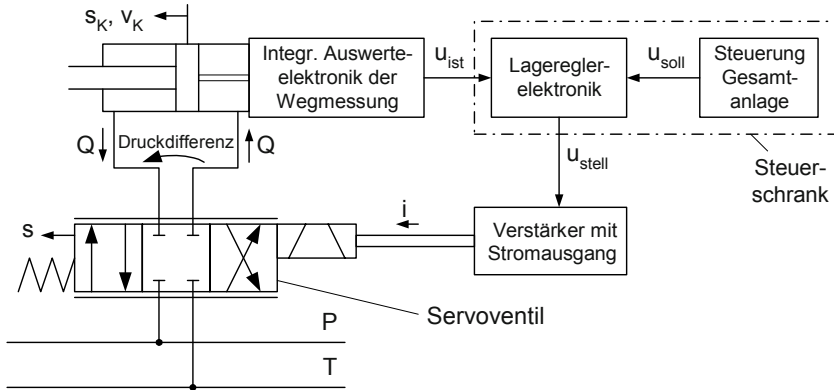


Abb. 8.9 Funktionsschaltplan eines lagegeregelten elektrohydraulischen Antriebs in konventioneller Struktur

Im Folgenden wird ein detailliertes Modell der Regelstrecke, die aus dem Servoventil und dem Arbeitszylinder besteht, zwischen den Signalen Strom i und Weg s_K erarbeitet. Dieses Modell wird danach mit einem relativ einfachen Modell der übrigen Komponenten des Regelkreises einschließlich des Lagereglers zum Gesamtmodell verbunden.

8.2.1 Modell der Regelstrecke

Der 1. Schritt:

Das Schema der Regelstrecke wird in zwei Detaillierungsstufen dargestellt (Abb. 8.10). Der Arbeitszylinder wird in der Weise wie in Abschn. 4.3 modelliert. Die Steuerspalte der Servoventil-Hauptsteuerstufe werden detailliert beschrieben, um die Auswirkungen der unterschiedlich großen Kolbenflächen A_1 und A_2 auf die Drücke p_1 und p_2 zeigen zu können.

Die Vorsteuerstufe enthält ein Magnetsystem (Torquemotor) und eine Brückenschaltung hydraulischer Strömungswiderstände. Im Torquemotor befindet sich ein von zwei Spulen umwickelter Weicheisenkern in einem von Dauermagneten gebildeten Magnetfeld. Werden die Spulen von einem Gleichstrom i durchflossen, wird die mit dem Weicheisenkern starr verbundene Prallplatte ausgelenkt und die Brückenschaltung aus Konstantdrosselventilen und Doppeldüse-Prallplatte verstimmt.

Diese Verstimmung der hydraulischen Brückenschaltung führt dazu, dass der als Verbraucher fungierende Steuerschieber verschoben wird und seine vier Steuerspalte (s. Abb. 8.10 b) entsprechend verändert.

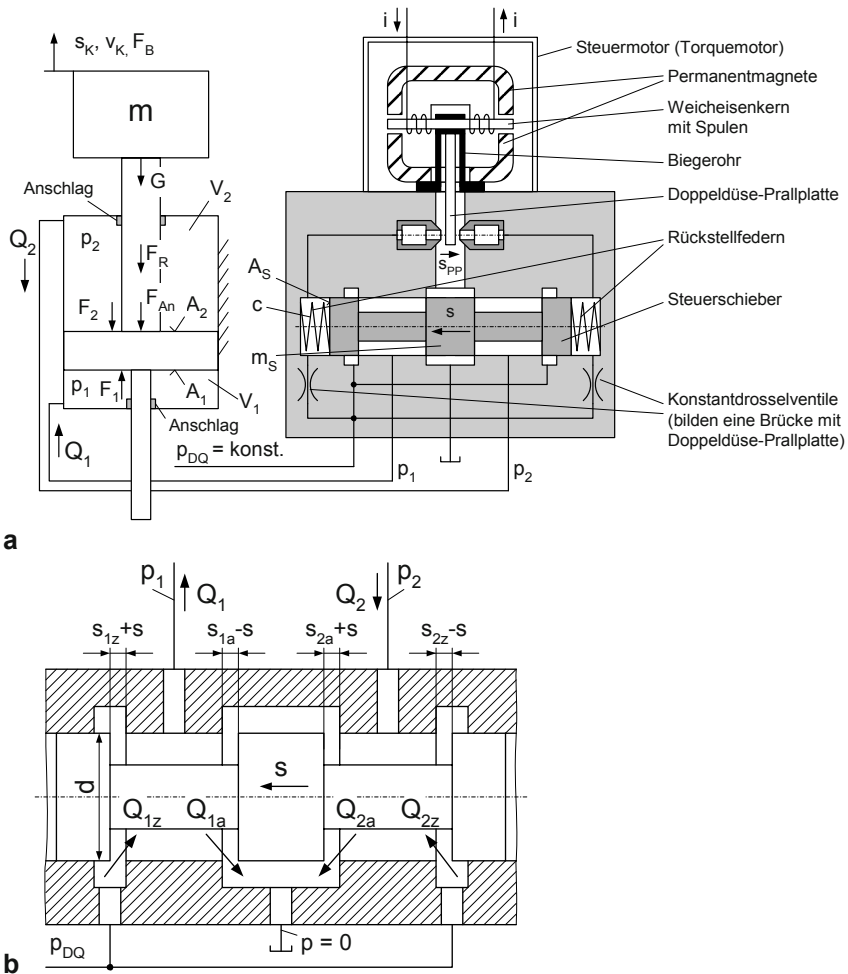


Abb. 8.10 Schema der Regelstrecke eines lagegeregelten elektrohydraulischen Antriebs. **a** Gesamtstrecke **b** die Servoventil-Hauptsteuerstufe Steuerschieber mit Bohrung und Ringnuten

In [8.11] ist ausführlich hergeleitet, wie die im Vorsteuersystem entstehende Druckdifferenz zur Verschiebung s des Steuerschiebers führt. Das Federmasse-System Steuerschieber/Rückstellfedern (mit der Masse m_S und den Federkonstanten c) und die Massen, Federwirkungen und Induktivitäten der elektromechanischen Eingangsstufe führen zu einem System höherer Ordnung. Da die Verzögerungseinflüsse jedoch im Vergleich zu denen des Arbeitszylinders in Verbindung mit der Hauptsteuerstufe klein sind, können sie vernachlässigt werden, so dass ein statischer Übertragungsfaktor das Verhalten der Vorsteuerstufe in ausreichendem Maße beschreibt.

Der 2. und 3. Schritt:

Damit reduzieren sich die bei der Modellierung zu berücksichtigenden Energiespeicher des Systems auf die Masse m und die beiden sich mit dem Weg s_K ändernden Volumina V_1 und V_2 . Die Teilmodelle des 2. und 3. Schrittes können aus Abb. 4.31 und Abb. 4.33 b entnommen werden und müssen nur geringfügig modifiziert werden (s. Abb. 8.11). Auch hier wird die Abhängigkeit der Größe der Volumina von der Kolbenposition s_K berücksichtigt. Die Anschlagkraft F_{An} entsteht, wenn die Anschläge in Abb. 8.10 a vom Arbeitskolben erreicht werden.

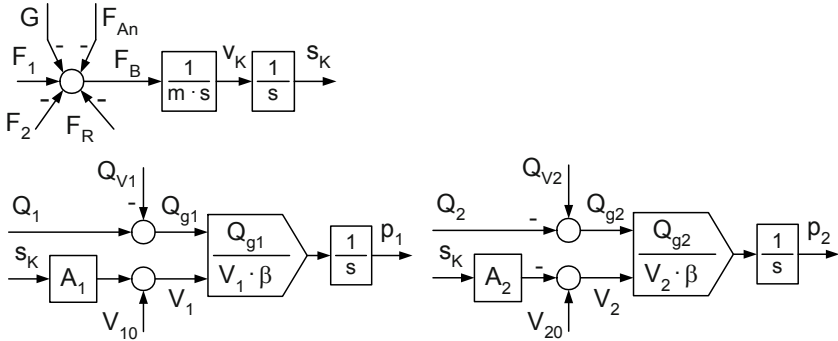


Abb. 8.11 Lagegeregelter elektrohydraulischer Antrieb, Blockschaltbilder des 2. und 3. Schrittes der Modellierung

Der 4. Schritt:

Als summarisches Verhalten der *Vorsteuerstufe* wird näherungsweise angesetzt:

$$s = K_{VS} \cdot i. \quad (8.18)$$

Arbeitszylinder.

Die Volumenstrombilanz im Volumen V_1 enthält die Volumenströme Q_1 und Q_{V1} . Der Verschiebe-Volumenstrom Q_{V1} ist analog Gl. (3.22)

$$Q_{V1} = A_1 \cdot v_K. \quad (8.19 a)$$

Entsprechend gilt im Volumen V_2

$$Q_{V2} = A_2 \cdot v_K. \quad (8.19 b)$$

Die Druckkraft-Funktionen und die Reibkraftfunktion (gewählter Ansatz: geschwindigkeitsproportionale Reibkraft) werden ebenfalls aus Abschn. 3.4.1 übernommen:

$$F_1 = A_1 \cdot p_1, \quad F_2 = A_2 \cdot p_2, \quad F_R = k \cdot v_K. \quad (8.20)$$

Das Modell der Anschlagkraft F_{An} ist aus Abb. 4.34 übernommen worden, die Positionen, in denen die Anschläge wirksam werden, sind s_{K1} und $-s_{K2}$.

Die weiteren Zusammenhänge führen auf ähnliche nichtlineare Funktionen wie in Abschn. 4.3.1. Die dort gegebenen Erläuterungen zur Kavitation und zu Drosselstellen werden auf die folgenden Beziehungen angewendet.

In den Zylindern und Leitungen kann Kavitation auftreten, vor allem während Übergangsvorgängen. Damit gilt für die beiden Drücke p_1 und p_2

$$p_1 = \begin{cases} p_1^* & \text{für } p_1^* \geq 0 \\ 0 & \text{für } p_1^* < 0 \end{cases}, \quad (8.21 \text{ a})$$

$$p_2 = \begin{cases} p_2^* & \text{für } p_2^* \geq 0 \\ 0 & \text{für } p_2^* < 0 \end{cases}. \quad (8.21 \text{ b})$$

Hauptsteuerstufe.

Die vier Drosselstellen in der Ventil-Hauptsteuerstufe besitzen abrupte Querschnittsänderungen, die zu turbulenter Strömung führen. Ihr Verhalten wird in der Form der Gln. (4.33 a) und (4.33 b) beschrieben. Dass sowohl Druckabfall als auch Spaltquerschnitt Einfluss auf den Volumenstrom haben, ist typisch für alle derartigen Steuerprinzipien.

Unter Vernachlässigung von Radialspiel und Kantenrundung sind die Drosselflächen die Mantelflächen eines Zylinders mit dem Durchmesser d . Es ist unbedingt zu beachten, dass die Drosselquerschnitte keine negativen Werte annehmen können. Die Ansätze sind

$$A_{1z} = \begin{cases} d \cdot \pi \cdot (s_{1z} + s) & \text{für } s > -s_{1z} \\ 0 & \text{für } s \leq -s_{1z} \end{cases}, \quad (8.22 \text{ a})$$

$$A_{1a} = \begin{cases} d \cdot \pi \cdot (s_{1a} - s) & \text{für } s < s_{1a} \\ 0 & \text{für } s \geq s_{1a} \end{cases}, \quad (8.22 \text{ b})$$

$$A_{2a} = \begin{cases} d \cdot \pi \cdot (s_{2a} + s) & \text{für } s > -s_{2a} \\ 0 & \text{für } s \leq -s_{2a} \end{cases}, \quad (8.22 \text{ c})$$

$$A_{2z} = \begin{cases} d \cdot \pi \cdot (s_{2z} - s) & \text{für } s < s_{2z} \\ 0 & \text{für } s \geq s_{2z} \end{cases}. \quad (8.22 \text{ d})$$

Die Berechnung der Abhängigkeiten in diesen Steuerspalten ergibt nach Gl. (4.33 a):

$$Q_{1z} = k_{Dr} \cdot A_{1z} \cdot \sqrt{|p_{DQ} - p_1|} \cdot \text{sign}(p_{DQ} - p_1), \quad (8.23 \text{ a})$$

$$Q_{1a} = k_{Dr} \cdot A_{1a} \cdot \sqrt{p_1}, \quad (8.23 \text{ b})$$

$$Q_{2a} = k_{Dr} \cdot A_{2a} \cdot \sqrt{p_2}, \quad (8.23 \text{ c})$$

$$Q_{2z} = k_{Dr} \cdot A_{2z} \cdot \sqrt{|p_{DQ} - p_2|} \cdot \text{sign}(p_{DQ} - p_2), \quad (8.23 \text{ d})$$

$$Q_1 = Q_{1z} - Q_{1a}, \quad (8.24 \text{ a})$$

$$Q_2 = Q_{2a} - Q_{2z}. \quad (8.24 \text{ b})$$

Der 5. Schritt:

Es ergibt sich das Blockschaltbild der Regelstrecke in Abb. 8.12 a.

8.2.2 Wegsensor, Regler, Verstärker

Der Regelkreis wird gemäß Abb. 8.9 über Wegsensor, Regler und Verstärker geschlossen. Das Blockschaltbild dieses Teiles der Regelung ist in Abb. 8.12 b dargestellt. Es sollen in ausreichender Näherung folgende Funktionen gelten:

- für den Wegsensor

$$u_{ist} = K_{WS} \cdot s_K, \quad (8.25)$$

- für den Verstärker mit Stromausgang

$$i = \begin{cases} -20 \text{ mA} & \text{für } u_{stell} < -10 \text{ V} \\ K_V \cdot u_{stell} & \text{für } -10 \text{ V} < u_{stell} < +10 \text{ V} \\ +20 \text{ mA} & \text{für } u_{stell} > +10 \text{ V} \end{cases} \quad (8.26)$$

Die Strombegrenzung im Verstärker schützt die Vorsteuerstufe des Servoventils vor Überlastung.

Als Regler wird ein P-Regler mit Verzögerung 1. Ordnung eingesetzt. Diese Reglervariante ist in diesen meist sehr schwach gedämpften Antrieben stark verbreitet [8.11, 8.12]. In modernen Anlagen wird er oft durch Zustandsregler ersetzt.

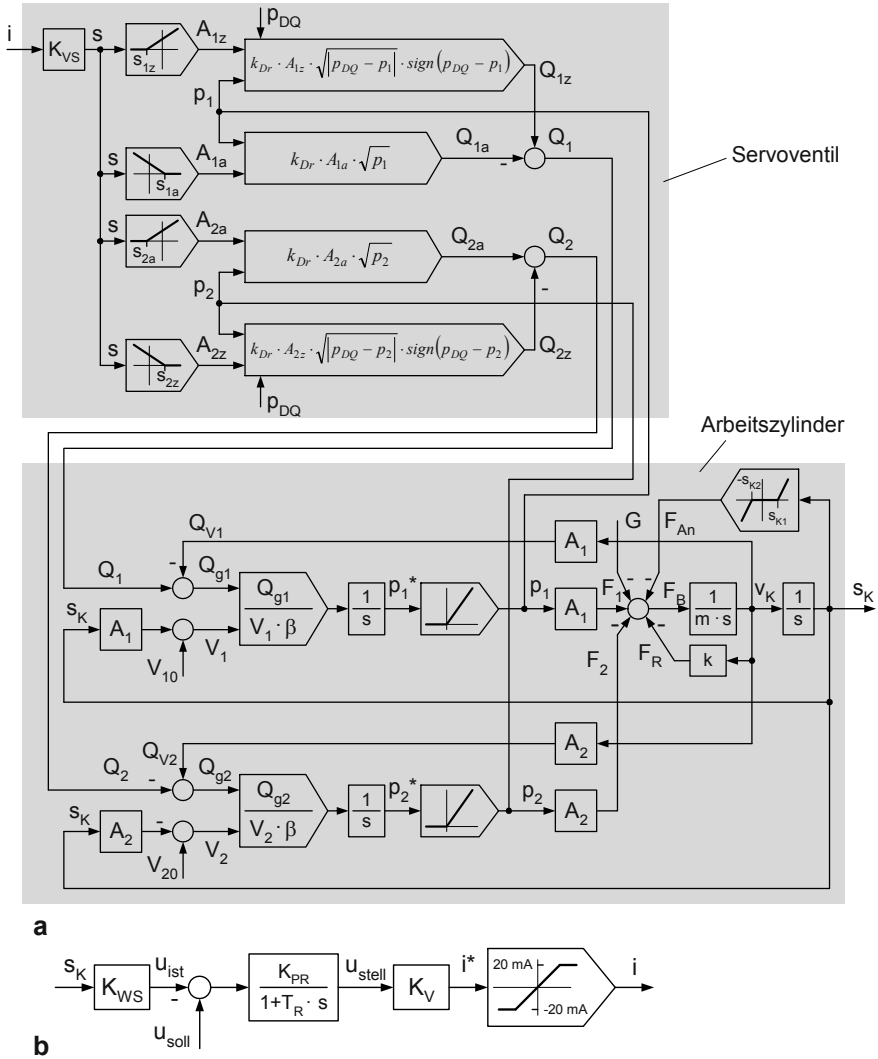


Abb. 8.12 Lage geregelter elektrohydraulischer Antrieb. **a** Blockschaltbild der Regelstrecke **b** Blockschaltbild des Teiles Wegsensor, Regler und Verstärker

Auf die Vorteile und Grenzen des PT1-Reglers wird in [8.11] ausführlich eingegangen. Die Funktion des verwendeten Reglers lautet

$$u_{stell} = \frac{K_{PR}}{1 + T_R \cdot s} \cdot (u_{soll} - u_{ist}). \quad (8.27)$$

8.2.3 Das Verhalten des Regelkreises

Das Blockschaltbild des Regelkreises entsteht aus Abb. 8.12 a und Abb. 8.12 b, indem die beiden Ausgangsgrößen auf die beiden gleichnamigen Eingangsgrößen geführt werden. Da dies einfach zu erkennen ist, wird dieser Schritt nicht gesondert dargestellt. (Das Simulationsmodell enthält das komplette Regelkreismodell.)

Es wird die Reaktion des Systems auf einen Sollwertimpuls untersucht. Die meisten Parameter für den Simulationslauf werden aus [8.11] übernommen, um das Verhalten des Modells im Sinne der Verifizierung einfach einschätzen zu können. Teilweise wurden sie während der Simulation optimiert, um die entstehenden Zeitverläufe anschaulich darzustellen.

Folgende Parameter sind der Simulation zugrunde gelegt worden:

- Servoventil
 - $p_{DQ} = 200 \text{ bar} = 20 \text{ MPa} = 20 \text{ N/mm}^2$,
 - $K_{VS} = 0,02 \text{ mm/MA}$,
 - $s_{1z} = s_{1a} = s_{2a} = s_{2z} = s_0 = 0,02 \text{ mm}$,
 - $d = 5 \text{ mm}$,
 - $k_{Dr} = 4 \cdot 10^4 \text{ mm}^2 / (s\sqrt{N})$ (s. Gl. (4.33 b)).
- Arbeitszylinder (Die Wegposition $s_K = 0$ wird an der in Abb. 8.9 a gezeichneten Stelle angenommen, das hat auf die Anfangsvolumina V_{10} und V_{20} Auswirkungen. Die beiden Anschläge an den Positionen s_{K1} und s_{K2} werden bei der Simulation nicht wirksam.)
 - $A_1 = 12 \text{ cm}^2 = 1200 \text{ mm}^2$,
 - $A_2 = 8 \text{ cm}^2 = 800 \text{ mm}^2$,
 - $m = 200 \text{ kg} = 0,2 \text{ N s}^2/\text{mm}$,
 - $G = m \cdot g \approx 2000 \text{ N}$,
 - $\beta = 8 \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}$,
 - $k = 10 \text{ N s/mm}$,
 - Hub $H = 200 \text{ mm}$,
 - $V_{10} = 45 \text{ cm}^3 = 45000 \text{ mm}^3$,
 - $V_{20} = 150 \text{ cm}^3 = 150000 \text{ mm}^3$.
- Wegsensor, Regler, Verstärker
 - $K_{WS} = 0,05 \text{ V/mm}$,
 - $K_{PR} = 20 \text{ V/V}$,
 - $T_R = 12 \text{ ms}$,
 - $K_V = 2 \text{ mA/V}$.

Die Anfangswerte der Integratoren und Verzögerungsglieder sind teilweise nicht einfach zu wählen, da die Gewichtskraft auch bei $v_K = 0$ eine Druckdifferenz her-

vorruft, welche infolge der ungleich großen Kolbenflächen nur mit Aufwand vor-
ausberechnet werden kann. Deshalb wird bei der Simulation zunächst abgewartet,
welche Anfangswerte der Drücke sich bei konstantem Sollwert einstellen. (Dies
ist ein weiterer Vorteil der Modellierung und Simulation eines Systems.) Erst da-
nach wird ein Sollwertimpuls aufgeschaltet.

Die Funktion $u_{soll}(t)$ lautet

$$u_{soll} = \begin{cases} 0 & \text{für } t < 0,1 \text{ s} \\ 2 \text{ V} & \text{für } 0,1 \text{ s} \leq t \leq 0,3 \text{ s} \\ 0 & \text{für } t > 0,3 \text{ s} \end{cases} \quad (8.28)$$

Der Faktor $K_{WS}=0,05 \text{ V/mm}$ führt damit in dem mittleren Zeitabschnitt zu einem
Sollwert der Kolbenposition von 40 mm .

Als Anfangswerte der Integratoren und Verzögerungsglieder sind gewählt wor-
den:

- $p_1(0) = p_2(0) = 100 \text{ bar} = 10 \text{ MPa} = 10 \text{ N/mm}^2$,
- $s_K = 0$,
- $v_K = 0$.

Die Simulationsergebnisse sind in den Abb. 8.13 bis 8.15 dargestellt worden.

Der Geschwindigkeitsverlauf $v_K(t)$ zeigt, dass infolge der beiden Sollwert-
sprünge die Begrenzungen des Stromes i wirksam werden (Abb. 8.13 a).

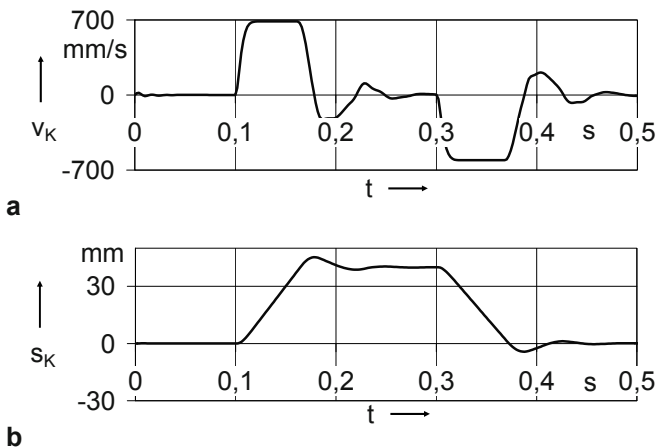


Abb. 8.13 Zeitverläufe der Signale v_K und s_K

Der Wegverlauf $s_K(t)$ besitzt deshalb Phasen des linearen Anstieges (Abb. 8.13 b). Der Antrieb besitzt eine bleibende Regelabweichung, hervorgerufen durch die Gewichtskraft und die ungleich großen Kolbenflächen. Dies ist aus dem Dia-

gramm nicht erkennbar, da sie im Hundertstel-Millimeter-Bereich liegt (etwa $0,025\text{ mm}$). Da in der Praxis selten sprungförmige Sollwert-Änderungen vorgenommen werden, sondern meist sog. Fahrkurven verwendet werden, ist das relativ hohe Überspringen meist kein Problem.

Die hohe Dynamik des Systems zeigen die Druckverläufe (Abb. 8.14). Den infolge der Regelung entstehenden Schwingungen (s. z. B. $s_K(t)$ in Abb. 8.13 b) überlagert sind höherfrequente Schwingungen, hervorgerufen vom Ölvolumina-Masse-System. Diese sind besonders in der ersten Zehntelsekunde gut zu erkennen.

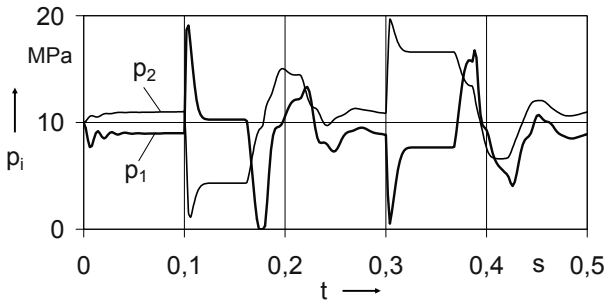


Abb. 8.14 Zeitverläufe der Drücke p_1 und p_2

Das relativ genaue Modell der Hauptsteuerstufe des Servoventils ermöglicht die detaillierte Analyse seiner sechs Volumenströme (Abb. 8.15).

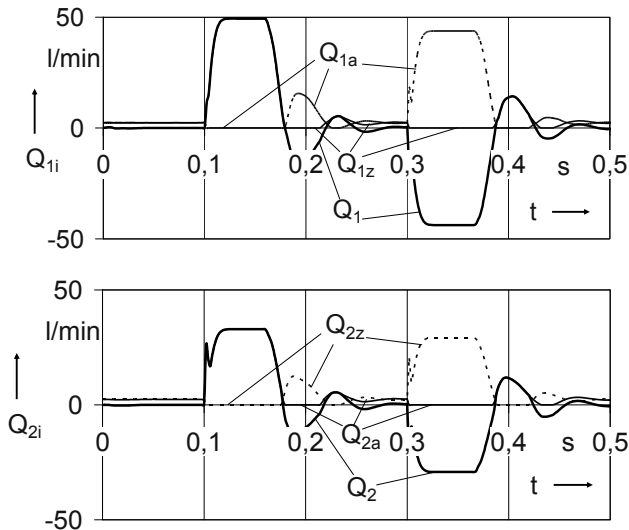


Abb. 8.15 Zeitverläufe der Volumenströme in der Hauptsteuerstufe des Servoventils

In Systemen, in denen andere Teilsysteme als die Antriebe im Vordergrund der Untersuchung stehen, ist oft ein größeres Modell als das in diesem Abschnitt ermittelte ausreichend. Vor allem bei Verwendung sog. Gleichlaufzylinder ($A_1 = A_2$) kann das Antriebsmodell vereinfacht werden. Das wird im folgenden Abschnitt demonstriert.

8.3 Bahnsteuerung eines elektrohydraulisch angetriebenen Rundtisches

Der Rundtisch mit zwei elektrohydraulischen Antrieben werde für das Herstellen von kreisrunden Durchbrüchen durch eine Platte verwendet. Ein Antrieb realisiert eine Drehbewegung und ein Antrieb, der Radialantrieb, eine translatorische Bewegung. (Ähnliche Strukturen können auch Roboter besitzen [8.10].)

Eine Kraftrückwirkung des Werkstückes auf das Werkzeug kann vernachlässigt werden, da keine mechanische, sondern eine Strahlbearbeitung durchgeführt wird. Das Grobschema zeigt Abb. 8.16.

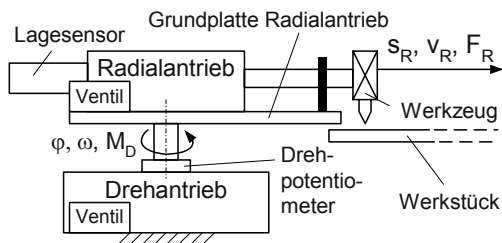


Abb. 8.16 Grobschema eines Rundtisches mit zwei elektrohydraulischen Antrieben

Die Draufsicht auf den Rundtisch (Abb. 8.17 a) zeigt Details des Radialantriebs und seine Polarkoordinaten (s_R, φ) sowie die kartesischen Koordinaten des zu realisierenden kreisförmigen Durchbruchs am Werkstück (x_W, y_W).

Der elektrohydraulische Antrieb für die Drehbewegung befindet sich im unteren Teil des Rundtisches (s. Abb. 8.17 b). Er besitzt eine Ritzel-Zahnrad-Paarung zur Umsetzung einer Kolbenbewegung in die Drehbewegung um einen ortsfesten Mittelpunkt M (s. Abb. 8.17 a und b). Im oberen Teil des Rundtisches befindet sich der mit dem Ritzel verbundene Antrieb für die Radialbewegung. Das Werkzeug ist an der Kolbenstange des Radialantriebs befestigt. Die Winkelposition wird mit einem Drehpotenziometer gemessen, die Kolbenposition des Radialantriebes über einen integrierten Lagesensor mit Spannungsausgang.

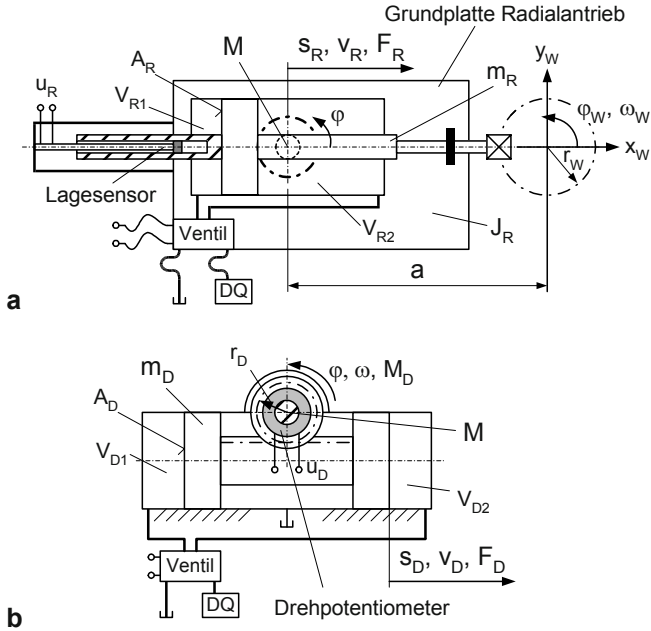


Abb. 8.17 Detaildarstellungen des Rundtisches. **a** Draufsicht auf den Radialantrieb **b** Draufsicht auf den darunter befindlichen Drehantrieb

8.3.1 Modell des Mehrmassensystems

Für dieses mehrgliedrige mechanische System werden wiederum, wie in Abschn. 8.1, die Lagrangeschen Bewegungsgleichungen 2. Art aufgestellt, um zu den Bewegungsgleichungen des Systems zu gelangen. Sie lauten (s. Gln. (8.4) und (8.5))

$$L = E_{kin} - E_{pot}$$

$$\sum_j P_{ij} = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \dot{q}_i} - \frac{\partial L}{\partial q_i}.$$

Da sich die potenzielle Energie des Systems nicht ändert, kann gesetzt werden:

$$E_{pot} = 0.$$

Die kinetische Energie des Systems setzt sich aus translatorischen und rotatorischen Komponenten zusammen.

Das Mehrmassensystem aus m_R , J_R und m_D , wird zu einem Zwei-Massensystem mit den Parametern. m_R und J vereinfacht, indem auf identischem Weg wie in Abschn. 4.1.4.2 eine Gesamtträgheit J aus J_R und m_D geschaffen wird. Über

$$\frac{J}{2} \cdot \omega^2 = \frac{J_R}{2} \cdot \omega^2 + \frac{m_D}{2} \cdot v_D^2 \quad (8.29 \text{ a})$$

und die Bindungsgleichung

$$v_D = r_D \cdot \omega \quad (8.29 \text{ b})$$

ergibt sich

$$J = J_R + m_D \cdot r_D^2. \quad (8.29 \text{ c})$$

Damit sind alle mit der Drehbewegung starr gekoppelten Komponenten des Rundtisches in dem Massenträgheitsmoment J zusammengefasst worden. Neben der Masse m_D sind das die fest mit der Grundplatte des Radialantriebs verbundenen Komponenten des Systems.

Die zweite Bindungsgleichung ist bei diesem Ansatz

$$M_D = r_D \cdot F_D. \quad (8.29 \text{ d})$$

Die Masse m_R wird aus dem Kolben des Radialantriebs und allen starr mit ihm verbundenen Komponenten wie Kolbenstange, Werkzeug und Werkzeugträger gebildet.

Der 1. Schritt:

Das Schema dieses Systems, das alle relevanten Parameter und Signale enthält, ist in Abb. 8.18 dargestellt.

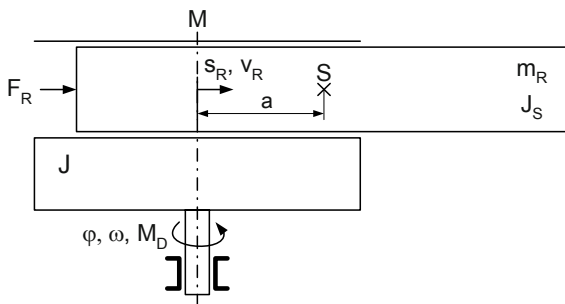


Abb. 8.18 Das Zwei-Massen-System des Rundtisches

Der 2. bis 4. Schritt:

Es ist zu beachten, dass das Massenträgheitsmoment J nur eine rotatorische Komponente der kinetischen Energie besitzt und dass die Masse m_R sowohl eine translatorische als auch eine rotatorische Komponente der kinetischen Energie besitzt. Infolge ihrer Ausdehnung besitzt sie auch ein Massenträgheitsmoment. In die Berechnungen geht das Massenträgheitsmoment J_S in Bezug auf den Schwerpunkt der Masse m_R ein.

Der Ansatz für die kinetische Energie ist gemäß Abb. 8.18:

$$E_{kin} = \frac{J}{2} \cdot \omega^2 + \frac{m_R}{2} \cdot v_R^2 + \frac{J_S}{2} \cdot \omega^2 + \frac{m_R \cdot (a + s_R)^2}{2} \cdot \omega^2. \quad (8.30)$$

Die beiden Koordinaten und ihre Ableitungen nach der Zeit, nach denen die Lagrangesche Funktion L (hier gilt: $L = E_{kin}$) abgeleitet werden muss, sind φ bzw. ω und s_R bzw. v_R . Es sind

$$\frac{\partial L}{\partial \varphi} = 0,$$

$$\frac{\partial L}{\partial \omega} = \omega \cdot (J + J_S + m_R \cdot (a + s_R)^2),$$

$$\frac{\partial L}{\partial s_R} = (a + s_R) \cdot m_R \cdot \omega^2,$$

$$\frac{\partial L}{\partial v_R} = v_R \cdot m_R.$$

Die noch fehlenden Ableitungen nach der Zeit lauten

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \omega} = \dot{\omega} \cdot (J + J_S + m_R \cdot (a + s_R)^2) + \omega \cdot m_R \cdot 2 \cdot (a + s_R) \cdot v_R,$$

$$\frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial v_R} = \dot{v}_R \cdot m_R.$$

Bevor diese Funktionen in Gl. (8.5) eingesetzt werden, ist noch zu ermitteln, welche äußeren Kräfte auf den Radialantrieb und welche äußeren Momente auf den Drehantrieb wirken. In beiden Fällen sind es die Antriebskräfte und –momente bzw. die Reibkräfte und –momente. Die Antriebe sind noch zu analysieren, die Reibung wird wiederum geschwindigkeitsproportional angenommen:

$$F_{R\text{Reib}} = k_R \cdot v_R, \quad (8.31 \text{ a})$$

$$M_{D\text{Reib}} = k_D \cdot \omega. \quad (8.31 \text{ b})$$

Für den Radialantrieb entsteht die Funktion

$$F_R - F_{R\text{Reib}} = \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial v_R} - \frac{\partial L}{\partial s_R} = \underbrace{\dot{v}_R \cdot m_R}_{=F_B} - \underbrace{(a + s_R) \cdot m_R \cdot \omega^2}_{=F_{Fl}}, \quad (8.31 \text{ c})$$

Auf der rechten Seite der Gleichung stehen die Beschleunigungskraft F_B und die Fliehkraft F_{Fl} .

Für den Drehantrieb entsteht die Funktion

$$\begin{aligned} M_D - M_{D\text{Reib}} &= \frac{d}{dt} \frac{\partial L}{\partial \omega} - \frac{\partial L}{\partial \varphi} \\ &= \underbrace{\dot{\omega} \cdot (J + J_S + m_R \cdot (a + s_R)^2)}_{=M_B} + \underbrace{m_R \cdot 2 \cdot (a + s_R) \cdot \omega \cdot v_R}_{=M_{Co}}. \end{aligned} \quad (8.31 \text{ d})$$

Auf der rechten Seite der Gleichung stehen das Beschleunigungsmoment M_B und das Coriolismoment M_{Co} .

Der 5. Schritt:

Werden die beiden Funktionen nach den Beschleunigungen \dot{v}_R bzw. $\dot{\omega}$ aufgelöst und die Funktionen für die Reibung eingetragen, entsteht ein in seiner Struktur bekanntes Blockschaltbild (in welchem die Signale wieder in den Bildbereich transformiert worden sind). Aus den Beziehungen

$$\dot{v}_R = \frac{1}{m_R} \cdot (F_R - k_R \cdot v_R + (a + s_R) \cdot m_R \cdot \omega^2), \quad (8.32)$$

$$\dot{\omega} = \frac{1}{J + J_S + m_R \cdot (a + s_R)^2} \cdot (M_D - k_D \cdot \omega - m_R \cdot 2 \cdot (a + s_R) \cdot \omega \cdot v_R) \quad (8.33)$$

ergibt sich das Blockschaltbild in Abb. 8.19.

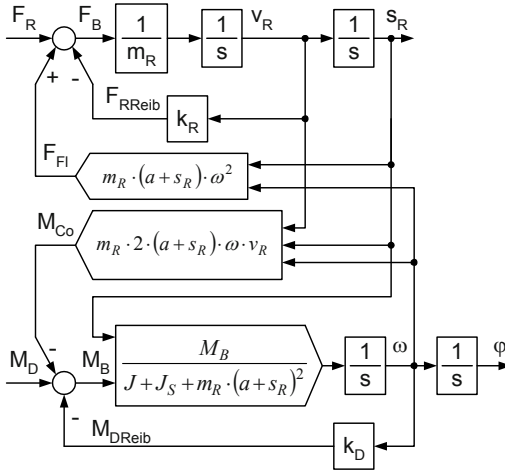


Abb. 8.19 Blockschaltbild des Zwei-Massen-Systems des Rundtisches

8.3.2 Modelle der Antriebe

Die Antriebe des Rundtisches sind lagegeregelte elektrohydraulische Antriebe wie in Abschn. 8.2, so dass auch hier die fünf Modellierungsschritte nicht detailliert gegangen werden müssen. Die Arbeitszylinder besitzen Gleichlaufverhalten, d.h., ihre Kolbenflächen sind auf beiden Seiten gleichgroß. Das ermöglicht die Beschreibung des Verhaltens mit einem einfacheren Modell als in Abschn. 8.2. In Abb. 8.20 ist das Schema des Radialantriebs dargestellt.

Wenn das Servoventil ebenfalls symmetrisch mit $s_{1z} = s_{1a} = s_{2a} = s_{2z} = s_0$ (s. Abschn. 8.2) beschrieben wird, kann es im Bereich des Arbeitspunktes $s_{RAP} = 0$ und $p_{1AP} = p_{2AP} = p_{DQ}/2$ linearisiert werden (ausführliche Herleitung s. [8.11]). Infolge der Symmetrie von Arbeitszylinder und Servoventil sind

$$Q_R = Q_1 = Q_2, \quad p_1 = \frac{p_{DQ}}{2} + \frac{\Delta p}{2} \quad \text{und} \quad p_2 = \frac{p_{DQ}}{2} - \frac{\Delta p}{2}. \quad (8.34 \text{ a})$$

In der Umgebung des Arbeitspunktes führt das analog den Gln. (8.22 a) bis (8.24 b) zu der (noch nichtlinearen) Funktion

$$Q_R = \frac{k_{Dr} \cdot d \cdot \pi}{\sqrt{2}} \cdot \left((s_0 + s_R) \cdot \sqrt{p_{DQ} - \Delta p} - (s_0 - s_R) \cdot \sqrt{p_{DQ} + \Delta p} \right). \quad (8.34 \text{ b})$$

Für Leerlauf ($Q_R = 0$) und Kurzschluss ($\Delta p = 0$) ergeben sich aus Gl. (8.34 b) die Kurven in Abb. 8.21.

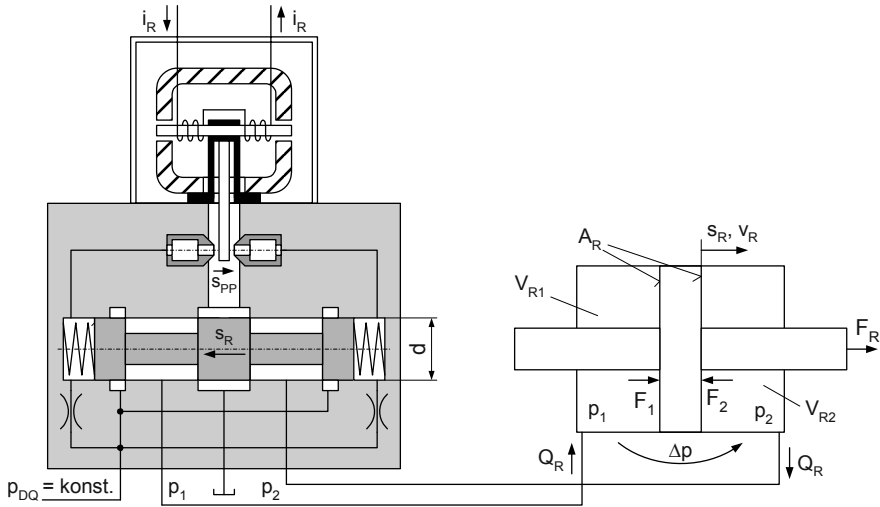


Abb. 8.20 Schema des mit dem Strom i gesteuerten elektrohydraulischen Radialantriebs mit beidseitig gleichgroßen Kolbenflächen des Arbeitszylinders (Details zum Servoventil s. Abb. 8.10)

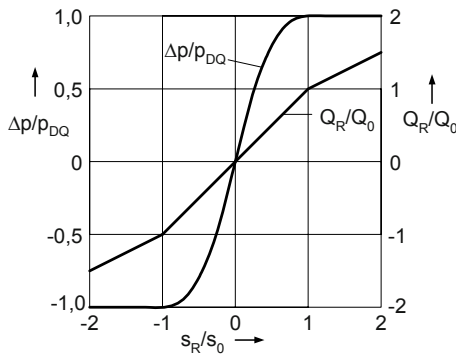


Abb. 8.21 Kurzschluss- und Leerlaufkennlinie des Servoventils in Abb. 8.20

Der Bezugs-Volumenstrom Q_0 ist

$$Q_0 = k_{Dr} \cdot d \cdot \pi \cdot s_0 \cdot \sqrt{2 \cdot p_{DQ}} . \quad (8.34 \text{ c})$$

Der Volumenstrom Q_0 entsteht für $s = 0$ als Grundbelastung der Druckquelle DQ .

Aus den Kurven in Abb. 8.21 bzw. aus den Gln. (8.34 a) und (8.34 c) können die Anstiege am o. g. Arbeitspunkt $s_{RAP} = 0$ ermittelt werden (ausführlich s. ebenfalls [8.11]):

- die Druckverstärkung $E_{0R} = \Delta p / s_R$:

$$\left. \frac{d\Delta p}{ds_R} \right|_{Q_R=0} = E_{0R} = 2 \cdot \frac{p_{DQ}}{s_0}, \quad (8.35 \text{ a})$$

- die Volumenstrom-Verstärkung $C_{0R} = Q_R / s_R$:

$$\left. \frac{dQ_R}{ds_R} \right|_{\Delta p=0} = C_{0R} = k_{Dr} \cdot d \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot p_{DQ}}. \quad (8.35 \text{ b})$$

Diese beiden jetzt linearen Wirkungen des Weges s_R überlagern sich im allgemeinen Fall. Das führt zu der Funktion

$$s_R = \frac{\Delta p}{E_{0R}} + \frac{Q_R}{C_{0R}}$$

und, nach Q_R aufgelöst, zu dem einfachen Modell des Servoventils:

$$Q_R = C_{0R} \cdot \left(s_R - \frac{1}{E_{0R}} \cdot \Delta p \right). \quad (8.35 \text{ c})$$

Das Blockschaltbild des noch nicht an das Zwei-Massen-System angekoppelten Radialantriebs zeigt Abb. 8.22 a.

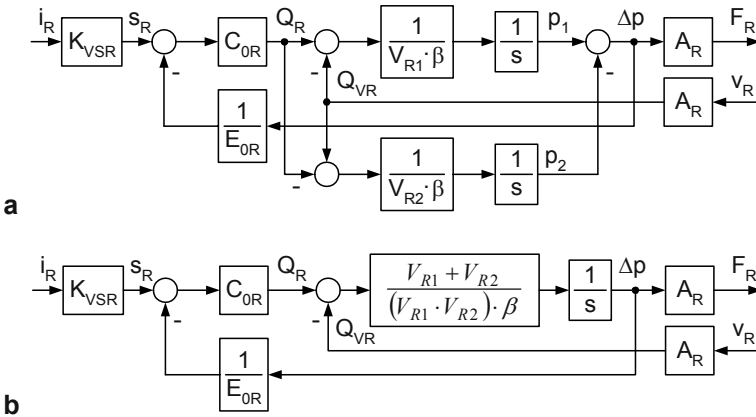


Abb. 8.22 Blockschaltbild des Radialantriebs des Rundtisches. **a** detailliert **b** parallel wirkende Volumina zusammengefasst

Folgendes ist zu beachten:

- Das Modell des Antriebs gilt unter der Voraussetzung gleichgroßer Kolbenflächen auf beiden Seiten des Arbeitszylinders.
- Die Vorsteuerstufe des Servoventils wurde wie in Abschn. 8.2 beschrieben (s. Gl. 8.18).
- Die Abhängigkeit der Ölvolumina von der Kolbenposition ist vernachlässigt worden.
- Die Reibkräfte im Zylinder wurden bereits im Zwei-Massen-System summarisch berücksichtigt (s. Abb. 8.19: k_R).
- Die Geschwindigkeit v_R wirkt auf den Arbeitszylinder zurück, sie führt zum Verschiebevolumenstrom Q_{VR}

$$Q_{VR} = A_R \cdot v_R . \quad (8.35 \text{ d})$$

Die parallel liegenden Zweige

$$\frac{1}{V_{R1} \cdot \beta} \cdot \frac{1}{s} \quad \text{und} \quad \frac{1}{V_{R2} \cdot \beta} \cdot \frac{1}{s}$$

können zusammengefasst werden. Das führt zu dem Bockschaltbild in Abb. 8.22 b, welches relativ einfach in eine Gesamtfunktion überführt werden kann („Kreisformel“). Bei diesen Berechnungen wird gesetzt:

$$\frac{1}{V_R^*} = \frac{1}{V_{R1}} + \frac{1}{V_{R2}} = \frac{V_{R1} + V_{R2}}{V_{R1} \cdot V_{R2}} . \quad (8.36 \text{ a})$$

Das führt zu dem Ansatz

$$F_R = \frac{K_{VSR} \cdot C_{0R} \cdot \frac{1}{V_R^* \cdot \beta \cdot s} \cdot A_R \cdot i_R - \frac{1}{V_R^* \cdot \beta \cdot s} \cdot A_R^2 \cdot v_R}{1 + \frac{C_{0R}}{E_{0R}} \cdot \frac{1}{V_R^* \cdot \beta \cdot s}}$$

und zu der Gesamtfunktion in Normalform

$$F_R = \frac{K_{iR}}{1 + T_R \cdot s} \cdot i_R - \frac{K_{vR}}{1 + T_R \cdot s} \cdot v_R \quad (8.36 \text{ b})$$

mit

$$K_{iR} = K_{VSR} \cdot E_{0R} \cdot A_R , \quad (8.36 \text{ c})$$

$$K_{vR} = \frac{E_{0R}}{C_{0R}} \cdot A_R^2, \quad (8.36 \text{ d})$$

$$T_R = V_R \cdot \beta \cdot \frac{E_{0R}}{C_{0R}}. \quad (8.36 \text{ e})$$

Der Drehantrieb besitzt die gleiche Struktur (s. Abb. 8.17), weshalb auf die ausführliche Herleitung seines Modells verzichtet werden kann. Analog zu den Gln. (8.34) bis (8.36 d) kann für diesen Antrieb geschrieben werden:

$$\frac{1}{V_D} = \frac{V_{D1} + V_{D2}}{V_{D1} \cdot V_{D2}} \quad (8.37 \text{ a})$$

$$\text{und } F_D = \frac{K_{iD}}{1 + T_D \cdot s} \cdot i_D - \frac{K_{vD}}{1 + T_D \cdot s} \cdot v_D \quad (8.37 \text{ b})$$

$$\text{mit } K_{iD} = K_{vSD} \cdot E_{0D} \cdot A_D, \quad (8.37 \text{ c})$$

$$K_{vD} = \frac{E_{0D}}{C_{0D}} \cdot A_D^2, \quad (8.37 \text{ d})$$

$$T_D = V_D \cdot \beta \cdot \frac{E_{0D}}{C_{0D}}. \quad (8.37 \text{ e})$$

Hinzu kommt beim Drehantrieb die Umsetzung der Translation in die Rotation (s. Abb. 8.17 b):

$$M_D = r_D \cdot F_D \text{ und } v_D = r_D \cdot \omega. \quad (8.37 \text{ f})$$

8.3.3 Das Gesamt-Modell des Rundtisches

Die Bahnsteuerung des Rundtisches wird auf der Basis der Werkzeugpositionen im x_W - y_W -Koordinatensystem vorgenommen (s. Abb. 8.17).

Es wird angenommen, dass das Werkzeug die Kreisbahn relativ schnell, dafür aber mehrfach, durchfahren muss, ehe der kreisförmige Durchbruch realisiert ist. Die Geschwindigkeit des Werkzeuges auf der Kreisbahn soll, bei null beginnend, zunächst stetig bis zu einer stationären Geschwindigkeit anwachsen. Diese stationäre Geschwindigkeit soll so gewählt werden, dass das Werkstück die Kreisbahn

in einer einzustellenden Zeit t_A einmal durchläuft. Das verlangt eine Winkelgeschwindigkeit $\omega_W = 2\pi/t_A$.

Da diese stetig anwachsen soll, wird ein Verzögerungsglied 1. Ordnung (PT1-Glied) nachgeschaltet mit dem Übertragungsfaktor eins und einer Zeitkonstante im Bereich von einer Sekunde. Über die Integration wird der Winkel $\varphi_W(t)$ berechnet.

Die kartesischen Koordinaten des Werkzeuges sind dann (s. Abb. 8.17)

$$x_W(t) = r_W \cdot \cos \varphi_W(t), \quad (8.38 \text{ a})$$

$$y_W(t) = r_W \cdot \sin \varphi_W(t). \quad (8.38 \text{ b})$$

In Abb. 8.23 a sind die Relationen zwischen den Maschinenkoordinaten und dem x_W - y_W -Koordinatensystem dargestellt (s. Abb. 8.17 a). Aus dem rechtwinkligen Dreieck mit der Hypotenuse $a + s_R$ können die Führungsgrößen (Sollwerte) der Antriebe als Funktion der x_W - y_W -Koordinaten errechnet werden:

$$s_{\text{sollR}} = \sqrt{(x_W + a)^2 + y_W^2} - a, \quad (8.39 \text{ a})$$

$$\varphi_{\text{soll}} = \arctan\left(\frac{y_W}{x_W + a}\right). \quad (8.39 \text{ b})$$

Das Blockschaltbild der Führungsgrößenaufbereitung ist in Abb. 8.23 b dargestellt.

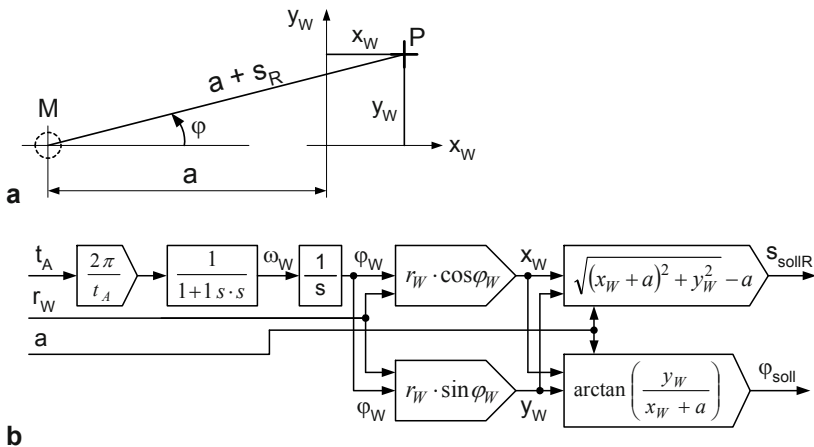


Abb. 8.23 Führungsgrößenaufbereitung. **a** Koordinatentransformation zwischen Werkstückkoordinaten und Maschinenkoordinaten (s. Abb. 8.17 a) **b** Blockschaltbild der Führungsgrößenaufbereitung

Um diesen Führungsgrößen folgen zu können, müssen beide Antriebe lagege-regelt werden. Die Struktur der Teile Weg- bzw. Winkelsensor, Regler und Ver-stärker wird ähnlich einfach gewählt wie in Abb. 8.12. Verändert wird Folgendes:

- Um als Führungsgrößen die Signale $s_{R\text{soll}}$ und φ_{soll} verwenden zu können, muss der Übertragungsfaktor des Weg- bzw. Winkelsensors in die Sollgrößenbe-rechnung mit einbezogen werden.
- Als Regler werden einfache P-Regler ohne Verzögerung eingesetzt. (In diesem Buch liegt das Gewicht auf der Modellierung der Regelstrecken, so dass meist einfache Regler zum Einsatz kommen. Zudem ist wegen des integrierenden Verhaltens der beiden Regelstrecken ein I-Anteil in den Reglern zu vermeiden.)

Die Verstärker besitzen wiederum eine Strombegrenzung:

$$i_R = \begin{cases} -20 \text{ mA} & \text{für } u_{\text{stellR}} < -10 \text{ V} \\ K_{VR} \cdot u_{\text{stellR}} & \text{für } -10 \text{ V} < u_{\text{stellR}} < +10 \text{ V} , \\ +20 \text{ mA} & \text{für } u_{\text{stellR}} > +10 \text{ V} \end{cases} \quad (8.40 \text{ a})$$

$$i_D = \begin{cases} -20 \text{ mA} & \text{für } u_{\text{stellD}} < -10 \text{ V} \\ K_{VD} \cdot u_{\text{stellD}} & \text{für } -10 \text{ V} < u_{\text{stellD}} < +10 \text{ V} . \\ +20 \text{ mA} & \text{für } u_{\text{stellD}} > +10 \text{ V} \end{cases} \quad (8.40 \text{ b})$$

Die Blockschaltbilder der Teile Weg- bzw. Winkelsensor, Regler und Verstärker zeigt Abb. 8.24.

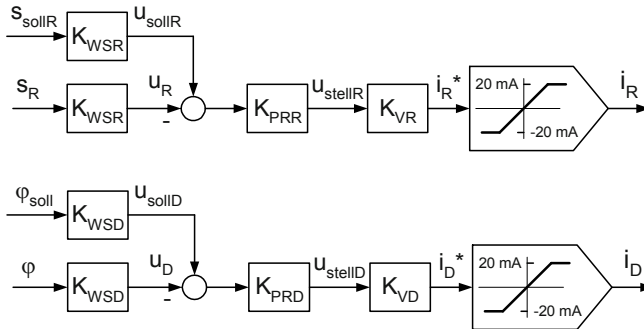


Abb. 8.24 Blockschaltbilder der Teile Weg- bzw. Winkelsensor, Regler und Verstärker beider Antriebe

Aufgrund der vielen zusammenzuführenden Komponenten des Systems wird in Abb. 8.25 das Gesamtschaltbild angegeben, ehe eine Umsetzung in das Simulationsblockschaltbild vorgenommen wird.

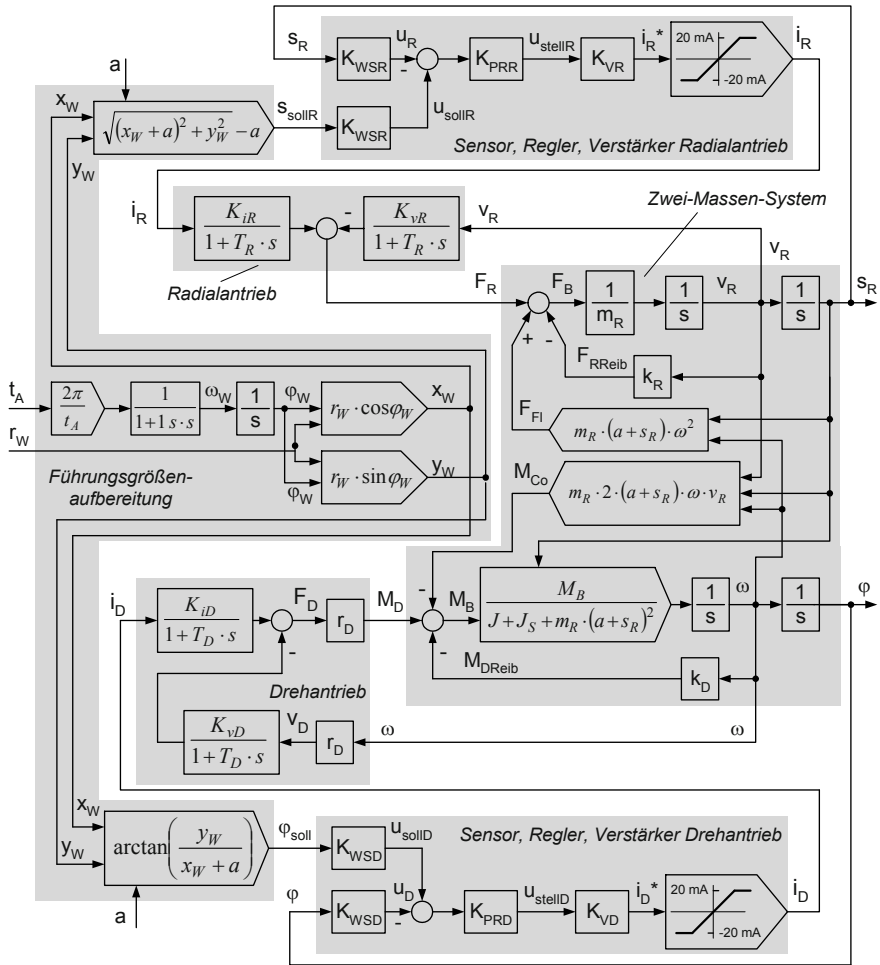


Abb. 8.25 Blockschaltbild des elektrohydraulisch angetriebenen Rundtisches in Abb. 8.16 und Abb. 8.17

8.3.4 Das Verhalten des Gesamtsystems

Basis der Simulation des Verhaltens des Gesamtsystems ist das Blockschaltbild in Abb. 8.25. Die dort enthaltenen Parameter verlangen vor allem für die Antriebe eine Vorausberechnung.

- Die beiden Servoventile besitzen gleiche Parameter. Aus

- $p_{DQ} = 200 \text{ bar} = 20 \text{ MPa} = 20 \text{ N/mm}^2$,
- $s_{1z} = s_{1a} = s_{2a} = s_{2z} = s_0 = 0,02 \text{ mm}$,
- $d = 5 \text{ mm}$,
- $k_{Dr} = 4 \cdot 10^4 \text{ mm}^2/(s\sqrt{N})$ (s. Gl. (4.33 b)).

ergeben sich gemäß Gln. (8.35 a) und (8.35 b)

$$E_{0R} = E_{0D} = 2 \cdot \frac{p_{DQ}}{s_0} = 2 \cdot \frac{20 \text{ N/mm}^2}{0,02 \text{ mm}} = 2000 \text{ N/mm}^3,$$

$$C_{0R} = C_{0R} = k_{Dr} \cdot d \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot p_{DQ}} = \frac{4 \cdot 10^4 \text{ mm}^2}{s \sqrt{N}} \cdot 5 \text{ mm} \cdot \pi \cdot \sqrt{2 \cdot 20 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}} = 1,265 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 / s.$$

- Weitere Parameter der Servoventile sind:

- $K_{VSR} = 0,02 \text{ mm/mA}$,
- $K_{VSD} = 0,02 \text{ mm/mA}$.

- Weitere Parameter des Radialantriebs sind:

- $A_R = 8 \text{ cm}^2 = 800 \text{ mm}^2$,
- $V_{R1} = V_{R2} = 60 \text{ cm}^3 = 60000 \text{ mm}^3$,
- $\beta = 8 \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}$.

Das führt nach Gln. (8.36 a) bis (8.36 e) zu

$$V_R^* = \frac{V_{R1} \cdot V_{R2}}{V_{R1} + V_{R2}} = \frac{60000 \text{ mm}^3 \cdot 60000 \text{ mm}^3}{60000 \text{ mm}^3 + 60000 \text{ mm}^3} = 30000 \text{ mm}^3,$$

$$K_{iR} = K_{VSR} \cdot E_{0R} \cdot A_R = 0,02 \text{ mm/mA} \cdot 2000 \text{ N/mm}^3 \cdot 800 \text{ mm}^2 = 32000 \text{ N/mA},$$

$$K_{vR} = \frac{E_{0R}}{C_{0R}} \cdot A_R^2 = \frac{2000 \text{ N/mm}^3}{1,265 \cdot 10^6 \text{ mm}^2/s} \cdot (800 \text{ mm}^2)^2 = 1020 \frac{\text{N}}{\text{mm/s}},$$

$$T_R = V_R^* \cdot \beta \cdot \frac{E_{0R}}{C_{0R}} =$$

$$30000 \text{ mm}^3 \cdot 8 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N} \cdot \frac{2000 \text{ N/mm}^3}{1,265 \cdot 10^6 \text{ mm}^2/s} = 0,038 \text{ s} = 38 \text{ ms}.$$

- Weitere Parameter des Drehantriebs sind:

$$\begin{aligned}
 - A_D &= 12 \text{ cm}^2 = 1200 \text{ mm}^2, \\
 - V_{D1} &= V_{D2} = 40 \text{ cm}^3 = 40000 \text{ mm}^3, \\
 - \beta &= 8 \cdot 10^{-5} \text{ bar}^{-1} = 8 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2/\text{N}.
 \end{aligned}$$

Das führt nach Gln. (8.37 a) bis (8.37 e) zu

$$V_D^* = \frac{V_{D1} \cdot V_{D2}}{V_{D1} + V_{D2}} = \frac{40000 \text{ mm}^3 \cdot 40000 \text{ mm}^3}{40000 \text{ mm}^3 + 40000 \text{ mm}^3} = 20000 \text{ mm}^3,$$

$$\begin{aligned}
 K_{iD} &= K_{VSD} \cdot E_{0D} \cdot A_D = \\
 &0,02 \text{ mm} / \text{mA} \cdot 2000 \text{ N} / \text{mm}^3 \cdot 1200 \text{ mm}^2 = 48000 \text{ N} / \text{mA},
 \end{aligned}$$

$$K_{vD} = \frac{E_{0D}}{C_{0D}} \cdot A_D^2 = \frac{2000 \text{ N} / \text{mm}^3}{1,265 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 / \text{s}} \cdot (1200 \text{ mm}^2)^2 \approx 2300 \frac{\text{N}}{\text{mm} / \text{s}},$$

$$\begin{aligned}
 T_R &= V_R^* \cdot \beta \cdot \frac{E_{0R}}{C_{0R}} = \\
 &20000 \text{ mm}^3 \cdot 8 \cdot 10^{-4} \text{ mm}^2 / \text{N} \cdot \frac{2000 \text{ N} / \text{mm}^3}{1,265 \cdot 10^6 \text{ mm}^2 / \text{s}} = 0,025 \text{ s} = 25 \text{ ms}.
 \end{aligned}$$

- Die Parameter des Zwei-Massen-Systems sind

$$\begin{aligned}
 - m_R &= 50 \text{ kg} = 50 \text{ N s}^2/\text{m} = 0,05 \text{ N s}^2/\text{mm}, \\
 - m_D &= 20 \text{ kg} = 20 \text{ N s}^2/\text{m} = 0,02 \text{ N s}^2/\text{mm}, \\
 - J_R &= 4 \text{ kg m}^2 = 4 \text{ N m s}^2 = 4000 \text{ N mm s}^2, \\
 - J_S &= 2 \text{ kg m}^2 = 2 \text{ N m s}^2 = 2000 \text{ N mm s}^2, \\
 - a &= 400 \text{ mm}, \\
 - k_R &= 10 \text{ N s/mm}, \\
 - k_D &= 10^5 \text{ N mm s}, \\
 - r_D &= 2 \text{ cm} = 20 \text{ mm}.
 \end{aligned}$$

Gemäß Gl. (8.28 c) ergibt sich

$$\begin{aligned}
 J &= J_R + m_D \cdot r_D^2 = \\
 &4000 \text{ N mm s}^2 + 0,02 \text{ N s}^2 / \text{mm} \cdot (40 \text{ mm})^2 = 4032 \text{ N mm s}^2.
 \end{aligned}$$

- Die Parameter von Wegsensor, Regler und Verstärker beider Regelkreise sind
 - $K_{WSR}=0,05 \text{ V/mm}$,
 - $K_{WSD}=0,5 \text{ V/rad}$,
 - $K_{PRR}=10 \text{ V/V}$,
 - $K_{PRD}=20 \text{ V/V}$,
 - $K_{VR}=K_{VD}=2 \text{ mA/V}$.
- Als Parameter für die Werkstückbearbeitung sind gewählt worden:
 - $r_W=150 \text{ mm}$,
 - $t_A=2 \text{ s}$.

Die Anfangswerte der vier Integratoren des Systems werden wie folgt eingestellt (s. Abb. 8.17):

$$v_R(0) = \omega(0) = 0, \quad s_R(0) = r_W, \quad \varphi(0) = 0.$$

Die Anfangswerte der vier PT1-Glieder der Antriebe werden auf null eingestellt.

Damit befindet sich das Werkzeug zu Beginn der Simulation über dem Punkt des Werkstück-Koordinatensystems

$$x_W = r_W \text{ und } y_W = 0.$$

Um die Kreisform des Werkzeugweges im Werkstück-Koordinatensystem während der Simulation kontrollieren zu können, wird der Verlauf der Regelgrößen s_R und φ in die Istwerte dieser Koordinaten x_{istW} und y_{istW} umgerechnet. Mit Hilfe der Abb. 8.23 a ergibt sich

$$x_{istW} = (s_R + a) \cdot \cos \varphi - a \quad (8.41 \text{ a})$$

und

$$y_{istW} = (s_R + a) \cdot \sin \varphi. \quad (8.41 \text{ b})$$

Die folgenden Abbildungen zeigen die Simulationsergebnisse, zunächst die Verläufe der Soll- und der Regelgrößen sowie der Regelabweichungen (Abb. 8.26).

Die Regelabweichungen sind wie folgt definiert:

$$\Delta s_R = s_{sollR} - s_R \text{ und } \Delta \varphi = \varphi_{soll} - \varphi.$$

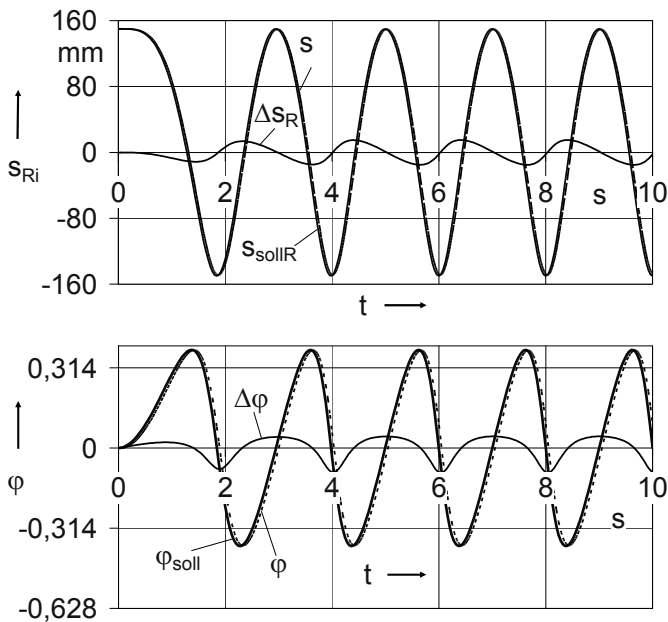


Abb. 8.26 Verläufe der Sollgrößen, der Regelgrößen und der Regelabweichungen

An den Regelabweichungen ist zu erkennen, dass infolge des sehr einfachen Regelungskonzepts (zwei P-Regler) sichtbare Regelfehler entstehen. Werden die Regelgrößen in die Koordinaten x_W und y_W (Gln. (8.41 a) und (8.41 b)) umgerechnet und ebenfalls als Diagramm dargestellt, ist auch die Abweichung von der Kreisbahn zu erkennen (Abb. 8.27).

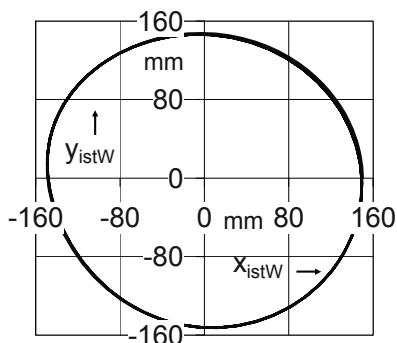


Abb. 8.27 Die Ist-Bahn des Werkzeuges in der x_W - y_W -Ebene

Die Fehler werden bei geschwindigkeitsproportionaler Reibung immer kleiner, je größer die Zeit t_A für eine Durchfahrung der Kreisbahn gewählt wird.

Die beiden folgenden Abbildungen zeigen die Verläufe der Fliehkraft F_{Fl} und des Coriolismomentes M_{Co} jeweils gemeinsam mit den Antriebskräften bzw. Antriebsmomenten.

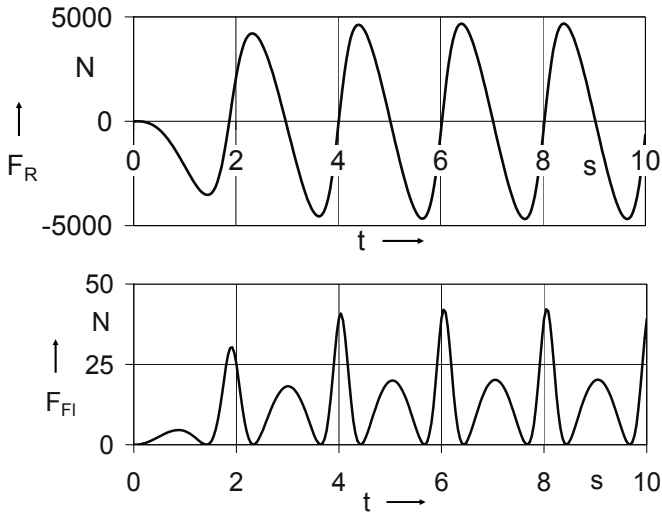


Abb. 8.28 Verläufe der Antriebskraft F_R und der Fliehkraft F_{Fl}

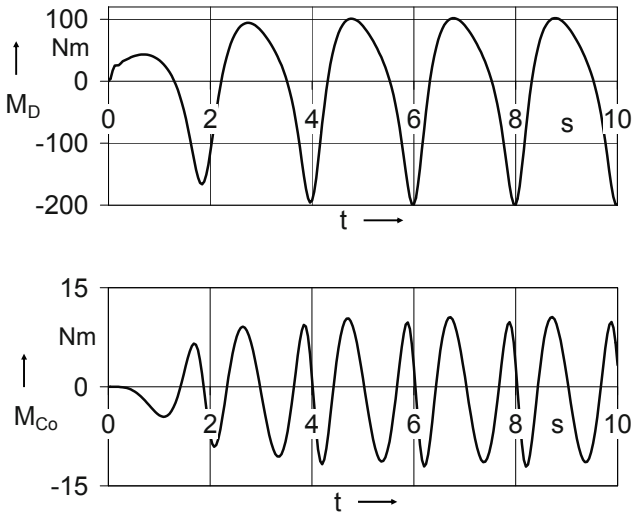


Abb. 8.29 Verläufe des Antriebsmomentes M_D und des Coriolismomentes M_{Co}

Es ist zu erkennen, dass der Einfluss sowohl der Fliehkraft F_{Fl} als auch des Coriolismomentes M_{Co} auf das Verhalten des Systems gering ist. Ihr Einfluss nimmt mit wachsender Dynamik des technologischen Prozesses zu. Da ihre Funktionen (s. Gl. (8.31 c) und (8.31 d)) Multiplikationen zweier Signale enthalten ($\omega \cdot \omega$ bzw. $\omega \cdot v_R$), welche selbst sinusförmige Grundwellen besitzen, schwingen sie mit der doppelten Frequenz der anderen Signale.

Auf ein Problem einer derartigen Struktur sei noch hingewiesen: Die Ritzel-Zahnstange-Paarung im Drehantrieb neigt oft zu Stick-slip-Verhalten (s. Abschn. 4.1.2, vor allem Abb. 4.11).

Stick-slip-Verhalten zeigt das System, wenn die im Modell des Rundtisches bisher verwendete Gleichung (8.30 b) ersetzt wird durch die der Gl. (4.4 c) adäquate Gl. (8.42)

$$M_{DReib} = k_D \cdot \omega + \left(M_{Dir0} + M_{DSr0} \cdot e^{-|K_{D0} \cdot \omega|} \right) \cdot \text{sign}(\omega). \quad (8.42)$$

Die verwendeten Parameter sind

- $k_D = 10^5 \text{ N mm s}$,
- $M_{Dir0} = 0$,
- $M_{DSr0} = 6 \cdot 10^5 \text{ N mm}$,
- $K_{D0} = 2 \text{ s}$.

Abb. 8.30 zeigt die Verläufe von φ_{soll} , φ und $\Delta\varphi$ bei Auftreten von Stick-slip-Verhalten des Drehantriebs.

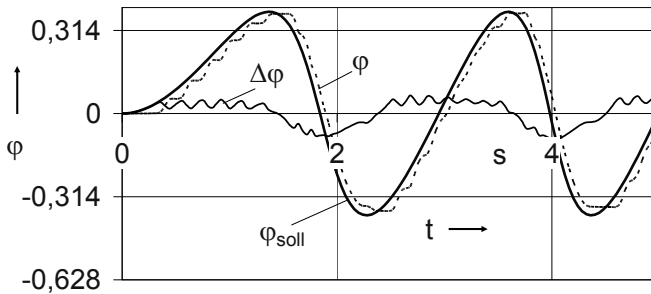


Abb. 8.30 Verläufe von φ_{soll} , φ und $\Delta\varphi$ beim Auftreten von Stick-slip-Verhalten des Drehantriebs

Die Auswirkungen des Stick-slip-Verhaltens des Drehantriebs auf die Ist-Bahn des Werkzeuges in der x_W - y_W -Ebene zeigt Abb. 8.31. Dem Auftreten von Stick-slip-Verhalten kann nur begrenzt mit der Optimierung des Reglers entgegengewirkt werden. Hier sind meist konstruktive Maßnahmen erforderlich (anderes Getriebeprinzip, andere Getriebeübersetzungen u. a.). Auf diese Fragen wird hier nicht eingegangen.

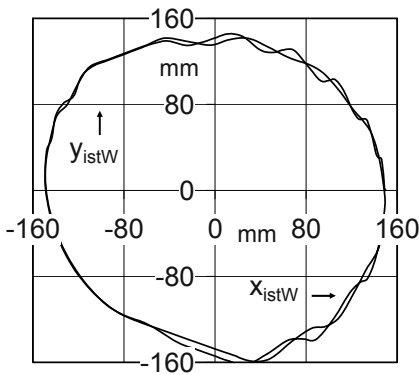


Abb. 8.31 Die Ist-Bahn des Werkzeuges in der x_W - y_W -Ebene beim Auftreten von Stick-slip-Verhalten des Drehantriebs

Im Beispiel-System dieses Abschnittes wurden keine Anschläge in das Modell aufgenommen. In Kap. 4 wurde darauf hingewiesen, dass in lagegeregelten hydraulischen Antrieben Anschläge i. Allg. nicht wirksam werden, wenn die Sollgrößen entsprechend begrenzt und die Regler richtig dimensioniert werden. Soll das Verhalten in der Nähe von Anschlägen jedoch untersucht werden, kann das Modell entsprechend modifiziert werden.

8.4 Punkt-zu-Punkt-Steuerung eines Luftschiffes

Seit einigen Jahren werden Experimente mit mobilen Robotern und Messeinrichtungen durchgeführt, die teilweise von kleinen Luftschiffen transportiert werden [8.7, 8.9]. Die Bahnführung und Orientierung dieser Luftschiffe im Raum ist wegen der vielen Freiheitsgrade schwieriger als bei am Boden agierenden Systemen. (Die Probleme sind denen von Schiffen und auch von luftbereiften Fahrzeugen ähnlich.)

8.4.1 Ermittlung des Blockschaltbildes eines ferngesteuerten Luftschiffes

Der 1. Schritt der Modellierung:

Abb. 8.32 zeigt das Schema eines derartigen Luftschiffes, für welches in [8.5] konstruktive und experimentell ermittelte Parameter genannt werden.

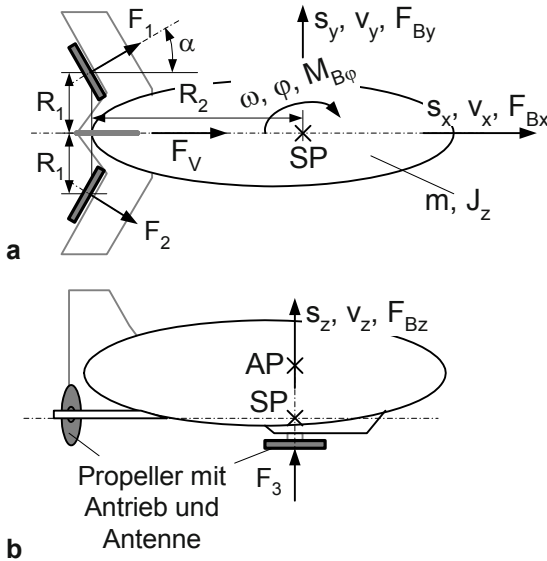


Abb. 8.32 Ein Luftschiff zum Transport leichter Messeinrichtungen. **a** Draufsicht **b** Seitenansicht

Für die mathematische Beschreibung sind vier der sechs Freiheitsgrade relevant. Wenn der Schwerpunkt SP des Luftschiffes weit unterhalb des Auftriebspunktes AP liegt und die Propellerkraft F_3 annähernd durch den Schwerpunkt des Luftschiffes geht, können Drehbewegungen um die Achsen x und y , das sog. Rollen und Neigen, vernachlässigt werden. Die zu berücksichtigenden vier Freiheitsgrade sind damit die translatorischen Bewegungen entlang der drei Achsen und die Rotation um die Achse z .

Der 2. und 3. Schritt:

Die Höhe des Luftschiffes über dem Boden wird nur von einer der drei Propellerkräfte, von F_3 , aktiv beeinflusst. Wenn die Gewichtskraft G und die Auftriebskraft A etwa gleichgroß sind, behält das Luftschiff seine z -Position auch bei $F_3 = 0$. Die Modellierung des Verhaltens in der z -Achse ist relativ einfach. Es können die bekannten Ansätze des 2. und 3. Schrittes aus **Anhang A, Tabelle A.1**, übernommen werden.

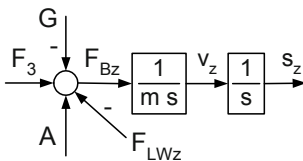


Abb. 8.33 Luftschiff, Blockschaltbild des 2. und 3. Schrittes der z -Achsen-Modellierung

Schwieriger ist die Modellierung des Verhaltens in der x - y -Ebene, da die übrigen drei Freiheitsgrade beachtet werden müssen. Ein günstiger Weg ist, die beiden Propellerkräfte F_1 und F_2 umzurechnen in ihren Anteil am Vorschub (Kraft F_V) und dessen Komponenten in x - und y -Richtung sowie am Drehmoment M um den Schwerpunkt SP. Dann können die bekannten Ansätze des 2. und 3. Schrittes aus **Anhang A, Tabelle A.1**, übernommen werden.

Die Kräfte und das Moment ergeben sich gemäß Abb. 8.32 zu:

$$F_V = (F_1 + F_2) \cdot \cos \alpha, \quad (8.43)$$

$$M = (F_1 - F_2) \cdot (R_1 \cdot \cos \alpha + R_2 \cdot \sin \alpha), \quad (8.44)$$

$$F_x = F_V \cdot \cos \varphi, \quad (8.45)$$

$$F_y = F_V \cdot \sin \varphi. \quad (8.46)$$

Dies ist im Blockschaltbild in Abb. 8.34 dargestellt.

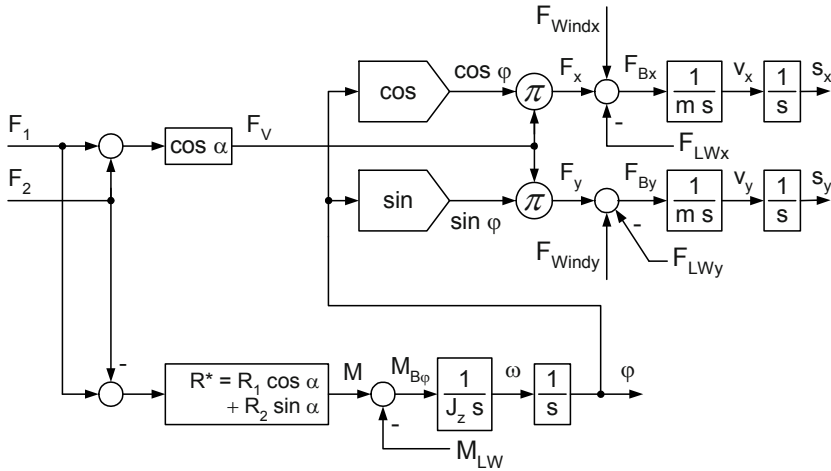


Abb. 8.34 Luftschiff, Blockschaltbild des 2. und 3. Schrittes der Modellierung der x - y -Ebene

Die Propeller werden von kleinen Elektromotoren angetrieben, wie sie in Abschn. 3.3 modelliert worden sind. Ihre Energiespeicher (Induktivität und Massträgheitsmoment) sind im Vergleich zu denen des Luftschiffes so klein, dass sie vernachlässigt werden können. Das Modell der Propellerantriebe kann damit im 4. Schritt der Modellierung beschrieben werden. Die weiteren Kräfte und Momente sind

- die Luftwiderstandskräfte F_{LWx} und F_{LWy} ,
- das Luftwiderstandsmoment M_{LW} sowie
- die Windkräfte F_{Windx} und F_{Windy} aus den Richtungen x und y .

4. Schritt der Modellierung (Ermittlung der noch fehlenden Zusammenhänge aus statischen Grundbeziehungen):

- Propellerkräfte:

Ein mit drei Hebeln ausgestattetes Fernsteuergerät (FSG) sorgt für eine stetige Ansteuerung der drei Motorsteller. Die Eingangsspannungen der Steller u_{PAi} sind proportional den Winkeln dieser Hebel, die zwischen $-\gamma_{Grenz}$ und $+\gamma_{Grenz}$ eingestellt werden können. Der Motor realisiert eine dieser Spannung proportionale Winkelgeschwindigkeit. Es wird in erster Annäherung angenommen, dass die Schubkräfte, die die Propeller auf das Luftschiff übertragen, proportional ihrer Winkelgeschwindigkeit sind. Das führt zu folgenden Beziehungen:

$$F_1 = K_{PA1} \cdot u_{PA1}, \quad (8.47 \text{ a})$$

$$F_2 = K_{PA2} \cdot u_{PA2}, \quad (8.47 \text{ b})$$

$$F_3 = K_{PA3} \cdot u_{PA3} \quad (8.47 \text{ c})$$

sowie

$$u_{PA1} = \begin{cases} K_{FSG1} \cdot \gamma_{Grenz} & \text{für } \gamma_1 \geq \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG1} \cdot \gamma_1 & \text{für } -\gamma_{Grenz} < \gamma_1 < \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG1} \cdot (-\gamma_{Grenz}) & \text{für } \gamma_1 \leq -\gamma_{Grenz} \end{cases}, \quad (8.47 \text{ d})$$

$$u_{PA2} = \begin{cases} K_{FSG2} \cdot \gamma_{Grenz} & \text{für } \gamma_2 \geq \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG2} \cdot \gamma_2 & \text{für } -\gamma_{Grenz} < \gamma_2 < \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG2} \cdot (-\gamma_{Grenz}) & \text{für } \gamma_2 \leq -\gamma_{Grenz} \end{cases}, \quad (8.47 \text{ e})$$

$$u_{PA3} = \begin{cases} K_{FSG3} \cdot \gamma_{Grenz} & \text{für } \gamma_3 \geq \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG3} \cdot \gamma_3 & \text{für } -\gamma_{Grenz} < \gamma_3 < \gamma_{Grenz} \\ K_{FSG3} \cdot (-\gamma_{Grenz}) & \text{für } \gamma_3 \leq -\gamma_{Grenz} \end{cases}. \quad (8.47 \text{ f})$$

- Luftwiderstandskräfte sowie Luftwiderstandsmoment:

Sie wurden aus Flugversuchen ermittelt. In den relevanten Geschwindigkeitsbereichen konnten die Luftwiderstandskräfte und das Luftwiderstandsmoment ausreichend genau als der Geschwindigkeit bzw. Winkelgeschwindigkeit proportional beschrieben werden. (Wenn dies messtechnisch nicht belegt werden kann, sollte

die in Abschn. 4.1 angegebene nichtlineare Beziehung (Gl. (4.2)) verwendet werden.) Die Beziehungen lauten hier:

$$F_{LWx} = k_{Tx} \cdot v_x, \quad (8.48 \text{ a})$$

$$F_{LWy} = k_{Ty} \cdot v_y, \quad (8.48 \text{ b})$$

$$F_{LWz} = k_{Tz} \cdot v_z, \quad (8.48 \text{ c})$$

$$M_{LW} = k_R \cdot \omega. \quad (8.48 \text{ d})$$

- Windkräfte F_{Windx} und F_{Windy} :

Sie werden als Eingangsgrößen beschrieben. D. h., der Wind hat im Modell von allen Seiten dieselbe Wirkung auf das Luftschiff, das Luftschiff wird also näherungsweise als ein Rotationsellipsoid beschrieben. Die eigentlich vorhandene Abhängigkeit von φ (Angriffsfläche für Seitenwind größer als für Gegen- oder Rückenwind) wird hier vernachlässigt.

Der 5. Schritt:

Das Gesamtmodell ist trotz der Linearisierungen des Verhaltens zahlreicher Übertragungsglieder und weiterer vereinfachender Annahmen noch relativ komplex. Aus Abb. 8.35 ist zu ersehen, dass das System acht Zustandsgrößen enthält (acht Integrationen) und mehrfach nichtlinear ist.

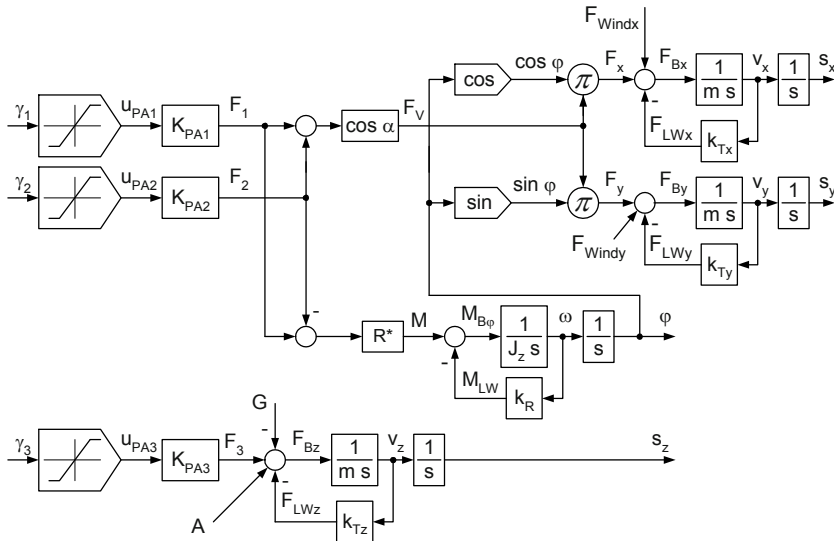


Abb. 8.35 Blockschaltbild eines ferngesteuerten Luftschiffes

8.4.2 Verhalten eines ferngesteuerten Luftschiffes

Einfach ist die Steuerung der Flughöhe, da sie keine Wirkungsverbindungen zu den anderen Teilen der Regelstrecke besitzt (s. Abb. 8.35). Abhängig von der Differenz zwischen dem aktuellen Wert von s_z und dem gewünschten Wert $s_{z\text{soll}}$ könnte der Antrieb für F_3 auf volle Kraft in die eine oder die andere Richtung geschaltet werden. (Diese Aufgabe könnte einfach von einer selbsttätigen Zweipunkt-Reglung übernommen werden. Voraussetzung ist ein Sensor, der den Abstand des Luftschiffes zum Boden misst.)

Die Realisierung eines vorgegebenen Kurses in der x - y -Ebene ist für den Bediener des Fernsteuergerätes eine sehr komplexe Regelungsaufgabe. Soll er beispielsweise das Luftschiff schnell von einer Ausgangsposition x_0, y_0, z_0 und einer Ausgangsorientierung φ_0 über eine zu überfliegende Zwischenposition x_1, y_1, z_1 zur Endposition x_2, y_2, z_2 und Endorientierung φ_2 steuern, dann sind sehr viele Beobachtungen der Weg- und Winkelwerte und ihrer Vergleiche mit Zielwerten über eine Auge-Hand-Koordination in effiziente Winkelpositionen γ_1 und γ_2 am Steuergerät zu übersetzen.

Die erste Aufgabe wird sein, das Luftschiff in die dem nächsten Ziel entsprechende Orientierung zu bringen, erst danach wird mit maximalem Vorschub beschleunigt werden können. Beim Überfliegen der Zwischenposition kann es günstig sein, das Ziel früh anzuvisieren, da sonst ein weites Abdriften vom Kurs entstehen kann.

- Die Parameter des Luftschiffes sind
 - $\alpha \approx 30^\circ$ und damit $\cos \alpha = 0,866$,
 - $R_1 \approx 0,21 \text{ m}$, $R_2 \approx 2,10 \text{ m}$ und $R^* = 0,21 \text{ m} \cdot 0,866 + 2,1 \text{ m} \cdot 0,5 = 1,23 \text{ m}$ (s. Abb. 8.34),
 - $m = 1 \text{ kg} = 1 \text{ N s}^2/\text{m}$,
 - $J_z = 0,44 \text{ Nm s}^2$,
 - $k_{Tx} = k_{Ty} = 0,175 \text{ N s/m}$,
 - $k_{Tz} = 1 \text{ N s/m}$ (spielt in den folgenden Beispielen keine Rolle, da die Flughöhensteuerung bzw. -regelung nicht näher untersucht wird),
 - $k_R = 0,88 \text{ Nm s}$,
 - $K_{PA1} = K_{PA2} = K_{PA3} = 0,02 \text{ N/V}$,
 - $\varphi_{\text{Grenz}} = 20^\circ$,
 - $K_{FSG1} = K_{FSG2} = K_{FSG3} = 0,25 \text{ V/}^\circ$.
- Die angreifenden Kräfte sind (zunächst)
 - $G = 10 \text{ N}$, $A = 9,95 \text{ N}$ (Differenz beider mit Federwaage gemessen),
 - $F_{\text{Windx}} = F_{\text{Windy}} = 0$.

- Die Positionen und Orientierungen in der Ebene sind
 - $x_0 = y_0 = 0, \varphi_0 = 0,$
 - $x_1 = 5 \text{ m}, y_0 = 0,$
 - $x_2 = 5 \text{ m}, y_0 = 5 \text{ m}, \varphi_0 = -90^\circ.$
- Die Höhenwerte seien jeweils $z_0 = z_1 = z_2 = 2 \text{ m}$. Um diesen Zustand zu halten, muss $\gamma_3 = +10^\circ = \text{konst.}$ sein. Dann ist im Modell $F_3 = 0,05 \text{ N}$, eine Simulation ist nicht erforderlich.

In einer Simulation soll gezeigt werden, wie diese Positionen in der x - y -Ebene mit relativ einfachen Verläufen der Kräfte annähernd erreicht werden. Abb. 8.36 zeigt die durch Probieren gefundenen Zeitverläufe der Kräfte F_1 und F_2 . Sie entstehen, wenn die entsprechenden Hebel des Fernsteuergerätes γ_1 und γ_2 jeweils auf die Grenzwerte $-\gamma_{\text{Grenz}}$ oder $+\gamma_{\text{Grenz}}$ eingestellt sind.

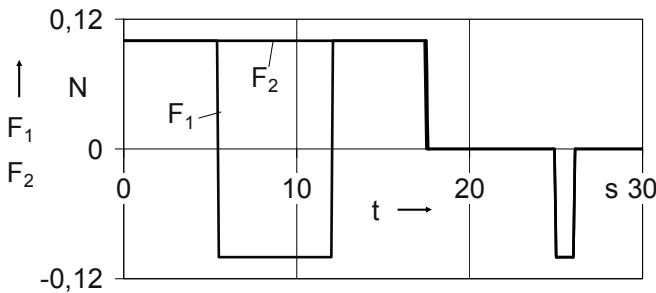


Abb. 8.36 Verläufe der Propeller-Kräfte F_1 und F_2

In Abb. 8.37 sind die sich aus den Kraftverläufen F_1 und F_2 ergebenden Zeitverläufe der Signale s_x , s_y und φ dargestellt.

Die Zwischenposition $x_1 = 5 \text{ m}, y_0 = 0$ wird überflogen: Bei $s_x = 5 \text{ m}$ ist s_y noch etwa null.

Zu erkennen ist in Abb. 8.37 b, dass die Orientierung von $\varphi_0 = 0$ auf $\varphi_0 = -90^\circ$ sehr früh beginnen muss, da sonst große Umwege geflogen werden müssen.

Da in dem Zeitbereich der Drehung um die x -Achse die Summe beider Heck-Propeller-Kräfte null ist und damit auch die Vorschubkraft F_V null ist, bewegt sich der Schwerpunkt des Luftschiffes zunächst weiterhin auf der x -Achse. Die Trägheit des Luftschiffes führt dazu, dass der Flug von der Zwischenposition zur Endposition in einem Bogen erfolgt. Dies ist in Abb. 8.38 in einigen Phasen dargestellt.

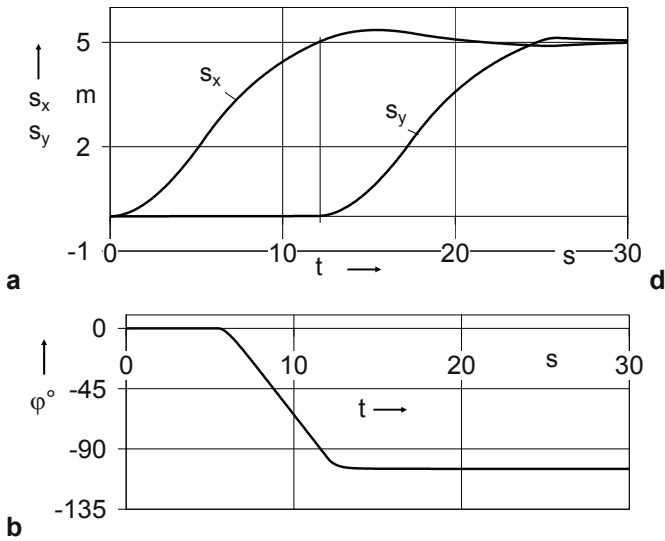


Abb. 8.37 Verläufe der die Positionierung und der Orientierung bestimmenden Größen. **a** Weg s_x und s_y , **b** Orientierung φ

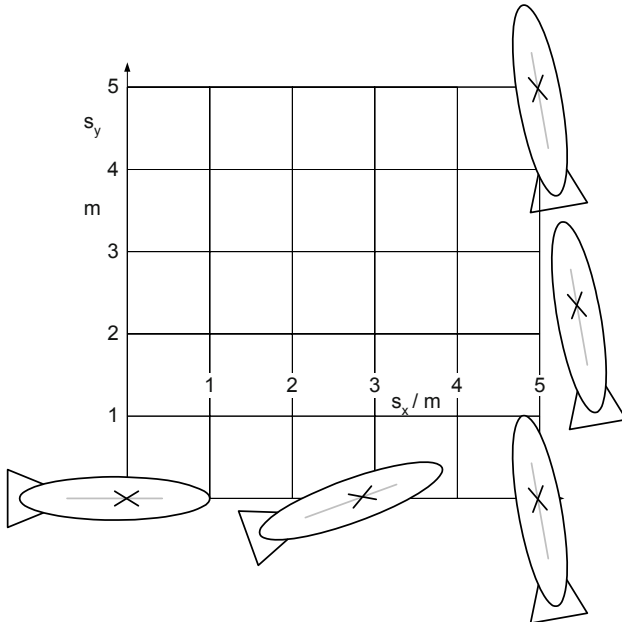


Abb. 8.38 Fünf Phasen des simulierten Fluges

Es ist offensichtlich, dass Windeinflüsse oder von $\varphi_0 = 0$ abweichende Startorientierungen andere Steuerstrategien erfordern.

Wird ein Luftschiff als Träger eines mobilen Messsystems eingesetzt, dann müssen seine Position und Orientierung in der x - y -Ebene geregelt werden.

8.4.3 Die Regelung des Luftschiffes in der x - y -Ebene

Zu Beginn des Abschnittes 8.4.2 wurde schon auf die einfache Realisierung der Flughöhenregelung hingewiesen. Auf sie wird im Folgenden nicht näher eingegangen. In diesem Abschnitt liegt der Schwerpunkt auf der Regelung der Position und der Orientierung in der x - y -Ebene.

Eine in einem solchen System komplizierte Aufgabe ist die Realisierung der Sensoren für die drei Regelgrößen s_x , s_y und φ . Denkbar sind Abstandssensoren zu festen Punkten und Berechnungen der Koordinaten aus diesen Abständen in der Regeleinrichtung oder auch spezielle Navigationssysteme. Die Orientierung, also der Istwert von φ , kann mit Hilfe eines Gyroskops ermittelt werden. Hier soll angenommen werden, dass die Sensorik realisiert ist und folgende einfache Beziehungen ihr Verhalten beschreiben:

$$u_x = K_x \cdot s_x, \quad (8.49 \text{ a})$$

$$u_y = K_y \cdot s_y, \quad (8.49 \text{ b})$$

$$u_\varphi = K_\varphi \cdot \varphi. \quad (8.49 \text{ c})$$

Aus Abb. 8.35 ist zu erkennen, dass für die drei Regelgrößen s_x , s_y und φ nur zwei Stellgrößen zur Verfügung stehen: u_{PA1} und u_{PA2} . (Das Fernsteuergerät entfällt, die beiden Spannungen werden später von den Reglern bereitgestellt.)

Der Grundgedanke der Regelung besteht darin, die beiden Propellerantriebe 1 und 2 so anzusteuern, dass einerseits die Summe beider Antriebskräfte den Abstand zur Sollposition minimiert und andererseits die Kräftedifferenz dazu führt, das Luftschiff so auszurichten, dass es stets auf die Sollposition zeigt. Insbesondere der zweite Vorgang muss sehr schnell erfolgen, damit beide Antriebskräfte möglichst schnell den Abstand verringernd wirken. Voraussetzung ist, dass der Abstand und auch der Sollwert des Winkels φ aus verfügbaren geometrischen Größen berechnet werden können. Die Sensorfaktoren K_x , K_y , K_φ müssen in die Berechnung dieser Größen mit eingehen.

Die Umsetzung dieser Überlegungen in die Struktur der Regeleinrichtung zeigt Abb. 8.39. Auf die Herleitung des mathematischen Modells der Regeleinrichtung wird nicht ausführlich eingegangen.

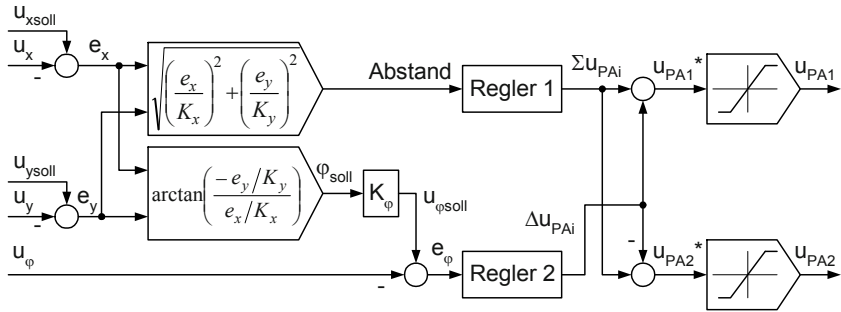


Abb. 8.39 Struktur der Lagereinrichtung eines Luftschiffes in der x - y -Ebene

Die Funktionen zur Überführung von drei Regelgrößen in zwei Stellgrößen lauten:

$$Abstand = \sqrt{\frac{e_x^2}{K_x^2} + \frac{e_y^2}{K_y^2}}, \quad (8.50 \text{ a})$$

$$\varphi_{soll} = \arctan\left(\frac{-e_y/K_y}{e_x/K_x}\right), \quad (8.50 \text{ b})$$

$$\Sigma u_{PAi} = G_{R1}(s) \cdot Abstand, \quad (8.50 \text{ c})$$

$$\Delta u_{PAi} = G_{R2}(s) \cdot e_\varphi. \quad (8.50 \text{ d})$$

Auch in diesem Beispiel werden einfache P-Regler eingesetzt:

$$G_{R1}(s) = K_{PR1}, \quad (8.51 \text{ a})$$

$$G_{R2}(s) = K_{PR2}. \quad (8.51 \text{ b})$$

Es ist zu beachten, dass dies zu bleibenden Regelfehlern führt, wenn äußere Störkräfte, z. B. Windkräfte, auftreten. Für das Simulationsbeispiel ist die Wahl einfacher Regler günstig, da ihr Verhalten gut nachempfunden werden kann.

Um die Propellerantriebe 1 und 2 nicht zu überlasten, müssen die Stellgrößen u_{PA1} und u_{PA2} auch im Rahmen der Regelung begrenzt werden:

$$u_{PA1} = \begin{cases} 5 \text{ V} & \text{für } u_{PA1}^* \geq 5 \text{ V} \\ K_{PR1} \cdot u_{PA1}^* & \text{für } -5 \text{ V} < u_{PA1}^* < 5 \text{ V} , \\ -5 \text{ V} & \text{für } u_{PA1}^* \leq -5 \text{ V} \end{cases} \quad (8.52 \text{ a})$$

$$u_{PA2} = \begin{cases} 5 \text{ V} & \text{für } u_{PA2}^* \geq 5 \text{ V} \\ K_{PR2} \cdot u_{PA2}^* & \text{für } -5 \text{ V} < u_{PA2}^* < 5 \text{ V} . \\ -5 \text{ V} & \text{für } u_{PA2}^* \leq -5 \text{ V} \end{cases} \quad (8.52 \text{ b})$$

Das führt, gemeinsam mit Abb. 8.35, zu dem Gesamt-Blockschaltbild der Regelung in der x - y -Ebene in Abb. 8.40.

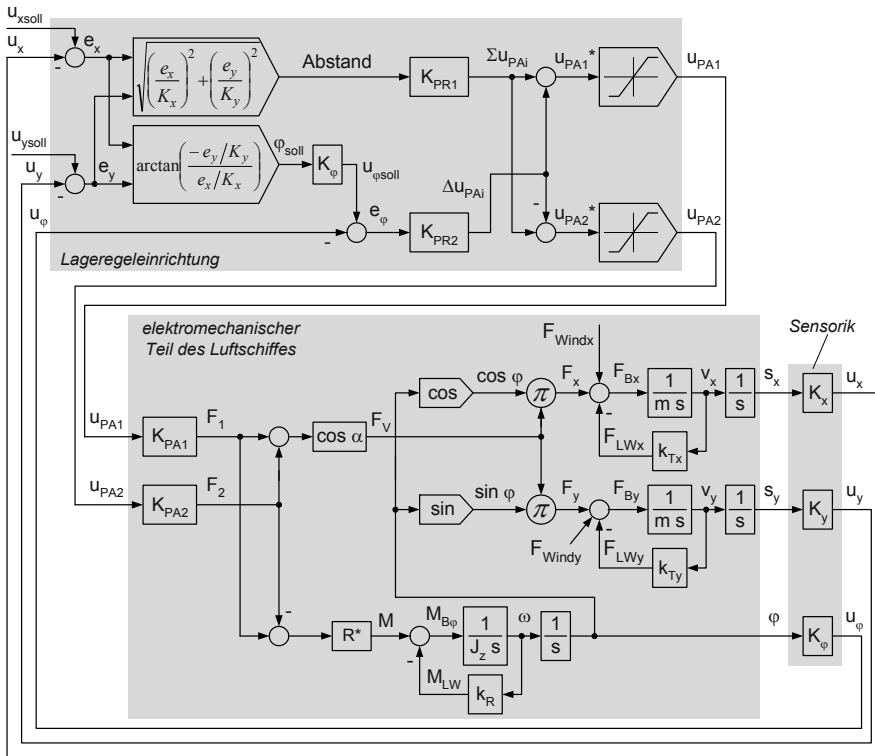


Abb. 8.40 Blockschaltbild eines in der x - y -Ebene lagegeregelten Luftschiffes

Folgende Parameter waren noch festzulegen:

- Sensoren:
 - $K_x = 1 \text{ V/m}$,

- $K_y = 1 \text{ V/m}$,
- $K_\varphi = 1 \text{ V/rad}$,
- Regler 1 und 2:
 - $K_{PR1} = 1 \text{ V/m}$,
 - $K_{PR2} = 20 \text{ V/V}$,
- Sollgrößen (analog Abschn. 8.4.2):
 - $u_{xsoll} = 5 \text{ V}$,
 - $u_{ysoll} = \begin{cases} 0 & \text{für } t < 12 \text{ s} \\ 5 \text{ V} & \text{für } t \geq 12 \text{ s} \end{cases}$.

Die Simulationsergebnisse sind ähnlich denen in Abschn. 8.4.2, wenn ebenfalls kein Wind herrscht und die Anfangsorientierung des Luftschiffes $\varphi_0 = 0$ ist.

Im Folgenden wird das Verhalten simuliert, wenn die Anfangsorientierung des Luftschiffes $\varphi_0 = 1 \text{ rad}$ ist und eine Windkraft $F_{Windy} = -0,03 \text{ N}$ auf das Luftschiff wirkt (F_{Windy} bleibt null). Die folgenden Abbildungen (Abb. 8.41 bis Abb. 8.43) zeigen für die drei Sensorsignale der Regelgrößen jeweils die Verläufe der Soll- und der Ist-Größen.

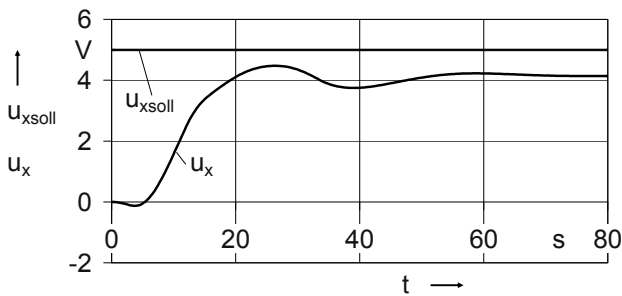


Abb. 8.41 Verläufe der Größen u_{xsoll} und u_x

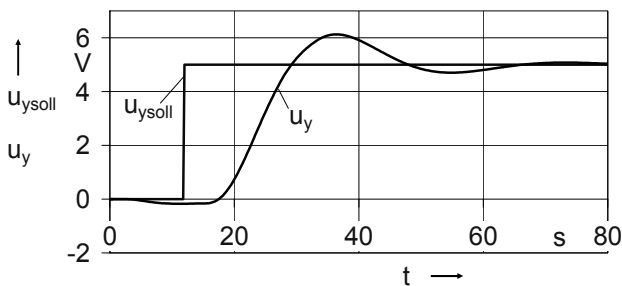


Abb. 8.42 Verläufe der Größen u_{ysoll} und u_y

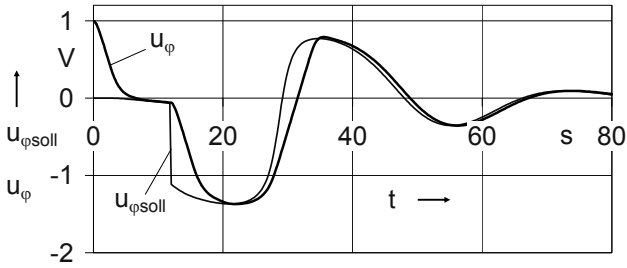


Abb. 8.43 Verläufe der Größen $u_{\varphi\text{soll}}$ und u_{φ}

Die Differenzen zwischen Soll- und Ist-Signalen, die Regelabweichungen, werden in der Regeleinrichtung zu den Stellgrößen verarbeitet. Das führt zu den Kraftverläufen in Abb. 8.44.

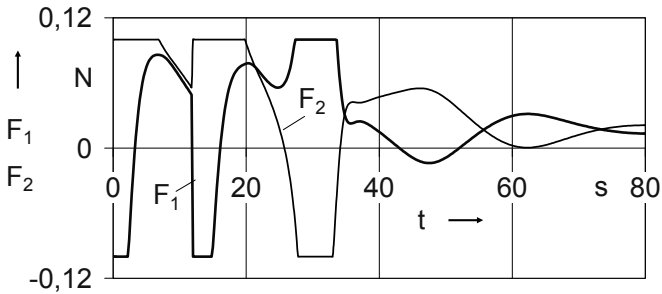


Abb. 8.44 Verläufe der Propeller-Kräfte F_1 und F_2

Diese Kraftverläufe unterscheiden sich, wie zu erwarten war, stark von denen in Abschn. 8.4.2. Das beginnt bereits in den ersten Sekunden des Eindrehens in die richtige Orientierung.

In Abb. 8.45 ist der Kurs mit der jeweiligen Orientierung des Luftschiffes in fünf Phasen dargestellt.

Infolge der Windkraft und des verzögerten Fluges in x -Richtung wird der Überflugpunkt verfehlt, der Endpunkt wird nur annähernd erreicht. Die Signalverläufe sind relativ schwach gedämpft.

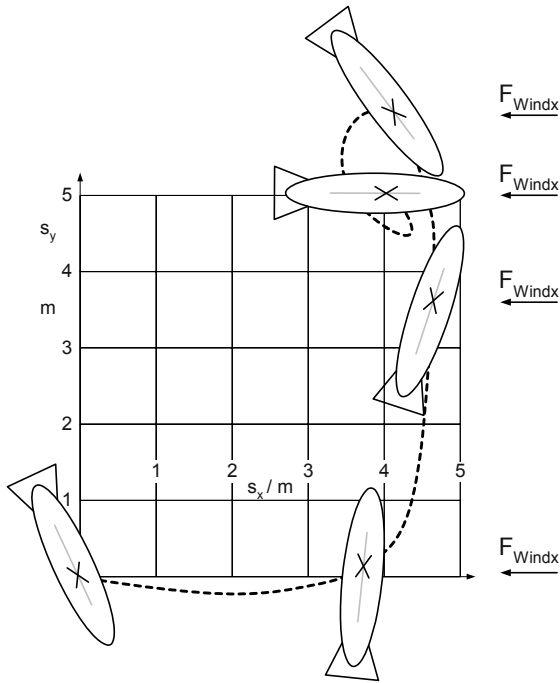


Abb. 8.45 Kurs des lagegeregelten Luftschiffes mit der Orientierung in fünf Phasen

Das Verhalten dieser Regelung soll nicht ausführlich diskutiert werden. Auf zwei Schwachpunkte des Reglers soll jedoch kurz eingegangen werden:

- Eine wichtige Aufgabe der Regeleinrichtung ist die Berechnung des Orientierungs-Sollwertes φ_{soll} . Der Tangens dieses Winkels ist nur im Bereich $-\pi/2 < \varphi_{soll} < \pi/2$ eindeutig. Im Simulationsbeispiel ist das ausreichend. Werden aber andere Reglerparameter eingestellt, wird dieser Bereich bereits verlassen. Mit Hilfe des Vorzeichens von e_x kann die Eindeutigkeit auf $-3\pi/2 < \varphi_{soll} < \pi/2$ erweitert werden:

$$u_{\varphi_{soll}} = \arctan\left(\frac{-e_y/K_y}{e_x/K_x}\right) - \frac{\pi}{2} \cdot (1 - \text{sign}(e_x)). \quad (8.53)$$

- Die bleibende Regelabweichung in x -Richtung entsteht infolge der Windkraft in x -Richtung. Da der Regler proportionales Verhalten besitzt, kann das System nur dann eine Gegenkraft aufbauen, wenn die Eingangsgröße in den Regler 1, der errechnete Abstand zum Zielpunkt, einen endlich großen Wert besitzt. Ein

integrierender Anteil im Regler hilft hier nicht, da die Strecken bereits integrierendes Verhalten haben.

In der Praxis sind sehr komplexe Regeleinrichtungen im Einsatz. Sie enthalten z. B. interne Modelle des Luftschiffverhaltens, um mit Hilfe von Filtern bei zeitweiligem Ausfall von Sensorsignalen auf deren Signale umzuschalten, damit die Regelung aufrecht gehalten werden kann. Darauf kann im Rahmen dieses Buches nicht eingegangen werden.

8.5 Temperaturregelung eines Trockenschrankes

Ein Trockenschrank besitzt eine Temperaturregelung. Die Temperatur wird mit Hilfe eines Sensors gemessen. Der Temperatursollwert wird vom Nutzer so eingestellt, dass das zu trocknende Material nicht geschädigt wird. Die Differenz beider Temperaturwerte verarbeitet ein Regler. Dessen Ausgangsgröße wird, i. Allg. leistungsverstärkt, dem Heizer des Schrankes zugeführt. Damit folgt die Temperatur dem Temperatursollwert immer nach. In Materialien wie Sand kann der Sollwert hoch sein, um einen kurzen Trocknungsprozess zu erreichen. Er muss bei empfindlichen Materialien, die verkrusten oder verbrennen können, relativ niedrig gewählt werden. Ein Problem dieser Regelung besteht darin, dass sich der Sensor meist nicht in der zu trocknenden Probe befindet, sondern, um Verschmutzung zu vermeiden, außerhalb des die Probe aufnehmenden Gefäßes. (In [8.3] wurde ein ähnliches Problem untersucht.)

Die für die Optimierung des Trocknungsprozesses wichtige Größe ist aber die Temperatur der Probe, die damit nicht direkt gemessen werden kann.

8.5.1 Ermittlung von Blockschaltbildern der Regelstrecke

Der 1. Schritt der Modellierung:

Das Grobschema (Abb. 8.46) der Strecke enthält vier Körper, die Wärme speichern können, den Heizer, die Probe, den Sensor und die Ummantlung. Die Versorgungsspannung u_V ist die Ausgangsspannung eines Verstärkers.

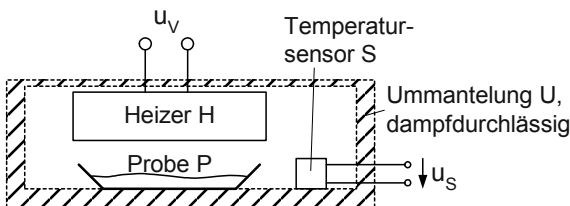


Abb. 8.46 Grobschema eines Trockenschrankes

Die Speicherkapazität des Dampf-Luft-Gemisches zwischen den Körpern wird vernachlässigt.

Zwischen diesen vier Wärmespeichern befinden sich sechs Wärmebrücken. Dies ist in Abb. 8.47 dargestellt. (Auf die Beziehung $P_{el} = f(u_T)$ und die Funktion des Temperatursensors mit seiner Ausgangsspannung u_S wird im 4. Schritt eingegangen.)

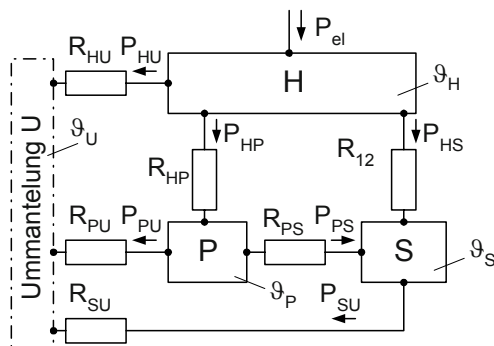


Abb. 8.47 Das allgemeine Wärmeleistungs-Temperatur-Schema eines Trockenschrankes auf der Basis der Bausteine in Abb. 3.18 b. H Heizer, P Probe, S Sensor

Der 2. und 3. Schritt:

Es wird angenommen, dass die Speicherkapazität der Ummantelung U so groß ist, dass sich ihre Temperatur während des Trocknungsvorganges nicht wesentlich verändert, so dass nur drei Speicher in das Modell eingehen. Die Temperatur ϑ_U ist damit eine Eingangsgröße. Gemäß Abb. 3.19 ergeben sich die Blockschaltbilder nach Abb. 8.48 (P_{gX} sind die im Speicher X mit der Wärmekapazität C_X gespeicherten Wärmeleistungen).

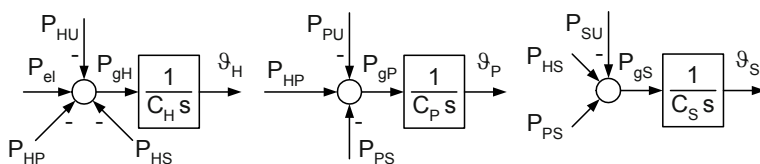


Abb. 8.48 Wärmespeicher des Trockenofens, Blockschaltbilder des 2. und 3. Schrittes

4. Schritt:

Die durch Leitung, Konvektion und Strahlung entstehenden Wärmetransporte werden wiederum wie in Abschn. 3.5 beschrieben:

Dem Transport einer Wärmeleistung P_{mn} von Körper m zu Körper n wird ein Widerstand R_{mn} entgegengesetzt. Der Widerstand R_{mn} wird auch in diesem Beispiel als konstant angenommen:

$$P_{mn} = \frac{1}{R_{mn}} \cdot \Delta \vartheta_{mn} . \quad (8.54 \text{ a})$$

Die Heizwendel besitzt einen konstanten ohmschen Widerstand R_{oH} . (Der Index o wurde verwendet, um den Unterschied zwischen ohmschem Widerstand und Widerständen gegen den Transport von Wärmeleistung deutlich zu machen.) Das führt zu der nichtlinearen Beziehung

$$P_{el} = \frac{u_V^2}{R_{oH}} . \quad (8.54 \text{ b})$$

Der Temperatursensor liefert eine der Temperatur ϑ_S in Grad Celsius proportionale Spannung u_S . In diesem Beispiel-System könnte mit der Dimension $^{\circ}\text{C}$ gearbeitet werden, da nur Temperatur-Differenzen eine Rolle spielen. Im Folgenden werden aber alle Temperaturen in der Dimension K angegeben. Die Funktion des Sensors lautet damit

$$u_S = K_{Sens} \cdot (\vartheta_S - 273 \text{ K}) . \quad (8.54 \text{ c})$$

Der Faktor K_{Sens} hat die Dimension V/K .

Der 5. Schritt:

Es entsteht das allgemeine Blockschaltbild der Regelstrecke in Abb. 8.49.

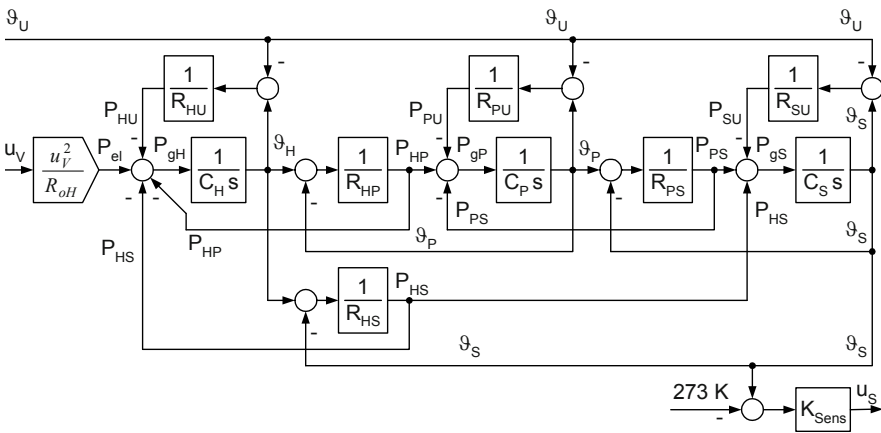


Abb. 8.49 Das allgemeine Blockschaltbild der Temperatur-Regelstrecke eines Trockenofens

Dieses komplexe Modell aus drei Kapazitäten, sechs Widerständen und den Funktionen des Heizers und des Sensors wird Basis der Simulation des Verhaltens der Regelstrecke sein.

Vorher wird abgeschätzt, welche Korrektur-Funktion zu erwarten ist, wenn aus der messbaren Größe ϑ_S auf die eigentlich relevante Größe ϑ_P geschlossen werden soll. Folgende Annahmen und Festlegungen werden getroffen, um diese Funktion abschätzen zu können:

- Die Rückwirkungen P_{HP} und P_{HS} sind klein gegenüber P_{HU} .
- Der Widerstand R_{PS} geht gegen unendlich.
- Die Temperaturen werden als Differenz zu ϑ_U angegeben:

$$\Delta\vartheta_H = \vartheta_H - \vartheta_U,$$

$$\Delta\vartheta_P = \vartheta_P - \vartheta_U,$$

$$\Delta\vartheta_S = \vartheta_S - \vartheta_U.$$

Aus Abb. 8.49 entsteht für den thermodynamischen Teil zunächst das Blockschaltbild in Abb. 8.50.

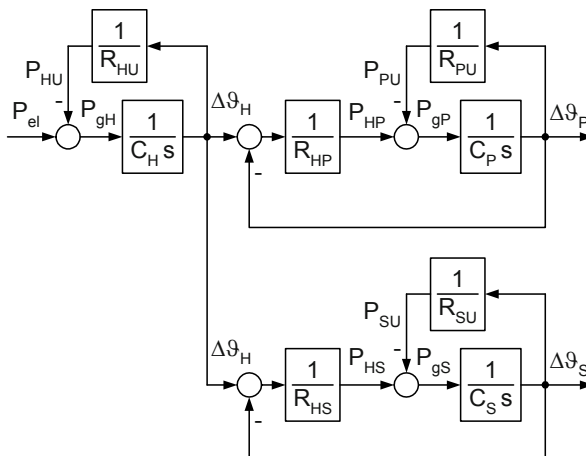


Abb. 8.50 Vereinfachtes Blockschaltbild für den thermodynamischen Teil der Temperatur-Regelstrecke eines Trockenofens

Nach entsprechenden Zusammenfassungen linearer Übertragungsglieder mit Hilfe der Kreisformel entsteht das Blockschaltbild in Abb. 8.51.

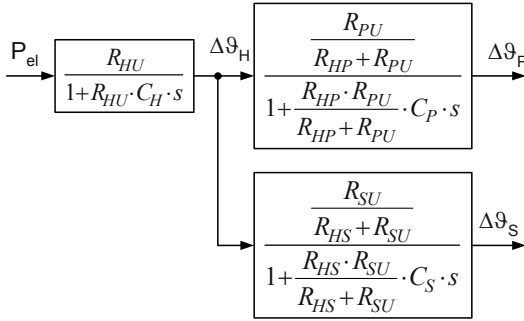


Abb. 8.51 Vereinfachtes Blockschaltbild für den thermodynamischen Teil der Temperatur-Regelstrecke eines Trockenschrankes nach weiteren Zusammenfassungen

Werden die Übertragungsfunktionen der Probe P und des Sensors S wie folgt geschrieben

$$\Delta \vartheta_P = \frac{K_{HP}}{1 + T_P \cdot s} \cdot \Delta \vartheta_H \quad (8.55 \text{ a})$$

$$\text{mit } K_{HP} = \frac{R_{PU}}{R_{HP} + R_{PU}} \text{ und } T_P = \frac{R_{HP} \cdot R_{PU}}{R_{HP} + R_{PU}} \cdot C_P, \quad (8.55 \text{ b})$$

$$\Delta \vartheta_S = \frac{K_{HS}}{1 + T_S \cdot s} \cdot \Delta \vartheta_H \quad (8.56 \text{ a})$$

$$\text{mit } K_{HS} = \frac{R_{SU}}{R_{HS} + R_{SU}} \text{ und } T_S = \frac{R_{HS} \cdot R_{SU}}{R_{HS} + R_{SU}} \cdot C_S, \quad (8.56 \text{ b})$$

dann kann aus der Messgröße $\Delta \vartheta_S$ der Verlauf der Proben temperatur abgeschätzt werden:

$$\Delta \vartheta_{P_{\text{gesch}}} = K_{\text{kor}} \cdot \frac{1 + T_S \cdot s}{1 + T_P \cdot s} \cdot \Delta \vartheta_S \text{ mit } K_{\text{kor}} = \frac{K_{HP}}{K_{HS}}. \quad (8.57)$$

Die Gültigkeit dieser Aussage soll zunächst mit Hilfe der Simulation des Streckenverhaltens nachgeprüft werden.

8.5.2 Simulation des Streckenverhaltens

Basis der Simulation ist das Blockschaltbild in Abb. 8.49, ergänzt durch die Funktion in Gl. (8.57), um die Aussage zu dieser Funktion bestätigen zu können oder verwerfen bzw. modifizieren zu müssen. Dabei ist zu beachten, dass

$$\Delta \vartheta_{P_{gesch}} = \vartheta_{P_{gesch}} - \vartheta_U \quad \text{und} \quad \Delta \vartheta_S = \vartheta_S - \vartheta_U$$

sind und damit in das Modell eingefügt werden muss:

$$\vartheta_{P_{gesch}} = K_{korrr} \cdot \frac{1 + T_S \cdot s}{1 + T_P \cdot s} \cdot (\vartheta_S - \vartheta_U) + \vartheta_U. \quad (8.58)$$

Folgende Parameter wurden gewählt:

- Ein- und Ausgangsblöcke der Strecke:
 - $K_{Sens} = 0,05 \text{ V/K}$,
 - $R_{oH} = 0,05 \Omega = 0,05 \text{ V/A}$,
- Wärmekapazitäten:
 - $C_H = 50 \text{ J/K} = 50 \text{ Nm/K}$,
 - $C_P = 200 \text{ J/K} = 200 \text{ Nm/K}$,
 - $C_S = 10 \text{ J/K} = 10 \text{ Nm/K}$,
- Widerstände gegen den Transport von Wärmeleistung:
 - $R_{HU} = 1 \text{ K s/J} = 1 \text{ K s/Nm}$,
 - $R_{HP} = R_{PU} = 1 \text{ K s/J} = 1 \text{ K s/Nm}$,
 - $R_{HS} = 8 \text{ K s/J} = 8 \text{ K s/Nm}$,
 - $R_{SU} = 2 \text{ K s/J} = 2 \text{ K s/Nm}$,
 - $R_{PS} = 50 \text{ K s/J} = 50 \text{ K s/Nm}$.

Als Anfangswerte der Zustandsgrößen und als Eingangsgrößen werden festgelegt:

- $\vartheta_H = \vartheta_P = \vartheta_S = 293 \text{ K}$,
- $\vartheta_U = 293 \text{ K}$,
- $u_V = \begin{cases} 0 & \text{für } t \leq 50 \text{ s} \\ 4 \text{ V} & \text{für } t > 50 \text{ s} \end{cases}$.

Die ersten 50 Sekunden dienen der Kontrolle der Eingabe: Die Signale des Modells müssen ihre Anfangswerte behalten.

Nach Gl. (8.55 b) bis (8.57) ergeben sich weitere Konstanten:

$$K_{HP} = \frac{R_{PU}}{R_{HP} + R_{PU}} = \frac{1}{1+1} = 0,5,$$

$$T_P = \frac{R_{HP} \cdot R_{PU}}{R_{HP} + R_{PU}} \cdot C_P = \frac{1 \text{ K s / Nm} \cdot 1 \text{ K s / Nm}}{(1+1) \text{ K s / Nm}} \cdot 200 \text{ Nm / K} = 100 \text{ s},$$

$$K_{HS} = \frac{R_{SU}}{R_{HS} + R_{SU}} = \frac{2}{1+2} = 0,2,$$

$$T_S = \frac{R_{HS} \cdot R_{SU}}{R_{HS} + R_{SU}} \cdot C_S = \frac{8 \text{ K s / Nm} \cdot 2 \text{ K s / Nm}}{(8+2) \text{ K s / Nm}} \cdot 10 \text{ Nm / K} = 16 \text{ s},$$

$$K_{\text{kor}} = \frac{K_{HP}}{K_{HS}} = \frac{0,5}{0,2} = 2,5.$$

Diese Konstanten sind für das Korrekturglied in Gl. (8.57) erforderlich.

Mit ihnen können aber auch bestimmte Abschätzungen an Hand des **Anhangs B, Tabelle B.1**, durchgeführt werden, wenn die Zeitkonstante des Heizers T_H einbezogen wird:

$$T_H = R_{HU} \cdot C_H = 1 \text{ K s / Nm} \cdot 50 \text{ Nm / K} = 50 \text{ s}.$$

Darauf kann jedoch verzichtet werden, wenn die Verläufe von ϑ_P und $\vartheta_{P_{\text{gesch}}}$ nur wenig voneinander abweichen, die obigen Abschätzungen zulässig sind.

Die Simulationsergebnisse sind in den folgenden Abbildungen dargestellt, die Verläufe der zugeführten (P_{el}) und abgeführten Leistungen in Abb. 8.52.

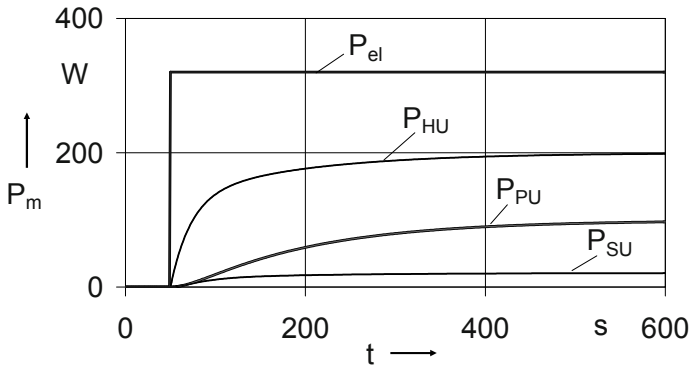


Abb. 8.52 Verläufe der zugeführten (P_{el}) und abgeführten Leistungen

Die Summe aus den Leistungen P_{PU} und P_{SU} entspricht der Differenz zwischen P_{el} und P_{HU} . In Abb. 8.53 ist der Verlauf der um Größenordnungen kleineren Leistung, die zwischen Probe und Sensor bewegt wird, dargestellt.

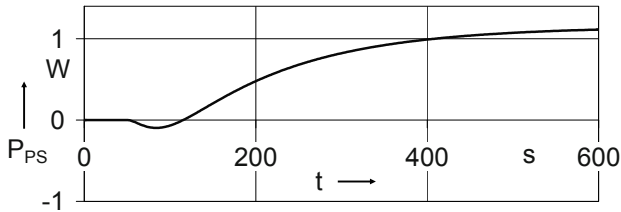


Abb. 8.53 Verlauf der Leistung P_{PS}

Damit gilt für $t \rightarrow \infty$ in guter Näherung

$$P_{PU} \approx P_{HP} \text{ sowie } P_{SU} \approx P_{HS}$$

und die Annahme, dass aus dem Verlauf von ϑ_S der Verlauf von ϑ_P abgeschätzt werden kann. In Abb. 8.54 sind zunächst die vier Temperaturverläufe ϑ_H , ϑ_P , ϑ_S und ϑ_U dargestellt worden und in Abb. 8.55 die zu vergleichenden Verläufe von ϑ_P und $\vartheta_{P_{gesch}}$.

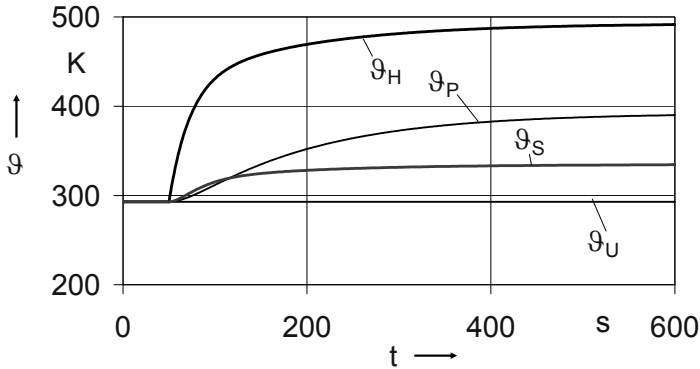


Abb. 8.54 Temperaturverläufe von ϑ_H , ϑ_P , ϑ_S und ϑ_U

Die unterschiedlichen Zeitkonstanten und statischen Übertragungsfaktoren von Probe und Sensor sind an den Verläufen von ϑ_P und ϑ_S deutlich zu erkennen. Dass zunächst ϑ_S größer ist und später ϑ_P , wirkt sich auf die Vorzeichen der Leistung P_{PS} aus (s. Abb. 8.53).

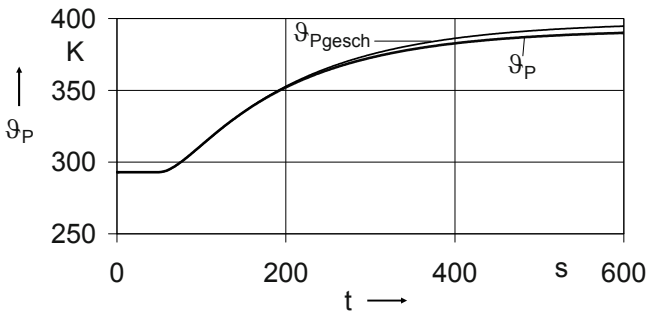


Abb. 8.55 Die zu vergleichenden Verläufe ϑ_P und $\vartheta_{P_{gesch}}$

Die geringe Differenz der statischen Endwerte beider Kurven ist auf die von null verschiedene Leistung P_{PS} zurückzuführen. Dies wird mit einer geringfügigen Verringerung des Faktors K_{kor} in Gl. (8.58) innerhalb der noch zu behandelnden Regelung berücksichtigt werden.

Auch der bisher noch nicht in die Simulation einbezogene Temperatur-Sensor wird im Rahmen der Regelung berücksichtigt.

8.5.3 Das Modell und das Verhalten der Regelung

Das Modell der Regelstrecke ist in Abb. 8.49 dargestellt. Die Abschätzung des Verhaltens nach Gl. (8.58) spielt jetzt in einer anderen Form eine Rolle. Es ist nicht mehr das Ziel, die Berechtigung der Anwendung dieser Funktion zu untersuchen (diese konnte in Abschn. 8.5.2 nachgewiesen werden), sondern die Sollgröße der Temperatur unter Anwendung dieser Funktion so zu modifizieren, dass die Temperatur der Probe sich auf die richtige Temperatur einstellt, obwohl eine andere Temperatur gemessen wird. Die Grobstruktur dieser „indirekten“ Regelung zeigt Abb. 8.56.

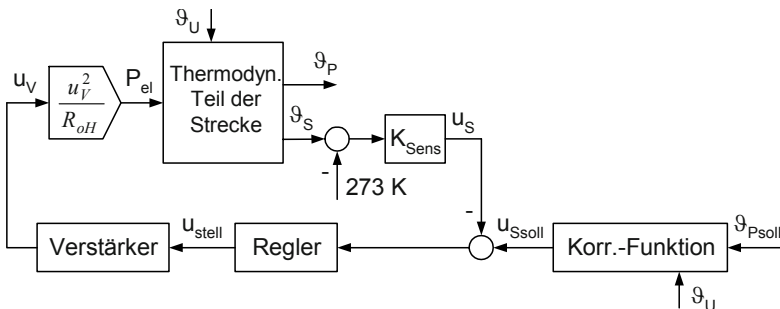


Abb. 8.56 Die Grobstruktur der „indirekten“ Temperatur-Regelung eines Trockenofens

Folgende Funktionen müssen festgelegt bzw. ermittelt werden:

- Sollwert-Korrekturfunktion,
- Regler-Übertragungsfunktion,
- Verstärkerfunktion.

Zur Sollwert-Korrekturfunktion:

Ausgehend von Gl. (8.58) muss aus dem geforderten Sollwert der Proben-Temperatur ϑ_{Psoll} die Sollspannung u_{Soll} berechnet werden, mit der die Sensorspannung u_S verglichen werden muss. Es ergibt sich die folgende Funktion:

$$\begin{aligned} u_{Soll} &= K_{sens} \cdot (\vartheta_{Soll} - 273 \text{ K}) \\ &= K_{sens} \cdot \left(\vartheta_u + \frac{1}{K_{korr}} \cdot (\vartheta_{Psoll} - \vartheta_u) - 273 \text{ K} \right). \end{aligned} \quad (8.59)$$

Zu Regler und Verstärker:

Als Regler wird ein PI-Regler eingesetzt. Er hat die Übertragungsfunktion

$$u_{stell}^* = \left(K_{PR} + \frac{K_{IR}}{s} \right) \cdot (u_{Soll} - u_S). \quad (8.60 \text{ a})$$

Er wird begrenzt bei Ausgangsspannungen von 0 und +5 V. Die Funktion lautet:

$$u_{stell} = \begin{cases} 0 & \text{für } u_{stell}^* \leq 0 \\ u_{stell}^* & \text{für } 0 < u_{stell}^* < 5 \text{ V} \\ 5 \text{ V} & \text{für } u_{stell}^* \geq 5 \text{ V} \end{cases} \quad (8.60 \text{ b})$$

Der Verstärker ist ein Leistungsverstärker mit dem Spannungs-Übertragungsfaktor eins.

$$u_V = u_{stell}. \quad (8.61)$$

Die Simulation des Regelkreisverhaltens wurde mit folgenden zusätzlichen Parametern und Anfangswerten durchgeführt:

- Regler:
 - $K_{PR} = 10$,
 - $K_{IR} = 0,0125 \text{ s}^{-1}$,
- Korrekturfunktion:
 - $K_{korr} = 2,37$ (gegenüber Abschn. 8.5.2 geringfügig verringert),
 - $K_{sens} = 0,05 \text{ V/K}$,

- Sollfunktion:

$$\vartheta_{P_{soll}} = \begin{cases} 293 \text{ K} & \text{für } t \leq 50 \text{ s} \\ (293 + 70) \text{ K} & \text{für } t > 50 \text{ s} \end{cases}$$

Die Parameter und Anfangswerte der Strecke bleiben wie in Abschn. 8.5.2. Der Korrekturfaktor K_{kor} ist kein Parameter der Strecke, er geht in die Gl. (8.59) zur Sollgrößenaufbereitung ein.

Die Simulationsergebnisse des Regelkreisverhaltens sind in den folgenden Abbildungen dargestellt. Die Verläufe der indirekten Soll- und der Regelgröße zeigt Abb. 8.57.

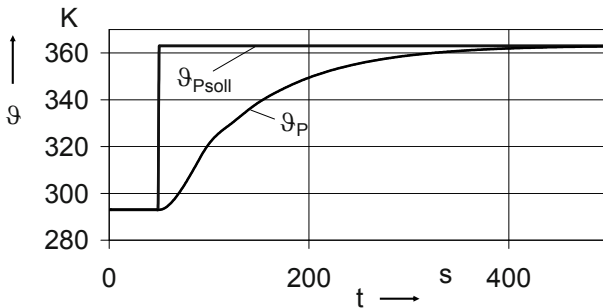


Abb. 8.57 Die Verläufe der indirekten Sollgröße $\vartheta_{P_{soll}}$ und der indirekten Regelgröße ϑ_P

Die eigentliche Regelung besitzt höhere Dynamik als die Kurven in Abb. 8.57 vermuten lassen, da der Sensor eine kleinere Zeitkonstante besitzt als die Probe (s. Gln. (8.56 b) und (8.55 b)). Das ist aus den Verläufen der elektrischen Leistung P_{el} (Abb. 8.58) und der Temperaturen ϑ_H und ϑ_S (Abb. 8.59) zu erkennen.

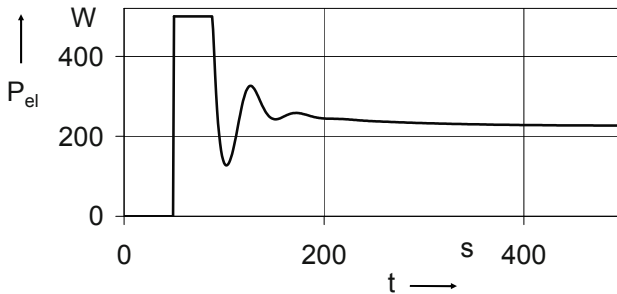


Abb. 8.58 Die elektrische Leistung P_{el}

In Abb. 8.59 sind die Temperaturverläufe aller drei Wärmespeicher dargestellt.

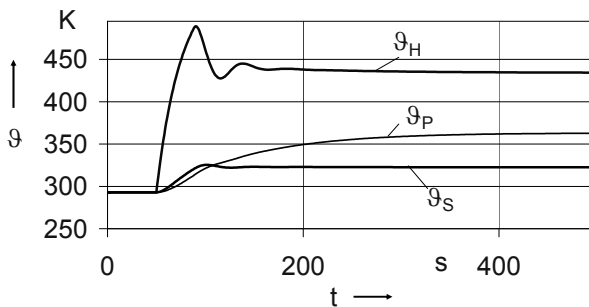


Abb. 8.59 Die Temperaturverläufe in den drei Wärmespeichern bei Regelung

8.6 Mooringregelung

Mit Hilfe einer Mooringregelung ist es möglich, die Zugkraft einer Winde annähernd konstant zu halten, unabhängig davon, in welche Richtung und wie schnell (in Grenzen) sich das vom Seil gehaltene Objekt bewegt. Sehr verbreitet ist diese Regelung in Schiffswinden, mit deren Hilfe Schiffe geholt oder gefiert werden. Auch in Fahrzeugen zur Schneepistenpräparierung sind diese Regelungen anzutreffen. In den letzten Jahren ist der Einsatz in der Forsttechnik hinzugekommen, vor allem in radgetriebenen Maschinen, die mit Hilfe einer Mooringregelung in der Lage sind, in Hanglagen tätig zu werden [8.1, 8.2]. Aus diesem Bereich ist das zu modellierende und danach zu simulierende Beispiel entnommen.

Die Grundidee ist, dass die Seilkraft F_S die Hangabtriebskraft F_H der Forstmaschine annähernd kompensiert und dass damit die Antriebskraft $F_{Antrieb}$, die die Räder auf den Untergrund bringen müssen, etwa der in der Ebene entspricht (s. Abb. 8.60). Eine Besonderheit ist, dass die Winde mit der Holzerntemaschine mitbewegt wird und das Seil an einem sog. Ankerbaum fixiert ist.

Gegenstand dieses Modellierungsbeispiels ist nicht die Optimierung dieser Kräfte Relationen, sondern das System, das dafür sorgt, dass die Seilkraft F_S annähernd konstant bleibt, unabhängig davon, wie schnell und in welche Richtung sich die vom Seil gehaltene Holzerntemaschine bewegt.

Dies kann mit Hilfe einer Kraftregelung geschehen, indem die mit einem Kraftsensor gemessene Seilkraft mit der Sollgröße verglichen wird und das Ergebnis des Vergleichs mit Hilfe eines Reglers vorzeichenrichtig das Ausgangsmoment des Windenantriebes steuert. Verbreiteter als eine Kraftregelung ist die Ansteuerung eines elektrohydraulischen Windenantriebes mit Hilfe eines geregelten Druckes vor dem Hydromotor. Die Seilkraft ist dann diesem Druck annähernd proportional.

Der Sollwert des Druckes wird i. Allg. vom Fahrer der Holzerntemaschine in Abhängigkeit von der mittleren Hangneigung eingestellt und nur verändert, wenn sich diese deutlich verändert.

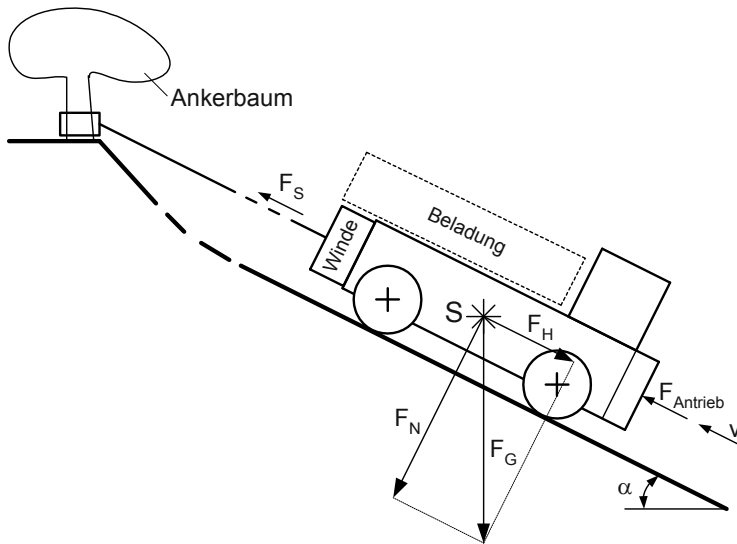


Abb. 8.60 Kräfte an einer Holzerntemaschine bei der Arbeit am Hang

8.6.1 Ermittlung von Blockschaltbildern

Der 1. Schritt:

In Abb. 8.61 ist das Schema dieser sog. Mooringregelung dargestellt.

Die Geschwindigkeit v der Holzerntemaschine wird von den Rad-Antrieben vorgegeben. Damit das Seil immer seine annähernd konstante Spannung behält, muss die Umfangsgeschwindigkeit der Winde v_U sich im Rahmen einer Regelung auf diese Geschwindigkeit einstellen. Somit ist die Geschwindigkeit v die Störgröße der Regelung und gleichzeitig die Haupteingangsgröße des Systems, da die Sollspannung u_{soll} während des Arbeitens der Maschine nur selten verändert werden muss.

Damit das Druckbegrenzungsventil $VD1$ (Druckregler) seine Funktion erfüllen kann, muss ein Mindestvolumenstrom $Q_{VD1mind}$ fließen.

Für $v \rightarrow v_{max}$ (Bergauffahrt, $v > 0$) müsste der Pumpenförderstrom Q_P die Größe haben:

$$Q_{P \max} = Q_{VD1mind} + Q_{M \max} \cdot$$

Für $v \rightarrow v_{\min}$ (Bergabfahrt, $v < 0$) wird der minimale Pumpenförderstrom $Q_{P\min}$ negativ, da der Hydromotor dann als Pumpe arbeitet ($Q_M = Q_{M\min} < 0$). Der Pumpenförderstrom $Q_{P\min}$ ist dann

$$Q_{Pmin} = Q_{VD1mind} + Q_{Mmin}.$$

Die Pumpe saugt dann aus dem System ab und fördert in den Behälter.

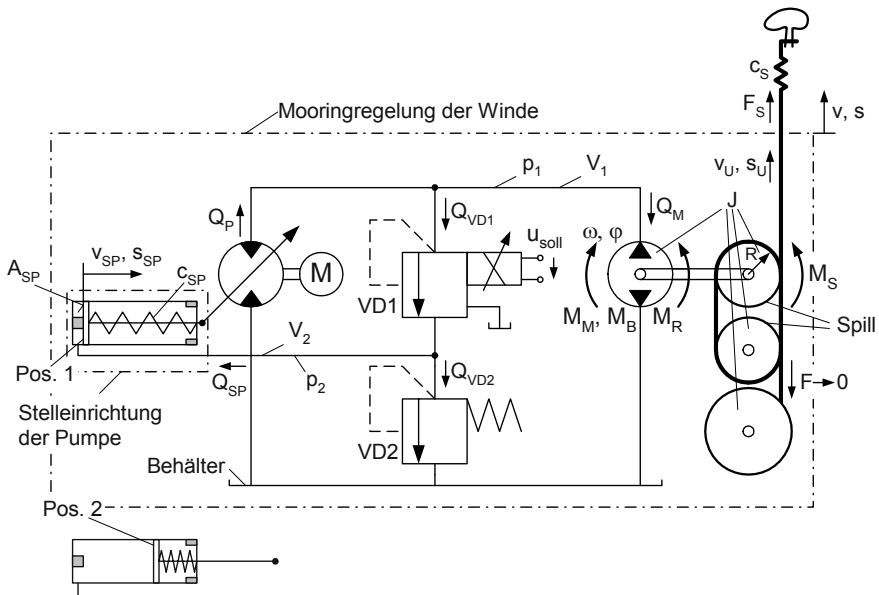


Abb. 8.61 Schema der Mooringregelung einer Holzerntemaschine. Kolben der Pumpenstelleneinrichtung in Pos. 1: $Q_P > 0$, maximale Fördermenge; in Pos. 2: $Q_P < 0$, maximale Fördermenge bei Volumenstromrichtung vom Motor zur Pumpe

Das bedeutet, dass die Pumpe eine über null stellbare Pumpe sein sollte. Bei Verwendung einer Konstantpumpe, die mindestens $Q_{P\max}$ realisieren muss, ergäben sich bei Bergabfahrt sehr große Verlustleistungen im Druckbegrenzungsventil $VD1$, da dann die Volumenströme sowohl der Pumpe als auch des Hydromotors über dieses geleitet werden. In der Mooringregelung wird eine Verstellpumpe verwendet, die sich selbsttätig so einstellt, dass der Volumenstrom durch das Druckbegrenzungsventil $VD1$ in allen Arbeitspunkten relativ klein ist. Die Stellkraft für die Pumpe wird vom Druck p_2 abgeleitet, der sich zwischen den Druckbegrenzungsventilen $VD1$ und $VD2$ einstellt (in Abb. 8.61 ist links unten die Position 2 der Stelleinrichtung für $Q_p = < 0$ dargestellt).

In diesem System ist nicht der Druckregler die zuletzt festzulegende Komponente, sondern die Stelleinrichtung der Pumpe. Die Modellermittlung wird für das Gesamtsystem durchgeführt.

Der 2. und 3. Schritt:

Die Verzögerungen entstehen vor allem durch das Feder-Masse-System Winde/Hydromotor (Gesamtträgheitsmoment J der drehenden Teile) und Seil (die Federkonstante c_s ist von seiner Ausfahrlänge abhängig). Die Verzögerungen durch die Feder-Masse-Systeme der Druckbegrenzungsventile können im Vergleich dazu vernachlässigt werden. Ihr Verhalten wird durch statische Zusammenhänge beschrieben.

Als weitere Speicher werden im Blockschaltbild die der kompressiblen Ölvolumenta V_1 und V_2 vor bzw. zwischen den Druckbegrenzungsventilen berücksichtigt, obwohl ihre verzögernde Wirkung voraussichtlich nicht wirksam wird. Die größte Verzögerung liegt im Eingangssignal $v(t)$ selbst. Bedingt durch die sehr große Eigenmasse der Holzerntemaschine entstehen nur sehr kleine Beschleunigungen dv/dt . Alle Signale der Mooringregelung folgen quasi ohne Verzögerung den langsamen Änderungen von $v(t)$. Da in den Rückwirkungen der Drücke auf die Volumenstrombilanzen jedoch relevante Nichtlinearitäten vor allem der Druckbegrenzungsventile enthalten sind, wurde die Speicherfähigkeit der Ölvolumenta in das Modell aufgenommen.

Aus **Anhang A, Tabellen A.1 und A.3**, und aus Abb. 4.31 rechts wurden die Blockschaltbilder des 2. und 3. Schrittes in Abb. 8.62 übernommen.

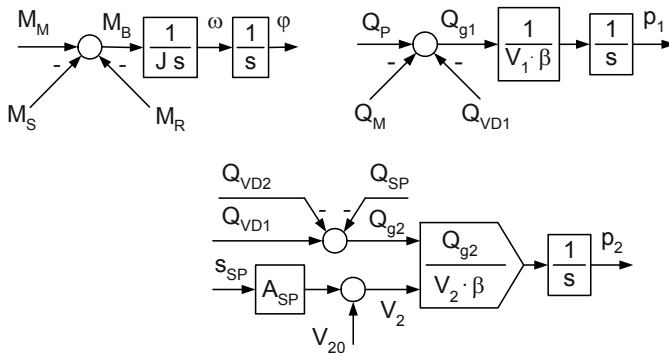


Abb. 8.62 Mooringregelung, Blockschaltbilder des 2. und 3. Schrittes

Zu beachten ist, dass das Volumen V_1 in sehr guter Näherung konstant ist, während sich die Größe des Volumens V_2 bei Bewegung des Kolbens der Pumpenstelleinrichtung verändert.

Der 4. Schritt:

Die noch fehlenden Teile des Modells werden mit Hilfe statischer Zusammenhänge beschrieben.

Das Druckbegrenzungsventil VD1. In Abb. 8.63 ist das Schema dargestellt, Details werden in [8.11] ausführlich beschrieben.

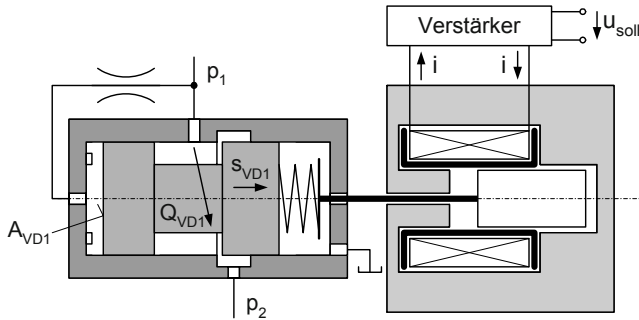


Abb. 8.63 Das Schema des Proportional-Druckbegrenzungsventils VD1

Auf Grund der sehr kleinen Verzögerungen (im Vergleich zu denen der Winde und des ganzen Fahrzeuges) soll nur sein statisches Verhalten in das Gesamtmodell eingehen.

Mit Hilfe eines Proportionalmagneten (in Abb. 8.63 rechts) wird der Druck p_{10} vorgegeben, bei dem das Ventil seinen Steuerspalt öffnet. Folgende Beziehungen beschreiben das Verhalten:

$$p_{10} = \frac{K_{VM}}{A_{VD1}} \cdot u_{soll}, \quad (8.62 \text{ a})$$

$$G_{VD1} = \begin{cases} 0 & \text{für } p_1 < p_{10} \\ K_{VD1} \cdot (p_1 - p_{10}) & \text{für } p_1 \geq p_{10} \end{cases}, \quad (8.62 \text{ b})$$

$$Q_{VD1} = G_{VD1} \cdot \sqrt{|p_1 - p_2|} \cdot \text{sign}(p_1 - p_2). \quad (8.62 \text{ c})$$

K_{VM} ist der Gesamtübertragungsfaktor von Verstärker und Magnet. Abb. 8.64 zeigt das entsprechende Blockschaltbild.

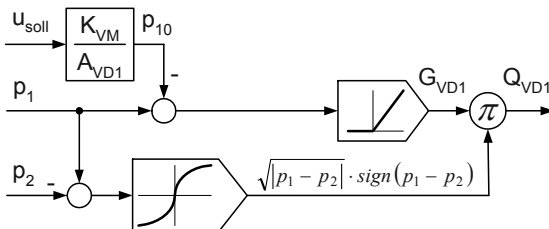


Abb. 8.64 Das Blockschaltbild des statischen Verhaltens des Proportional-Druckbegrenzungsventils VD1

Wenn der Druck p_1 den von der Sollspannung u_{soll} gesteuerten Druckwert p_{10} , übersteigt, beginnt sich der Spalt für den Volumenstrom Q_{VD1} zu öffnen. Der Übertragungsfaktor ergibt sich aus den Eigenschaften des Verstärkers und des Magneten sowie aus der Größe der Fläche A_{VD1} . Der Anstieg des Leitwertes G_{VD1} hängt von der Ventil-Federkonstante und dem Kolbenumfang ab. Auf eine ausführliche Berechnung dieser Werte wird verzichtet, sie werden vor den Simulationsläufen festgelegt.

Das Druckbegrenzungsventil VD2. In Abb. 8.65 sind das Schema und das Blockschaltbild dieses einfacheren, mechanisch einstellbaren Druckbegrenzungsventils dargestellt.

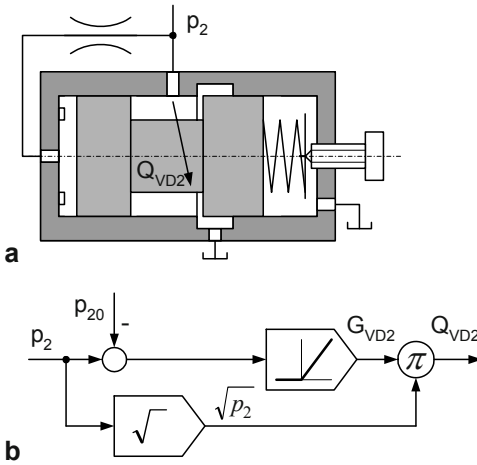


Abb. 8.65 Das Proportional-Druckbegrenzungsventils VD2. **a** Schema **b** Blockschaltbild des statischen Verhaltens

Der von der Stellschraube und der Feder vorgebbare Druck p_{20} ist analog dem Druckbegrenzungsventil VD1 der Druckwert, den p_2 erreichen und übertreffen muss, um den Steuerspalt des Ventils zu öffnen. Die Beziehungen lauten:

$$G_{VD2} = \begin{cases} 0 & \text{für } p_2 < p_{20} \\ K_{VD2} \cdot (p_2 - p_{20}) & \text{für } p_2 \geq p_{20} \end{cases}, \quad (8.63 \text{ a})$$

$$Q_{VD2} = G_{VD2} \cdot \sqrt{p_2}. \quad (8.63 \text{ b})$$

Die Stellanrichtung der Pumpe. Die über null stellbare Pumpe arbeite mit konstanter Drehzahl und sie besitze in beide Förderrichtungen einen maximalen Förderstrom Q_{Pmax} , d. h., $Q_{Pmin} = -Q_{Pmax}$. Diese Grenzwerte werden bei folgenden Po-

sitionen der Stelleinrichtung (s. Abb. 8.61), die durch Anschläge bestimmt werden, erreicht:

- Q_{Pmax} bei $s_{SP} = 0$ und
- $Q_{Pmin} = -Q_{Pmax}$ bei $s_{SP} = s_{SPmax}$.

Die Federkonstante c_{SP} , die Fläche A_{SP} , der Federvorspannweg s_{SP0} und der Maximalweg s_{SPmax} der Stelleinrichtung müssen so dimensioniert werden, dass bei den unterschiedlichen Geschwindigkeiten v der Holzerntemaschine die Regelung zuverlässig und mit geringen Verlustleistungen arbeitet. Diese Parameter können erst im Zusammenhang mit dem Verlauf des Druckes p_2 festgelegt werden.

Das Schema der Stelleinrichtung der Pumpe ist in Abb. 8.61 ausreichend detailliert dargestellt, Abb. 8.66 zeigt das Blockschaltbild.

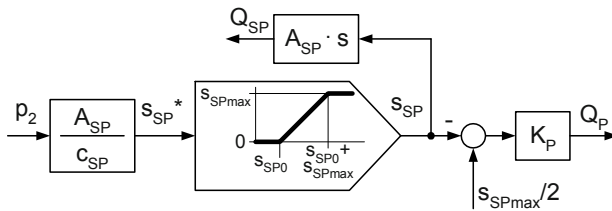


Abb. 8.66 Das Blockschaltbild der Stelleinrichtung der Pumpe

Die Rückwirkung des Volumenstromes Q_{SP} wird, analog z. B. zu Abb. 6.45, m. H. einer Differenziation aus dem Signal s_{SP} gewonnen:

$$Q_{SP} = A_{SP} \cdot v_{SP} = A_{SP} \cdot s \cdot s_{SP}. \quad (8.64)$$

Da die Eingangsgröße p_2 in das Modell der Stelleinrichtung der Pumpe eine Zustandsgröße ist, die sich nicht sprunghaft ändern kann, entsteht bei dieser Differenzierung kein relevanter Fehler.

Hydromotor, Winde mit Spill, Seil. Ein Hydromotor ist durch sein Verdrängungsvolumen V_M charakterisiert. Die dem Arbeitszylinder analogen Beziehungen lauten:

$$M_M = V_M \cdot p_1 \text{ und } Q_M = V_M \cdot \omega. \quad (8.65)$$

Beide Funktionen sind in **Anhang A, Tabelle A.4**, aufgenommen worden. (Der Druck p_1 ist hier die Druckdifferenz Δp über dem Motor.)

In Abb. 8.61 ist dargestellt, dass eine Winde mit Spill verwendet wird, d. h., die Umwandlung des Motormoments M_M in die Seilkraft F_S erfolgt nicht in der Winde. Diese dient nur dem Aufwickeln des Seiles mit geringem (vernachlässigtem) Moment. Der Radius R des mehrfach umwickelten Spills bestimmt die Relation

zwischen Kraft F_S und Moment M_S und damit auch zwischen Winkel φ und Umfangsweg s_U :

$$M_S = R \cdot F_S, \quad s_U = R \cdot \varphi. \quad (8.66)$$

Die Seilkraft F_S ändert sich, wenn zwischen Maschinenweg s und die Umfangsweg des Seiles s_U eine Differenz Δs entsteht. Die Seilkraft F_S wird der Wegdifferenz Δs proportional angesetzt, Proportionalitätsfaktor ist die Federkonstante c_S des Seiles (die sich mit der Länge des Seiles ändert, was im Modell aber vernachlässigt worden ist).

$$F_S = c_S \cdot \Delta s. \quad (8.67)$$

Das Reibmoment wird summarisch als das des Motors beschrieben und berücksichtigt alle im Motor, in der Winde und in der Lagerung des Seiles auftretenden Reibeinflüsse, es wird in erster Näherung proportional der Winkelgeschwindigkeit des Motors und des Spills angenommen. Die Beziehung lautet:

$$M_R = k \cdot \omega. \quad (8.68)$$

Auftreten von Kavitation. In Abschn. 4.3 wurde im Modell die Möglichkeit der Kavitation berücksichtigt (Bildung von Hohlräumen in Flüssigkeiten, wenn der Druck in der Flüssigkeit unter den Dampfdruck absinkt). Da die Drücke p_1 und p_2 dieses Systems Arbeitsbereiche deutlich oberhalb von null haben, kann dieser Fall nicht auftreten und wurde im Modell auch nicht berücksichtigt.

Der 5. Schritt:

Aus den Teilmodellen in den Abb. 8.62 bis Abb. 8.66 und den Gln. (8.65) bis (8.68) ist das Gesamt-Blockschaltbild in Abb. 8.67 entwickelt worden.

Es sei an das am Anfang dieses Abschnittes Gesagte erinnert: Die Störgröße der Regelung ist die Geschwindigkeit v der Holzerntemaschine selbst, die Sollgröße u_{soll} wird manuell so eingestellt, dass ein Druck p_1 entsteht, der über Hydromotor und Winde die Seilkraft F_S erzeugt. Die Regelung sorgt dafür, dass das Seil immer in der geforderten Spannung bleibt. Die Stelleinrichtung der Pumpe wird so ausgelegt, dass der Volumenstrom Q_{VD1} in allen Arbeitsbereichen der Mooringregelung nur wenige Liter pro Minute beträgt.

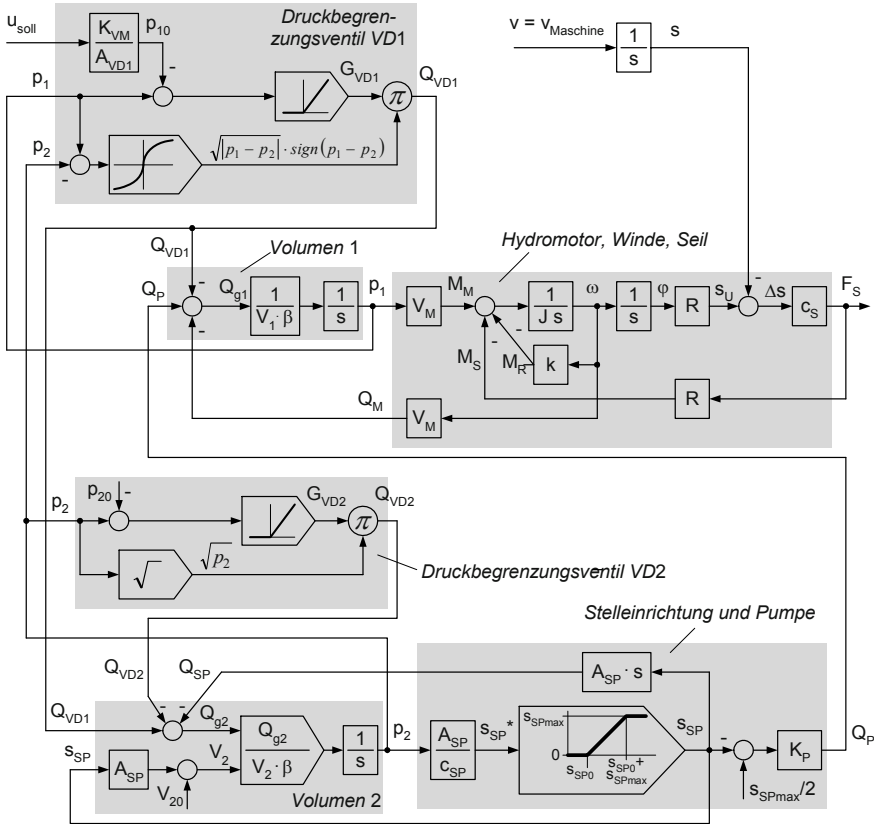


Abb. 8.67 Das Blockschaltbild der Mooringregelung (Störgröße der Regelung ist die Geschwindigkeit v der Holzerntemaschine, die Sollgröße u_{soll} wird manuell so eingestellt, dass ein Druck p_1 entsteht, der über Hydromotor und Winde die Seilkraft F_S erzeugt)

8.6.2 Simulation des Regelverhaltens

Die Simulation wird auf der Grundlage des Blockschaltbildes in Abb. 8.66 und der herausgearbeiteten Beziehungen durchgeführt. Die Parameter wurden auf der Basis folgender Abschätzungen gewählt. Für Winde und Hydromotor werden angesetzt:

- $V_M = 1000 \text{ cm}^3/U \approx 1,6 \cdot 10^5 \text{ mm}^3$ (Beachte: $1 U = 2 \pi \text{ (rad)}$),
- $p_{1max} = 300 \text{ bar} = 30 \text{ N/mm}^2$,
- Radius $R = 0,1 \text{ m} = 100 \text{ mm}$.

Das führt auf die Maximalwerte:

$$M_{M \max} = V_M \cdot p_{l \max} = 1,6 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \cdot 30 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2} = 48 \cdot 10^5 \text{ Nmm} = 4800 \text{ Nm} ,$$

$$F_{S \max} = \frac{M_{M \max}}{R} = \frac{4800 \text{ Nm}}{0,1 \text{ m}} = 48000 \text{ N} = 48 \text{ kN} .$$

Zum Vergleich: Für ein Fahrzeug von 10 t ist die Hangabtriebskraft bei $\alpha = 20^\circ$ (s. Abb. 8.59): $F_H = F_G \cdot \sin(\alpha) = 100000 \text{ N} \cdot 0,342 \approx 34000 \text{ N} = 34 \text{ kN}$. Die Neigung beträgt bei $\alpha = 20^\circ$ etwa 36 %.

Die maximalen Geschwindigkeiten v am Hang werden mit $\pm 100 \text{ m/min}$ (das entspricht etwa $1700 \text{ mm/s} = 1,7 \text{ m/s}$) angenommen. Damit ergeben sich maximale Volumenströme im Motor von

$$\begin{aligned} |Q_{M \max}| &= V_M \cdot \omega_{\max} = V_M \cdot \frac{v_{\max}}{R} \\ &= 1,6 \cdot 10^5 \text{ mm}^3 \cdot \frac{1700 \text{ mm/s}}{100 \text{ mm}} \approx 2,7 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} \approx 160 \text{ dm}^3 / \text{min} = 160 \text{ l/min} . \end{aligned}$$

(Die maximale Winkelgeschwindigkeit des Motors ist dann

$$\omega_{\max} = \frac{v_{\max}}{R} \approx \frac{1700 \text{ mm/s}}{100 \text{ mm}} = 17 \text{ s}^{-1} \text{ und seine maximale Drehzahl}$$

$$n_{M \max} = 162 \text{ U/min.})$$

Da die Pumpe zusätzlich zum Motor das Druckbegrenzungsventil $VD1$ versorgt, muss sie im Grenzfall ($v = +v_{\max}$) einen größeren Volumenstrom liefern. Um eine gewisse Reserve zu besitzen, wird für die Pumpe gewählt:

$$Q_{P \max} = 200 \text{ dm}^3 / \text{min} \approx 3,3 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} .$$

Weitere Parameter sind

- Hydromotor, Winde, Seil:

$$- J = 0,5 \text{ kg} \cdot \text{m}^2 = 500 \text{ N mm s}^2 ,$$

(Angenommen wurde, dass die Gesamtträgheit auf einen Zylinder der Masse 100 kg und des Radius $R = 100 \text{ mm}$ (R wurde schon festgelegt) reduziert werden kann.)

$$\begin{aligned} - c_S &= 100 \text{ N/mm} , \\ - k &= 5 \cdot 10^4 \text{ N mm/s} , \end{aligned}$$

- Druckbegrenzungsventil $VD1$ und Leitung davor:

$$\begin{aligned} - u_{\text{soll}} &= 5 \text{ V} , \\ - K_{VM}/A_{VD1} &= 60 \text{ bar/V} = 6 \text{ N/(mm}^2 \text{ V)} , \end{aligned}$$

(Das führt auf $p_{10} = 30 \text{ N/mm}^2 = 300 \text{ bar}$.)

$$- K_{VD1} = 1 \frac{\text{dm}^3 / \text{min}}{\text{bar}^{1,5}} = 5,3 \cdot 10^5 \frac{\text{mm}^3 / \text{s}}{(\text{N} / \text{mm}^2)^{1,5}},$$

$$- V_1 = 5 \text{ dm}^3 = 5 \cdot 10^6 \text{ mm}^3,$$

$$- \beta = 10^{-3} \text{ mm}^2/\text{N},$$

- Druckbegrenzungsventil $VD2$ und Leitung davor:

$$- p_{20} = 20 \text{ bar} = 2 \text{ N/mm}^2,$$

$$- K_{VD2} = 0,1 \frac{\text{dm}^3 / \text{min}}{\text{bar}^{1,5}} = 5,3 \cdot 10^4 \frac{\text{mm}^3 / \text{s}}{(\text{N} / \text{mm}^2)^{1,5}} \text{ (ein Zehntel von } K_{DV1}\text{),}$$

$$- V_{20} = 1 \text{ dm}^3 = 1 \cdot 10^6 \text{ mm}^3,$$

$$- V_2 \approx V_{20} = 1 \text{ dm}^3 = 1 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 \text{ (} A_{SP} \cdot s_{SP} \text{ wird vernachlässigt).}$$

- Der Volumenstrom Q_{SP} ist im Vergleich zu den Volumenströmen Q_{VD1} , Q_{VD2} so klein, dass er bei der Simulation vernachlässigt werden kann.

Die erste Simulationsberechnung wird für eine Konstantpumpe mit

$$Q_P = 200 \text{ dm}^3 / \text{min} \approx 3,3 \cdot 10^6 \text{ mm}^3 / \text{s} = \text{konst.}$$

durchgeführt. Damit kann die Richtigkeit der bisherigen Parametrierung überprüft werden, ohne die Rückwirkungen der Stelleinrichtung der Pumpe in die Überlegungen zur Verifizierung mit einbeziehen zu müssen.

Die Simulationsrechnungen werden für Parameterwerte, die die Dimensionen N , mm und s und V enthalten, durchgeführt. Damit haben auch die Signale adäquate Dimensionen. Das erfordert Umrechnungen auf die in den folgenden Diagrammen verwendeten Dimensionen außerhalb des Simulationsmodells.

Den Verlauf der Geschwindigkeit v , mit der sich die Maschine selbst bewegt, ist in Abb. 8.68 dargestellt. Realisiert werden die stationären Werte $v = 0$ und $v = \pm 1700 \text{ mm/s} = \pm 1,7 \text{ m/s}$.

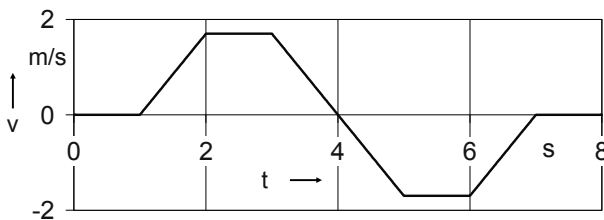


Abb. 8.68 Verlauf der Maschinengeschwindigkeit als Störgröße der Mooringregelung

In den folgenden Abbildungen sind die sich bei Verwendung einer Konstantpumpe ergebenden Verläufe der relevanten Volumenströme Q_P , Q_M und Q_{VD1} , der Drücke p_1 und p_2 , der Seilkraft F_S sowie der in den Druckbegrenzungsventilen in Wärme umgesetzten Druck-Volumenleistung P_{VD}

$$P_{VD} = p_1 \cdot Q_{VD1} \quad (8.69)$$

dargestellt. Die Zustandsgrößen ω , Δs , p_1 und p_2 haben jeweils den Anfangswert null erhalten, so dass sich in der ersten halben Sekunde erst der der Geschwindigkeit $v = 0$ entsprechende Zustand einstellt.

Abb. 8.69 zeigt, dass der Volumenstrom Q_{VD1} sehr groß wird, wenn bei Bergabfahrt der Hydromotor als zusätzliche Pumpe wirkt.

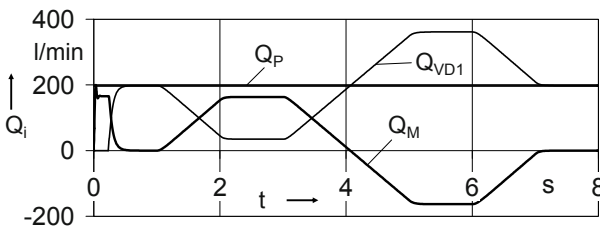


Abb. 8.69 Verläufe der relevanten Volumenströme Q_P , Q_M und Q_{VD1}

Auf Grund der großen Schwankung des Volumenstromes Q_{VD1} ergeben sich auch relativ starke Schwankungen der m. H. der Druckbegrenzungsventile geregelten Drücke (Abb. 8.70).

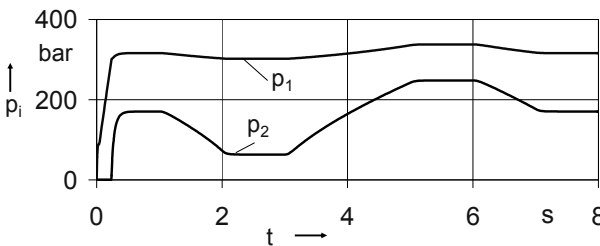


Abb. 8.70 Verläufe der Drücke p_1 und p_2 (Konstantpumpe)

Das Motormoment M_M ist proportional dem Druck p_1 . Dass die Seilkraft F_S noch stärker schwankt als dieser, liegt an dem relativ großen angenommenen Reibmoment M_R (Abb. 8.71).

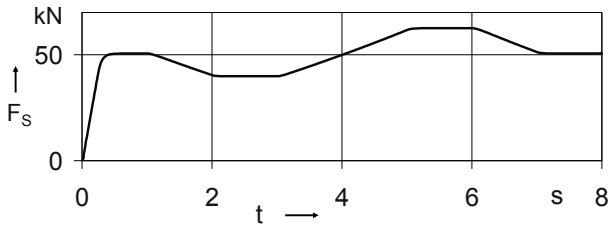


Abb. 8.71 Verlauf der Seilkraft F_s (Konstantpumpe)

Am Verlauf der in den Druckbegrenzungsventilen in Wärme umgesetzten Druck-Volumenleistung P_{VD} (s. Abb. 8.72) ist zu erkennen, dass der Einsatz einer Konstantpumpe keine Alternative zu einer Verstellpumpe sein kann, da Wärmeleistung bis zu etwa 200 kW entstehen würde.

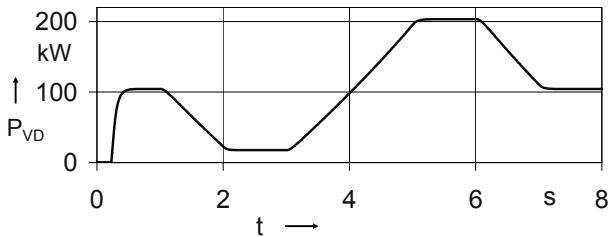


Abb. 8.72 Verlauf der in den Druckbegrenzungsventilen in Wärme umgesetzten Druck-Volumenleistung P_{VD} (Konstantpumpe)

Mit Hilfe einer Verstellpumpe und einer günstig strukturierten und dimensionierten Stelleinrichtung kann diese Verlustleistung um mehr als eine Größenordnung gesenkt werden. Folgende Parameter wurden für diese zweite Simulationsrechnung zusätzlich verwendet:

- Stelleinrichtung:
 - $A_{SP} = 90 \text{ mm}^2$,
 - $c_{SP} = 5 \text{ N/mm}$,
 - $s_{SP0} = 40 \text{ mm}$,
 - $s_{SP\max} = 40 \text{ mm}$,
- Pumpe: $K_p = 10 \frac{\text{dm}^3 / \text{min}}{\text{mm}} = 1,67 \cdot 10^5 \text{ mm}^2 / \text{s}$.

Um einen längeren Einschwingvorgang der Stelleinrichtung der Pumpe während der Simulation zu vermeiden, wurden folgenden Integratoren von null abweichende Anfangswerte zugewiesen (die Maschinenposition sei $s(0) = 0$):

$$p_1(0) = 300 \text{ bar} = 30 \text{ N/mm}^2, p_2(0) = 35 \text{ bar} = 3,5 \text{ N/mm}^2, s_U(0) = 481 \text{ mm}.$$

Der Verlauf der Geschwindigkeit v ist identisch dem in Abb. 8.66. In Abb. 8.73 a sind die Volumenströme Q_P , Q_M und Q_{VD1} , dargestellt, der des Motors ist dem in Abb. 8.69 identisch. Auf Grund der nur noch geringen Schwankung des Volumenstromes Q_{VD1} ergeben sich auch geringe Schwankungen der geregelten Drücke (Abb. 8.73 b).

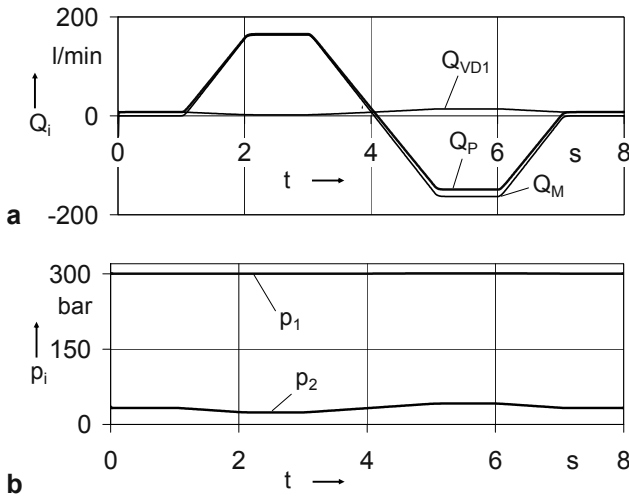


Abb. 8.73 Verläufe der Volumenströme Q_P , Q_M und Q_{VD1} (a) und der Drücke p_1 und p_2 (b) (Verstellpumpe)

Das Motormoment M_M ist proportional dem Druck p_1 und damit fast konstant. Dass die Seilkraft F_S trotzdem relativ stark schwankt, liegt an dem großen geschwindigkeitsproportionalen Reibmoment M_R . (Abb. 8.74)

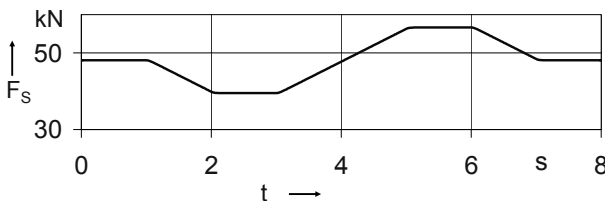


Abb. 8.74 Verlauf der Seilkraft F_S (Verstellpumpe)

Die in den Druckbegrenzungsventilen in Wärme umgesetzte Druck-Volumen-Leistung P_{VD} steigt nur noch auf maximal 7 kW an (vgl. Abb. 8.75 mit Abb. 8.72).

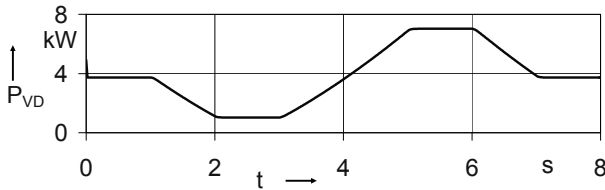


Abb. 8.75 Verlauf der in den Druckbegrenzungsventilen in Wärme umgesetzten Druck-Volumen-Leistung P_{VD} (Verstellpumpe)

Wird anstelle der Mooringregelung eine Seilkraftregelung eingesetzt, können die immer noch großen Verlustleistungen P_{VD} vermieden werden. Außerdem wirkt sich die Reibung wesentlich weniger auf die Seilkraft aus, sie kann dann fast konstant gehalten werden. Die Seilkraft-Schwankung hat in der Praxis eine ähnliche Wirkung auf die Belastung der Antriebe wie eine (moderate) Änderung der Geländeneigung.

8.7 Zusammenfassung

Im Kap. 8 wurden Regelungen, die Komponenten aus den Bereichen Elektrotechnik, Technische Mechanik, Fluidtechnik und Thermodynamik enthalten, untersucht. Der Schwerpunkt lag auf der Modellermittlung der Regelstrecken.

- Vier der Beispiel-Systeme waren Lageregelungen:
 - stehendes Pendel,
 - elektrohydraulischer Antrieb mit Servoventil (Vierkantensteuerung),
 - Bahnsteuerung eines Rundtisches,
 - Punkt-zu-Punkt-Steuerung eines Luftschiffes.
- Die Besonderheit des Beispiels Temperaturregelung eines Trockenschrankes ist die Messstelle der Temperatur. Mit Hilfe der Simulation wurde eine Korrekturfunktion gefunden, mit der von der gemessenen Temperatur auf die des Trockengutes geschlossen werden kann.
- Die Mooringregelung ist eine Druckregelung. Mit Hilfe der geregelten und damit annähernd konstanten Druckdifferenz über einem Hydromotor gelingt es, die Seilkraft einer Winde ebenfalls annähernd konstant zu halten, obwohl sich die Winde bewegt.

Die meisten Bausteine der Modelle der Regelstrecken konnten aus **Anhang A, Tabellen A.1 bis A.5**, entnommen werden. Die Regelstrecken des stehenden Pendels und des Rundtisches enthalten Mehrmassensysteme, deren Modelle ausführlich m. H. des Lagrangeschen Formalismus hergeleitet worden sind.



<http://www.springer.com/978-3-540-89120-8>

Modellierung und Simulation technischer Systeme

Eine praxisnahe Einführung

Nollau, R.

2009, XIV, 287 S., Hardcover

ISBN: 978-3-540-89120-8