

Regelung einer hydraulischen Kupplungs-Brems-Kombination mit einem Linearmotor an Exzenterpressen

Vom Fachbereich
Elektrotechnik, Informationstechnik und Medientechnik
der Bergischen Universität Wuppertal
genehmigte

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades
Doktor der Ingenieurwissenschaften

von

Dipl.-Ing. Christian Junge

Tag der Prüfung: 29.06.2011

Hauptreferent: Prof. Dr.-Ing. Stefan Soter

Korreferent: Prof. Dr.-Ing. Ralph Kennel, TU München

Bibliografische Information der Deutschen Nationalbibliothek

Die Deutsche Nationalbibliothek verzeichnet diese Publikation in der Deutschen Nationalbibliografie; detaillierte bibliografische Daten sind im Internet über <http://dnb.d-nb.de> abrufbar.

Die Dissertation kann wie folgt zitiert werden:

urn:nbn:de:hbz:468-20110725-132258-2

[<http://nbn-resolving.de/urn/resolver.pl?urn=urn%3Anbn%3Ade%3Ahbz%3A468-20110725-132258-2>]

©2011 Christian Junge

Alle Rechte, auch die der fototechnischen und elektronischen Speicherung und Wiedergabe vorbehalten. Die gewerbliche Nutzung der in diesem Produkt gezeigten Modelle und Arbeiten bedürfen der ausdrücklichen Genehmigung des Rechteinhabers.

Herstellung und Verlag der gedruckten Version: Books on Demand GmbH, Norderstedt

Danksagung

Die vorliegende Arbeit entstand während meiner Forschungstätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Lehrstuhl für elektrische Maschinen und Antriebe an der Bergischen Universität Wuppertal in Kooperation mit der Firma Ortlinghaus-Werke GmbH in Wermelskirchen.

Sehr herzlich bedanke ich mich bei meinem Doktorvater Prof. Dr.-Ing. Stefan Soter, der es mir ermöglicht hat diese Arbeit zu verfassen und für seine Unterstützung während der gesamten Zeit.

Bei Prof. Dr.-Ing. Ralph Kennel bedanke ich mich für die nützlichen Anregungen und der Übernahme des Korreferates.

Den Geschäftsführern der Firma Ortlinghaus, Peter Ortlinghaus und Hartmut Brzoska, gilt mein besonderer Dank für das entgegengebrachte Vertrauen und der Förderung dieser Arbeit durch Schaffung des notwendigen Freiraumes und der finanzielle Unterstützung.

Für die zahllosen fruchtbaren Diskussionen und Anregungen möchte ich mich bei den Mitarbeitern der Firma Ortlinghaus bedanken, insbesondere Herbert Seeger, Rainer Stuhlmüller und Hans-Michael Weißer. Elmar Nowak und Andreas Wilke danke ich dafür, dass sie stets für einen reibungslosen Ablauf an den Prüfständen gesorgt haben.

Meinen Kollegen des Lehrstuhls für elektrische Maschinen und Antriebe Sebastian Gruber, Kilian Nötzold, Florian Senicar und Ralf Wegener möchte ich mich für die fachliche Unterstützung und die nützlichen Diskussionen bedanken. Fabian Budschun und Thomas Ruhland danke ich für die tatkräftige Mitwirkung bei der Programmierung und der Versuchsdurchführung, welche maßgeblich zum Erfolg der Arbeit beigetragen hat.

Darüber hinaus bedanke ich mich bei den Studenten, welche mich durch ihre Tätigkeit im Rahmen ihrer Abschlussarbeiten unterstützt haben.

Ein besonderer Dank gilt meiner Lebensgefährtin Denise Büser die immer ein offenes Ohr für meine Probleme hatte und mir während dieser Zeit den nötigen Rückhalt gegeben hat.

Inhaltsverzeichnis

1	Einleitung	1
1.1	Motivation	2
1.2	Stand der Technik	3
1.2.1	Pressensteuerungen	4
1.2.2	Betätigungsverfahren von Kupplungen, Bremsen und Kombinationen	5
1.3	Aufgabenstellung	7
1.4	Aufbau der Arbeit	8
2	Aufbau und Analyse des Systems	9
2.1	Presse	9
2.1.1	Aufbau einer mechanischen Presse	9
2.1.2	Mechanische Antriebsarten	11
2.1.3	Elektrische Antriebsarten	13
2.1.4	Fertigungsablauf bei mechanischen Pressen	15
2.1.5	Transfer	17
2.1.6	Betriebsarten	18
2.1.7	Arbeitsvermögen und Presskräfte	19
2.2	Kupplungs-Brems-Kombination	21
2.2.1	Aufbau der KBK	21
2.2.2	Funktionsweise der KBK	23
2.2.3	Kuppelvorgang der KBK	23
2.2.4	Bremsvorgang der KBK	29
2.2.5	Übertragbares Drehmoment der KBK	30
2.3	Konventionelle Ansteuerung der KBK	33
2.3.1	Modulsteuerung	34
2.3.2	Progressivsteuerung	35
2.4	Leistungsbedarf konventioneller Ansteuerungen	36
2.5	Linearmotor	37
2.5.1	Störeinflüsse auf das Linearmotorverhalten	39
2.6	Dreheinführung	41
2.7	Hydraulische Kraftübertragung	42
2.7.1	Dynamisches Verhalten der Hydraulik	43
2.7.2	Hydraulischer Widerstand	43
2.7.3	Hydraulische Kapazität	45
2.7.4	Hydraulische Induktivität	45

2.8	Auslegung des Gesamtsystems	46
2.8.1	Statische Systemauslegung	47
2.8.2	Dynamische Systemauslegung	47
3	Modellbildung des Systems	51
3.1	Regelungstechnischer Aufbau des Gesamtsystems	52
3.2	Modellbildung des Linearmotors	52
3.2.1	Modell des rotierenden Synchronmotors	53
3.2.2	Transformation des rotatorischen Modells	53
3.3	Modellbildung der Hydraulikstrecke	54
3.4	Modellbildung der Kupplungs-Brems-Kombination	55
3.4.1	Berechnung des inneren Lamellenreibmomentes	56
3.4.2	Bewegungsgleichungen von An- und Abtriebswelle	57
3.5	Modellbildung der Exzenterpresse	60
3.6	Störgrößenanalyse	61
3.6.1	Kompressibilitäten	61
3.6.2	Lufteinschlüsse	63
3.6.3	Federn	63
3.6.4	Elastizitäten	64
3.6.5	Verschleiß	66
3.6.6	Temperatur	66
3.6.7	Leckage	67
3.6.8	Zusammenfassung der Störgrößen	68
4	Entwurf der Regelung	69
4.1	Grundlegende Reglerarchitektur	70
4.2	Reglerarchitektur im Frequenzumrichter	71
4.3	Entwurf der Druck-Regelung	72
4.3.1	Auswahl des Druckreglers	75
4.3.2	Lage-Vorsteuerung	77
4.3.3	Adaption der Lageänderung durch Temperatur und Leckage	79
4.3.4	Adaption der Lageänderung durch Verschleiß	79
4.3.5	Anti-wind-up	81
4.3.6	Gesamtaufbau der Druckregelung	83
4.4	Entwurf der Winkel-Zeit-Regelung	84
4.4.1	Ablauf des Kuppelvorgangs	85
4.4.2	Ablauf des Bremsvorganges	87
4.4.3	Auswahl des Winkel-Reglers	88
4.4.4	Aufbau der Druck-Vorsteuerung	89
4.4.5	Trajektorienplanung für den Winkel	90
4.4.6	Adaption der Füll- und Entleerzeit	92
4.4.7	Gesamtaufbau des Winkel-Zeit-Regelung	93
5	Validierung von Simulation und Regelung	95
5.1	Aufbau des Prüfstandes	95

5.2	Validierung des Simulationsmodells	96
5.2.1	Statische Validierung	96
5.2.2	Dynamische Validierung	98
5.3	Validierung der Störgrößen	100
5.4	Leistungsbedarf des Linearmotors	101
5.5	Validierung der Druckregelung	102
5.5.1	Verzögertes Zuschalten des Druckreglers	103
5.5.2	Lageadaption der Vorsteuerung	103
5.6	Validierung der Winkel-Zeit-Regelung	106
5.6.1	Kuppelvorgang	106
5.6.2	Bremsvorgang	107
5.6.3	Genauigkeit der Winkel-Zeit-Regelung	108
5.7	Vergleich zwischen Winkelsteuerung und -regelung	110
5.7.1	Winkelsteuerung	110
5.7.2	Winkelregelung	111
6	Zusammenfassung und Ausblick	113
	Literaturverzeichnis	115
A	Technische Daten des Prüfstands	123
	Index	125

Abbildungsverzeichnis

1.1	Aufbau einer Kupplungs-Brems-Kombination	2
2.1	Aufbau einer mechanischen Presse	10
2.2	Exzenterantrieb	11
2.3	Mechanische Antriebsarten	12
2.4	Vergleich der mechanischen Antriebsarten	13
2.5	Prinzipieller Aufbau einer Exzenterpresse mit Schwungrad und KBK	14
2.6	Prinzipieller Aufbau einer Servopressen	15
2.7	Aufbau eines 4-stufigen Werkzeugs	16
2.8	Pressenlinie	16
2.9	Transfer	17
2.10	Das Prinzip der Hubreduzierung	19
2.11	Presskraft in Abhängigkeit des Kurbelwinkels	20
2.12	Querschnittszeichnung einer KBK	22
2.13	Ablauf eines Kuppelvorganges	24
2.14	Schematischer Kuppelvorgang einer KBK	26
2.15	Zulässige Schaltarbeit	27
2.16	Schematischer Bremsvorgang einer KBK	30
2.17	Änderungen des Reibwertes	31
2.18	Berechnetes übertragbares Drehmoment der KBK	32
2.19	Vereinfachter Hydraulikplan der Ventilsteuerungen	33
2.20	Hydraulikplan der Modulsteuerung	34
2.21	Hydraulikplan der Progressivsteuerung	35
2.22	Druckzyklus Ventilsteuerungen	36
2.23	Leistung Ventilsteuerungen	37
2.24	Anordnung der Spulen im Wickelraum	38
2.25	CAD-Zeichnung des Linearmotors	38
2.26	Schematischer Feldverlauf innerhalb des Eisens	39
2.27	Entstehung der Rastkraft	40
2.28	Simulation der Rastkraft	41
2.29	Approximation der Reibkennlinie	41
2.30	Dreheinführung für Kühl- und Drucköl	42
2.31	Hydraulische Kraft- und Wegübersetzung	43
2.32	Volumenstrom in der Hydraulikleitung	44
2.33	Vergleich zwischen laminarer und turbulenter Strömung	45

2.34	Hydraulische Kapazität	46
2.35	Hydraulische Induktivität	46
2.36	Hydraulische Arbeit des Linearmotors	48
3.1	Simulationsprozess der theoretischen Modellbildung	51
3.2	Regelungstechnischer Aufbau der Regelstrecke	52
3.3	Ersatzschaltbild der Schlauchleitung	54
3.4	Vereinfachtes physikalisches Modell des KBK-Kolbens	55
3.5	Infinitesimales Flächenelement einer Kupplungslamelle	56
3.6	Freigeschnittene Kupplungslamellen	58
3.7	Freigeschnittene Bremslamellen	59
3.8	Physikalisches Modell der Exzenterpresse	60
3.9	Prinzipdarstellung von Kompressibilität und Lufteinschlüssen	62
3.10	Kompressionsmodul	62
3.11	Druckverlauf bei unterschiedlichen Luftmengen im Hydrauliksystem	63
3.12	Hub des KBK-Kolbens in Abhängigkeit von der Aktuatorposition	64
3.13	Druckkennlinie bei verschiedenen Elastizitäten	65
3.14	Ersatzkompressionsmodul von Rohr- und Schlauchleitungen	65
3.15	Vergleich der analytisch und messtechnisch ermittelten Druckkennlinie	66
3.16	Auswirkung des Kolbenhubes auf die Linearmotorposition	67
3.17	Auswirkung der Temperatur auf die Aktuatorposition	68
4.1	Schematischer Aufbau der Regelung	71
4.2	Regelerkaskade des Frequenzumrichters	71
4.3	Profil der bisherigen Drucksteuerung	72
4.4	Vergleich von hart/weich Kuppeln/Bremsen	73
4.5	Drücke die bei der bisherigen Druckregelung angefahren werden können	74
4.6	Druckabfall nach dem Anfahren einer festen Position	74
4.7	Aufbau eines Gain-Scheduling-Reglers	75
4.8	Vorsteuerung der Lage	78
4.9	Referenzierungsfahrt zur Erstellung einer Vorsteuertabelle	78
4.10	Aufbau eines adaptiven Reglers	79
4.11	Verschiebung des Druck-Positions-Zusammenhang	80
4.12	Adaption der Position	81
4.13	Regelabweichungen während eines Zyklus	82
4.14	Gesamtaufbau der Regelung	83
4.15	Pressvorgang ohne Regelung	84
4.16	Ablauf beim Kuppeln bezogen auf die Leitwelle	85
4.17	Ablauf beim Bremsen bezogen auf die Leitwelle	87
4.18	Vergleich zwischen Rechnung und Messung von t_s	89
4.19	Vergleich des Drehzahlanstiegs mit und ohne Trajektorienplanung	91
4.20	Ermittlung des Gradienten des Druckverlaufs	93
4.21	Gesamtaufbau der Winkel-Zeit-Regelung	94
5.1	Aufbau des Prüfstandes	96
5.2	Statische Kennlinie relevanter Systemzustände	97

5.3	Empirisch ermitteltes Ersatzkompressionsmodul	97
5.4	Dynamischer Verlauf des Hydraulikdrucks und der KBK-Drehzahlen	98
5.5	Dynamischer Verlauf des Hydraulikdrucks bei einem weichen Kuppelvorgang	99
5.6	Dauerversuch zur Positonsbestimmung	100
5.7	Druckzyklus Ventilsteuerungen	101
5.8	Druckzyklus Linearmotor	102
5.9	Positionsabhängige Unterdrückung der Druckregelung	103
5.10	Anpassung der Referenzwerte bei einer Änderung des Ölvolumens	104
5.11	Vergleich der Druckkennlinien bei einer Änderung des Ölvolumens	104
5.12	Anpassung der Referenzwerte bei Verschleiß	105
5.13	Vergleich der Druckkennlinien bei Verschleiß	105
5.14	Kuppelvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung	106
5.15	Bremsvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung	107
5.16	Winkelabweichung bei Variation von Drehzahl und Winkel beim Kuppeln	109
5.17	Winkelabweichung bei Variation von Drehzahl und Winkel beim Bremsen	109
5.18	Winkelabweichung Kuppelvorgang mit Druckregelung	111
5.19	Winkelabweichung Bremsvorgang mit Druckregelung	111
5.20	Winkelabweichung Kuppelvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung	112
5.21	Winkelabweichung Bremsvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung	112

Symbol- und Abkürzungsverzeichnis

α_{bs}	Exzenterwinkel Beginn Bremsvorgang
α_{cs}	Exzenterwinkel Erreichen Synchrondrehzahl
α_{es}	Exzenterwinkel Beginn Entleerzeit
α_{ex}	Exzenterwinkel
α_k	Wärmeübergangszahl
α_{ss}	Exzenterwinkel Beginn Synchronisationszeit
α_T	Wärmeausdehnungskoeffizient Kolben
α_{zb}	Zielwinkel Bremsvorgang
α_{zk}	Zielwinkel Kuppelvorgang
β	Schedulingparameter
β_{ex}	Winkel Stößelpleuel
β_T	Wärmeausdehnungskoeffizient Öl
$\ddot{\varphi}_{ab}$	Winkelbeschleunigung Abtrieb
$\ddot{\varphi}_{an}$	Winkelbeschleunigung Antrieb
$\ddot{\varphi}_b$	Bremsbeschleunigung
\ddot{x}	Beschleunigung
$\Delta\varphi_{öl}$	Zulässige Temperaturerhöhung Kühllöl
ΔF	Kraftdifferenz
Δn	Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtrieb
Δp	Druckdifferenz
Δs_1	Positionsabweichung Linearmotor Temperatur

XIV

Δs_2	Positionsabweichung Linearmotor Verschleiß
ΔT	Temperaturdifferenz
$\Delta \omega$	Differenz Winkelgeschwindigkeit
$\dot{\varphi}_{\text{ab}}$	Abtriebsdrehzahl
$\dot{\varphi}_{\text{an}}$	Schwungradrehzahl
\dot{m}	Massenstrom
\dot{q}_{k}	Flächenbezogene Kühlleistung
\dot{q}_{am}	Mittlere flächenbezogene Reibleistung
\dot{q}_{a}	Flächenbezogene Reibleistung
$\dot{V}_{\text{köl}}$	Volumenstrom Kühlöl
$\dot{v}_{\text{köl}}$	Flächenbezogene Kühlmenge
$\dot{V}_{\text{öl}}$	Volumenstrom Öl
γ	Spezifische Masse
λ	Rohrreibungszahl
μ_{r}	Reibwert Lamellen
ν	Viskosität
ω_{10}	Winkelgeschwindigkeit Antrieb
ω_{20}	Winkelgeschwindigkeit Abtrieb
ω_{k}	Synchronwinkelgeschwindigkeit Kupplungswelle
ω_{s}	Winkelgeschwindigkeit Schwungrad
Ψ_{d}	d-Komponente Fluss
Ψ_{pm}	Fluss Permanentmagnet
Ψ_{q}	q-Komponente Fluss
ρ	Dichte
ρ	Parameter für Reglergesetz
$\rho_{\text{öl}}$	Dichte Öl
τ_{p}	Polteilung

dm	Verschiebung Masse
ζ	Widerstandsbeiwert
A	Fläche
A_h	Leitungsquerschnitt
A_k	Kolbenfläche KBK
A_l	Kolbenfläche Linearmotor
A_r	Reibfläche einer Lamelle
C_{Fl}	Hydraulische Kapazität Fluid
C_{gl}	Geometrischer Faktor Lamellen
C_h	Hydraulische Kapazität Gesamt
c_{st}	Spezifische Wärmekapazität Stahl
$c_{öl}$	Spezifische Wärmekapazität Öl
d	Störgröße
d_h	Leitungsdurchmesser
d_l	Wandstärke Leitung
d_R	Ruhelage der Störgröße
d_s	Durchmesser Schwungrad
E	Elastizitätsmodul
F	Kraft
F_a	Beschleunigungskraft
F_f	Federkraft
F_h	Gegenkraft Hydraulik
F_k	Kraft auf KBK-Kolben
f_k	Kupplungskonstante
F_{la}	Lastkraft
F_l	Schubkraft Linearmotor
F_{max}	Maximalkraft

XVI

F_{n0}	Nennpresskraft bei 30° vor UT
F_n	Normalkraft auf Lamellen
F_r	Reibkraft
F_s	Übertragbare Kraft Stößel
F_v	Verlustkraft
h_{max}	Maximaler Stößelhub
h_{sr}	Höhe Schwungrad
h_s	Stößelhub
h_u	Umformhub
i_a	Übersetzung Antrieb
i_d	d-Komponente Strom
i_h	Hydraulische Übersetzung
i_k	Übersetzung Schwungrad/Exzenterwelle
i_l	Anzahl Lamellen
i_q	q-Komponente Strom
J_{ab}	Trägheitsmoment Abtrieb
J_{an}	Trägheitsmoment Antrieb
J_{pk}	Massenträgheitsmoment Presse bezogen auf KBK-Abtriebswelle
J_p	Trägheitsmoment Pressenabtrieb
J_{sr}	Wirksames Trägheitsmoment Schwungrad
J_s	Trägheitsmoment Schwungrad
K	Kompressionsmodul
K'	Ersatzkompressionsmodul
k_f	Korreturfaktor
K_R	Verstärkung
L	Leckagemenge pro Schaltung
l	Länge der Pleuelstange

L_1	Motorinduktivität
L_d	d-Komponente Motorinduktivität
L_h	Hydraulische Induktivität
l_h	Länge Rohrleitung
L_q	q-Komponente Motorinduktivität
M	Drehmoment
m	Masse
M_{ab}	Drehmoment Abtrieb
M_{an}	Drehmoment Antrieb
M_a	Beschleunigungsmoment
M_{bm}	Nenndrehmoment Bremse
M_{el}	Elektrisches Antriebsmoment Motor
M_{km}	Nenndrehmoment Kupplung
M_k	Übertragbares Drehmoment KBK
m_k	Masse Kolben KBK
m_{lm}	Masse Läufer Linearmotor
M_l	Lastmoment
m_l	Masse einer Lamelle
M_f	Reibmoment
m_u	Gegenkopplungsfaktor
n_{10}	Antriebsdrehzahl
n_{20}	Abtriebsdrehzahl
n_{ex}	Exzenterdrehzahl
p	Druck
p_0	Atmosphärendruck
p_b	Bremsdruck
p_{fb}	Federdruck Bremse

XVIII

p_{fk}	Federdruck Kupplung
p_k	Kuppeldruck
p_m	Maximaler Betriebsdruck
p_r	Flächenpressung Lamellen
Q	Wärmebelastung Kupplung
q_a	Flächenbezogene Schaltarbeit
Q_{dyn}	Dynamische Schaltarbeit
Q_e	Schaltarbeit bei einmaligem Schalten
Q_h	Reibleistung pro Stunde
Q_{stat}	Statische Schaltarbeit
Q_s	Schaltarbeit
Q_{zul}	Zulässige Schaltarbeit
r	Radius
R_1	Wicklungswiderstand
r_{al}	Außenradius Lamelle
r_{as}	Außenradius Schwungrad
r_{ex}	Abstand Pleuelstangenaufliegung vom Wellenmittelpunkt
R_f	Federkonstante
R_h	Hydraulischer Widerstand
r_{il}	Innenradius Lamelle
r_{is}	Innenradius Schwungrad
r_m	Mittlerer Reibradius
r_{sr}	Radius Schwungrad
Re	Reynolds-Zahl
S	Anzahl Schaltungen
s	Position Kolben
s_{be}	Dicke einer Belaglamelle

s_e	Position Linearmotor Regelabweichung
s_{fe}	Position Linearmotor Ende Füllzeit
s_{fk}	Position Linearmotor Anpassung
S_h	Schalzhäufigkeit
$S_{hü}$	Übergangsschalzhäufigkeit
s_{ist}	Position Linearmotor Ist
s_{im}	Mittlere Dicke einer Lamelle
s_l	Position Linearmotor
s_{ref}	Position Linearmotor Referenztafel
s_{soll}	Position Linearmotor Soll
s_{st}	Dicke einer Stahllamelle
s_{vg}	Position Linearmotor Vorsteuerung gesamt
s_{vv}	Position Linearmotor Verschiebung
s_v	Position Linearmotor Vorsteuerung
T_0	Ausgangstemperatur
t_{bs}	Startzeitpunkt Bremsvorgang
t_{bw}	Wartezeit Bremsvorgang starten
t_b	Bremszeit
t_{cs}	Startzeitpunkt Synchrondrehzahl
t_c	Zeit mit Synchrondrehzahl bis Zielwinkel Kuppeln
t_{da}	Druckanstiegszeit
t_{es}	Startzeitpunkt Entleervorgang
t_e	Entleerzeit
t_{fs}	Startzeitpunkt Füllvorgang
t_f	Füllzeit
t_{ks}	Startzeitpunkt Kuppelvorgang
t_{kw}	Wartezeit Füllvorgang starten

XX

t_{lwe}	Zeitpunkt Ende Leitwelle
t_{lws}	Startzeitpunkt Leitwelle
t_{lw}	Dauer Leitwelle
t_{ma}	Drehmomentanstiegszeit
T_N	Nachstellzeit
t_p	Pausenzeit
t_r	Reaktionszeit
t_{ss}	Startzeitpunkt Synchronisiervorgang
t_s	Synchronisationszeit
T_V	Vorhaltzeit
t_{zb}	Zeitpunkt Zielwinkel Bremsen
t_{zk}	Zeitpunkt Zielwinkel Kuppeln
U	Umfang
u_c	Aktuelle Stellgröße
U_d	d-Komponente Spannung
u_{max}	Maximale Stellgröße
u_{min}	Minimale Stellgröße
U_q	q-Komponente Spannung
V	Volumen
V_{0lu}	Anfangsvolumen Luft
V_{0l}	Anfangsvolumen Kolben
$V_{0öl}$	Anfangsvolumen Öl
v_h	Strömungsgeschwindigkeit
V_k	Füllvolumen KBK
V_{lu}	Luftvolumen
V_l	Volumen einer Lamelle
V_{max}	Maximales Hubvolumen der KBK

v_r	Gleitgeschwindigkeit Reibbeläge
$V_{\text{öl}}$	Ölvolumen
$v_{\text{öl}}$	Strömungsgeschwindigkeit Öl
w	Führungsgröße
W_1	Arbeit Linearmotor
W_n	Arbeitsvermögen Presse
w_R	Ruhelage der Führungsgröße
W_s	Energie Schwungrad
x	Zustandsvariable
x_{kmax}	Maximalhub KBK-Kolben
x_k	Position KBK-Kolben
x_R	Ruhelage der Zustandsvariable
y	Ausgangsgröße
y_R	Ruhelage der Ausgangsgröße

Kapitel 1

Einleitung

In der Vergangenheit bestand ein Antriebsstrang häufig aus einer Antriebsmaschine mit Schwungrad, welche über eine Kupplung und ein Getriebe an eine Arbeitsmaschine angekoppelt war. Als Antriebsmaschine wurde eine starr ans Netz gekoppelte Asynchronmaschine verwendet. Zur Übertragung der Energie an die Arbeitsmaschine wird die Kupplung betätigt. Die reibschlüssige Verbindung von Antrieb und Abtrieb erzeugt in der Synchronisationsphase eine große Wärmemenge. Zu den Wärmeverlusten summiert sich die elektrische Verlustleistung der dauerhaft laufenden Antriebsmaschine.

In der heutigen Zeit wird bei der Konzeption von Antriebssystemen stark auf die Energieeffizienz geachtet, welche teilweise jetzt schon, auf jeden Fall aber in der Zukunft, durch den Gesetzgeber reglementiert sein wird. Zudem besteht die Anforderung einer immer steigenden Produktivität, bei höherer Genauigkeit des Prozesses. Durch die Entwicklung von Direktantrieben können Getriebe und Kupplungen entfallen, welche einen nicht unerheblichen Teil des Wirkungsgradverlustes ausmachen. Da Direktantriebe über Frequenzumrichter geregelt werden, sind sie so an beliebige Arbeitspunkte und Prozesse anpassbar.

Bei Anwendungen mit hohem Energiebedarf, wie beispielsweise Exzenterpressen im Automobilbereich, stoßen Direktantriebe an ihre Grenzen. Die Größe der nötigen Antriebe, deren Anschlussleistung, und somit auch deren Kosten, steigen überproportional stark an. Die flexible Einsetzbarkeit der Exzenterpressen mit Direktantrieb, den so genannten Servo-Pressen, und die Weiterentwicklung der Leistungselektronik machen diese Systeme trotzdem konkurrenzfähig zu den herkömmlichen Exzenterpressen mit Schwungrad und Kupplung.

Eine weitere Anforderung stellt die Überwachung jedes Prozesses dar, die die Anlage bei geringsten Abweichungen vom Sollwert zum Ausregeln veranlassen oder bei zu großen Abweichungen sogar stoppen soll, damit es in der Produktionskette nicht zu Kollisionen zwischen den Einzelprozessen oder zur Produktion von Fehlteilen kommt. Durch die Überwachung können zudem Verschleiß und Ausfall von Komponenten frühzeitig erkannt, und nötige Wartungsarbeiten vor dem Ausfall des Systems durchgeführt werden.

1.1 Motivation

Eine Kupplungs-Brems-Kombination (KBK) vereint eine Kupplung und eine Bremse in einem Bauteil. So kann ein Antriebsstrang sowohl beschleunigt, als auch verzögert werden. Die Ansteuerung erfolgt hydraulisch. Liegt kein Hydraulikdruck an der KBK an, so ist diese durch ein integriertes Federpaket automatisch im gebremsten Zustand und bremst die Abtriebsseite ab. Wird die KBK mit Druck beaufschlagt, so öffnen sich die Bremslamellen und die Kupplungslamellen werden aufeinander gepresst. Durch die Höhe des Hydraulikdruckes wird das Drehmoment an der Kupplung bestimmt, welches zur Synchronisation zwischen Antrieb und Abtrieb zur Verfügung steht. Abbildung 1.1 zeigt ein Modell einer KBK.

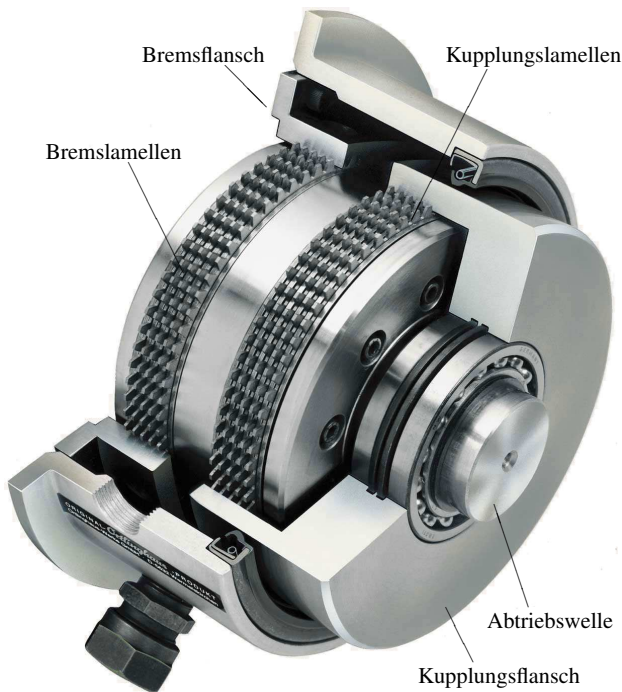


Abbildung 1.1: Aufbau einer Kupplungs-Brems-Kombination [21]

Bisher erfolgt die Ansteuerung der KBK mit einem Hydraulikaggregat und einer hydraulischen Steuerung aus Ventilen und Druckspeichern. Je nach Ansteuerung der Ventile werden bis zu vier unterschiedliche Druckstufen erreicht. Diese Druckstufen bestimmen das übertragbare Drehmoment an der KBK. Während eines Kuppel-Brems-Zyklus wird, je nach Betriebszustand des Gesamtsystems, jede Druckstufe einmal angesteuert. Die Einstellung

der Druckstufen erfolgt bei der Inbetriebnahme manuell mit Einstellschrauben und ist nachträglich nur mit großem Aufwand veränderbar. Da ein Nachregeln während des Prozesses nicht möglich ist, muss das gesamte System so abgestimmt sein, dass auch bei maximalem Einfluss aller Störgrößen ein sicherer Betrieb möglich ist. Dies wird durch die Einrichtung von Sicherheitszonen, wie beispielsweise eine Vergrößerung des Hubes oder einer Verlängerung der Zykluszeit erreicht. Ein weiterer Nachteil liegt darin, dass das Hydraulikaggregat den Betriebsdruck aufrecht erhalten muss, solange die Anlage betriebsbereit ist, auch wenn kein Druck benötigt wird.

Um für die Anwendung der konventionellen Exzenterpressen weiterhin wettbewerbsfähig zu den Servo-Pressen zu sein, wurde in [1] ein Linearmotor entwickelt, der eine hohe Stellkraft bei einer gleichzeitig hohen Dynamik erzeugt. Über einen integrierten Hydraulikzylinder kann so der nötige Betriebsdruck für eine KBK erzeugt werden. Durch die Regelung des Linearmotors mit einem Servoumrichter, ermöglicht dieses System eine flexible Ansteuerung der KBK mit beliebigen Druckverläufen. Somit werden systembedingte Störgrößen, welche alleine durch die KBK-Steuerung entstanden sind, als auch prozessspezifische Störgrößen eliminiert.

In einer Exzenterpresse können so notwendige Sicherheitszonen verkleinert werden, welche durch die großen Streuungen in der Genauigkeit der KBK notwendig sind. Die Möglichkeit der Verkleinerung der Sicherheitszonen wirkt sich direkt auf die Zykluszeit des Prozesses aus und stellt somit eine *Produktivitätssteigerung* dar.

Die Presse könnte durch die genauere Ansteuerung wesentlich kleiner dimensioniert werden, ohne dass es zu Kollisionen bei der Zuführung und Entnahme der Werkstücke (Transfer) kommt. Die kleinere Dimensionierung wirkt sich auf den gesamten Antriebsstrang aus und stellt somit eine erhebliche *Kostensparnis* dar.

Zudem wird die Nennleistung nur benötigt, wenn ein Kuppelvorgang gefordert wird. Während der übrigen Zeit wird nur eine sehr geringe Ruheleistung von einigen Watt benötigt, wodurch eine wesentliche *Energieersparnis* erreicht wird.

Die Rückführung der Systemgrößen an die Regelung und der Vergleich mit den Sollwerten ermöglicht eine *Diagnosefähigkeit* des Systems. Kenngrößen, wie zum Beispiel Verschleiß, können während des Betriebs ermittelt und für die vorbeugende Instandhaltung verwendet werden. Bisherige Systeme ermöglichen dies nur durch manuelle Messung bei stillgesetzter Maschine oder mit aufwendiger und teurer Messtechnik, welche in der Praxis keinerlei Verwendung findet.

1.2 Stand der Technik

Um den Stand der Technik zu erfassen werden zwei Teilbereiche betrachtet. Der erste Teil der Recherche befasst sich mit Pressensteuerungen, welche den gesamten Pressenablauf steuern und sowohl die Stößelkinematik, als auch das Zusammenspiel mit dem Transfer beeinflussen. Im zweiten Teil werden Betätigungsverfahren für hydraulische Kupplungen und Bremsen dargestellt und bewertet. Ebenfalls erfolgt dort eine Recherche zu Konzepten zur

geregelten Betätigung von Kupplungen oder Bremsen unabhängig von deren Betätigungsart. Der aktuelle Entwicklungsstand im Bereich der Linearmotortechnik ist bereits in [1] ausführlich dargestellt und wird daher hier nicht mehr betrachtet.

1.2.1 Pressensteuerungen

Für die Umformung von Blechen werden Pressmaschinen verwendet. Alle Pressmaschinen besitzen einen Stößel, welcher sich linear in einer Führung bewegt und als Gegenstück einen Pressentisch hat. Am Stößel und am Pressentisch befindet sich eine Aufnahme für ein Werkzeug, welches aus einem Stempel und einer Matrize besteht. Zwischen diesen wird das Blech eingelegt und durch die Bewegung des Stößels aufeinander gepresst. Das Blech wird entsprechend der Form des Werkzeugs geformt oder gestanzt. Um den Pressprozess möglichst effizient zu gestalten ist es von Vorteil, wenn sowohl Kraft als auch Position des Stößels beeinflusst werden können und zudem eine Abstimmung mit dem Transfer stattfinden kann.

Die Entwicklung von Pressensteuerung liegt in der Hand der Pressenhersteller. Forschungstätigkeit im Bereich der Umformtechnik bezieht sich in der Regel auf Werkzeug- und Verfahrensentwicklung, Werkstoffe, Prozessregelung, sowie Maschinensimulation. Daher wird zum Stand der Technik von Pressensteuerungen im folgenden Abschnitt nur auf Patentschriften verwiesen.

Im Patent von Darr und Schmidt [4] wird ein Verfahren vorgestellt, welches mit einer Regelung für Servo-Pressen einen reproduzierbaren Ablauf der Stößelbewegung in Kraft und Position erzielt. Des Weiteren ist es mit dem verwendeten Verfahren möglich die gesamte Pressenlinie, welche aus mehreren Pressen besteht, aufeinander abzustimmen und damit eine hohe Ausstoßleistung zu gewährleisten. Dazu wird eine leitwellengesteuerte Kurvenscheibenregelung für die Vorgabe der Stößelposition verwendet, welche mit einer Kraftregelung für den Pressvorgang gekoppelt wird.

Bei Wagner und Ilg in [5] wird ebenfalls das Prinzip der Leitwellensteuerung verwendet. Diese dient allerdings zur Synchronisierung von hydraulischen Pressen. Die Funktion der Bewegungsabläufe von Presse und Transfer werden tabellarisch hinterlegt. Die Lageregelung bezieht damit die Sollwerte des Stößels in Abhängigkeit der Leitwelle. Eine Kombinationsmöglichkeit mit einer Kraftregelung ist hier nicht möglich. Der Nutzen dieses Ansteuerprinzips ist ebenfalls die Steigerung der Produktivität.

In [6] wird von Hata und Sakurai ein Prinzip zur Synchronisierung mit dem Transfer vorgestellt. Dazu wird bei der Parametereingabe für den Bewegungsablaufs des Stößels ein virtueller Kurbelwinkel berechnet. Dieser wird bei jedem Hub zwischen dem oberen und unteren Totpunkt erfasst und an den Transfer als virtueller Kurbelwinkel übergeben. Durch diese Methode ist es möglich den Transfer an die Stößelbewegung zu koppeln, aber eine Synchronisierung einer kompletten Pressenlinie ist dadurch nicht möglich. Ebenso gilt dieses Verfahren nur für Servo-Pressen.

In einem weiteren Patent von Hata und Sakurai [7] wird ein Verfahren beschrieben, bei dem eine Servopresse durch eine spezielle Steuerung den Stößelhub variabel verstellen kann und

so die Ausbringung erhöhen kann. Der variable Stößelhub wird durch einen Reversierbetrieb des Servoantriebs erreicht. Durch die Vorgabe vom oberen und unteren Totpunkt wird eine Bewegungsverlauf berechnet und dem Antrieb als Sollwert vorgegeben. Durch dieses Verfahren kann die Stößelbewegung zwar individuell eingestellt werden, allerdings ist eine Synchronisierung mit dem Transfer oder anderen Pressen nicht erkennbar.

In allen bisher aufgeführten Patenten ist eine Synchronisierung des Stößels mit dem Transfer, sowie der Synchronisierung von mehreren Pressen untereinander nur für Servo-Pressen oder hydraulische Pressen vorgesehen. In der Regel wird diese durch eine virtuelle Leitwelle erreicht. Mechanische Pressen mit Kupplungs-Brems-Kombinationen werden in keinem Patent erwähnt.

Im Patent [8] von Seeger wird ein Steuerverfahren beschrieben, welches auf der Einflussnahme der Stößeldynamik an Pressmaschinen beruht. Die Pressmaschine ist als mechanische Exzenterpresse mit einer KBK ausgeführt. Durch eine Veränderung des Ansteuerdruckes der KBK sollen Bewegung und Kraft auf den Stößel gezielt beeinflusst werden. Zur Druckerzeugung wird eine Hydropumpe in Kombination mit einem Servomotor vorgeschlagen. Dieses Patent bildet die Grundlage für die hier vorliegende Arbeit.

1.2.2 Betätigungsverfahren von Kupplungen, Bremsen und Kombinationen

Kupplungen, Bremsen und Kupplungs-Brems-Kombinationen können auf unterschiedliche Weisen betätigt werden. Die Betätigungsart hängt maßgeblich von dem übertragbaren Drehmoment ab. Systeme mit kleinen Drehmomenten können elektrisch, mit mittleren Drehmomenten pneumatisch und mit hohen Drehmomenten hydraulisch betätigt werden. In der folgenden Recherche werden neben den auf die Pressentechnik angepassten hydraulischen Betätigungsarten auch Systeme anderer Betätigungsarten und Anwendungsfällen untersucht.

Kupplungs-Brems-Kombinationen in mechanischen Pressen werden, aufgrund des hohen übertragbaren Drehmoments, pneumatisch oder hydraulisch betätigt. Soll die KBK nur einfach geschaltet werden, so wird in der Praxis ein Pressensicherheitsventil (PSV) verwendet. Dieses Ventil ist redundant ausgeführt und die Schaltstellung wird über Näherungsschalter oder Druckschalter überwacht. Durch Schalten des Ventils wird der Strang zwischen Hydraulikpumpe und KBK freigeschaltet und die Kupplung wird betätigt. Wird das PSV nicht betätigt, so schaltet es automatisch den Strang zwischen KBK und Tank frei und die Bremse wird aktiv. Dieses Verhalten wird von den einschlägigen Sicherheitsnormen gefordert, um eine Gefährdung des Maschinenbedieners auszuschließen. Pressensicherheitsventile gehören zum Standardsortiment aller namhaften Hersteller von Kupplungs-Brems-Kombinationen, sowie vieler Herstellern von Pneumatik- oder Hydraulikkomponenten.

Große Pressen benötigen aufgrund der großen Massen ein sanftes Beschleunigen und Bremsen des Stößels. Dazu wird das hydraulische PSV um weitere Schalt- und Druckventile, sowie Druckspeicher erweitert. Dadurch ist es möglich unterschiedliche Druckstufen in dem System aufzubauen. Der Kuppel- und Bremsvorgang findet mit einem reduzierten Druck statt. Erst nach Synchronlauf, bzw. Stillstand der Abtriebswelle wird auf den maximalen

Kuppel- oder minimalen Bremsdruck geschaltet. Auch diese Steuerungen werden als Standard in der Pressentechnik eingesetzt.

Kuttruf und Seeger haben in [9] die Steuerung um einen Hydraulikzylinder erweitert um die Dynamik und die Genauigkeit eines solchen Systems zu erhöhen. Das System unterteilt sich dadurch in zwei Parallelpfade, dem Füll- und Entleerpfad, sowie dem Steuer- und Regelungspfad. Der im Füll- und Entleerpfad befindliche Zylinder ist so eingestellt, dass dieser genau das Füllvolumen der KBK zur Verfügung stellt, welches für das Verschieben des KBK-Kolbens von der Brems- auf die Kupplungsseite -und umgekehrt- benötigt wird. Wird das System geschaltet, so strömt das Öl ungedrosselt aus dem Zylinder in den Kolbenraum der KBK. Die KBK ist schnellstmöglich gekuppelt und die Steuerung muss nur noch ein geringes Restvolumen aussteuern. Der Bremsvorgang verläuft analog, wobei der Zylinder das Volumen aus der KBK wieder aufnimmt.

Eine Möglichkeit das Bremsmoment einer hydraulisch betätigten Sicherheitsbremse zu beeinflussen stellen Seeger und Meller in [10] vor. Dazu verwenden sie zwei parallel geschaltete Kolben-Zylindersysteme, wobei der Betätigungszylinder hydraulisch betätigt und der Regelzylinder motorisch verstellt wird. Im gelüfteten Zustand wird durch die Verstellung des Regelzylinders der Bremsdruck im System und somit das verfügbare Bremsmoment für den nächsten Bremsvorgang eingestellt. Ein Nachregeln während des Bremsvorganges selbst ist nicht möglich.

Alle bisher genannten Systeme haben den entscheidenden Nachteil, dass diese nur gesteuert sind und somit auf Störgrößen nicht reagieren und diese ausregeln können. Um eine Regelmöglichkeit zu erhalten hat Schmidt in [11] eine herkömmliche Ansteuerung mit einem Proportionalventil versehen ohne die Pressensicherheit zu gefährden.

In [12] stellt Seeger ein System vor, welches eine kontinuierliche Regelung des Betätigungsdrucks erlaubt. Dazu schlägt er die Verwendung einer Motor-Spindel-Kombination vor, welche einen hydraulischen Geberzylinder betätigt. Durch die motorisch erzeugte Kraft und der Kolbenfläche des Zylinders stellt sich ein Druck in dem System ein. Durch das Verfahren der Spindel kann so jederzeit der aktuelle Systemdruck und damit das anliegende Drehmoment beeinflusst werden. Ein Ähnliches System ist in [13] von Seeger und Meller zu finden, bei dem ein hydraulischer Geberkolben mit einem Linearmotor direkt angetrieben wird. Die Funktionsweise ist analog zu [12] und wird in dieser Arbeit verwendet.

Das Prinzip der Druckerzeugung mit einer Motor-Spindel-Kombination ist ebenfalls in [14] zu finden. Oberlack und Leul stellen eine Aktuator für die Kupplungsbetätigung von Kraftfahrzeugen vor. Für die Anwendung Clutch-by-wire kann über eine Regelelektronik die Kupplungspedalstellung erfasst und der Regelelektronik als Sollwert zugeführt werden. Der BLDC-Motor der Spindel wird dann den entsprechenden Druck an der Kupplung ausregeln. Die Kraftdichte ist allerdings zu niedrig, um bei Pressenantrieben eingesetzt zu werden.

In [15] stellen Geilker und Plattfaut ein System zur geregelten Synchronisation einer Kupplung für den Bereich Schweranlauf bei Baumaschinen vor. Das beschriebene System besteht aus einem Dieselmotor, welcher über eine hydraulische Kupplung mit einem Arbeitsgerät, wie beispielsweise einer Brechanlage, verbunden ist. Durch die hohe Last kommt es beim Synchronisationsvorgang zu starken Schwankungen in der Drehzahl des Dieselmotors. Um

dies zu verhindern wird die Drehzahl an An- und Abtriebswelle überwacht und der Kupplungsdruck über ein hydraulisches Proportionalventil geregelt.

Liermann stellt in seiner Dissertation [16] eine hydraulisch regelbare und versorgungsleistungsminierte Bremse speziell für Bahnantriebe vor. Liermann nutzt die Bremsenergie des Rades um diese als Betätigungsenergie für die Bremse zu nutzen. Ein Abstützylinder dient dazu als Speicher. Über ein Druckregelventil kann der Bremsdruck variabel eingestellt werden.

Für elektrisch betätigte Bremsen ist in [17] eine Elektronik entwickelt worden, welche das Bremsmoment, über die Regelung des Stromes in der Bremsspule, variieren kann. Die Regelung erhält als Eingangssignal Informationen zur Last und steuert dann die Bremse entsprechend der Last an. Das Einsatzgebiet liegt bei Flurförderzeugen, Fahrtreppen und Krananlagen.

Eine sehr innovative Methode zur Regelung des Drehmoments an Kupplungssystemen stellen Maas, Güth und Aust in [18] vor. Auf Basis von magnetorheologische Flüssigkeiten (MRF) und einer Magnetspule wird das Drehmoment geregelt. MRF bestehen aus einer Trägerflüssigkeit, wie beispielsweise Mineralöl, welche mit magnetisierbaren Partikeln additiviert werden. Die Kupplung ist so aufgebaut, dass die MRF in einem Spalt zwischen An- und Abtriebsseite eingebracht wird. Anlegen eines Magnetfeldes verändert die Viskosität des MRF und durch eine Scherwirkung findet eine Drehmomentübertragung zwischen An- und Abtriebsseite statt. Durch die Verwendung von Permanentmagneten kann auf diese Weise auch eine Haltebremse realisiert werden. Nachteil von MRF in Bremsen- oder Kupplungsanwendungen ist die immer vorhandene Restreibung durch die Flüssigkeit im Arbeitspalt und eine mögliche Änderung des Drehmomentverhaltens bei hohen Drehzahlen durch die Zentrifugalkraft.

1.3 Aufgabenstellung

Der in [1] entwickelte Linearmotor ist in der Lage über eine Positions-Regelungskaskade verschiedene Positionen anzufahren und dabei sehr hohe Stellkräfte zu erzeugen. Um diesen Motor für den Anwendungsfall der KBKs zu verwenden, wird der Linearmotor mit einem integrierten Hydraulikzylinder ausgestattet. Durch eine Änderung der Linearmotorposition soll das System so in der Lage sein, einen variablen Hydraulikdruck zu erzeugen. Um diesen präzise und hochdynamisch zu variieren, ist eine Druckregelung notwendig. Die Druckregelung muss sowohl das Betriebsverhalten der KBK, als auch die Störgrößen berücksichtigen und zuverlässig ausregeln. Dazu muss das System zunächst analysiert und alle Störgrößen bestimmt und analytisch erfasst werden. Die größte Herausforderung liegt darin, die stark nichtlineare Strecke mit möglichst einfachen Reglern zu regeln.

Sobald die Grundfunktionalität der Druckregelung einer KBK hergestellt ist, findet im zweiten Schritt die Erweiterung der Druckregelung um einen weiteren Regler statt, der speziell auf die Anwendung der Exzenterpressen angepasst ist. Die erweiterte Regelung, im folgenden Winkel-Zeit-Regelung genannt, hat die Aufgabe die KBK in der Beschleunigung und Verzögerung so zu beeinflussen, dass dieser Vorgang immer gleich lange dauert und somit

die Exzenterwelle bis zur Synchrondrehzahl, bzw. Stillstand, einen immer gleichen Winkel zurückgelegt hat. Auch hier sind wieder eine Vielzahl von Störgrößen vorhanden, welche analysiert und ausgeregelt werden müssen. Gesteuert wird der gesamte Ablauf durch eine übergeordnete virtuelle Leitwelle. Neben der KBK, welche unter anderem das Startsignal für den Kuppel- und Bremsvorgang daraus ableitet, richtet sich auch der Transfer und alle Hilfsantriebe nach der Leitwelle. Somit laufen alle Vorgänge in der Presse exakt synchron ab.

1.4 Aufbau der Arbeit

In Kapitel 2 findet zunächst eine umfassende Beschreibung der Systemkomponenten und des Gesamtsystems, der Exzenter-Pressen, statt. Basierend auf diesem Grundlagen wird im Kapitel 3 das System analysiert, ein Simulationsmodell der elektrischen und mechanischen Komponenten erstellt und mit Matlab/Simulink simuliert. Auf Basis dieser Simulation findet in Kapitel 4 die Entwicklung einer Druckregelung zur Betätigung einer KBK, sowie einer speziell auf Exzenterpressen abgestimmte Regelung des gesamten Kuppel-Brems-Zyklus, welche alle Störgrößen ausregelt und die maximale Performance für das System bietet, statt. Des Weiteren werden in Kapitel 5 sowohl die Simulationsergebnisse mit dem realen System abgeglichen, als auch die Performance und Regelgenauigkeit der entwickelten Regelung validiert. Abschließend werden die Ergebnisse dieser Arbeit in Kapitel 6 zusammengefasst.

Kapitel 2

Aufbau und Analyse des Systems

Das betrachtete Gesamtsystem der Exzenterpresse unterteilt sich in verschiedene Teilsysteme. Dazu zählen der mechanische Aufbau der Exzenterpresse, sowie Aufbau und Funktionsweise des Antriebsstrangs, bestehend aus Hauptantrieb, Kupplungs-Brems-Kombination (KBK) und diversen Übertragungselementen. Die Funktionsbeschreibung und Auslegungsg Grundlagen der Einzelkomponenten der Presse sind Bestandteil von Kapitel 2.1 (nach [48]). In Kapitel 2.2 wird auf Aufbau, Funktionsweise und Auslegung der KBK eingegangen (nach [27], [21], [19] und [23]). Darauf aufbauend findet in Kapitel 2.3 eine Darstellung der herkömmlichen Ansteuerung der KBK statt. Das neue Ansteuersystem besteht aus einem Linearmotor und einer hydraulischen Kraftübertragung, dessen Aufbau und Funktionsweise in Kapitel 2.5 und 2.7 dargestellt werden. Abschließend findet eine Systemauslegung des Linearmotorsystems statt.

2.1 Presse

Pressen werden eingesetzt um ein Werkstück zu formen oder zu schneiden. Im einfachsten Fall wird dazu eine Kraft und eine Bewegung auf ein Werkzeug übertragen, welches dann die erforderliche Bearbeitungsschritte am Werkstück vornimmt. Bei der Auslegung der Presse ist die spätere Verwendung mit einzubeziehen, um den Bearbeitungsprozess des Werkstücks möglichst optimal zu gestalten. Ein großes Einsatzgebiet für Pressen ist die Automobilindustrie. Dort werden Karosserieteile jeglicher Art hergestellt.

2.1.1 Aufbau einer mechanischen Presse

In Abbildung 2.1 ist der schematische Aufbau einer einfach wirkenden mechanischen Presse mit Tiefzieheinrichtung dargestellt. Die gesamte Presse ist auf einem Fundament errichtet. Darauf steht der Pressenkörper, der die Grundlage einer Presse bildet. Neben der Aufnahme der Antriebs- und Anbauteilen dient dieser auch als Führung für den Stößel. Auf dem Pressenkörper befindet sich das Kopfstück, welches die Antriebseinheit der Presse beinhaltet.

Über einen Stößelpleuel wird der Stößel mit der angebrachten Matrize auf den Stempel gedrückt und das dazwischen befindliche Blechteil wird umgeformt. Unterhalb des Stempels ist die Zieheinrichtung angeordnet. Diese hat die Aufgabe, das Blech während des Umformvorgangs zu halten und nach dem Umformvorgang anzuheben, damit die Teile entnommen werden können. Sind die Pressen in einer Pressenlinie aufgebaut, so hat in der Regel nur die erste Presse, die sogenannte Kopfpresse, eine Zieheinrichtung. Ebenso entfällt diese bei Schnittpressen.

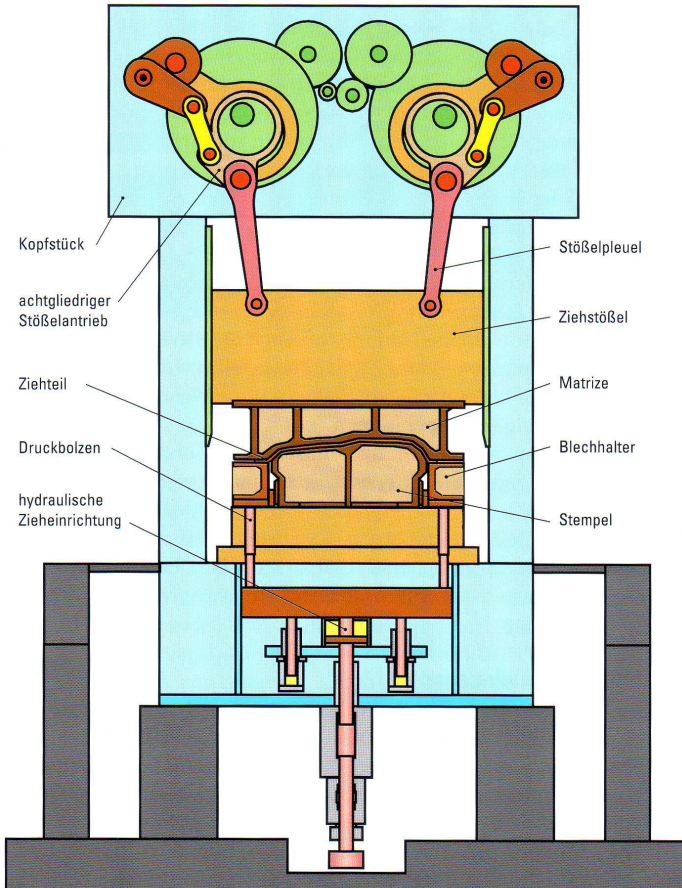


Abbildung 2.1: Aufbau einer mechanischen Presse [48]

2.1.2 Mechanische Antriebsarten

Um die erforderliche Kraft durch den Pressenstößel zu erzeugen, werden hauptsächlich drei mechanische Antriebsarten verwendet. Das sind Exzenter-, Gelenk- oder Kniehebelantrieb, sowie Kombinationen dieser. Allen gemeinsam ist die Übersetzung einer rotierenden Bewegung der Antriebswelle auf eine Linearbewegung des Stößels.

Exzenterantrieb

Der Exzenter- oder auch Kurbelantrieb setzt die Drehbewegung der Antriebswelle über eine außerhalb des Wellenmittelpunkts angebrachte Pleuelstange in eine Linearbewegung um (Abb. 2.2 a). Der an der Pleuelstange angebrachte Stößel ist mit Linearführungen versehen. Der Abstand der Pleuelstangenaufhängung vom Wellenmittelpunkt r_{ex} bestimmt sowohl die übertragbare Kraft F_s , als auch der Hub h_s (Abb. 2.2 b). Die Hubhöhe wird durch den Radius r_{ex} und den Winkel α_{ex} bestimmt:

$$h_s = r_{ex} \cdot (1 + \cos(\alpha_{ex})) \quad (2.1)$$

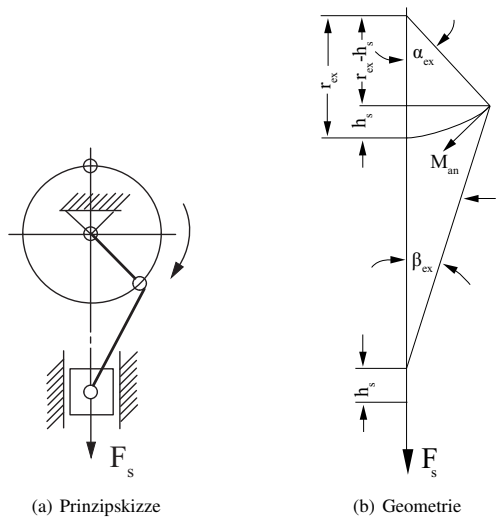


Abbildung 2.2: Exzenterantrieb (nach [27])

Der maximale Gesamthub beträgt:

$$h_{\max} = 2 \cdot r_{ex} \quad (2.2)$$

Die resultierende Kraft auf den Stößel ist abhängig vom Kurbelwinkel, dem Radius und dem Antriebsmoment:

$$F_s = \frac{M_{\text{an}} \cdot \cos(\beta_{\text{ex}})}{r_{\text{ex}} \cdot \sin(\alpha_{\text{ex}} + \beta_{\text{ex}})} \quad (2.3)$$

Durch den Exzenterantrieb wird ein linearer Bewegungsablauf mit sinusförmiger Geschwindigkeit des Stößels erzeugt. Der Exzenter hat den Vorteil, dass dieser relativ einfach aufgebaut ist und deshalb in Universalpressen bis zu einer Presskraft von $F_s = 5000 \text{ kN}$ eingesetzt wird. Nachteil dieser Antriebsart ist die hohe Auftreffgeschwindigkeit auf das Werkstück beim Schließen des Werkzeugs und die degressive Geschwindigkeit im Bereich des Umformvorganges.

Gelenkantrieb

Die Antriebswelle des Gelenkantriebes ist ebenfalls exzentrisch aufgebaut. Im Gegensatz zum einfachen Exzenterantrieb ist der Gelenkantrieb jedoch mit mindestens zwei Gelenken aufgebaut (Abb. 2.3 a). Die Bewegung des Stößels ist daher im Vor- und Rückhub sehr schnell und im Arbeitsbereich etwas langsamer. Durch die Kinematik wird zudem eine konstante Geschwindigkeit im Arbeitsbereich erreicht. Das Aufsetzen des Werkzeugs auf ein Werkstück erfolgt mit einer reduzierten Geschwindigkeit und schont damit die gesamte Maschine. Ein solchen Antrieb ist ideal für Tiefziehprozesse.

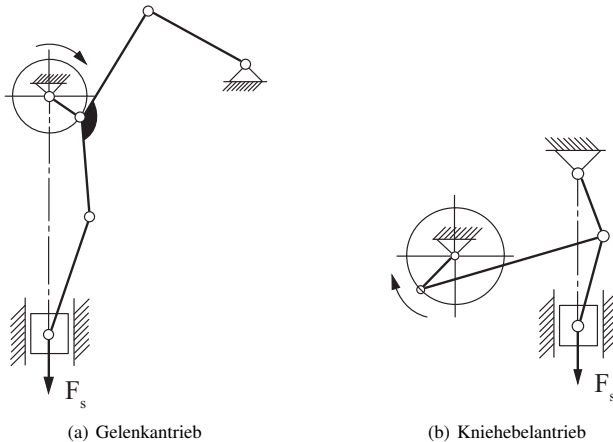


Abbildung 2.3: Antriebsarten (nach [27])

Kniehebelantrieb

Der Kniehebelantrieb besteht aus einer zweigliedrigen Pleuelstange, welche am sogenannten Kniegelenk durch einen Exzenterantrieb bewegt wird (Abb. 2.3 b). Mit einem Kniehebel kann die Presskraft im Arbeitsbereich deutlich erhöht werden, während die Geschwindigkeit in diesem Bereich erheblich langsamer ist. Diese Antriebsart wird vor allem für Prägeprozesse eingesetzt.

Vergleich der mechanischen Antriebsarten

In Abbildung 2.4 sind alle drei Antriebsarten im Hub über den Kurbelwinkel dargestellt. Zu erkennen ist hier die deutliche Änderung des Zeitraums für den Teiletransport bezogen auf den Kurbelwinkel. Bei einem Maximalhub von $h_{\max} = 850$ mm und einem Öffnungshub von $h_{\max} = 0,5 \cdot h_{\max}$ mm stehen für den Exzenter- und Kniehebelantrieb fast 180° Kurbelwinkel zur Verfügung, während der Teiletransport bei dem Gelenkantrieb nach 110° abgeschlossen sein muss.

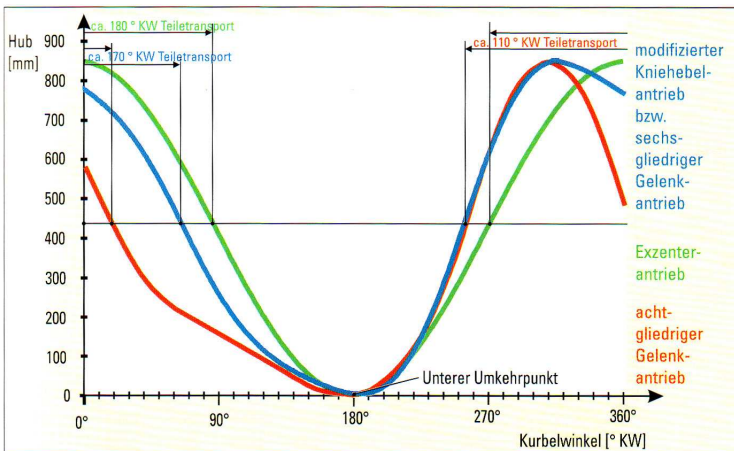


Abbildung 2.4: Vergleich der mechanischen Antriebsarten [48]

2.1.3 Elektrische Antriebsarten

Um eine lineare Bewegung des Stößels zu erreichen werden unterschiedliche mechanische Antriebsarten verwendet. Alle mechanischen Antriebsarten basieren auf einer rotativen Bewegung einer Antriebswelle. Diese Bewegung kann auf unterschiedliche Weisen elektrisch erzeugt werden.

Schwungrad und Kupplungs-Brems-Kombination

Eine Variante zu Antrieb einer mechanischen Presse ist die Kombination aus Antriebsmotor, Schwungrad und Kupplungs-Brems-Kombination (KBK). Ein Antriebsmotor treibt über einen Riementrieb ein Schwungrad an. Das Schwungrad ist direkt oder über eine Welle mit der Antriebsseite der KBK verbunden. Abtriebsseitig ist die KBK über ein Getriebe (Vorgelege) mit der Exzenterwelle verbunden. Durch Schalten der Kupplung wird die antriebsseitige Rotationsbewegung auf die Exzenterwelle übertragen. Wird die KBK nicht geschaltet, so ist automatisch die Bremse aktiv und bremst die Exzenterwelle. Das Kuppeln und Bremsen der KBK wird über eine hydraulische Betätigungseinheit ausgeführt, welche aus einem Hydraulikaggregat und einer Ventilsteuerung besteht. Der Antriebsmotor ist entweder als Gleichstrommotor oder als frequenzumrichter geregelter Drehstrommotor ausgeführt. Dies ermöglicht eine variable Drehzahl und somit eine variable Hubzahl.

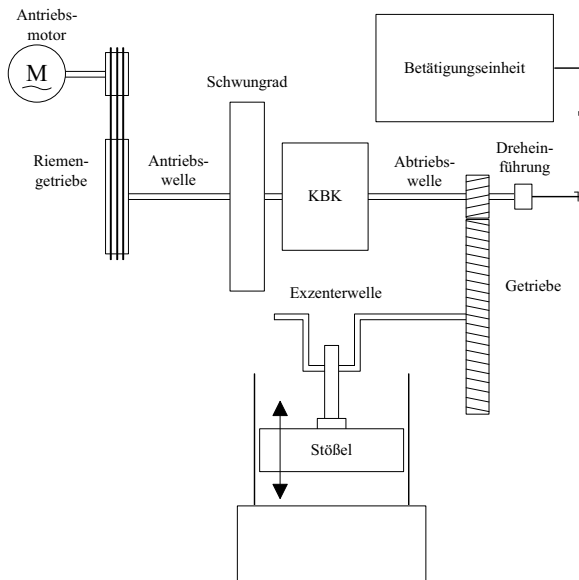


Abbildung 2.5: Prinzipieller Aufbau einer Exzenterpresse mit Schwungrad und KBK

Servoantrieb

Im Gegensatz zur schwungradgetriebenen Presse wirkt bei der Servopresse der Antriebsmotor direkt auf die Exzenter- oder Vorgelegewelle. Dadurch muss der Antriebsmotor das Drehmoment für die gesamte Presskraft und die Energie für den Umformprozess aufbringen. Ein solcher Antrieb ist wesentlich größer als ein Schwungradantrieb. Durch die Ansteuerung des Servomotors mit einem Frequenzumrichter hat diese Kombination den Vor-

teil der Regelbarkeit des Pressenzyklus in Kraft, Geschwindigkeit und Weg. Somit kann für jedes Werkzeug ein optimaler Kraft-Weg-Zeit-Verlauf verwendet werden. Auch eine schnelle Drehrichtungsumkehr, z.B. bei festgefahretem Werkzeug, ist möglich. Erfordert der Pressprozess nicht den maximalen Hub der Presse, so kann die Presse im Pendelhubbetrieb arbeiten. Dabei wird der Servomotor nicht umlaufen, sondern oszillierend um den unteren Totpunkt betrieben, wodurch die Produktivität gesteigert wird. Nachteile liegen in der hohen elektrischen Anschlussleistung, sowie den höheren Systemkosten. Im folgenden wird die Servopresse nicht mehr betrachtet, da diese nicht Bestandteil dieser Arbeit ist.

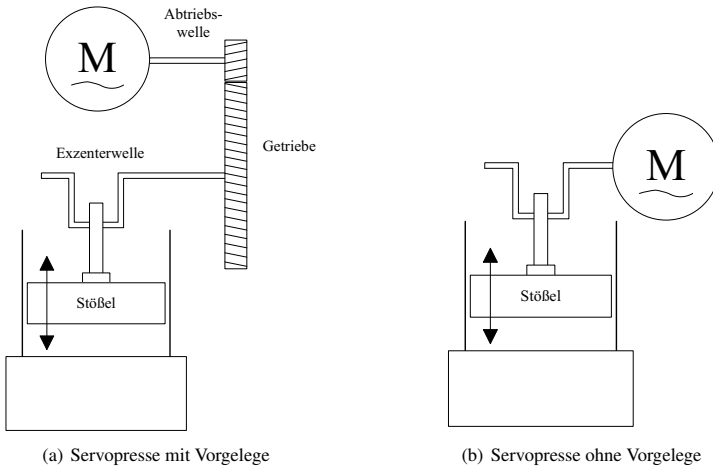


Abbildung 2.6: Prinzipieller Aufbau einer Servopressen

2.1.4 Fertigungsablauf bei mechanischen Pressen

Die Fertigung eines komplexen Pressteils erfordert in der Regel mehrere Bearbeitungsschritte. Bei kleinen Bauteilen findet dies an einer Presse durch ein mehrstufiges Werkzeug statt. Zeitgleich werden mehrere Bearbeitungsschritte durchgeführt, so dass bei jedem Stößelhub ein komplettes Teil gefertigt wird. Abbildung 2.7 zeigt den Aufbau eines 4-stufigen Werkzeugs.

Bei der Fertigung von mittelgroßen bis großen Teilen kommt eine Transferpresse zum Einsatz. Diese Presse ist in Mehrständerbauart ausgeführt und verfügt über mehrere Stößel, welche alle von einer zentralen Längswelle angetrieben werden. Dadurch findet der Bewegungsablauf der einzelnen Stößel synchron zueinander statt.

Eine Transferpresse ist durch den mechanisch gekoppelten Bewegungsablauf in der Flexibilität der Bearbeitungsschritte beschränkt, gerade wenn sehr unterschiedliche Operationen an einem Teil durchgeführt werden müssen. Daher finden heute meistens Pressenlinien ih-

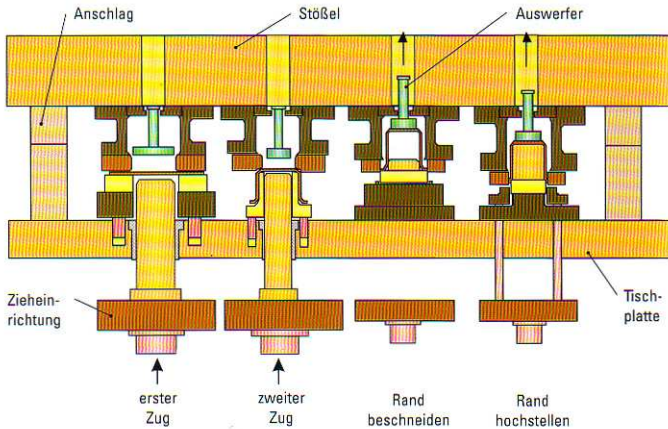


Abbildung 2.7: Aufbau eines 4-stufigen Werkzeugs [48]

re Anwendung, die aus hintereinander aufgebauten Einzelpressen bestehen (Abb. 2.8). Zu Beginn einer Pressenlinie steht immer eine Kopfpresse, welche die höchste Presskraft in der Linie hat, da in dieser die Zieheinrichtung integriert ist und zusätzlich zur Umformarbeit die Gegenkraft der Zieheinrichtung überwunden werden muss. Die folgenden Pressen (Folgepressen) haben eine deutlich geringere Presskraft und arbeiten nur noch Teilbereiche des Blechs aus. Die Anzahl der Pressen in einer Linie ist abhängig von der Anzahl der auszuführenden Arbeitsschritte.



Abbildung 2.8: Pressenlinie [48]

2.1.5 Transfer

Der Transfer dient zum Transport der gefertigten Teile von einem Bearbeitungsschritt zum nächsten. Dies kann sowohl innerhalb eines Werkzeugs sein, als auch zwischen einzelnen Pressenstufen. Bei Einzelpressen und Transferpressen sind diese als Greiferschienensystem ausgeführt, welche eine Bewegung in die drei Raumrichtungen vornehmen können. An den Schienen sind Greifer oder Vakuumsaugnäpfe angebracht, welche aktiv pneumatisch angesteuert werden. Ist eine Teilung der Schienen aufgrund eines Pressenständers nötig, so werden die Teile durch eine Zwischenablage übergeben. Während der Bewegungsablauf in der Vergangenheit über Kurvenscheiben, Hebeln und Zwischenrädern mechanisch an die Stößelbewegung gekoppelt war, so werden heute zumeist servogesteuerte Systeme eingesetzt.

Abbildung 2.9 zeigt den Bewegungsablauf der drei Achsen eines Greiferschienensystems bezogen auf die Stößelbewegung. Bei einem Kurbelwinkel von $\alpha_{\text{ex}} = 120^\circ$ ist der Einlegvorgang des Werkstücks abgeschlossen und der Umformvorgang beginnt. Während des Umformvorganges wird der Transfer zurück zur vorherigen Werkzeugstufe gefahren, um bei $\alpha_{\text{ex}} = 220^\circ$ die bearbeiteten Werkstücke zu entnehmen.

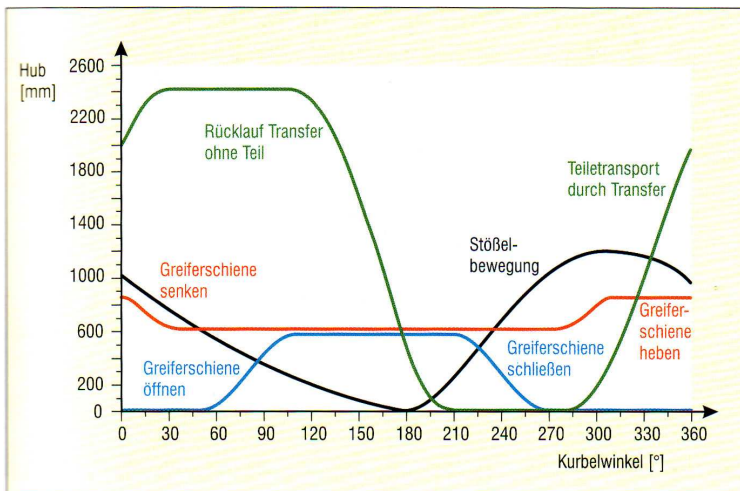


Abbildung 2.9: Transfer [48]

In Pressenlinien werden statt Greiferschienensysteme sogenannte Feeder eingesetzt. Dabei handelt es sich um CNC-gesteuerte Achssysteme (CNC-Feeder) oder Swingarm-Feeder. Ebenso finden auch Industrieroboter ihren Einsatz. Diese entnehmen das bearbeitete Werkstück einer Presse und führen es der nächsten Presse zu.

Die Steuerung des Transfers erfolgt zentral und ist auf den Bewegungsablauf des Stößels und des Werkzeugs abgestimmt. Um diesen Vorgang ohne Kollisionen zwischen Stößel

und Robotern durchzuführen, ist eine Synchronisierung zwischen der gesamten Pressenlinie notwendig. Dies geschieht durch die Verwendung einer virtuellen Leitwelle. Die Leitwelle ist ein inkrementelles Signal, welches von der Pressensteuerung parallel an alle Teilnehmer der Pressenlinie gesendet wird. Jeder Teilnehmer hat ein individuelles Bewegungsprofil als Funktion der Leitwelle hinterlegt.

Der gesamte Produktionsprozess ist Schwankungen ausgesetzt. Diese entstehen beispielsweise durch Verschleiß von mechanischen Komponenten über den gesamten Lebenszyklus einer Presse. Diese müssen durch Zeitfenster und Sicherheitszonen Berücksichtigung finden. Sobald ein Teilnehmer die geforderten Toleranzen nicht einhalten kann, wird die gesamte Anlage frühzeitig still gesetzt, um eine Kollision zu vermeiden. Aus Produktivitätsgründen sollten die Sicherheitszonen für den Transfer so gering wie möglich gehalten werden.

2.1.6 Betriebsarten

Bei Pressen wird zwischen den drei Betriebsarten Einrichte-, Einzelhub- und Dauerhubbetrieb unterschieden. Der *Einrichtebetrieb*, oder auch Tippbetrieb genannt, dient zum Abstimmen des Pressenhubes auf das Werkzeug und den Transfer. Der Stößel wird dazu sehr langsam in kleinen Schritten in das Werkzeug gefahren. Nach jedem Schritt wird kontrolliert, ob das Werkzeug richtig ausgerichtet ist und der Bearbeitungsprozess des Werkstücks wie geplant abläuft. Bei mehrteiligen Werkzeugen oder bei Pressenlinien wird zusätzlich zum Werkzeug auch der Transfer eingerichtet, so dass dieser eine kollisionsfreie Funktion hat. Um diese Funktion an konventionellen Pressen auszuführen wird der Antriebsmotor auf eine geringe Drehzahl beschleunigt und die KBK kurz gekuppelt und sofort wieder gebremst. Dieser Vorgang wird dann so oft wie nötig wiederholt.

Ist das Einrichten der Presse abgeschlossen, so kann der Produktionsprozess starten. Dazu wird der Stößel nach dem Einrichten in die oberste Position gefahren. Diese Position wird Oberer Totpunkt (OT) genannt. Nach dem Einlegen des Materials wird der Stößel durch das Kuppeln der KBK beschleunigt. Bei einem Kurbelwinkel von etwa $\alpha_{ex} = 150^\circ$ taucht der Stößel in das Werkstück ein und der Stanz- oder Umformprozess beginnt. Bei einem Kurbelwinkel von $\alpha_{ex} = 180^\circ$ hat der Stößel den unteren Umkehrpunkt, oder auch Unterer Totpunkt (UT), erreicht. Hier ist der Prozess abgeschlossen und der Stößel bewegt das Werkzeug wieder aus dem Werkstück heraus. Kurz vor Erreichen von OT wird die Bremsung eingeleitet, so dass der Stößel bei OT stehen bleibt. Das bearbeitete Werkstück wird nun durch den Transfer entnommen und ein neues eingelegt. Um den Prozess effizient zu gestalten findet der Transfer nicht nur bei Stillstand der Presse statt, sondern überschneidet sich mit der Stößelbewegung. Diese Betriebsart wird als *Einzelhubbetrieb* bezeichnet.

Beim *Dauerhubbetrieb* hingegen wird der Stößel am OT nicht wieder abgebremst, sondern läuft für mehrere Zyklen weiter. Eine Bremsung erfolgt in der Regel erst durch die endende Zuführung an Material oder das Ansprechen der Prozess- und Werkzeugüberwachung.

Im Einzelhubbetrieb ist es irrelevant wie lange der Transfer dauert, da die Pausenzeit, in der der Stößel in OT verweilt, beliebig ist. Wird die Presse hingegen im Dauerlauf betrieben,

so muss gewährleistet sein, dass für den Transfer genug Zeit vorhanden ist. Dazu ist es notwendig den Stößelhub so auszulegen, dass eine entsprechend lange Zeit beim Durchlaufen des Stößels durch OT entsteht (Abbildung 2.10). Für die Dimensionierung von Pressen ist es sinnvoll diese für Einzelhubbetrieb auszulegen und den Hub zu minimieren. Dadurch kann kompakter gebaut und somit Kosten gespart werden.

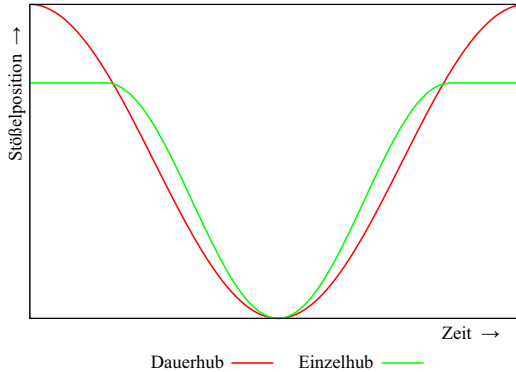


Abbildung 2.10: Das Prinzip der Hubreduzierung

2.1.7 Arbeitsvermögen und Presskräfte

Zur Auslegung einer Presse werden drei Kenngrößen herangezogen. Diese sind die Nennpresskraft F_{n0} bei $\alpha_{ex} = 30^\circ$ vor UT, das Arbeitsvermögen W_n und die Hubzahl, welche im Dauerhubbetrieb der Exzenterdrehzahl n_{ex} entspricht. Die Nennpresskraft gibt die maximal zulässige Kraft an, welche der Stößel für den Pressvorgang aufbringen kann. Begrenzt ist diese durch das übertragbare Moment der Kupplung, sowie der Festigkeit aller Elemente, welche sich im Kraftfluss der Presse befinden. In Abbildung 2.11 ist der Zusammenhang zwischen Kurbelwinkel vor UT und der Presskraft dargestellt. Während bei $\alpha_{ex} = 30^\circ$ vor UT die Nennpresskraft anliegen darf, liegt die zulässige Presskraft bei $\alpha_{ex} = 40^\circ$ vor UT bei 75% und bei $\alpha_{ex} = 90^\circ$ vor UT sogar bei nur 50%.

Das Arbeitsvermögen berücksichtigt hingegen die Last über den Weg (h_u), während der Umformvorgang stattfindet.

$$W_n = F_s \cdot h_u \quad (2.4)$$

Damit die benötigte Energie für den Umformvorgang nicht direkt aus dem Antriebsmotor bezogen werden muss, wird ein Schwungrad als Energiespeicher eingesetzt. Die im Schwungrad gespeicherte Energie ist abhängig vom Trägheitsmoment des Schwungrades J_s und der Winkelgeschwindigkeit ω_s .

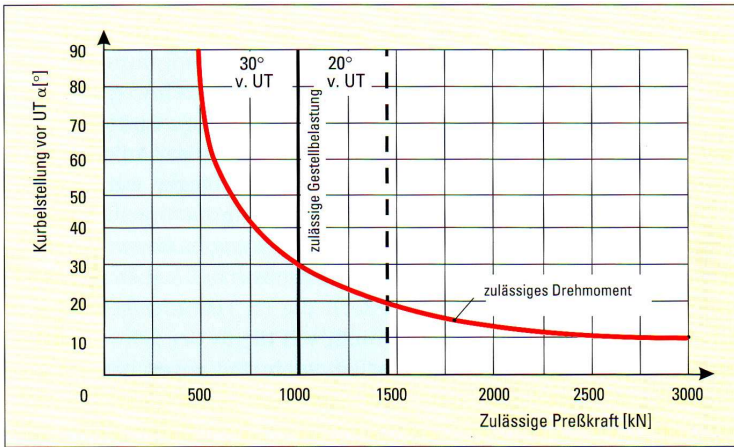


Abbildung 2.11: Presskraft in Abhängigkeit des Kurbelwinkels [48]

$$W_s = \frac{J_s}{2} \cdot \omega_s^2 \quad (2.5)$$

Der Abfall der Schwungradzahl während des Pressvorgangs sollte maximal 20% im Dauerhubbetrieb betragen. Dadurch ergibt sich nach Gleichung 2.7 ein abgegebenes Arbeitsvermögen des Schwungrades von 36%.

$$W_s = \frac{J_s}{2} \cdot (\omega_{s0}^2 - \omega_{s1}^2) \quad (2.6)$$

Für das gesamte Arbeitsvermögen des Schwungrades gilt somit:

$$W_s = \frac{W_n}{0,36} \quad (2.7)$$

Das Trägheitsmoment des Schwungrades kann anhand der Geometrie durch Gleichung 2.9 errechnet werden. Durch eine Getriebeübersetzung i_k reduziert sich das wirksame Trägheitsmoment des Schwungrades am Exzenter J_{sr} entsprechend Gleichung 2.10.

$$J_s = \rho \int r_{sr}^2 dV \quad (2.8)$$

$$J_s = \frac{1}{2} \cdot \rho \cdot \pi h_{sr} \cdot (r_{as}^4 - r_{is}^4) \quad (2.9)$$

$$J_{sr} = J_s \cdot i_k^2 \quad (2.10)$$

Da die Trägheitsmomente des Antriebsmotors und der Antriebswelle im Vergleich zum Schwungrad sehr klein sind, werden diese in der weiteren Betrachtung vernachlässigt.

Das Trägheitsmoment des Abtriebes setzt sich aus den Einzelträgheitsmomenten von Abtriebswelle, Getriebe, Exzenterwelle, Stößel und Werkzeug zusammen. Aufgrund der Komplexität an Einzelträgheitsmomenten ist die versuchstechnische Ermittlung des Gesamtträgheitsmomentes der analytischen vorzuziehen. Dazu wird der Abtrieb mit einem konstanten Moment an der KBK beschleunigt. Aufgrund des Zusammenhanges von Synchronisationszeit t_s , übertragenem Moment M_k und der Differenz der Winkelgeschwindigkeiten $\Delta\omega$, lässt sich mit Gleichung 2.11 das Trägheitsmoment berechnen.

$$J_p = \frac{t_s \cdot M_k}{\Delta\omega} \quad (2.11)$$

2.2 Kupplungs-Brems-Kombination

Die Kupplungs-Brems-Kombination (KBK) stellt das Verbindungsglied zwischen Antriebs- und Abtriebsseite dar. Sie hat die Aufgabe die antriebsseitige rotative Bewegungsenergie des Schwungrades auf den Abtrieb zu übertragen und die Abtriebsseite am Ende eines Prozesses wieder abzubremsen. Die Übertragung der Energie findet reibschlüssig durch zwei Sinterlamellenpakete statt. Angesteuert wird die KBK hydraulisch.

2.2.1 Aufbau der KBK

Die Abtriebswelle (1) ist über eine Passfeder mit dem Träger von Kupplung (2) und dem Träger der Bremse (3) verbunden (Abb. 2.12). Die Träger sind jeweils über eine Anschlagsscheibe (4) nach außen abgeschlossen. Auf dem Träger der Bremse sind über eine Verzahnung die aus Stahl gefertigten Innenlamellen (5) abwechselnd mit den Reibbelag tragenden Außenlamellen (6) geschichtet. Auf der Kupplungsseite ist derselbe Aufbau zu finden. Zwischen den beiden Lamellenpaketen befindet sich ein Kolben (7), welcher in axialer Richtung frei verschiebbar ist. Durch die in den Kupplungsträger eingebrachten Federn (8), welche in einer Vielzahl radial am Umfang angeordnet sind, wird der Kolben auf das Bremslamellenpaket gedrückt. Aufgrund der Pressung findet eine reibschlüssige Verbindung der Innen- und Außenlamellen statt. Die Bremslamellen sind über eine Verzahnung und dem Bremsflansch (9) direkt an das Maschinengehäuse (10) gekoppelt und bremsen so die Abtriebswelle. Die Bremse kann gelüftet werden, indem über eine Bohrung in der Abtriebswelle (11) Öl in den Kolbenraum (12) eingeführt wird. Ist die durch den Öldruck erzeugte Kraft auf den Kolben größer als die Federkraft, so beginnt der Kolben mit seiner Bewegung in Richtung Kupplungslamellen (13). Die Außenlamellen der Kupplung sind durch den Kupplungsflansch (14) direkt mit dem Schwungrad (15) verbunden. Kupplungsflansch und Schwungrad stützen sich über Lager (16) auf der Abtriebswelle ab.

Um die beim Schalten entstehende Reibungswärme aus der KBK abzuführen wird eine Ölkühlung verwendet. Dazu ist die KBK von einer Gehäuseglocke (17) umschlossen. Die Zuführung des Öls kann entweder von außen über die Gehäuseglocke oder von innen über die Abtriebswelle erfolgen. Dazu verfügt die Welle über zusätzliche Bohrungen, welche zunächst axial parallel zu den Druckölbohrungen verlaufen und später radial direkt zu den Lamellenpaketen geleitet werden. Auf der Gehäuseglocke befindet sich ein Entlüftungsstutzen (18), welcher den Luftaustausch zwischen Glocke und Umgebung sicher stellt.

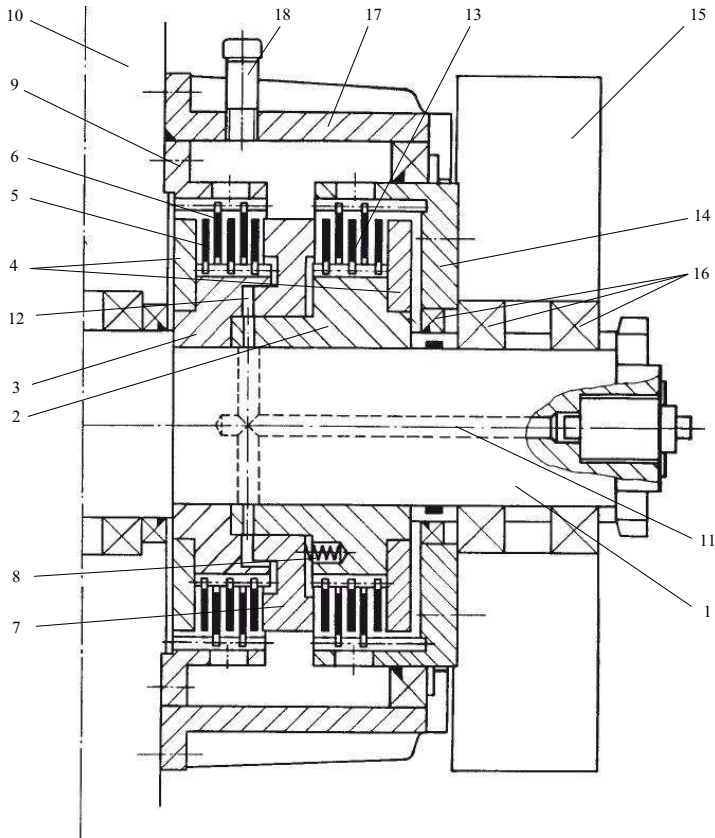


Abbildung 2.12: Querschnittszeichnung einer KBK [21]

2.2.2 Funktionsweise der KBK

Abbildung 2.13 zeigt schematisch den Aufbau der KBK im Querschnitt. Die Darstellung beschränkt sich auf die für die Funktion wichtigen Bauteile Lamellen, Kolben, Federn und den Kolbenraum. Zudem ist die Reibkraft F_r , welche durch die Dichtungen (blau) erzeugt wird, die Federkraft F_f (rot) und die durch den Hydraulikdruck entstehende Kraft F_h (grün) dargestellt. Die Reibkraft wird als konstant und im Vergleich zu den sonstigen angreifenden Kräften als vernachlässigbar klein angenommen. Auf der rechten Seite ist das Diagramm mit dem anstehenden Druck (grün), dem Bremsmoment (rot) und dem Kupplungsmoment (schwarz) dargestellt.

Zunächst ist in Abbildung 2.13(a) der Druck auf ein Minimum eingestellt. Dadurch wirkt nahezu die gesamte Federkraft (F_f) auf den Kolben. Die Kraft wird durch den Kolben auf die Bremslamellen übertragen. Über die Kraft auf die Fläche und den Radius der Lamellen wirkt ein Bremsmoment. Die Kupplungslamellen sind unbelastet und somit wirkt kein Kupplungsmoment.

Wird der Hydraulikdruck erhöht, kommt es zu einer Reduzierung der Kraft auf die Bremslamellen. Solange die über die Fläche des Kolbens erzeugte Kraft niedriger ist, als die Kraft der Federn, befindet sich die KBK im gebremsten Zustand. In Abbildung 2.13(b) ist die Kolbenkraft genau so hoch wie die Federkraft und es liegt ein minimales Bremsmoment an.

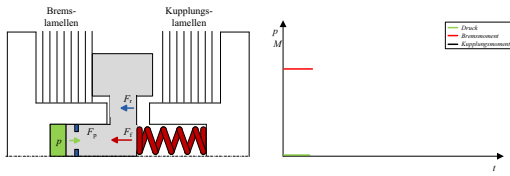
Ist die Federkraft überwunden, so beginnt der Kolben mit einer Bewegung in Richtung Kupplungslamellen. Da weder Bremslamellen, noch Kupplungslamellen eine Kraft durch den Kolben erfahren, befindet sich die Abtriebswelle in einem undefinierten Zustand. Der Druckanstieg ist zu dieser Zeit proportional zur Federkennlinie der verwendeten Federn (Abbildung 2.13(c)).

Sobald der Kolben die Kupplungslamellen erreicht hat, wird das Lamellenpaket mit einer Kraft beaufschlagt. Diese bestimmt sich aus der Kraftdifferenz zwischen Kolbenkraft und Federkraft (Abbildung 2.13(d)). Wird der Druck noch weiter erhöht, so erhöht sich auch die Kraft auf die Lamellen. Abbildung 2.13(e) zeigt die KBK bei Maximaldruck, also bei maximaler Kraft auf die Kupplungslamellen und dem somit höchsten Drehmoment.

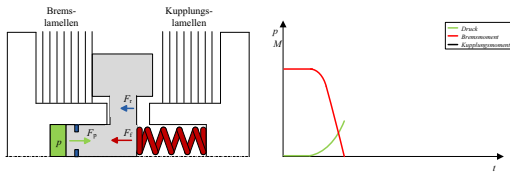
2.2.3 Kuppelvorgang der KBK

Um einen Kuppelvorgang durchzuführen, müssen die Bremslamellen entlastet und die Kupplungslamellen zur Anlage an die Anschlagscheibe gebracht werden. Dies geschieht durch das Einbringen von Drucköl in den Kolbenraum. Abbildung 2.14 zeigt den Schaltvorgang über die Zeit aufgeteilt in Schaltimpuls, Druck, Drehmoment, Winkelgeschwindigkeit und der Schaltarbeit.

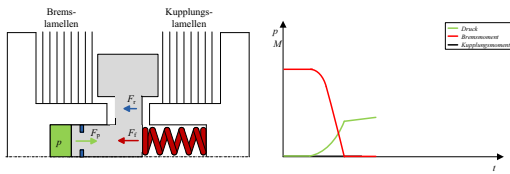
Eingeleitet wird der Kuppelvorgang durch die Vorgabe eines Schaltimpulses. Aufgrund von Signallaufzeiten, Reaktionszeiten der Aktorik, sowie der Trägheit des Hydrauliksystems kommt es zu einer systembedingten Totzeit, der Reaktionszeit t_r . Diese kann, je nach Betätigungsart der KBK, bis zu 40 ms betragen. Erst nach der Reaktionszeit ist ein Druckanstieg im System zu verzeichnen, welcher nahezu quadratisch ansteigt bis der entsprechende



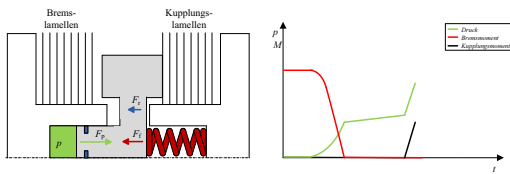
(a) Bremse aktiv, maximales Bremsmoment



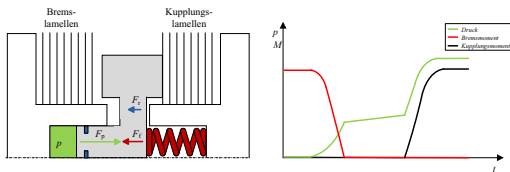
(b) Bremse aktiv, minimales Bremsmoment



(c) Übergang von Kupplung zu Bremse



(d) Kupplung aktiv, niedriges Kupplungsmoment



(e) Kupplung aktiv, maximales Kupplungsmoment

Abbildung 2.13: Ablauf eines Kuppelvorganges

Federdruck erreicht wird. Dies wird als Druckanstiegszeit t_{da} bezeichnet. Im weiteren Verlauf findet der Füllvorgang des Kolbenraumes der KBK statt und der Kolben wird an die Kupplungslamellen verfahren. Sind die Kupplungslamellen erreicht, so kommt es zu einem schlagartigen Druckanstieg im System. Dieser ist bedingt durch den abrupt beendeten Volumenstrom, welcher in den Kolbenraum eingeflossen ist. Der Füllvorgang ist damit abgeschlossen und die Füllzeit t_f vergangen. Die Füllzeit errechnet sich vereinfacht aus dem Füllvolumen der KBK V_k und dem zugeführten Volumenstrom \dot{V}_k :

$$t_f = \frac{V_k}{\dot{V}_k} \quad (2.12)$$

Durch die nun angreifende Kraft auf die Kupplungslamellen, und dem somit anliegenden übertragbaren Drehmoment an der Kupplung, beginnt die Abtriebswelle zu beschleunigen. Die Trägheiten des Systems verursachen ein verzögertes Anliegen des erforderlichen Drehmoments erst nach der Drehmomentanstiegszeit t_{ma} . Bis zu diesem Zeitpunkt steigt die Drehzahl annähernd quadratisch an. Sobald ein konstantes Drehmoment anliegt ist der Gradient der Drehzahl linear, bis die An- und Abtriebswelle dieselbe Drehzahl haben (Synchrohdrehzahl). Der Zeitraum ab Beginn der Beschleunigung bis zum Erreichen der Synchrohdrehzahl wird als Synchronisationszeit t_s bezeichnet. Vereinfacht wird diese aus dem zu beschleunigenden Trägheitsmoment J_{ab} , der Winkelgeschwindigkeitsdifferenz $\omega_{20} - \omega_{10}$ und dem für die Beschleunigung zur Verfügung stehenden Drehmoment M_a mit konstanter Antriebswinkelgeschwindigkeit $\omega_{10} = \text{const}$ berechnet.

$$t_s = \frac{J_{ab} \cdot (\omega_{20} - \omega_{10})}{M_a} \quad (2.13)$$

Befindet sich an der Abtriebsseite der KBK eine statische Last, so errechnet sich das Beschleunigungsmoment M_a aus der Differenz vom übertragbaren Drehmoment M_k und Lastmoment M_l . Ebenfalls muss der Zeitanteil berücksichtigt werden, welcher bis zum Überwinden des Lastmomentes und durch die reduzierte Drehmomentübertragung während der Drehmomentanstiegszeit entsteht.

$$t_s = \frac{J_{ab} \cdot (\omega_{20} - \omega_{10})}{M_k - M_l} + \frac{t_{ma}}{2} \cdot \left(1 + \frac{M_l}{M_k}\right) \quad (2.14)$$

Eine statische Last liegt z.B. bei Winden von Krananlagen vor, während Pressen in der Regel kein Lastmoment haben, da diese mit einem Stößelgewichtsausgleich versehen sind. Lediglich die Lagerreibung könnte als Lastmoment angesehen werden. Das Lastdrehmoment sollte nicht mehr als 30 – 50% des übertragbaren Drehmoments betragen, da sonst die Rutschzeiten zu lang und damit die Wärmebelastung der Kupplung zu hoch würde.

Bei jedem Schaltvorgang muss die Schaltarbeit Q_s verrichtet werden, welche aus einer dynamischen Q_{dyn} und einer statischen Q_{stat} Komponente besteht.

$$\begin{aligned} Q_s &= Q_{dyn} + Q_{stat} \\ &= \frac{J_{ab} \cdot (\omega_{20} - \omega_{10})^2}{2} \cdot \frac{M_s}{M_s + M_l} + \frac{(\omega_{20} - \omega_{10})}{2} \cdot t_{ma} \cdot M_l \end{aligned} \quad (2.15)$$

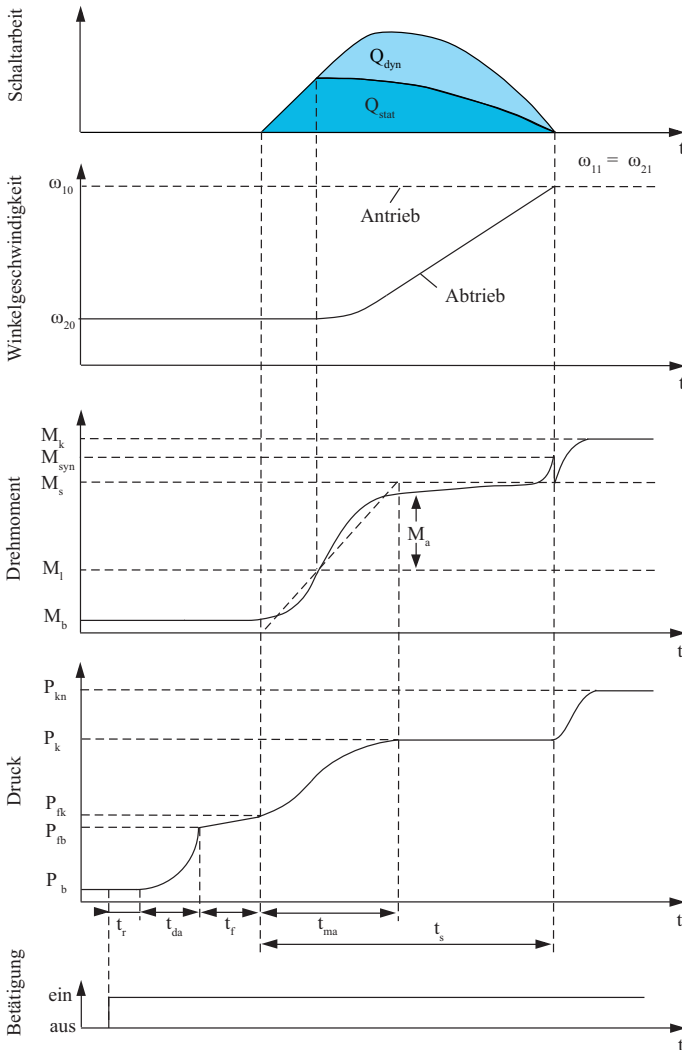


Abbildung 2.14: Schematischer Kuppelvorgang einer KBK (nach [27])

Der dynamische Anteil der Schaltarbeit entsteht durch die Beschleunigung der Massenträgheit, während der statische Anteil nur aufgrund des Lastmomentes entsteht. Für die reine

Beschleunigung wird dadurch immer 50% der zugeführten Leistung in Wärme umgewandelt. Um den statischen Anteil zu minimieren, liegt die Forderung in einem hohen schaltbaren Drehmoment und einer kurzen Drehmomentanstiegszeit. Dadurch wird der Kuppelvorgang sehr hart und der gesamte Antriebsstrang stark beansprucht. Ist der Kuppelvorgang zu weich ($M_k \rightarrow M_1$), führt dies zu langen Rutschzeiten und somit zu einer thermischen Zerstörung der Kupplung.

Für die Wärmebelastbarkeit einer Kupplung werden in der Regel zwei Größen angegeben. Dies ist die maximal zulässige Wärmebelastung für einmaliges Schalten Q_e und für mehrmaliges Schalten Q_{zul} . Für den einmaligen Schaltvorgang ist die Wärmekapazität der Kupplung und die Art des Reibbelages, für das mehrmalige Schalten ist die Kühlung von Bedeutung. Abbildung 2.15 zeigt den Zusammenhang zwischen zulässiger Schaltarbeit und der Schalthäufigkeit S_h . Dieser entspricht der Funktion

$$Q_{zul} = Q_e \cdot \left(1 - e^{-\frac{S_{hü}}{S_h}}\right), \quad (2.16)$$

wobei $S_{hü}$ als Übergangsschalthäufigkeit bezeichnet wird. Dieser Wert ist ein charakteristischer Kennwert und gibt die Schalthäufigkeit bei $Q_{zul} = 0,632 \cdot Q_e$ an.

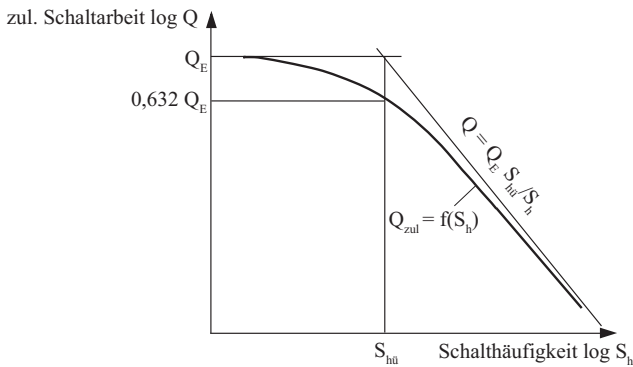


Abbildung 2.15: Zulässige Schaltarbeit (nach [27])

Um auf die Belastung der Reibflächen zu schließen, wird unter Berücksichtigung der Reibfläche der Lamelle die flächenbezogene Schaltarbeit definiert:

$$q_a = \frac{Q_s}{A_r} \quad (2.17)$$

Im Mittel wird pro Zeiteinheit während eines Synchronisationsvorganges die mittlere flächenbezogene Reibleistung \dot{q}_{am} erzeugt. \dot{q}_a gibt hingegen die flächenbezogene Reibleistung zu jedem Zeitpunkt an. Diese ist abhängig von der Flächenpressung p_r , der Gleitgeschwindigkeit der Reibeläge v_r und des Reibwertes μ_r .

$$\begin{aligned} \dot{q}_{am} &= \frac{q_a}{t_s} \\ \dot{q}_a &= p_r \cdot v_r \cdot \mu_r \end{aligned} \quad (2.18)$$

Die Flächenpressung der Lamellen setzt sich aus dem effektiv am Kolben der KBK anliegenden Druck und der Übersetzung von Kolbenfläche A_k zur Reibfläche der Lamellen A_r zusammen.

$$p_r = 0,1 \cdot (p_k - p_{rk}) \cdot \frac{A_k}{A_r} \quad (2.19)$$

Über die Drehzahldifferenz zwischen An- und Abtrieb ($n_{20} - n_{10}$) und dem mittleren Reibradius r_m kann die mittlere Gleitgeschwindigkeit der Lamellen v_r bestimmt werden.

$$v_r = (\omega_{20} - \omega_{10}) \cdot r_m = (n_{20} - n_{10}) \cdot \frac{\pi}{30} \cdot r_m \quad (2.20)$$

Alle kupplungsspezifischen Parameter und Konstanten lassen sich zu einer Kupplungskonstanten zusammenfassen. Als Reibwert der Lamellen wird $\mu_r = 0,08$ angenommen.

$$f_k = 0,000419 \cdot d_r \cdot \frac{A_k}{A_r} \quad (2.21)$$

Somit ergibt sich die flächenbezogene Reibleistung zu:

$$\dot{q}_a = (p_k - p_{rk}) \cdot \Delta n \cdot f_k \quad (2.22)$$

Die in der Kupplung gespeicherte Schaltarbeit setzt sich aus der spezifischen Wärmeleitfähigkeit des Stahls c_{st} , der Masse der Lamelle m_l und der Temperaturdifferenz ΔT zusammen:

$$Q_s = c_{st} \cdot m_l \cdot \Delta T \quad (2.23)$$

Die flächenbezogene Kühlleistung kann durch die Wärmeübergangszahl α_k und der Temperaturdifferenz bestimmt werden:

$$\dot{q}_k = \alpha_k \cdot \Delta T \quad (2.24)$$

Aus Gleichung 2.23 mit 2.24 und 2.20 kann die flächenbezogene Kühlleistung aus der flächenbezogenen Schaltleistung berechnet werden:

$$\dot{q}_k = \alpha_k \cdot \frac{q_a \cdot A_r}{c_{st} \cdot m_l} \quad (2.25)$$

Mit $m_l = \gamma \cdot V_l$ und $V_l = A_r \cdot s_{lm}$ ergibt sich aus Gleichung 2.25:

$$\dot{q}_k = \alpha \cdot \frac{2 \cdot q_a}{c_{st} \cdot \gamma \cdot (s_{st} + s_{be})} \quad (2.26)$$

Weiterhin sei $\alpha_k = 0,003 \frac{W}{mm^2K}$, $c_{st} = 450 \frac{J}{kgK}$ und $\gamma = 7,8 \cdot 10^{-6} \frac{kg}{mm^3}$. Zusätzlich wird ein Sicherheitsfaktor von 0,8 eingeführt, da bei den Berechnungen stets von idealen Verhältnissen ausgegangen wird.

$$\dot{q}_k = 1,7 \cdot 0,8 \cdot \frac{q_a}{s_{st} + s_{be}} \quad (2.27)$$

Die aktuelle Wärmebelastung der Kupplung Q wird berechnet aus:

$$Q = \int_{t=t_{ss}}^{t_{ss}+t_s} (q_a - q_k) dt < Q_{zul} \quad (2.28)$$

Dabei muss gewährleistet sein, dass diese immer kleiner als Q_{zul} ist.

Bei Gleichung 2.24 bis 2.28 wird davon ausgegangen, dass die KBK mit dem erforderlichen Volumenstrom des Kühllöls $\dot{V}_{köl}$ gekühlt wird.

$$\dot{V}_{köl} = \frac{Q_h}{60 \cdot \rho_{öl} \cdot c_{öl} \cdot \Delta\varphi_{öl}} \quad (2.29)$$

Wird der erforderliche Volumenstrom des Kühllöls auf die Reiboberfläche bezogen, so wird von einer flächenbezogenen Kühllölmenge gesprochen.

$$\dot{v}_{köl} = \frac{\dot{V}_{köl} \cdot 10^6}{A_r \cdot i_1} \quad (2.30)$$

Diese spezifische Kühllölmenge sollte etwa bei $\dot{v}_{köl} = 0,5 - 2 \frac{\text{mm}^3}{\text{mm}^2 \cdot \text{s}}$ liegen.

2.2.4 Bremsvorgang der KBK

Abbildung 2.16 zeigt den Bremsvorgang über die Zeit aufgeteilt in Schaltimpuls, Druck, Drehmoment und Winkelgeschwindigkeit. Wird der Betriebsdruck des Drucköls abgesenkt, kommt es nach der Reaktionszeit t_r zu einer Entlastung der Kupplungslamellen. Während der Druckabfallzeit t_{dab} kommt es zu einer Reduzierung des Druckes bis der Gegendruck durch die Federkraft unterschritten wird. Der Kolben setzt sich dann in Bewegung und presst die Bremslamellen nach dem Auftreffen zusammen, wodurch eine reibschlüssige Verbindung zwischen den Innen- und Außenlamellen der Bremse entsteht. Die Rotationsenergie der Welle wird über den Träger, den Lamellen und dem Bremsflansch direkt auf das Maschinengehäuse geleitet und es kommt zu einer Reduzierung der Abtriebsdrehzahl. Dabei wird die Zeit, welche der Kolben für die Bewegung von den Kupplungs- zu den Bremslamellen braucht, als Entleerzeit t_e bezeichnet. Während der Drehmomentanstiegszeit der Bremse t_{ma} zeigt die Drehzahl einen quadratischen Verlauf. Sobald der Druck ausgeregelt ist und ein konstantes Drehmoment an der Bremse anliegt, ändert sich die Drehzahl linear bis zum Stillstand. Der gesamte Zeitraum der mechanischen Bremsung vom Ende der Entleerzeit bis zum Stillstand wird als Bremszeit t_b bezeichnet. Der Bremsvorgang ist physikalisch analog zum Kuppelvorgang zu betrachten. Daher sind alle Gleichungen aus der Herleitung des Kuppelvorganges auch hier anwendbar. Zu beachten ist, dass das Kupplungsmoment durch das Bremsmoment ausgetauscht und ein Lastmoment im Bremsfall zu Gunsten des Bremsmomentes gerechnet werden muss. Bei der Wärmeberechnung der KBK wird in der Praxis nur der Kuppelfall berücksichtigt, da diese immer eine höhere Schaltleistung benötigt, als der Bremsvorgang.

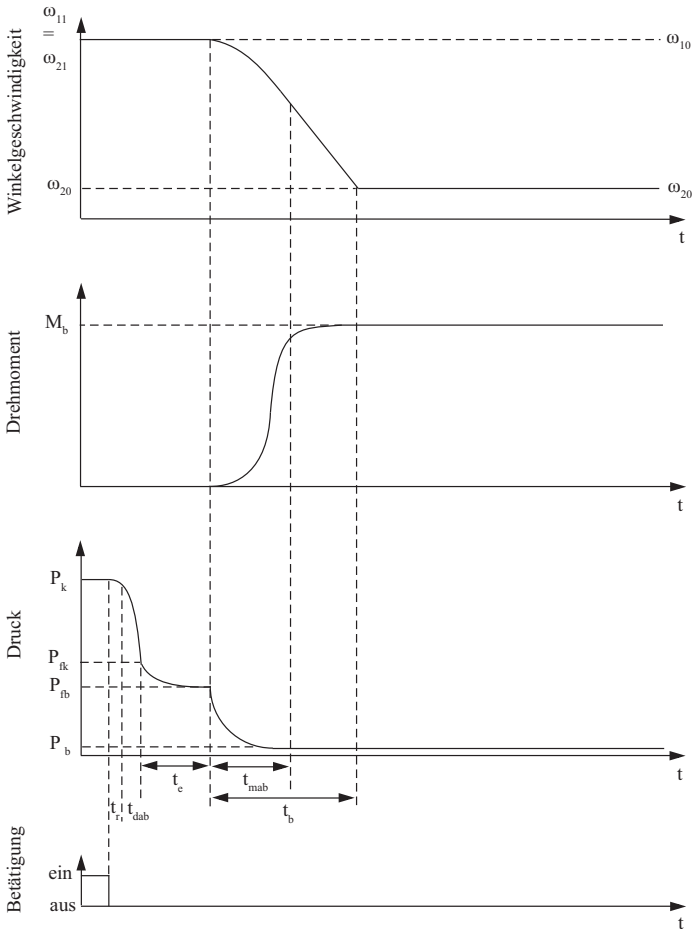


Abbildung 2.16: Schematischer Bremsvorgang einer KBK

2.2.5 Übertragbares Drehmoment der KBK

Die Auslegung der Kupplung erfolgt immer mit dem maximalen übertragbaren Drehmoment unter Berücksichtigung der Wärmeenergie, welche beim Kuppeln und Bremsen entsteht.

Im Falle des Einsatzes bei einer mechanischen Presse mit einer Exzenterkinematik ergibt

sich das maximal übertragbare Drehmoment M_k aus der Geometrie des Exzenters und der maximalen Presskraft.

$$M_k = r_{\text{ex}} \cdot F_s \cdot \frac{\sin(\alpha_{\text{ex}} + \beta_{\text{ex}})}{\cos(\beta_{\text{ex}})} \quad (2.31)$$

Das übertragbare Drehmoment der KBK ist abhängig vom Reibkoeffizienten des Belages μ_r , der aufgebracht Kraft auf die Lamellen F_n , sowie der Anzahl i_1 und Geometrie der Lamellen. Die geometrischen Faktoren der Lamellen sind der mittlere Reibradius r_m und die Fläche einer Lamelle A_r . Durch die aufgebrachte Kraft auf den Kolben der KBK erhalten die Lamellen eine Flächenpressung, welche über den Reibkoeffizienten in der Lage ist, ein Drehmoment zu übertragen.

$$M_k = i_1 \cdot \mu_r \cdot A_r \cdot F_n \cdot r_m \quad (2.32)$$

Während eines Kuppel- und Bremsvorganges treten die Gleitreibungsphase und die Haftreibungsphase auf. Die Gleitreibungsphase liegt während der Synchronisationszeit vor, wenn die Innen- und Außenlamellen eine Differenzdrehzahl und eine Flächenpressung aufweisen. Sobald Innen- und Außenlamellen synchronisiert, bzw. abgebremst sind, liegt die Haftreibungsphase vor. Im Pressenbau werden in Kupplungs-Brems-Kombinationen sinterbeschichtete Lamellen verwendet, welche abwechselnd mit Stahllamellen angeordnet werden. Durch die Ölkühlung sind die Lamellen dauerhaft mit Öl benetzt. Findet eine Pressung der Lamellenpakete statt, so kommt es aufgrund der Reibung zwischen den Lamellen zu einem Mitnahmeeffekt, der durch den Reibkoeffizienten beschrieben wird. Der Reibkoeffizient ist nicht konstant, sondern hängt von der Flächenpressung, der Geschwindigkeit, sowie der Temperatur ab. Zudem ist dieser sehr hohen Schwankungen ausgesetzt, so dass als Kennwert immer nur ein Band angegeben werden kann (Abbildung 2.17). Als Richtwert

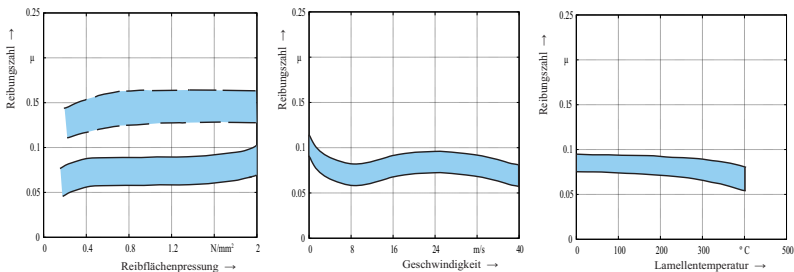


Abbildung 2.17: Änderungen des Reibwertes (nach [21])

kann bei einer ölgekühlten Stahl-Sinter-Kombination ein dynamischer Reibkoeffizient von $\mu_r = 0,08$ und ein statischer Reibkoeffizient von $\mu_r = 0,15$ angegeben werden. Ist das Maximaldrehmoment bekannt, so kann das übertragbare Drehmoment direkt aus dem aktuellen Druck des Öls und dem durch die Federn vorhandenen Gegendruck errechnet werden. Es wird der Federdruck Bremse p_{fb} als der Druck definiert, bei dem bei einem steigendem Systemdruck erstmalig ein Gleichgewicht zwischen der Federkraft der KBK und der Kraft

herrscht, welche durch den auf den KBK-Kolben wirkenden Systemdruck erzeugt wird. In Abbildung 2.14 liegt dieser Druck zu Beginn der Füllzeit t_f an. Ab diesem Punkt beginnt die Bewegung des KBK-Kolbens in Richtung Kupplung.

Der Federdruck Kupplung p_{fk} ist der Druck, an dem der Kolben bei einer weiteren Druckerhöhung erstmalig an den Kupplungslamellen anliegt und damit die Federkraft der KBK erstmalig überschritten wird. In Abbildung 2.14 liegt dieser Druck am Ende der Füllzeit t_f an.

Der Druck, welcher im Bereich zwischen $p = 0$ bar und dem Federdruck Bremse liegt, wird als Bremsdruck p_b bezeichnet. Je höher dieser Druck ist, desto geringer ist das verfügbare Drehmoment für die Bremsung. Die maximale Bremswirkung wird bei $p = 0$ bar erreicht. Zu diesem Zeitpunkt liegt das maximale Drehmoment der Bremse M_{bm} an. Das verfügbare Drehmoment für den Bremsvorgang ist in Gleichung 2.33 dargestellt.

$$M = -M_{bm} \cdot \frac{p_{fb} - p_b}{p_{fb}} \quad \text{für } 0 > p > p_{fb} \quad (2.33)$$

$$M = M_{km} \cdot \frac{p_k - p_{fk}}{p_m - p_{fk}} \quad \text{für } p_{fk} < p < p_m \quad (2.34)$$

Drücke oberhalb des Federdrucks Kupplung werden als Kuppeldruck p_k bezeichnet. Je höher dieser Druck ist, desto höher ist das Drehmoment, welches für den Kuppelvorgang zur Verfügung steht. Das Nenndrehmoment für das Kuppeln M_{km} wird bei maximalem Betriebsdruck p_m erreicht (Gleichung 2.34).

Zum besseren Verständnis wird das Kuppelmoment als positiv und das Bremsmoment als negativ dargestellt.

Abbildung 2.18 zeigt die Funktion des übertragbaren Drehmomentes in Abhängigkeit des Systemdrucks für die Gleitreibungsphase (dynamisches Drehmoment) und für die Haftreibungsphase (statisches Drehmoment).

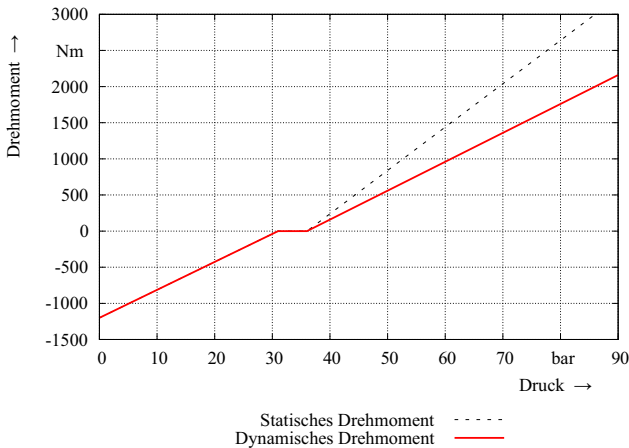


Abbildung 2.18: Berechnetes übertragbares Drehmoment der KBK

2.3 Konventionelle Ansteuerung der KBK

Konventionelle Systeme zur Ansteuerung einer KBK bestehen aus einer Steuereinheit mit Hydraulikventilen, Druckspeicher und Blende. Diese werden, je nach Betriebszustand der KBK, in einer bestimmten Reihenfolge elektrisch geschaltet. Der Betriebsdruck wird durch ein Hydraulikaggregat erzeugt. In Abbildung 2.19 ist ein vereinfachter Hydraulikplan der Ventilsteuerung dargestellt. Der Asynchronmotor und die Außenzahnradpumpe ist unter (1) dargestellt. Diese Pumpe fördert das Hydrauliköl aus dem Tank (2) und speist diesen in das System ein. Durch das maximale Drehmoment des Asynchronmotors wird der maximal erzeugbare Druck und durch die Drehzahl des Motors, in Verbindung mit der Geometrie der Außenzahnradpumpe, das maximale Fördervolumen bestimmt. Für den Schutz des Systems ist ein Druckbegrenzungsventil (3) zwischen Pumpe und Tank eingebaut, um mögliche Druckspitzen zu begrenzen. Über ein Rückschlagventil (4) strömt das Öl in die Steuereinheit. Ein Druckspeicher (5) speichert ein definiertes Volumen an Öl, um als Puffer während eines Schaltvorganges der KBK (7) zu dienen. Ohne diesen Speicher müsste der gesamte Volumenstrom von der Hydraulikpumpe innerhalb kürzester Zeit bereit gestellt werden. Dies würde zu Druckeinbrüchen im System führen. Je nach Schaltstellung des Wegeventils (6) wird entweder eine Verbindung zwischen Speisung und KBK oder zwischen KBK und Tank hergestellt. Eine Verbindung zwischen Speisung und KBK bringt die Kupplung aus dem gebremsten Zustand in den gekuppelten Zustand, während die Verbindung zwischen KBK und Tank das Öl aus der KBK sofort abströmen lässt und einen Übergang vom gekuppelten in den gebremsten Zustand einleitet. Die Blende (8) stellt die Leckage der Dichtungen der KBK dar, welche direkt zurück in den Tank fließt. Das Wegeventil (6) ist im einfachsten Fall ein Pressensicherheitsventil (PSV), welches als ein redundantes Ventil aufgebaut ist, so dass auch im Fehlerfall eines Ventils die KBK sicher gebremst werden kann. Werden mehrere Druckstufen gefordert, so wird dieses Ventil durch eine Modulsteuerung (MS) ersetzt. Werden sowohl mehrere Druckstufen, als auch eine sehr hohe Dynamik gefordert, so wird eine Progressivsteuerung (PS) verwendet.

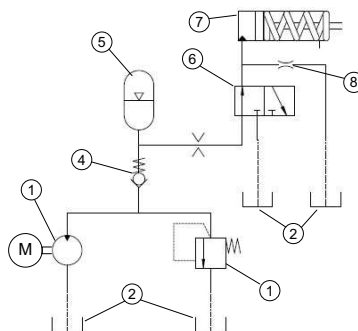


Abbildung 2.19: Vereinfachter Hydraulikplan der Ventilsteuerungen

2.3.1 Modulsteuerung

Die Modulsteuerung ist in der Lage vier Druckstufen zu steuern. Diese sind Bremsdruck, Vordruck, Hauptdruck und Bremsgegendruck. In Abbildung 2.20 ist der Hydraulikplan der Modulsteuerung dargestellt. Dieser gliedert sich in sieben Bereiche.

Im unteren Teil befindet sich die Grundplatte P (1), welche die Hauptanschlüsse zum Hydraulikaggregat (P), zum Tank (T) und zur KBK (A) beinhaltet. Direkt verbunden ist die Grundplatte P (1) mit der Grundplatte weich schalten (8). Diese beiden Grundplatten dienen als Befestigungs- und Verteilerblock für die insgesamt vier Ventileinheiten. Diese sind das PSV (grau), die Ventileinheit Füllen (blau), die Ventileinheit Beschleunigen (grün) und die Ventileinheit Bremsen (gelb). Soll nun ein Kuppelvorgang eingeleitet werden, so muss zunächst das PSV eingeschaltet werden. Ist das PSV nicht geschaltet, so kann kein Druck auf die KBK aufgebracht werden, da das Öl direkt an den Tank zurückgeleitet wird. Zeitgleich wird die Ventileinheit Beschleunigen und Füllen geschaltet und das Öl strömt in den Kolbenraum der KBK. Kurz bevor der Vordruck anliegt, wird das Ventil Füllen abgeschaltet. Der Druck wird nun über das Druckregelventil (9) auf den eingestellten Vordruck gehalten. Um auf den Hauptdruck umzuschalten, wird das Druckregelventil abgeschaltet. Das Druckregelventil hat nun die Funktion eines normalen Durchflussventils und bewirkt das Ansteigen des Druckes bis auf den Maximaldruck. Um den Bremsvorgang einzuleiten, wird der Ventilblock Bremsen geschaltet. Das Druckbegrenzungsventil bewirkt ein Abströmen des Öls, bis der Bremsgegendruck erreicht ist. Um die KBK vollständig zu Bremsen, wird das PSV deaktiviert.

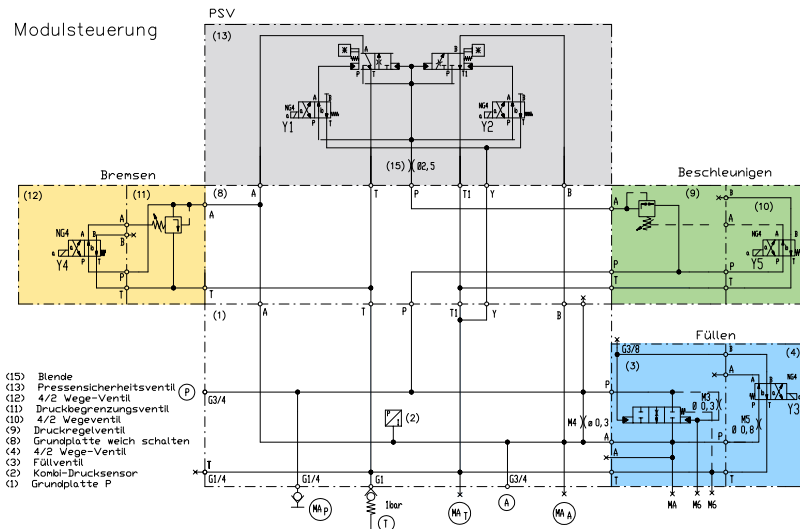


Abbildung 2.20: Hydraulikplan der Modulsteuerung [21]

2.3.2 Progressivsteuerung

Der Aufbau der Progressivsteuerung ist grundsätzlich ähnlich des Aufbaus der Modulsteuerung. Die Steuerung besteht ebenfalls aus den Ventilblöcken Bremsen, Beschleunigen, sowie dem PSV. Statt dem Ventil Füllen ist die Steuerung mit einem Dosierer (blau) ausgestattet. Dieser besteht aus einem doppelt wirkenden Zylinder, welcher ein definiertes Volumen schlagartig freisetzen kann. Dieses Volumen wird bei der Inbetriebnahme so eingestellt, dass dieses exakt dem Füllvolumen und der Leckage der KBK entspricht. In den Leitungen des Dosierers, sowohl auf der Primär-, als auch auf der Sekundärseite, sind keinerlei Ventile oder Drosselstellen vorhanden, so dass ein hochdynamischer Volumenstrom ermöglicht wird. Der Steuerkreis mit seinen Steuerventilen und Drosselstellen ist parallel angeordnet. Hier werden nur noch minimale Ölmengen zum Einstellen der erforderlichen Drücke fließen. Wird das Bremsen eingeleitet, so kann der Dosierer die KBK auch aktiv entleeren. Die Steuerung des Dosierers erfolgt über das Dosierventil (4). Die Schaltreihenfolge der Ventile für den Vordruck und dem Bremsgedruck ist analog zu dem der Modulsteuerung. Über das PSV wird auch hier der sichere gebremste Zustand gewährleistet.

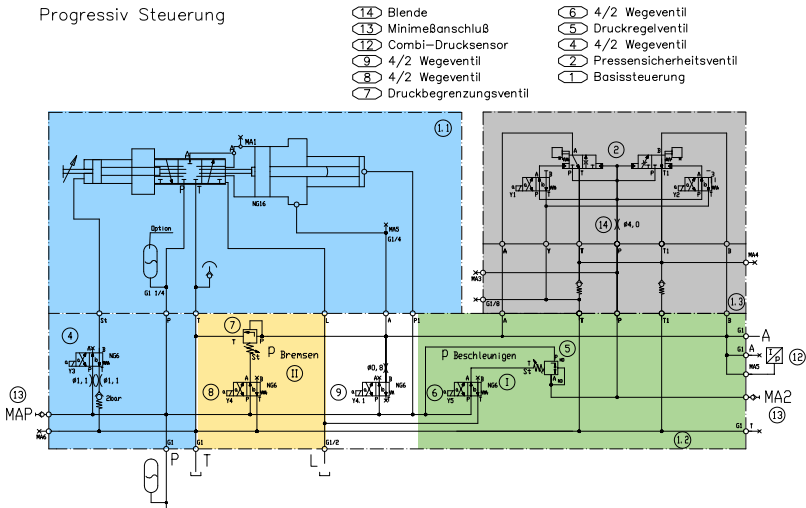


Abbildung 2.21: Hydraulikplan der Progressivsteuerung ([21])

2.4 Leistungsbedarf konventioneller Ansteuerungen

Konventionelle Ansteuerungen haben den entscheidenden Nachteil, dass sie über ein Hydraulikaggregat mit Hydraulikdruck versorgt werden. Bei einem solchen Hydraulikaggregat ist der Asynchronmotor der Hydraulikpumpe starr an das Versorgungsnetz gekoppelt. Dadurch ist die Drehzahl fest vorgegeben und das Drehmoment ist durch den zu erzeugenden Maximaldruck bestimmt. Über den Zusammenhang von Drehzahl und Drehmoment in Gleichung 2.35 lässt sich die mechanische Leistung bestimmen.

$$P_m = M \cdot \omega \quad (2.35)$$

In Abbildung 5.7 ist ein typischer Druckverlauf einer Modulsteuerung dargestellt. Dieser

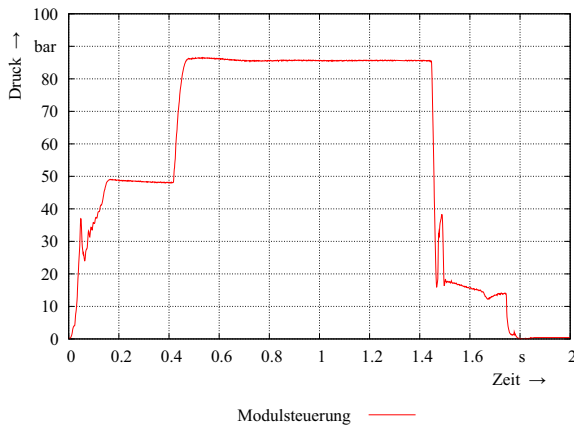


Abbildung 2.22: Druckzyklus Ventilsteuerungen

dient als Grundlage für die Leistungsmessung. Die benötigte elektrische Leistung des Asynchronmotors des getesteten Hydraulikaggregates liegt zwischen $P_{el} = 7050 \text{ W}$ und 7200 W (Abb. 2.23). Während des Füll- und Entleervorganges findet ein Einbruch in der Leistung statt. Dies liegt daran, dass im System der Druck zu diesem Zeitpunkt leicht einbricht und der Motor dadurch weniger Drehmoment erzeugen muss. Durch das Nachfördern von Öl wird der Systemdruck wieder hergestellt und die Leistung steigt wieder an. Die Leistungsaufnahme der Ventile ist hier vernachlässigt, da diese im Bereich weniger Watt liegen. Während eines Zyklus von $t = 2 \text{ s}$ liegt der Energiebedarf des Systems bei etwa $E = 14300 \text{ Ws}$. Eine Möglichkeit zum Einsparen von Energie ist der Einsatz von Speicherladeventilen. Sobald die Druckspeicher im System gefüllt und auf Druck gebracht sind, wird die Pumpe auf drucklosen Umlauf geschaltet. Dazu wird durch das Speicherladeventil die Verbindung zwischen Pumpe und Speicher getrennt und eine direkt Verbindung zwischen Pumpe und Tank hergestellt. Unterschreitet der Druck einen voreingestellten Wert, so wird der drucklose Umlauf unterbrochen und die Verbindung zum Speicher wieder hergestellt. Speicherladeventile

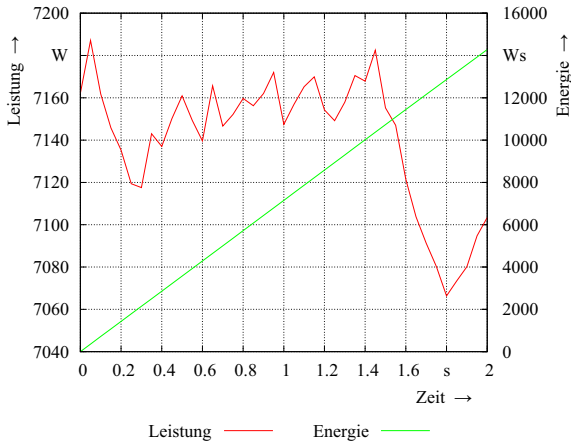


Abbildung 2.23: Leistung Ventilsteuerungen

schalten in der Regel innerhalb einer Druckdifferenz von $p = 10$ bar. Diese relativ hohe Druckdifferenz ist notwendig, damit die Speicherladeventile nicht dauernd umschalten. Die hohen Druckschwankungen wirken sich direkt auf das übertragbare Drehmoment der KBK aus. Um diese zu kompensieren müsste die KBK auf ein höheres Maximaldrehmoment dimensioniert werden. Dadurch würde die Kosteneinsparungen im Energieverbrauch wieder zunichte gemacht.

2.5 Linearmotor

Im Gegensatz zu den weit verbreiteten planaren Linearmotoren hat der für diese Anwendung entwickelte Linearmotor eine runde Bauform. Diese Art der Linearmotoren wird als Solenoidmotor bezeichnet. Statt der Solenoidwicklungen hat dieser Motor allerdings mehrere Wicklungen. Die Einzelwicklungen werden auf separaten Spulenkörpern gewickelt und auf die vorgesehenen Spulenkern gesteckt. Um den Umfang verteilt sind 8 Spulen pro Phase sternförmig angeordnet. Ein solches Spulenpaket ist an eine Phase des Drehstromsystems angeschlossen. Drei dieser Spulenpakete bilden somit ein komplettes Drehstromsystem, welches in Abbildung 2.24 dargestellt ist. Für einen besseren Füllfaktor werden die Spulenpakete um $22,5^\circ$ zueinander verdreht angeordnet. Der Motor kann mit bis zu fünf Drehstromsystemen aufgebaut werden, wobei die Maximalkraft proportional zur Anzahl steigt.

Der Läufer des Linearmotors besteht aus einem Trägerrohr aus Stahl, auf den radial magnetisierte Magnetringe aufgeschoben sind. Die Magnetisierungsrichtung der Magnete ist dabei immer abwechselnd. Zwischen den Magnetringen sind Abstandshalter aus Kunststoff aufgeschoben. An den Enden des Läufers sind Flansche angebracht, welche den Läufer

innerhalb des Stators mit Kugelumlaufslagern lagern. Durch die Anordnung der Lagerung ausserhalb des Läufers, muss die Länge des Läufer der Summe der Statorlänge und dem benötigten Verfahrweg entsprechen. Innerhalb des Läufers ist ein Hydraulikzylinder ange-

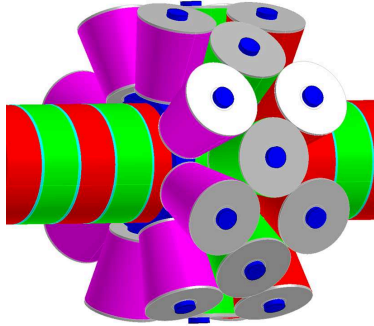


Abbildung 2.24: Anordnung der Spulen im Wickelraum

ordnet, der nach dem Tauchkolbenprinzip arbeitet. Der Tauchkolben ist nicht fest mit dem Läufer verbunden. Durch den Läufer kann der Kolben in den Zylinder gedrückt, aber nicht heraus gezogen werden. Dies ist notwendig, da beim schnellen Zurückfahren des Motors ein Einsaugen an Luft in das Hydrauliksystem möglich wäre. Die Rückstellung des Kolbens geschieht allein durch die Federkraft der KBK. Zur Kühlung des Motors wird ein Gehäuse mit einem Aktivlüfter verwendet. In Abbildung 2.25 ist ein CAD-Schnittbild des Motors zu sehen. Durch die sternförmige Anordnung der Spulen wird ein radiales Magnetfeld er-

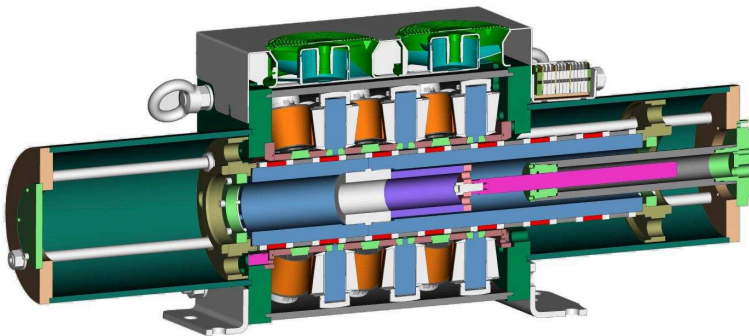


Abbildung 2.25: CAD-Zeichnung des Linearmotors

zeugt. Um den erzeugten Magnetfluss der Spulen gleichmäßig um den Umfang zu verteilen,

wird ein Homogenisierungsring an den Enden der Spulenkern angebracht. Der Feldlinienverlauf innerhalb des Spulenkerns und der Homogenisierungsrings ist in Abbildung 2.26 dargestellt.

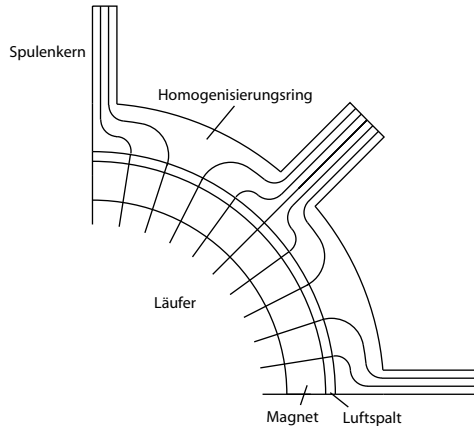


Abbildung 2.26: Schematischer Feldverlauf innerhalb der Eisenkerne und Homogenisierungsrings.

2.5.1 Störeinflüsse auf das Linearmotorverhalten

Der Linearmotor hat die Aufgabe eine definierte elektromagnetische Kraft, auch Schubkraft genannt, zu erzeugen. Dies geschieht durch die Überlagerung der magnetischen Flüsse der bestromten Spulen und der Permanentmagneten. Dieser Schubkraft wirken zudem, aufgrund der physikalischen Eigenschaften der Konstruktion, Störgrößen wie die Wirbelströme, die Rastkraft und die Reibkraft der Lager entgegen.

Wirbelstrom

Sobald sich der Läufer des Linearmotors in Bewegung setzt, kommt es an den Homogenisierungsrings zu einem sich zeitlich ändernden Magnetfeld. Dabei wird eine Spannung induziert, welche einen Stromfluss bewirkt. Nach der Lenzschen Regel entsteht dadurch in den Homogenisierungsrings ein Magnetfeld, das der Änderung des äußeren Feldes entgegen wirkt. Dieses Verhalten führt zu einer Reduzierung der Geschwindigkeit. Zusätzlich entstehen Stromwärmeverluste welche zur Erwärmung des Linearmotors beitragen. Aus diesen Gründen werden Motoren generell geblecht ausgeführt, so dass sich die Wirbelstromverluste verringern. Der Aufbau des Linearmotors lässt eine Blechung allerdings konstruktionsbedingt nicht zu.

Rastkraft

Rastkräfte entstehen durch die Interaktion der Permanentmagnete mit den eisenbehafteten Statorzähnen der Maschine. Ändert sich die Lage des Läufers, so kommt es zu einer Änderung der überdeckten Fläche zwischen Magnet und Statorzahn. Dadurch vergrößert sich der magnetische Widerstand zwischen den Polen. Um die energetisch günstigste Position wieder herzustellen entsteht eine Kraft, welche der Bewegungsrichtung entgegen wirkt. Wird der Läufer um mehr als eine Polteilung verschoben, so kommt es zu einem Wechsel der Krafrichtung, da der nächste Pol nun die energetisch günstigste Position darstellt. Abb. 2.27 zeigt den Magnetfluss bei Verschiebung der Lage des Läufers nach rechts. Dadurch entsteht eine Verminderung der Überdeckung auf der linken Polfläche und somit eine Kraft auf den Läufer nach links.

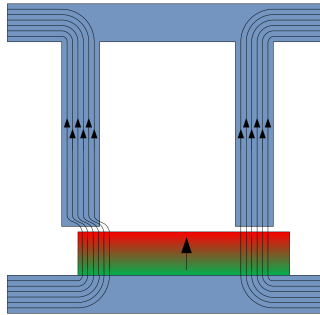


Abbildung 2.27: Entstehung der Rastkraft

In Abbildung 2.28 ist der Verlauf der Rastkraft über eine Polteilung dargestellt, welcher mit dem FEM-Programm ANSYS berechnet wurde.

Reibkraft der Lager und Dichtungen

Die Reibung der Läuferlagerung und die Reibung der Dichtungen des im Läufer integrierten Hydraulikzylinders sind weitere wesentliche Störgrößen des Linear motors. Solange keine Bewegung vorliegt und die Haftkraft größer ist als die von außen angreifende Kraft, so verharrt der Läufer in der Ruheposition. Sobald die Haftreibungskraft überschritten wird, setzt sich der Läufer ruckartig in Bewegung. Bei der Bewegung wirkt dann die Gleitreibungskraft auf den Läufer. Diese ist der Bewegungsrichtung entgegengesetzt. Aufgrund der relativ niedrigen Geschwindigkeit des Läufers kann die Gleitreibung über den gesamten Geschwindigkeitsbereich als konstant angenommen werden. Diese Art der Reibung wird als Coulomb-Reibung bezeichnet. Das Verhalten der Reibkraft in Abhängigkeit der Geschwindigkeit ist in Abb. 2.29 dargestellt.

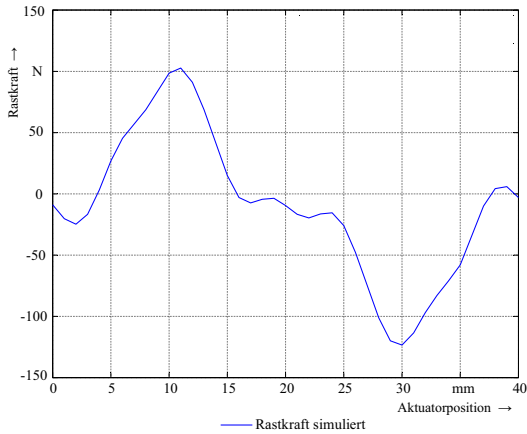


Abbildung 2.28: Simulation der Rastkraft

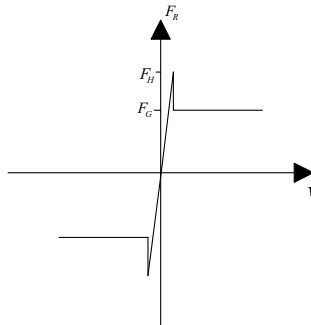


Abbildung 2.29: Approximation der Reibkennlinie

2.6 Dreheinführung

Um das Kühlöl und das vom Linearmotor erzeugte Drucköl in die auf der rotierenden Welle angebrachten KBK zu leiten, wird eine Dreheinführung verwendet (Abb. 2.30). Diese verfügt über ein stehendes Gehäuse mit entsprechenden Anschlüssen für die Hydraulikleitungen und einem rotierenden Innenteil. Die Dreheinführung wird mit dem rotierenden Teil an das Wellenende angeflanscht. Über mehrere Kanäle wird das Öl über die Welle an die KBK weitergeleitet. Die Abdichtung zwischen feststehendem und rotierendem Teil erfolgt durch Gleitringdichtungen.

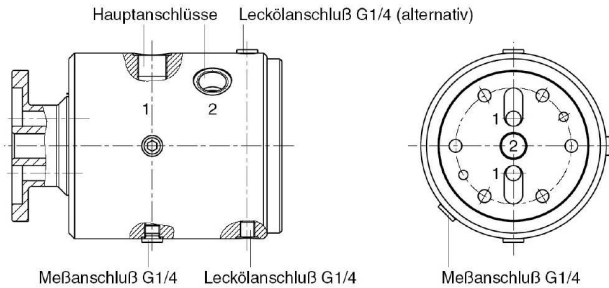


Abbildung 2.30: Dreheinführung für Kühl- und Drucköl [21]

2.7 Hydraulische Kraftübertragung

Die Kraftübertragung zwischen dem Linearmotor und der KBK erfolgt hydraulisch. Dadurch besteht die Möglichkeit den Linearmotor räumlich getrennt von der KBK aufzustellen. Bedingt durch die Anordnung der KBK inmitten des rotierenden Antriebsstranges ist eine direkte mechanische Ankopplung ohnehin nicht möglich.

Während die herkömmliche Ansteuerung auf einem hydrodynamischen System basierte, bei dem durch die Leckage in der KBK kontinuierlich Öl durch das Hydraulikaggregat nachgefördert wurde, ist bei der Ansteuerung mit einem Linearmotor das gesamte Hydrauliksystem leckagefrei. Der Linearmotor muss so nur einen variablen Druck erzeugen, aber kein Öl nachfördern.

Des Weiteren kann eine sehr hohe Kraftverstärkung realisiert werden, wobei die Höhe der Kraftverstärkung von der Dimensionierung der verwendeten Zylinderkolben abhängt (Abb. 2.31). Eine Krafterhöhung an der Sekundärseite ist somit durch eine Hubverlängerung an der Primärseite zu erreichen. Der mathematische Zusammenhang gibt das Pascal'sche Gesetz (2.36) wieder. Der Systemdruck wird durch die aufgebrachte Kraft und der Fläche des verwendeten Primärkolbens bestimmt.

$$p = \frac{F}{A} \quad (2.36)$$

Die daraus resultierende Kraft auf den Sekundärkolben ergibt sich aus dem Verhältnis der Kolbenflächen zueinander.

$$p = \frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad \text{oder} \quad F_2 = F_1 \cdot \frac{A_2}{A_1} \quad (2.37)$$

Die dabei zurückgelegten Wege der Kolben verhalten sich antiproportional zur Kolbenfläche.

$$\frac{s_1}{s_2} = \frac{F_2}{F_1} \quad (2.38)$$

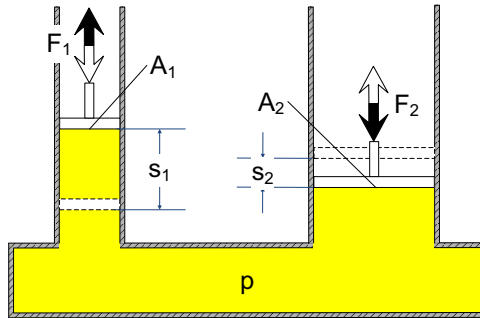


Abbildung 2.31: Hydraulische Kraft- und Wegübersetzung

2.7.1 Dynamisches Verhalten der Hydraulik

Neben dem statischen Anteil müssen zudem die dynamischen Effekte des Öls Berücksichtigung finden. Aufgrund der Kompressibilität und der Massenträgheit des Öls kommt es zu Einschwingvorgängen bei den Schaltvorgängen. Dadurch wird das Betriebsverhalten beeinträchtigt und es können kritische Betriebszustände entstehen, welche sich zum Beispiel durch Druckspitzen oder Druckeinbrüche bemerkbar machen. Durch die Bewegung des Linearmotors erfolgt über den Hydraulikzylinder eine Verschiebung der Masse dm des Hydrauliköls in einem Zeitabschnitt dt . Ist das Fluid inkompressibel (Dichte $\rho_{\text{öl}} = \text{const.}$), so ist der Massenstrom \dot{m} proportional zum Volumenstrom $\dot{V}_{\text{öl}}$.

$$\dot{m} = \frac{dm}{dt} = \rho_{\text{öl}} \cdot \frac{dV}{dt} = \rho_{\text{öl}} \cdot \dot{V}_{\text{öl}} \quad (2.39)$$

Der Volumenstrom $\dot{V}_{\text{öl}}$ setzt sich zusammen aus dem Leitungsquerschnitt A_{h} , sowie der mittleren Strömungsgeschwindigkeit $v_{\text{öl}}$:

$$\dot{V}_{\text{öl}} = A_{\text{h}} \cdot \frac{ds}{dt} = A_{\text{h}} \cdot v_{\text{öl}} \quad (2.40)$$

Am Übergang zwischen Hydraulikzylinder und Hydraulikleitung, sowie zwischen der Hydraulikleitung und der KBK ändert sich der Querschnitt der Leitungen (Abb. 2.32). Nach dem Gesetz der Erhaltung der Massen bleibt der Volumenstrom über die gesamte Strecke konstant. Durch die Änderung des Querschnitts ergibt sich somit auch eine Änderung der Strömungsgeschwindigkeit.

$$A_1 \cdot v_1 = A_2 \cdot v_2 = \dot{V}_{\text{öl}} \quad (2.41)$$

2.7.2 Hydraulischer Widerstand

Beim Durchströmen des Fluids durch eine Rohrleitung kommt es zu Strömungsverlusten. Diese resultieren im Wesentlichen aus der Viskosität des Fluids und der Reibung an der

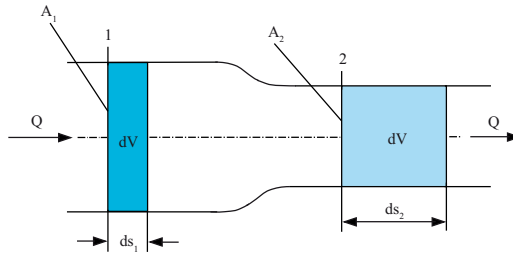


Abbildung 2.32: Volumenstrom in der Hydraulikleitung (nach [29])

inneren Oberfläche der Rohrleitung. Beschrieben werden die Strömungsverluste durch den Widerstandsbeiwert ζ . Bei kreisförmigen Rohren errechnet sich der Widerstandsbeiwert über die Rohrreibungszahl λ , die Länge l_h und dem hydraulischen Durchmesser d_h zu:

$$\zeta = \lambda \cdot \frac{l_h}{d_h} \quad (2.42)$$

Grundsätzlich wird zwischen laminarer und turbulenter Strömung unterschieden. Bei laminaren Strömungen bewegen sich alle Flüssigkeitselemente in Strömungsrichtung. Durch die Reibung an der Rohroberfläche wird die Geschwindigkeit des Fluids zum Rand hin verringert und es entsteht eine parabelförmige Verteilung der örtlichen Geschwindigkeit (Abb. 2.33 a). Turbulente Strömungen treten hingegen auf, wenn der Durchmesser der Rohrleitung zu groß, die Strömungsgeschwindigkeit zu hoch oder die Viskosität sehr gering ist. Dadurch entstehen Verwirbelungen, welche sich quer zur Strömungsrichtung bewegen. Dabei ist die örtliche Geschwindigkeit im Innern annähernd konstant und fällt zum Rand sehr stark ab.

Für λ gilt bei laminarer Strömung und einer Rohrleitung mit kreisförmigen Querschnitt nach dem Gesetz von *Hagen-Poiseuille*:

$$\lambda = \frac{64}{Re} \quad (2.43)$$

Der Strömungszustand wird über die Reynolds-Zahl Re charakterisiert:

$$Re = \frac{v_{\text{gl}} \cdot d_h}{\nu} \quad (2.44)$$

Wobei v die Strömungsgeschwindigkeit und ν die kinematische Viskosität des Fluids ist. Laminare Strömungen liegen für $Re < 2320$, turbulente Strömungen hingegen bei $Re \geq 2320$ vor. Der Druckverlust, welcher durch die Reibung entsteht, ist:

$$\Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot v_{\text{gl}}^2 \quad (2.45)$$

Einsetzen der Gleichungen 2.40 - 2.44 in 2.45 ergibt:

$$\Delta p = \left(\frac{256 \cdot \nu \cdot l_h \cdot \rho_{\text{öl}}}{2 \cdot \pi \cdot d_h^4} \right) \cdot \dot{V}_{\text{öl}} = R_h \cdot \dot{V}_{\text{öl}} \quad (2.46)$$

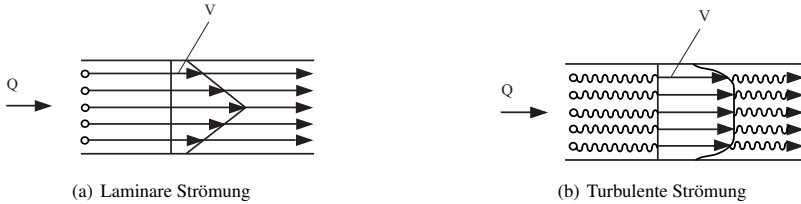


Abbildung 2.33: Vergleich zwischen laminarer und turbulenter Strömung eines Fluids (nach [29])

Der hydraulische Widerstand R_h gilt nur für stationäre Strömungen, also bei konstanten Drücken und konstanten Volumenströmen.

2.7.3 Hydraulische Kapazität

Bei sich zeitlich ändernden Drücken, Volumenströmen und Lasten muss zusätzlich die gespeicherte potentielle Energie, welche durch die Elastizität des Öls oder der Aufweitung der Leitungen entsteht, berücksichtigt werden. Diese wird als hydraulische Kapazität C_h bezeichnet.

$$C_h = - \frac{dV}{dp} \quad (2.47)$$

Bei Betrachtung des Volumenstromes am Anfang und am Ende einer Rohrleitung entsteht aufgrund der Kompressibilität des Öls eine Differenz von $\Delta \dot{V}_{\text{öl}}$. Für diesen gespeicherten Volumenstrom gilt:

$$\Delta \dot{V}_{\text{öl}} = \frac{V}{K} \cdot \frac{\Delta p}{dt} = C_{\text{öl}} \cdot \dot{p} \quad (2.48)$$

In Gleichung 2.48 ist zunächst nur die Kompressibilität des Fluids berücksichtigt. Unter Berücksichtigung der Elastizität der Leitung ergibt sich mit dem Ersatzkompressionsmodul K' folgende Gesamtkapazität:

$$C_h = \frac{V_0}{K'} \quad (2.49)$$

2.7.4 Hydraulische Induktivität

Die hydraulische Induktivität beschreibt den Widerstand gegen die Beschleunigung eines Fluids. Liegt an einer Leitung eine Druckdifferenz von Δp an, so erfährt das Fluid nach

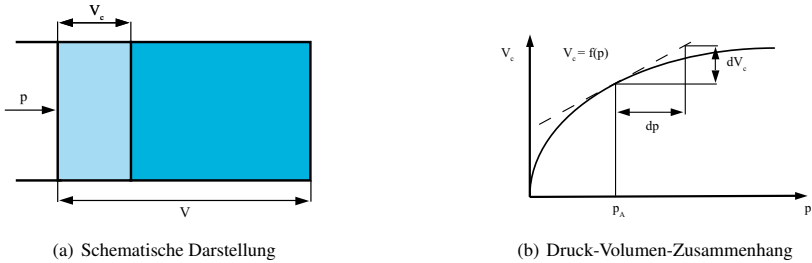


Abbildung 2.34: Hydraulische Kapazität (nach [29])

dem zweiten Newtonschen Axiom eine Beschleunigung:

$$\Delta p(t) = \frac{m}{A_h} \cdot \ddot{x}(t) \quad (2.50)$$

Ebenso kommt es bei der Verzögerung zu einem Druckanstieg, der in der Trägheit begründet ist. Bei einer Rohrleitung mit der Länge l_h und dem Querschnitt A_h gilt für die Induktivität:

$$L_h = \frac{l_h \cdot \rho}{A_h} = \frac{m}{A_h^2} \quad (2.51)$$

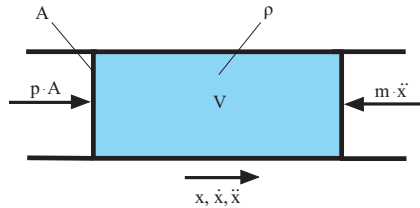


Abbildung 2.35: Hydraulische Induktivität (nach [29])

2.8 Auslegung des Gesamtsystems

Bei der Auslegung des Gesamtsystems bestehend aus Linearaktuator, Hydraulikkreis und KBK, ist zu beachten, dass durch den Linearmotor die nötigen Kräfte und Geschwindigkeiten erreicht werden, um die KBK sicher und schnell genug zu betätigen.

Als Ausgangsgröße für die Dimensionierung des Gesamtsystems dienen der Hub x_k und die Fläche des KBK-Kolbens A_k , die erforderliche Kraft F_k auf diesen, sowie die Füllzeit t_f , welche erreicht werden soll.

2.8.1 Statische Systemauslegung

Für den maximalen erforderlichen Druck im Hydrauliksystem gilt:

$$p_m = \frac{F_{\max}}{A_k} \quad (2.52)$$

Bei einer angenommenen hydraulischen Übersetzung zwischen Linearmotor und KBK von i_h gilt für die Fläche des Linearmotorkolbens:

$$A_l = \frac{A_k}{i_h} \quad (2.53)$$

Aus der hydraulischen Übersetzung ergibt sich ebenfalls die erforderliche statische Haltekraft für den Linearaktuator:

$$F_l = \frac{F_k}{i_h} \quad (2.54)$$

Je nach Verschleißzustand hat die KBK einen Kolbenweg von x_{\min} bis x_{\max} . Für das Befüllen der KBK ergibt sich ein maximales Hubvolumen von:

$$V_{\max} = x_{\max} \cdot A_k \quad (2.55)$$

Um das Volumen in die KBK zu bewegen, muss der Linearaktuator um

$$x_{k\max} = \frac{V_{\max}}{A_l} \quad (2.56)$$

verfahren werden.

Der berechnete Verfahweg berücksichtigt noch keine Elastizitäten von Öl, Leitungen und Dichtungen. Daher sollte bei der Dimensionierung der Kolbenlänge und des maximalen Verfahweges des Linearaktuators eine Sicherheitszuschlag von etwa 25% mit berücksichtigt werden. Analog zu den Maximalwerten lassen sich die Minimalwerte berechnen.

2.8.2 Dynamische Systemauslegung

In Kapitel 2.8.1 wurde bestimmt, dass der Linearaktuator im gekuppelten Zustand eine Kraft von F_l erzeugen muss. Der Gegendruck, welcher beim Schalten der Kupplung durch die Federn erzeugt wird, liegt etwa zwischen p_{fb} und p_{fk} . Um diesen Gegendruck aufrecht zu erhalten, benötigt der Aktuator eine Kraft zwischen

$$F_l = p_{fb} \cdot A_l \text{ und } F_l = p_{fk} \cdot A_l \quad (2.57)$$

Der Mittelwert der Kraft, welche während eines Füllvorgangs entgegenwirkt, liegt im Mittel bei:

$$F_l = \frac{p_{fk} - p_{fb}}{2} \cdot A_l \quad (2.58)$$

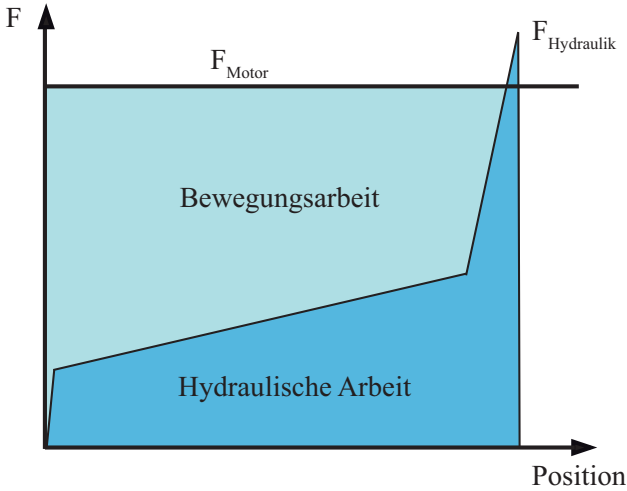


Abbildung 2.36: Hydraulische Arbeit des Linearmotors

Abbildung 2.36 zeigt prinzipiell den Kraftverlauf über die Position des Linearmotors.

Mit dem Zusammenhang von Kraft und Weg für die verrichtete Arbeit gilt:

$$W_1 = \int_{s_0}^{s_e} \vec{F}(s) \, d\vec{s} \quad (2.59)$$

Somit ist die gesamte Fläche, welche durch die Maximalkraft des Motors und dem zurückgelegten Weg des Aktuators aufgespannt wird, die maximal verrichtbare Arbeit. Der blaue untere Teil entspricht vereinfacht der Arbeit, welche zum Betätigen der Kupplung erforderlich ist. Der verbleibende Teil der Arbeit ist somit für die Beschleunigung und das Überwinden der Verluste verwendbar.

Der Kraftbedarf des Linearaktuators lässt sich mit dieser vereinfachten Darstellung durch Aufstellen der Kraftsumme berechnen:

$$F_1 = F_a + F_h + F_v \quad (2.60)$$

$$F_1 = \frac{2 \cdot (m_{lm} + m_k \cdot i_h) \cdot s}{t_1^2} + F_h + F_v \quad (2.61)$$

Die unter F_v aufgeführten Verluste können z.B. Verluste durch Lagerreibung oder durch Wirbelströme sein. Um die Dynamik zu erhöhen, besteht zudem die Möglichkeit den Li-

nearaktuator in den Beschleunigungsphasen um das zweifache zu Überlasten. Bedingt durch Sättigungseffekte wird dadurch eine Krafterhöhung um den Faktor 1,5 erreicht.

Während des Kuppelvorganges entsteht so ein Volumenstrom von

$$\dot{V}_k = \frac{dV}{dt} = \frac{A_1 \cdot ds_1}{dt} \quad (2.62)$$

Die maximale Fließgeschwindigkeit des Öls beträgt etwa $v_{öl} = 2 \frac{\text{m}}{\text{s}}$. Daraus ergibt sich ein notwendiger Querschnitt der Rohrleitung von:

$$A_h = \frac{\dot{V}_k}{v_{öl}} \quad (2.63)$$

Kapitel 3

Modellbildung des Systems

Um das transiente Verhalten des Gesamtsystems zu analysieren, wird zunächst ein Modell aller elektrischen und mechanischen Komponenten gebildet. Zur Modellbildung bieten sich zum Einen die experimentelle und zum Anderen die theoretische Modellbildung an. Bei der experimentellen Modellbildung wird die Systemanalyse anhand von Sprungantwort oder Übertragungsfunktion durchgeführt. Verwendung findet diese Methode, wenn keine Kenntnisse über die inneren physikalischen Zusammenhänge vorliegen. Für die Analyse der einzelnen Systemparameter auf das Systemverhalten ist es hingegen notwendig, das gesamte System analytisch zu beschreiben.

Der gesamte Simulationsprozess dieser theoretischen Modellbildung ist in Abbildung 3.1 dargestellt.

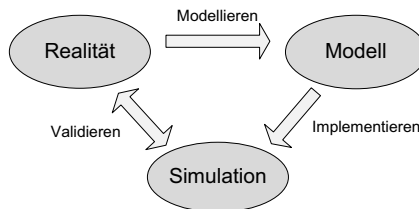


Abbildung 3.1: Simulationsprozess der theoretischen Modellbildung

Zu Beginn des Modellbildungsprozesses muss das reale System durch ein physikalisches Modell beschrieben werden. Dazu werden die einzelnen Teile des Systems in physikalische Grundelemente wie Federn, Massen, Widerstände, etc. eingeteilt. Um den Modellierungsaufwand möglichst gering zu halten, werden physikalische Vereinfachungen vorgenommen, welche keinen wesentlichen Einfluss auf das Systemverhalten haben.

Im nächsten Schritt wird aus dem physikalischen Modell ein mathematisches Modell mit Differentialgleichungen hergeleitet. Grundlage dazu sind die naturwissenschaftlichen Gesetze wie die *Newtonschen Axiome* oder die *Kirchhoffschen Gesetze*.

Die mechanischen Komponenten werden zunächst freigeschnitten und alle angreifenden

Kräfte bestimmt. Im Anschluss wird die Differentialgleichung, unter Berücksichtigung des dynamischen Systemverhaltens, nach dem zweiten Newtonschen Axiom aufgestellt:

$$\sum_i \vec{F}_i = m \cdot \frac{d^2 \vec{x}}{dt^2} \quad (3.1)$$

Für die elektrischen Komponenten werden die Knoten- und Maschengleichungen nach Kirchhoff verwendet. Die ermittelten Systemgleichungen werden anschließend in ein Blockschaltbild umgewandelt und in der Simulationsumgebung implementiert. Im letzten Schritt werden die Simulationsergebnisse mit Messungen aus dem realen System verglichen und optimiert (Validierung).

3.1 Regelungstechnischer Aufbau des Gesamtsystems

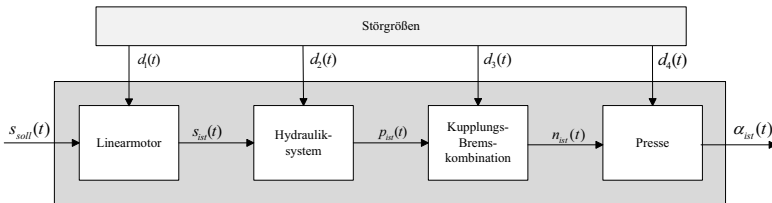


Abbildung 3.2: Regelungstechnischer Aufbau der Regelstrecke

Abbildung 3.2 zeigt den regelungstechnischen Aufbau der zu simulierenden Regelstrecke. Diese besteht aus dem Linearmotor, welcher als Stellglied für die KBK dient. Die Übertragung der Kraft des Linearmotors findet durch das Hydrauliksystem statt. Der durch die Linearmotorposition erzeugte Druck führt dazu, dass die KBK die Antriebsdrehzahl überträgt. Die Drehbewegung der Exzenterwelle resultiert wiederum in einem Winkel des Exzenters, welcher durch die Kinematik der Presse vorgegeben wird.

Auf die Regelstrecke wirken eine Vielzahl an Störgrößen wie Temperatur, Verschleiß von mechanischen Teilen, Massenträgheiten des Werkzeuges, sowie Luft einschüsse oder Leckagen im Hydraulikkreis.

3.2 Modellbildung des Linearmotors

Um das mathematische Modell für den Linearmotor herzuleiten, wird zunächst das Modell für eine rotierende permanenterrregte Synchronmaschine aufgestellt. Durch Transformation aller rotatorischen in translatorische Abhängigkeiten wird auf das Linearmotormodell geschlossen. Das physikalische Modell des rotierenden Synchronmotors besteht aus einem

Rotor, welcher mit Permanentmagneten bestückt ist, sowie einem Stator, welcher aus einer dreiphasigen Wicklung besteht. Die Wicklungen jeder Phase sind um 120° versetzt am Umfang angeordnet und werden über ein symmetrisches dreiphasiges Drehstromsystem gespeist.

3.2.1 Modell des rotierenden Synchronmotors

Das mathematische Modell des rotierenden Synchronmotors ist hinreichend bekannt, so dass auf die Herleitung an dieser Stelle verzichtet werden kann. Nach Park gilt:

$$U_d = R_1 \cdot i_d + L_d \cdot \frac{di_d}{dt} - \omega \cdot L_q \cdot i_q \quad (3.2)$$

$$U_q = R_1 \cdot i_q + L_q \cdot \frac{di_q}{dt} + \omega \cdot (L_d \cdot i_d + \Psi_{pm}) \quad (3.3)$$

Das erzeugte Antriebsmoment des Motors ergibt sich aus der elektrischen Leistung des Motors:

$$M_{el} = \frac{3}{2}(\Psi_d \cdot i_q - \Psi_q \cdot i_d) = \frac{3}{2} \cdot \Psi_{pm} \cdot i_q \quad (3.4)$$

3.2.2 Transformation des rotatorischen Modells

Für die Herleitung des translatorischen Modells müssen die Gleichungen 3.2, 3.3 und 3.4 an das Linearmotormodell angepasst werden. Die Charakterisierung des Linearmotors erfolgt über die Polteilung, Läufergeschwindigkeit und Schubkraft. Der Umfang des rotierenden Motors entspricht dabei der Polteilung über folgende Beziehung:

$$U = 2\pi \cdot r \quad (3.5)$$

$$\tau_p = \frac{U}{2p} \Rightarrow r = \frac{p \cdot \tau_p}{\pi} \quad (3.6)$$

Über den allgemeinen Zusammenhang aus Drehmoment und Kraft ergibt sich die Schubkraft zu:

$$F = \frac{M}{r} = \frac{M \cdot \pi}{\tau_p \cdot p} \quad (3.7)$$

Mit Gleichung 3.4 und der Polpaarzahl $p = 1$ gilt:

$$F_1 = \frac{3}{2} \cdot \frac{\pi}{\tau_p} \cdot \Psi_{pm} \cdot i_q \quad (3.8)$$

Die Bewegungsgleichungen lassen sich mit Hilfe der Newton'schen Axiomen aufstellen.

$$m \cdot \frac{dv_s}{dt} = F_{lm} - F_{la} \quad (3.9)$$

Durch das Einbeziehen der Frequenz f_{el} des speisenden Drehstromsystems gilt:

$$v_z = 2\pi \cdot r \cdot f_{el} = \frac{\tau_p}{\pi} \cdot \omega \quad (3.10)$$

Somit entstehen unter Berücksichtigung von $L_d = L_q = L_1$ folgende Systemgleichungen für den Linearmotor:

$$\frac{di_d}{dt} = \frac{1}{L_1} \cdot (U_d - i_d \cdot R_1 + \frac{\pi \cdot v_z}{\tau_p} \cdot L_1 \cdot i_q) \quad (3.11)$$

$$\frac{di_q}{dt} = \frac{1}{L_1} \cdot (U_q - i_q \cdot R_1 - \frac{\pi \cdot v_z}{\tau_p} \cdot (L_1 \cdot i_d + \Psi_{pm})) \quad (3.12)$$

$$\frac{dv_z}{dt} = \frac{1}{m} \cdot (F_{el} - F_1) = \frac{1}{m} \cdot \left(\left(\frac{3}{2} \cdot \frac{\pi \cdot \Psi_{pm}}{\tau_p} \cdot i_q \right) - F_{1a} \right) \quad (3.13)$$

$$\frac{dx}{dt} = v_z \quad (3.14)$$

3.3 Modellbildung der Hydraulikstrecke

Aufgrund des Aufbaus der Hydraulikstrecke werden einige Vereinfachungen getroffen. Zunächst wird der hydraulische Widerstand vernachlässigt, da die Leitungslängen sehr kurz sind und wegen der relativ geringen Verfahrensgeschwindigkeit des Aktuators nur wenig Volumenstrom erzeugt wird. Im vorhergehenden Unterkapitel wurde die hydraulische Induktivität hergeleitet. Diese beinhaltet unter anderem die Masse des Öls. Da diese im Gegensatz zur bewegten Masse des KBK- und Aktuator-Kolbens sehr gering ausfällt, wird diese hier ebenfalls vernachlässigt. Die Massen der bewegten Bauteile werden separat in den Modellen für die jeweiligen Bauteile berücksichtigt.

Die hydraulische Kapazität hingegen kann aufgrund der Elastizitäten und der Kompressibilität des Öls nicht vernachlässigt werden. Somit ergibt sich für die gesamte Hydraulikstrecke das in Abbildung 3.3 dargestellte Ersatzschaltbild.

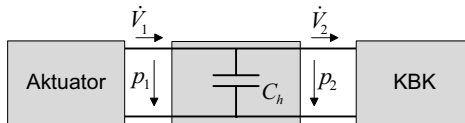


Abbildung 3.3: Ersatzschaltbild der Schlauchleitung

Für den in C_h gespeicherten Volumenstrom gilt:

$$\dot{V}_C = \dot{V}_1 - \dot{V}_2 \quad (3.15)$$

wobei \dot{V}_1 durch die zeitliche Positionsänderung des Linearmotors

$$\dot{V}_1 = A_1 \cdot \frac{ds_1}{dt} \quad (3.16)$$

und \dot{V}_2 durch die zeitliche Positionsänderung des KBK-Kolbens

$$\dot{V}_2 = A_k \cdot \frac{dx_k}{dt} \quad (3.17)$$

definiert ist. In 3.15 eingesetzt folgt:

$$p = \frac{1}{C_h} (A_1 \cdot s_1 - A_k \cdot x_k) \quad (3.18)$$

Die hydraulische Kapazität ist abhängig vom Druck, wobei der Druck wiederum abhängig von der Position des KBK-Kolbens x_k ist. Um den von der KBK erzeugten Gegendruck zu erfassen, wird in Kapitel 3.4 das KBK-Modell hergeleitet.

3.4 Modellbildung der Kupplungs-Brems-Kombination

Als Grundlage für die mathematische Beschreibung der KBK dient die in Abbildung 3.4 dargestellte vereinfachte Schnittzeichnung der KBK. Der linke obere Teil der KBK stellt die Bremse, der rechte obere Teil stellt die Kupplung dar. Sowohl die Bremse, als auch die Kupplung sind mit jeweils 8 Lamellen bestückt. Zwischen den Lamellen befindet sich der grau dargestellte Kolben. Dieser ist horizontal beweglich angeordnet. Über eine vorgespannte Feder (rot dargestellt) wird der Kolben mit der Kraft F_f auf die Bremsseite gedrückt und presst somit die Bremslamellen zusammen. Über den Kolbenraum (grün dargestellt) kann durch einen hydraulischen Druck eine Kraft F_h auf den Kolben aufgebracht werden, welche der Federkraft entgegen wirkt. Der Kolbenraum wird über Dichtungen (blau) abgedichtet, wodurch eine zusätzliche Kraft, die Reibkraft F_r , entsteht.

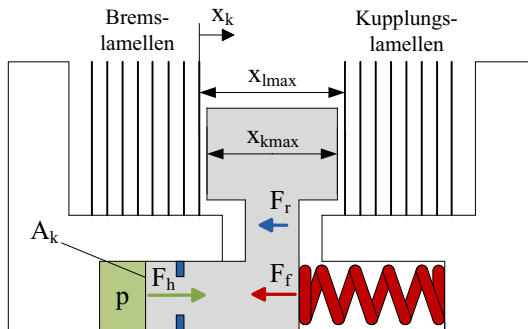


Abbildung 3.4: Vereinfachtes physikalisches Modell des KBK-Kolbens

Das zweite Newtonsche Axiom für diese Anordnung kann wie folgt aufgestellt werden:

$$\sum F = F_h - F_f - F_t = m_k \cdot \frac{d^2 x_k}{dt^2} \quad (3.19)$$

$$p \cdot A_k - R_f \cdot (x_k + x_v) - F_t = m_k \cdot \frac{d^2 x_k}{dt^2} \quad (3.20)$$

Die Summe aller Kräfte aus Formel 3.19 entspricht dabei der Kraft, welche im Gleichgewichtszustand während der Bewegung des Kolbens herrscht, wobei x_v als Vorspannung der Feder zur Erzeugung des Bremsmomentes definiert ist.

3.4.1 Berechnung des inneren Lamellenreibmomentes

Der allgemeine Zusammenhang zwischen Tangentialkraft und Drehmoment ist über den Radius gegeben:

$$F = \frac{M}{r} \quad (3.21)$$

Um aus der Tangentialkraft, wie sie in Formel 3.21 bestimmt wurde, auf das übertragbare Drehmoment der Kupplung zu schließen, reicht dieser allgemeine Ansatz nicht aus. Da die Lamellen eine radiale Ausdehnung aufweisen, werden die außen liegenden Flächenelemente durch den größeren Radius einen größeren Anteil am Drehmoment beitragen als die innen liegenden. Für die Berechnung des inneren Lamellenreibmomentes wird die Lamelle dazu in infinitesimale Flächenelemente zerlegt (Abb. 3.5).

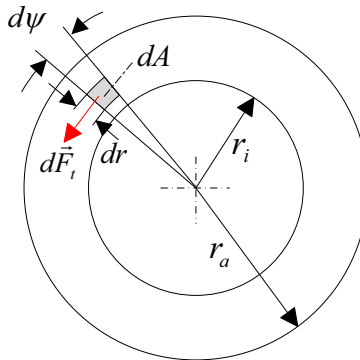


Abbildung 3.5: Infinitesimales Flächenelement einer Kupplungslamelle (nach [25])

Für das übertragene Reibmoment, welches über $dA = r \cdot d\psi \cdot dr$ übertragen wird und die Tangentialkraft dF_t gilt:

$$dM_t = r \cdot dF_t \quad (3.22)$$

Durch einsetzen der Normalkraft dF_n gilt:

$$dM_r = r \cdot \mu_r \cdot dF_n = r \cdot \mu_r \cdot p \cdot dA = r^2 \cdot \mu \cdot p \cdot d\psi \cdot dr \quad (3.23)$$

Zur Bestimmung des gesamten inneren Reibmomentes muss dM_r über $A_1 = \pi \cdot (r_{al}^2 - r_{il}^2)$ integriert werden:

$$M_r = \mu_r \cdot p \cdot \int_{r_i}^{r_a} \int_0^{2\pi} r^2 \cdot d\psi \cdot dr = \frac{2\pi \cdot \mu_r \cdot F_n \cdot (r_{al}^3 - r_{il}^3)}{3A_1} \quad (3.24)$$

$$M_r = \mu_r \cdot F_n \cdot \frac{2 \cdot (r_{al}^3 - r_{il}^3)}{3 \cdot (r_{al}^2 - r_{il}^2)} = \mu_r \cdot F_n \cdot C_{g1} \quad (3.25)$$

Die Konstante C_{g1} fasst den von der Lamellengeometrie abhängigen Teil zusammen, der bei der Integration entsteht. Da in der KBK i_1 Reibflächen parallel geschaltet sind, gilt für das gesamte Drehmoment:

$$M_r = \mu_r \cdot F_n \cdot C_{g1} \cdot i_1 \quad (3.26)$$

Zu beachten ist, dass der Reibkoeffizient μ_r aufgrund des hohen Drehzahldifferenzbereichs zwischen Antriebs- und Abtriebswelle drehzahlabhängig ist. Die Temperaturabhängigkeit wird hier vernachlässigt.

3.4.2 Bewegungsgleichungen von An- und Abtriebswelle

Die bisher aufgestellten Gleichungen beschreiben zunächst nur die axiale Bewegung vom Linearmotor bis hin zur KBK. Um die gesamte Funktionalität der KBK abzubilden, müssen nun die Bewegungsgleichungen für die rotatorische Bewegung der An- und Abtriebswelle aufgestellt werden. Obwohl nur die Abtriebsdrehzahl für die Bestimmung des Exzenterwinkels von Bedeutung ist, muss auch der komplette Antriebsstrang simuliert werden. Durch die Massenträgheit von Abtriebswelle, Exzenter und Werkzeug beim Beschleunigungsvorgang und der hohen Last beim Pressvorgang kommt es zu einem Einbruch der Antriebsdrehzahl. Diese hat wiederum eine direkte Auswirkung auf den Verlauf der Exzenterdrehzahl.

Die KBK kann vier Betriebszustände annehmen. Diese werden zunächst in Kuppeln und Bremsen unterteilt. Für jeden dieser Zustände gibt es eine Schlupf- und eine Haftphase. In der Regel beginnt jeder Zyklus mit der Haftphase Bremsen. Dabei sind die Bremslamellen, durch die vorgespannten Federn, fest mit dem Maschinengehäuse verbunden. Wird die KBK mit Druck beaufschlagt, so beginnt der Kolben sich in Richtung Kupplungslamellen zu bewegen. Nach dem Auftreffen des Kolbens auf den Kupplungslamellen beginnt die Schlupfphase Kuppeln bei der Antriebs- und Abtriebswelle synchronisiert werden. Sobald die Synchronisation abgeschlossen ist, wechselt die KBK in die Haftphase Kuppeln. Wird der Bremsvorgang eingeleitet, so bewegt sich der Kolben durch die Federkraft wieder Richtung Bremslamellen und mit dem Auftreffen auf den Bremslamellen beginnt die Schlupfphase Bremsen. Die Abtriebswelle wird nun abgebremst.

Zunächst werden nach [25] die Bewegungsgleichungen des Kupplungsteils mit dem Antriebs- und Abtriebsstrang aufgestellt. Dazu wird die Kupplung in der Reibebene freigeschnitten und alle Momente eingetragen (Abbildung 3.6).

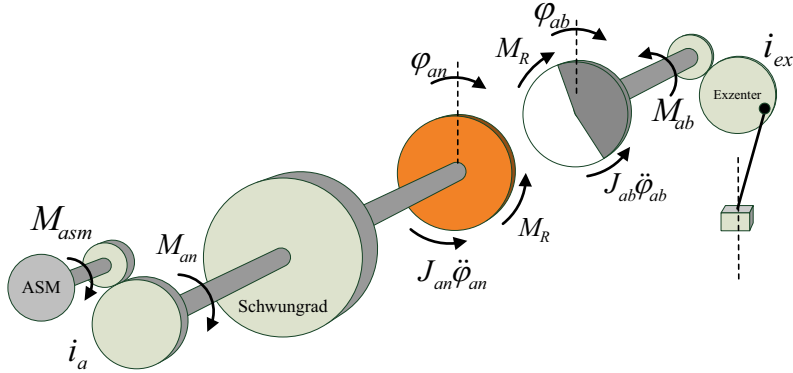


Abbildung 3.6: Freigeschnittene Kupplungslamellen (nach [25])

Die äußeren Kupplungslamellen drehen sich immer mit der Schwungradfrequenz $\dot{\varphi}_{an}$, während der innere Kupplungsteil (Kolben) der Drehzahl der Abtriebswelle $\dot{\varphi}_{ab}$ entspricht. Zunächst wird der Fall Schlupfphase Kuppeln betrachtet bei denen $\dot{\varphi}_{an}$ und $\dot{\varphi}_{ab}$ unterschiedlich sind. Dazu werden die beiden Bewegungsgleichungen für die Antriebs- und Abtriebsseite aufgestellt. Für das Momentengleichgewicht der Kupplungslamellen gilt:

$$J_{an} \cdot \ddot{\varphi}_{an} - M_{an} + M_r = 0 \quad (3.27)$$

Dabei ist J_{an} das Schwungradträgheitsmoment, welches die Form eines Hohlzylinders besitzt:

$$J_{an} = \frac{\pi}{2} \cdot h_{sr} \cdot \rho \cdot (r_{as}^4 - r_{is}^4) \quad (3.28)$$

Nach Formel 3.26 kann das innere Reibmoment M_r bestimmt werden, wobei die Übersetzung des Antriebsmotors mit berücksichtigt werden muss. Umgerechnet auf die Antriebswelle ergibt sich somit:

$$M_{an} = M_{asm} \cdot i_a \quad (3.29)$$

Aufgrund der Kloß'schen Kennlinie ist das Antriebsmoment der Asynchronmaschine drehzahlabhängig. Da der genaue Kennlinienverlauf der Antriebsmaschine nicht bekannt ist, wird das Drehmoment über den gesamten Drehzahlbereich als konstant angenommen.

Für die Bewegungsgleichung der Abtriebswelle mit dem Lastmoment M_{ab} gilt:

$$J_{ab} \cdot \ddot{\varphi}_{ab} - M_r + M_{ab} = 0 \quad (3.30)$$

Bei der leerlaufende Exzenterwelle, unter Berücksichtigung der Stokes-Lagerreibung, ergibt sich:

$$J_{ab} \cdot \ddot{\varphi}_{ab} - M_r + b \cdot \dot{\varphi}_{ab} = 0 \quad (3.31)$$

Das Trägheitsmoment der Abtriebsseite J_p kann aufgrund der komplexen Geometrie von Welle, Getriebe, Exzenter, Stößel und Werkzeug nicht analytisch berechnet werden. Dazu wird bei konstantem Antriebsmoment eine Messung der Drehzahländerung $\Delta\omega$ über den Zeitraum Δt durchgeführt.

$$J_p = M \cdot \frac{\Delta t}{\Delta\omega} \quad (3.32)$$

Unter Berücksichtigung der Übersetzung zwischen Antriebswelle und Exzenterwelle i_k gilt:

$$J_{ab} = \left(\frac{1}{i_k}\right)^2 J_p \quad (3.33)$$

Nach der Schlupfphase Kuppeln erfolgt der Übergang zur Haftphase Kuppeln. Zu diesem Zeitpunkt gilt mit ($\dot{\varphi}_{ab} = \dot{\varphi}_{an}$):

$$(J_{ab} + J_{an}) \cdot \ddot{\varphi}_{ab} - M_{an} + b \cdot \dot{\varphi}_{ab} = 0 \quad (3.34)$$

Da in der Haftphase Kuppeln eine kraft- und formschlüssige Verbindung zwischen An- und Abtriebswelle vorliegt, muss das Trägheitsmoment beider Wellen addiert werden ($J_{ab} + J_{an}$). Somit beschreiben die Differentialgleichungen 3.27, 3.31 und 3.34 den gesamten Kuppelungsvorgang.

Analog zum Modell für die Kuppelphase kann nun die Bremsphase modelliert werden. Die Antriebswelle wird in diesem Fall durch eine starre Welle ersetzt, welche mit dem Gehäuse verbunden ist (Abbildung 3.7).

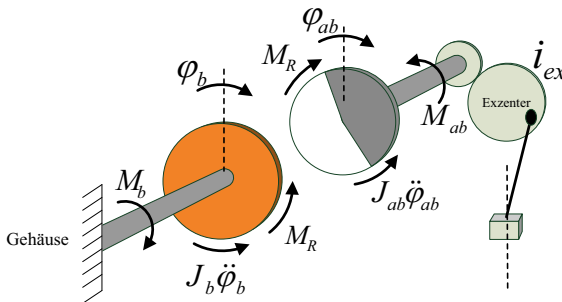


Abbildung 3.7: Freigeschnittene Bremslamellen

Aufgrund der festen Verbindung der Bremslamellen zum Gehäuse gilt mit $\ddot{\varphi}_b = 0$ und $M_b = M_r < 0$:

$$J_{ab} \cdot \ddot{\varphi}_{ab} - M_r + b \cdot \dot{\varphi}_{ab} = 0 \quad (3.35)$$

Bis zum Stillstand der Abtriebswelle muss somit eine negative Winkelbeschleunigung vorliegen. Danach ist die Abtriebswelle fest mit dem Gehäuse verbunden und die KBK befindet sich in der Haftphase Bremsen.

Während der Bremsphase sind die Kupplungslamellen frei und können kein Drehmoment übertragen. Die Winkelgeschwindigkeit wird so lediglich durch das Antriebsmoment der Maschine und der Massenträgheit des Schwungrades bestimmt. Die Bewegungsgleichung lautet dann:

$$J_{\text{an}} \cdot \ddot{\varphi}_{\text{an}} - M_{\text{an}} = 0 \quad (3.36)$$

3.5 Modellbildung der Exzenterpresse

Der letzte Teil der Regelstrecke besteht aus der Exzenterpresse. Abbildung 3.8 zeigt das physikalische Modell der Presse, bestehend aus Abtriebswelle, Exzenterwelle, und Stößel, wobei zwischen Abtriebswelle und Exzenterwelle noch eine Übersetzung vorhanden ist. Dadurch ist es möglich Antriebsmaschine, Schwungrad und KBK auf der Antriebsseite kleiner zu dimensionieren und die Energie aus der Drehzahl zu schöpfen. Über die Übersetzung wird die Drehzahl dann herabgesetzt und dabei das Drehmoment erhöht. Über den Exzenter wird zudem die Rotationsbewegung in eine translatorische Bewegung umgesetzt.

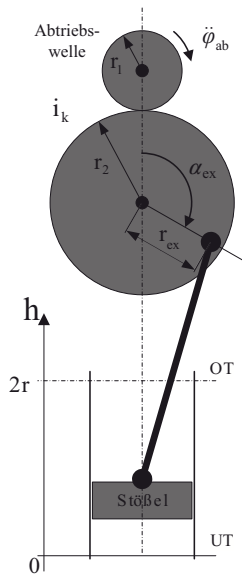


Abbildung 3.8: Physikalisches Modell der Exzenterpresse

Die Übersetzung des Getriebes ergibt sich aus dem Verhältnis der Radien der Zahnräder:

$$\dot{i}_k = \frac{r_2}{r_1} \quad (3.37)$$

Aus der Integration der Abtriebsdrehzahl lässt sich der Exzenterwinkel α_{ex} bestimmen:

$$\alpha_{\text{ex}} = \frac{1}{\dot{i}_k} \cdot \int \dot{\varphi}_{\text{ab}} \cdot dt \quad (3.38)$$

Durch den Exzenterwinkel und den Abstand der Pleuelstange zum Mittelpunkt der Exzenterwelle kann die Stößelposition bestimmt werden:

$$h_s = r_{\text{ex}} \cdot (1 + \cos(\alpha_{\text{ex}})) \quad (3.39)$$

3.6 Störgrößenanalyse

Unter idealen Bedingungen besteht in einem Hydrauliksystem nach Formel 2.38 ein linearer Zusammenhang zwischen der Linearmotorposition und dem erzeugten Druck. Demnach wäre es einfach möglich den Linearmotor lagegeregelt zu betreiben um den Druck an der KBK zu regeln. Im realen System gibt es allerdings eine Vielzahl von Störgrößen, wie z.B. Luftpfeinschlüsse, Elastizitäten, Temperatur, sowie die Federn der KBK.

3.6.1 Kompressibilitäten

Öl ist in der idealen Betrachtung inkompressibel. Durch gelöste Luft im Öl und abgelagerte Luft in Hohlräumen des Hydrauliksystems wird das Öl zunehmend kompressibel. Abbildung 3.9 zeigt eine schematische Darstellung der Luft im Hydrauliksystem.

Durch die Kompression des Öls findet eine Volumenänderung $\Delta V_{\text{öl}}$ statt, welche als Kompressionsvolumen bezeichnet wird.

$$\Delta V_{\text{öl}} = \frac{V_{\text{öl}} \cdot \Delta p}{K} \quad (3.40)$$

Das Kompressionsmodul K beschreibt den Zusammenhang zwischen Druckdifferenz und Volumenkompression.

$$K = -V \cdot \frac{dp}{dV} \quad (3.41)$$

Abbildung 3.10 zeigt die Volumen-Druck-Kurve des Hydrauliköls. Zur Vereinfachung wird die Kurve bei den weiteren Betrachtungen als linear angenommen.

Die Volumenänderung des Öls wird durch die Positionsänderung des Linearmotors beschrieben.

$$\Delta V_{\text{öl}} = \Delta s_1 \cdot A_1 \quad (3.42)$$

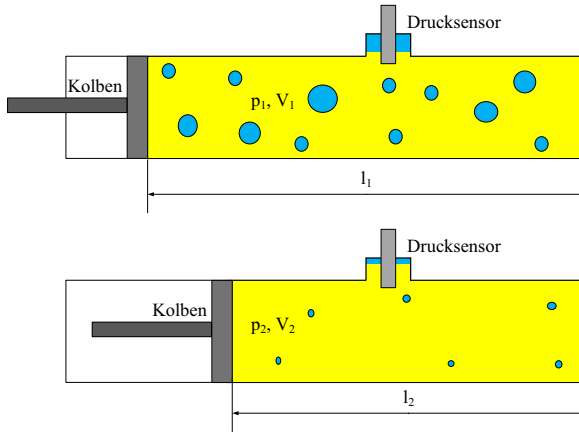


Abbildung 3.9: Prinzipdarstellung von Kompressibilität und Lufteinschlüssen

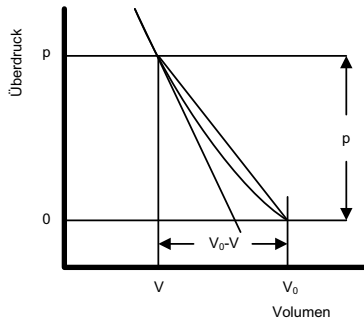


Abbildung 3.10: Kompressionsmodul (nach [30])

Durch Einsetzen von 3.42 in 3.40 kann die Beziehung zwischen der Position des Linearmotors und dem Druck unter Berücksichtigung der Ölkompressibilität beschrieben werden.

$$\Delta s_1(V_{\delta 1}) = \frac{V_{\delta 1} \cdot \Delta p}{K \cdot A_1} \quad (3.43)$$

3.6.2 Lufteinschlüsse

Durch den Einfluss der Einschlüsse von Luft im System kommt es zu Beginn der Druckerhöhung zu einer signifikanten Veränderung der Beziehung zwischen Linearmotorposition und Druck. Diese liegt in der starken Kompressibilität von Luft begründet.

$$\Delta s_1(V_{lu}) = \frac{V_{lu} \cdot p_0}{p \cdot A_1} \quad (3.44)$$

Abbildung 3.11 zeigt Messungen des Druckverlaufs bei unterschiedlichen Luftmengen. Kennlinie *Luftmenge 1* zeigt ein System mit sehr geringen Luftanteil, während die Luftmenge bei Kennlinie *Luftmenge 2* und *Luftmenge 3* höher liegt. Bemerkbar macht sich der Anteil der Luft bis zu einem Druck von etwa $p = 20$ bar. Während der Kolbenbewegung und oberhalb des Federrückdruckes sind alle Kennlinien deckungsgleich.

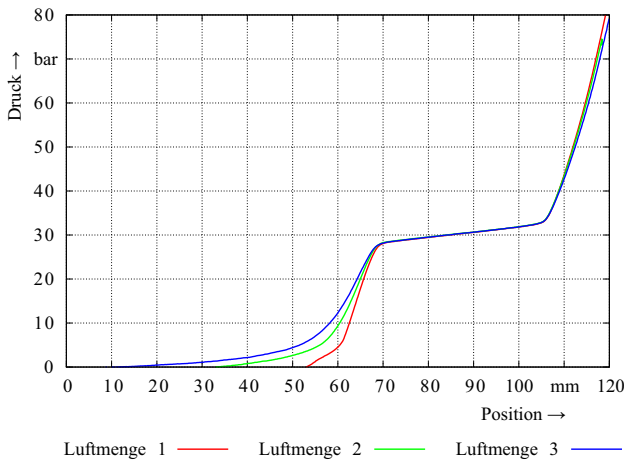


Abbildung 3.11: Druckverlauf bei unterschiedlichen Luftmengen im Hydrauliksystem

3.6.3 Federn

Für den Bereich, in dem die aufgebrachte Kraft des Linearmotors die Gegenkraft der Federn übersteigt ($p_{th} \cdot A_1 < p < p_{rk} \cdot A_1$), ändert sich der Druck bei Änderung der Linearmotorposition nur noch im Verhältnis der Federkonstanten.

$$\Delta s_1(R_f) = \frac{\Delta F}{R_f} = \frac{\Delta p \cdot A_k}{R_f} \quad (3.45)$$

In diesem Druckbereich findet die Bewegung des KBK-Kolbens statt (Abb. 3.12). Der Hub ist unabhängig von den Luftmengen im System.

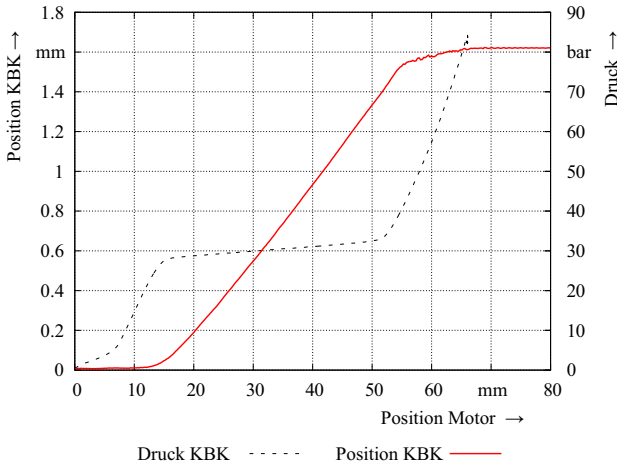


Abbildung 3.12: Hub des KBK-Kolbens in Abhängigkeit von der Aktuatorposition

3.6.4 Elastizitäten

Ein weiterer Einflussfaktor sind die Elastizitäten, welche durch Verformung eine Änderung des Volumens der Hydraulikstrecke zur Folge haben. Dies geschieht beispielsweise durch die Aufweitung von Schläuchen und Rohren, als auch durch die Verformung der Dichtungen. Während sich der Einfluss der Luft hauptsächlich im Anfang der Druckkennlinie bemerkbar macht, ist der Einfluss der Elastizitäten eher im hohen Druckbereich zu finden. In Abbildung 3.13 sind Messungen der Druckkennlinie von zwei unterschiedlichen Hydraulikstrecken dargestellt. Die blaue Kennlinie zeigt den Druckverlauf an einem System, welches zum Großteil aus Rohren besteht, während die rote Kennlinie einen Druckverlauf an einem System zeigt, welches hauptsächlich aus Schläuchen besteht.

Dieser Einfluss wird durch ein angepasstes Kompressionsmodul, dem Ersatzkompressionsmodul K' , ausgedrückt.

$$K' = \frac{K}{\frac{dK}{d_1 \cdot E} + 1} \quad (3.46)$$

Das Ersatzkompressionsmodul hängt dabei von dem Elastizitätsmodul E und der Wandstärke d_1 der Leitung ab. Je elastischer die Leitung, desto kleiner ist dieser Materialkennwert. Abb. 3.14 zeigt den Verlauf des Kompressionsmoduls für Rohr- und Schlauchleitungen in Abhängigkeit des Systemdrucks.

Durch die Berücksichtigung der Formel 3.46 ergibt sich die Positionsabweichung zu:

$$\Delta s_1(V_{\text{öl}}) = \frac{V_{\text{öl}} \cdot \Delta p}{K' \cdot A_1} \quad (3.47)$$

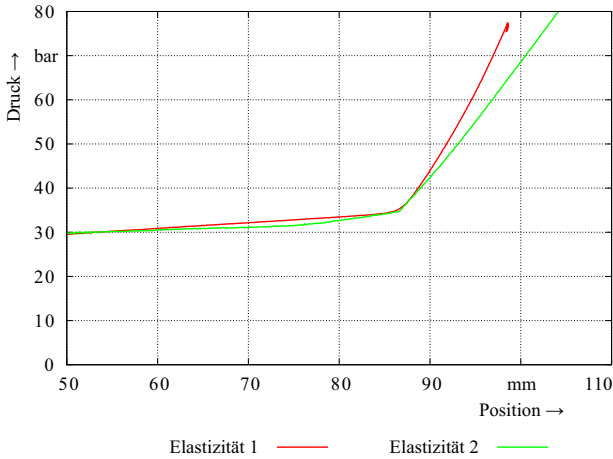


Abbildung 3.13: Druckkennlinie bei verschiedenen Elastizitäten

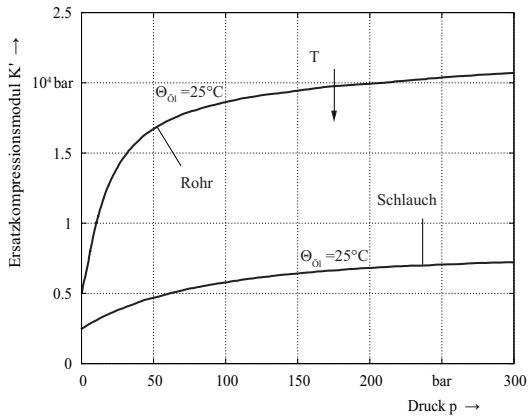


Abbildung 3.14: Ersatzkompressionsmodul von Rohr- und Schlauchleitungen (nach [30])

Abbildung 3.15 stellt den Vergleich einer Messung und einer analytischen Berechnung der gesamte Strecke mit den in den einzelnen Bereichen dominierenden Parametern und Störgrößen dar.

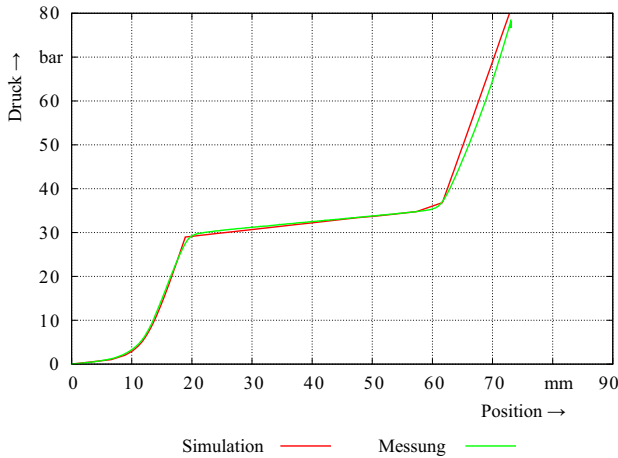


Abbildung 3.15: Vergleich der analytisch und messtechnisch ermittelten Druckkennlinie

3.6.5 Verschleiß

Durch Abnutzung der Lamellen kommt es zu einer Verlängerung des Kolbenhubs. Diese Verlängerung erfährt auch der Linearmotor, indem dieser eine längere Strecke im Bereich des Federdrucks zurücklegen muss, um das zusätzliche Ölvolumen in den Kolbenraum einzubringen. Abbildung 3.16 zeigt eine Messung bei unterschiedlichen Verschleißzuständen.

Der Verschleiß über der Lebensdauer kann bis zum dreifachen des Anfangskolbenhubs betragen. Dies muss in der Auslegung des Linearmotors berücksichtigt werden.

3.6.6 Temperatur

Die thermische Ausdehnung von Luft kann über das Gesetz für ideale Gase bei konstantem Druck, dem isobaren Prozess, charakterisiert werden. Die Positionsänderung des Linearmotors durch den Wärmeausdehnung des Öls (3.48) und der Luft (3.49) ergibt sich zu:

$$\Delta s_1(T, V_{\text{öl}}) = \frac{V_{\text{öl}} \cdot \beta_T \cdot \Delta T}{A_1} \quad (3.48)$$

$$\Delta s_1(T, V_{\text{lu}}) = \frac{T_1 \cdot V_{\text{öl}}}{T_0 \cdot A_1} \quad (3.49)$$

Auch die Volumenänderung des Linearmotorkolbens hat Auswirkungen auf die Position:

$$\Delta s_1(T, V_1) = \frac{V_{\text{öl}} \cdot 3 \cdot \alpha_T \cdot \Delta T}{A_1} \quad (3.50)$$

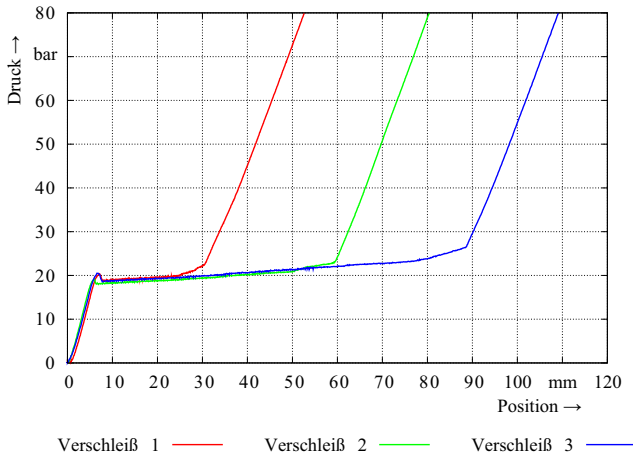


Abbildung 3.16: Auswirkung des Kolbenhubs auf die Linearmotorposition

Insgesamt ergibt sich die temperaturbedingte Verschiebung der Linearmotorposition durch 3.48, 3.49 und 3.50 zu

$$\Delta s_1(T) = \frac{V_{001} \Delta T \cdot (\beta_T - 3 \cdot \alpha_T)}{A_1} + \frac{T_1 \cdot V_{01u}}{T_0 \cdot A_1} \quad (3.51)$$

In Abbildung 3.17 ist die Linearmotorposition bei drei verschiedenen Temperaturen dargestellt. Die grüne Kennlinie stellt den Ausgangszustand bei einer mittleren Temperatur dar. Erwärmt sich das System, so findet durch die Volumenausdehnung eine negative Positionsverschiebung statt (rote Kennlinie). Kühlt sich das System ab, so verschiebt sich die Linearmotorposition aufgrund des verminderten Volumens in positive Richtung (blaue Kennlinie).

3.6.7 Leckage

Im Gegensatz zum herkömmlichen leckagebehafteten Hydrauliksystem, ist das Hydrauliksystem in Verbindung mit einem Linearmotor leckagefrei ausgeführt. Trotzdem besteht, im Gegensatz zu einem idealen System, immer eine geringe technische Leckage. Diese kommt durch den Übertritt kleinster Ölpartikel am Dichtspalt zustande. Die Leckagemenge ist das Produkt aus der Anzahl der Schaltungen und der Leckagemenge pro Schaltung. Daraus ergibt sich die Positionsverschiebung des Linearmotors

$$\Delta s_1(L) = \frac{S \cdot L}{A_1} \quad (3.52)$$

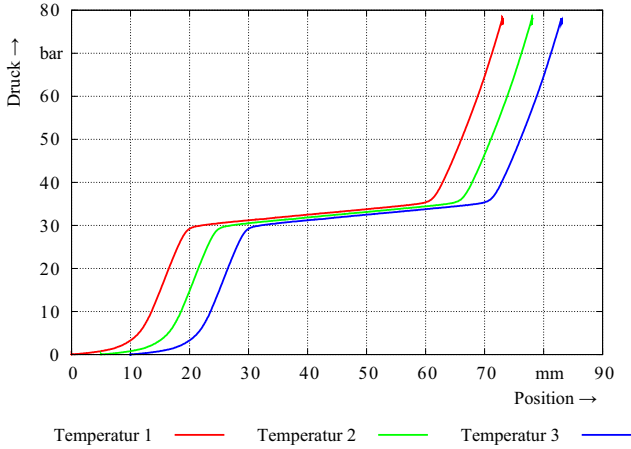


Abbildung 3.17: Auswirkung der Temperatur auf die Aktuatorposition

3.6.8 Zusammenfassung der Störgrößen

Insgesamt ergibt sich für die Störgrößen folgender Zusammenhang für die Linearmotorposition:

$$s_1 = s_0 + \Delta s_1(V_{lu}) + \Delta s_1(V_{öl}) - \Delta s_1(T) + \Delta s_1(L) \quad (3.53)$$

$$s_1 = s_0 + \frac{1}{A_1} \cdot \left[\frac{p_0}{p} \cdot \frac{T_1}{T_0} \cdot V_{0lu} + \left(\frac{\Delta p}{K'} - \Delta T \cdot (\beta_T - 3 \cdot \alpha_T) \right) \cdot V_{0öl} + S \cdot L \right] \quad (3.54)$$

Kapitel 4

Entwurf der Regelung

In der klassischen Regelungstechnik linearer Systeme erfolgt aus den aufgestellten Differentialgleichungen die Aufstellung eines Zustandsraummodells und der Analyse der Systemeigenschaften. Darauf basierend folgt der modellbasierte Reglerentwurf des geschlossenen Kreises mit den gegebenen Güteanforderungen [33]. Die Verwendung des modellbasierten Ansatzes setzt ein lineares, vollständig bekanntes und beschreibbares reales Streckenmodell voraus. Je genauer dieses ist, desto höherer ist auch dessen Ordnung. Eine Reduktion der Ordnung führt zur Vereinfachung der Regelung, aber auch zur Reduzierung der Genauigkeit. Ebenso führen nicht exakt bestimmbare Parameter zu einer Ungenauigkeit. Trotz des erheblichen Aufwandes der modellbasierten Ansatzes findet sich dieser in Anwendung der Luftfahrt, der Automobil- und der Chemietechnik wieder. Hier ist der Aufwand durch die ohnehin hohen Systemkosten oder der hohen Stückzahlen im Millionenbereich vertretbar [37].

In der Antriebstechnik werden häufig Verfahren abweichend zu der klassischen Regelungstheorie eingesetzt. Alders, Kennel, Krahn und Quann zeigen in [38] die Verwendung eines BiQuad-Filters zur Kompensation von Resonanzschwingungen. Entgegen der allgemein üblichen Auslegung ist dieses im Rückführzweig statt im Vorwärtszweig der Regelung angeordnet. Trotz der Verfälschung des Istwerts werden wesentliche Verbesserungen des Verhaltens erreicht, da es sonst durch die Nichtlinearität der Stellwertbegrenzung des Stromes, zu einer Anregung der Resonanzfrequenz des Systems kann. Ebenso werden häufig vereinfachte Regelkonzepte auf Basis von PID-Regler verfolgt. Der Vorteil dieser Regler ist die flexible Nutzung, auch wenn kein Modell der Regelstrecke vorhanden ist. Die Einstellung der Regler erfolgt empirisch, z.B. nach den Verfahren von Ziegler und Nichols. Voraussetzung zur Nutzung ist eine stabile Regelstrecke, welche für die experimentelle Einstellung zugänglich ist, sowie keine strengen Güteforderungen an die Dynamik [33]. Damit sind die Regelalgorithmen auf einem Industrie-PC implementierbar und die Reglereinstellung kann mit wenigen Parametern erfolgen.

Eine weitere Herausforderung stellen Nichtlinearitäten im System dar. Diese reichen von Stellwertbegrenzungen im Frequenzumrichter, über Lagerreibungen, Elastizitäten in der Antriebskopplung, bis hin zu mechanischen Begrenzungen im Antriebsstrang. Im Gegensatz zur Analyse von linearen Systemen gibt es für nichtlineare Systeme keinen allgemei-

nen Ansatz. Vielmehr ist eine Reihe von Verfahren vorhanden, welche von der Klasse des nichtlinearen Systems abhängen. In der industriellen Praxis werden zum Beispiel Gain-Scheduling, Exakte Linearisierung, Control-Ljapunov-Funktionen, sowie das Backstepping-Verfahren eingesetzt [44].

4.1 Grundlegende Reglerarchitektur

In Kapitel 2 ist das zu regelnde System, welches aus einem Linearmotor, einer hydraulischen Übersetzung, der Kupplungs-Brems-Kombination und dem gesamten Antriebsstrang der Exzenterpresse besteht, ausführlich mathematisch beschrieben worden. In Kapitel 3 erfolgte die Modellbildung. Die Komplexität des Modells, sowie die Anzahl der Parameter, welche teilweise nur empirisch zu ermitteln oder zu schätzen sind, stellt sowohl eine Herausforderung an die Rechnerplattform, als auch an den Inbetriebnahmeprozess dar. Zu den unbekanntenen oder nur grob zu schätzenden Parametern zählen zum Beispiel die Reibkräfte der Dichtungen, der Reibwert der Lamellen, der Federdruck und der Kompressionsmodul des Öls. Daher wird bei der Ausführung der Regelung auf einen modellbasierten Ansatz verzichtet und auf Basis von P-, PI-, PD- und PID-Reglern eine Kaskadenregelung entworfen. Durch die Verwendung einer Kaskadenregelung wird die gesamte Regelstrecke in mehrere Teilstrecken gegliedert, wobei jede Regelschleife die Regelung einer Zustandsgröße übernimmt. Die Stellgröße des vorhergehenden Reglers dient dabei als Stellgröße für den Folgeregler, wodurch eine genauere und schnellere Ausregelung der Störgrößen möglich ist. Für die Berücksichtigung der Nichtlinearitäten wird die Gain-Scheduling-Methode angewendet und dadurch die Regelstrecke in einzelne lineare Teilbereiche zerlegt. Parallel zur Regelkaskade sind weitere Regelkreise angeordnet, welche eine Adaption der Regelparameter in Abhängigkeit des Systemzustands und dem Einfluss der Störgrößen vornehmen.

Um den Linearmotor zu betreiben wird ein Frequenzumrichter verwendet. Dieser stellt die nötige Leistung über die Leistungsendstufe zur Verfügung. Der implementierte Regelalgorithmus berechnet dazu, durch die Vorgabe von Sollwerten, eine Stellspannung. Über die Rückführung von Kenngrößen wie Strom, Drehzahl oder Lage des Motors können diese mit den Sollwerten verglichen und Abweichungen durch gezielte Variation der Stellspannung ausgeregelt werden.

Der Regelkreis für die Betätigung der KBK besteht aus einem Druckregler, welcher direkt vor dem Regelkreis des Frequenzumrichters angeordnet wird. Mit diesem Regler ist es möglich, die KBK mit einem bestimmten Druck anzusteuern und mögliche Störgrößen auszuregeln. Zudem wird der Regelkreis um einen weiteren Regler ergänzt der speziell auf die Anforderungen angepasst ist, welche eine Exzenterpresse an die KBK stellt. Die geregelte Zustandsgröße ist hier der Exzenterwinkel der Presse der durch das übertragbare Drehmoment und somit durch den Druck an der KBK beeinflusst werden kann. Mit Hilfe dieses Reglers ist es möglich die KBK sehr genau zu synchronisieren und somit den Ablauf eines Pressenzyklus zu optimieren. Der schematische Aufbau der Regelung ist in Abbildung 4.1 dargestellt.

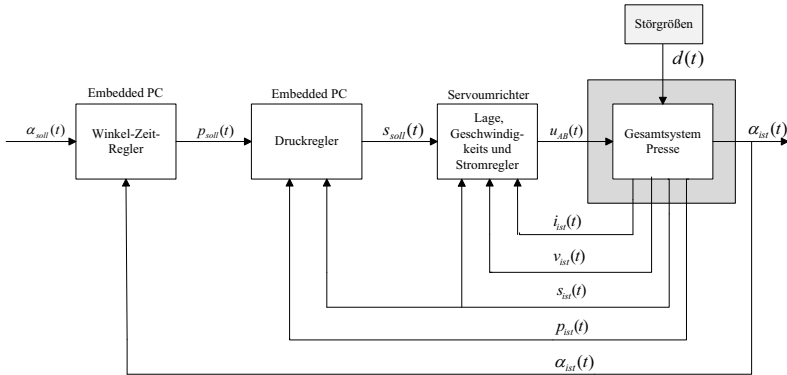


Abbildung 4.1: Schematischer Aufbau der Regelung

4.2 Reglerarchitektur im Frequenzumrichter

Für erste Versuche an dem System wird zunächst ein Standard-Frequenzumrichter für Servoantriebe verwendet. Dieser hat bereits eine Reglerkaskade für Positionieraufgaben von hochdynamischen Servoantrieben implementiert, die aus einem Lageregler, einem Drehzahlregler und einem Stromregler [45] besteht. Der Lageregler ist als P-Regler, wohingegen Drehzahl- und Stromregler als PI-Regler ausgeführt sind. Der Phasenstrom wird direkt im Frequenzumrichter und die Lage, bzw. Geschwindigkeit durch einen Geber an der Motorwelle gemessen. Der Frequenzumrichter ist über einen Profildgenerator in der Lage ein bestimmtes Bewegungsprofil vorzugeben und durch die Verwendung von Vorsteuerwerten das Führungsverhalten zu verbessern. Dieser beinhaltet die in Abbildung 4.2 dargestellte Reglerkaskade.

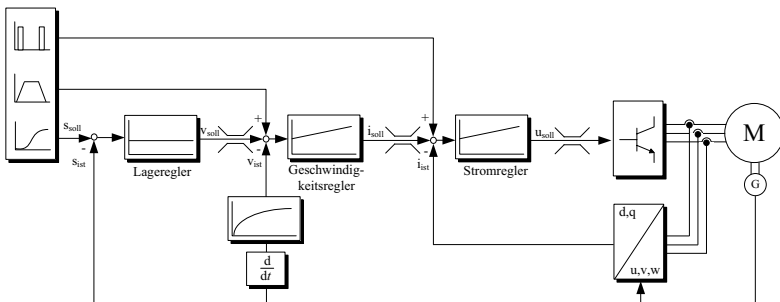


Abbildung 4.2: Reglerkaskade des Frequenzumrichters

4.3 Entwurf der Druck-Regelung

Für das Betätigen einer KBK wird zwischen den folgenden Betriebsarten unterschieden:

- weicher Kuppelvorgang
- harter Kuppelvorgang
- weicher Bremsvorgang
- harter Bremsvorgang

Die einzelnen Betriebsarten unterscheiden sich durch die Höhe des Drucks, welcher beim Kuppeln oder Bremsen anliegt. In der Regel wird eine KBK weich gekuppelt und weich gebremst. Ein typischer Druck-Sollwertverlauf ist in Abbildung 4.3 dargestellt. Sobald das Schaltsignal anliegt wird zunächst ein reduzierter Kupplungsdruck (p_1) vorgegeben. Erst nach dem sanften Synchronisation der An- und Abtriebswelle, gekennzeichnet durch die Zeit t_1 , wird der Hauptdruck angefahren. Wird die Bremsung durch die Steuerung angefordert, so wird auch hier ein reduzierter Bremsdruck (p_3) vorgegeben. Dadurch erfolgt die Bremsung ebenfalls sanft, da nicht mit vollem Bremsmoment gebremst wird. Erst nach Stillstand der Welle, also nach Ablauf der Zeit t_2 , wird der minimale Bremsdruck angesteuert. Das harte Kuppeln ist lediglich erforderlich, wenn der Stößel in der Nähe des unteren

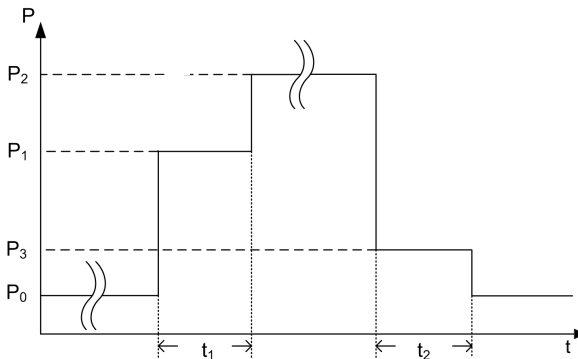


Abbildung 4.3: Profil der bisherigen Drucksteuerung

Totpunktes zum Stehen gekommen ist und von dort beschleunigt werden muss. Dabei muss das maximal übertragbare Drehmoment (p_2) der Kupplung schnellstmöglich anliegen, damit der Synchronisationsvorgang abgeschlossen ist, bevor das Werkzeug in das Werkstück eintritt. Hart gebremst wird in der Regel nur im Notfall oder wenn eine Bremsung während der Abwärtsbewegung des Stößels erfolgt (Abb.4.4). In diesem Fall wird der Druck sofort auf den Minimaldruck (p_0) gebracht, so dass das maximale Drehmoment an der Bremse zum

Wirken kommt. Diese Betriebsarten sollten gerade bei einer automatischen Teilezuführung vermieden werden, da es durch die schlagartige Beschleunigung oder Verzögerung des Stößels zu einer Bewegung der gesamten Presse kommt und dadurch die Teile aus dem Werkzeug rutschen können. Um die Funktionalität der bisherigen hydraulischen Ventilsteuerung

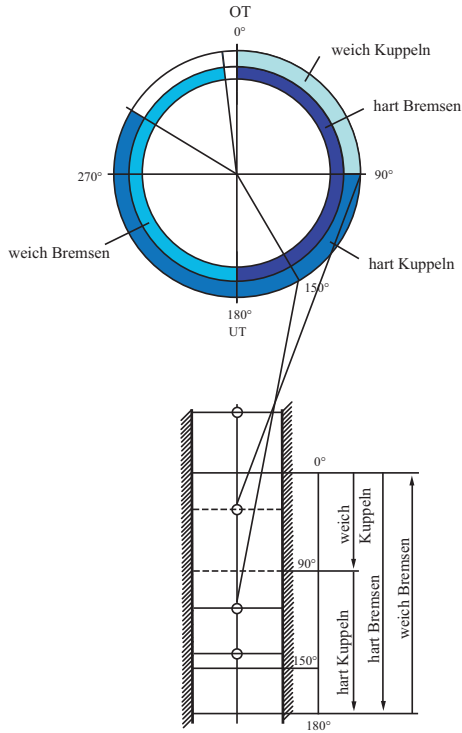


Abbildung 4.4: Vergleich von hart/weich Kuppeln/Bremsen (nach [27])

nachzubilden, müsste der Linearmotor, für den in Abbildung 4.3 dargestellten Verlauf nacheinander die Positionen entsprechend der Drücke p_0 , p_1 , p_2 , p_3 und dann wieder p_0 anfahren. Abbildung 4.5 zeigt die entsprechenden Punkte auf der Positions-Druck-Kennlinie. Mit der Erkenntnis, dass es einen Zusammenhang zwischen Druck und Position gibt, würde eine einfache Lageregelung als Druckregelung ausreichen. Wie in Kapitel 2.8 beschrieben, kommt es bei Leckage oder Temperaturänderungen im System zu Verschiebungen beim Positions-Druck-Zusammenhang. Ein weiteres Phänomen ist in Abbildung 4.6 dargestellt. Es ist der zeitliche Verlauf der Drucks zu sehen, wenn eine Position angefahren wird. Dabei kommt es innerhalb von wenigen Sekunden zu einem Druckabfall von mehreren bar. Dies kann sowohl durch die Temperaturänderungen während der Kompression, als auch durch

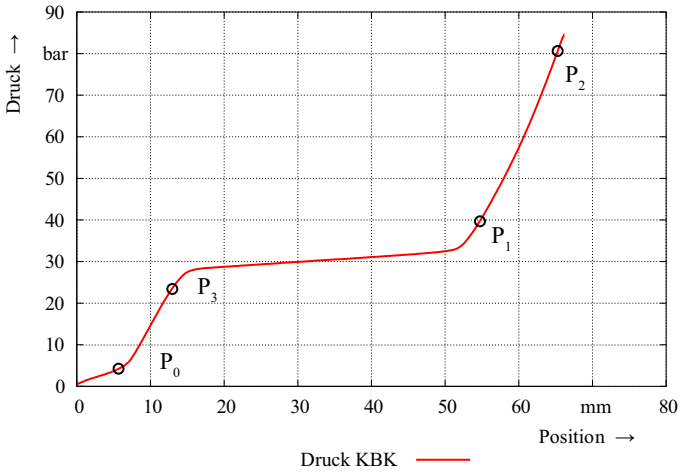


Abbildung 4.5: Drücke die bei der bisherigen Druckregelung angefahren werden können

das Setzen von Dichtungen erklärt werden. Diese Effekte macht es unabdingbar, den Druck zu messen und direkt über einen separaten Regler zu regeln.

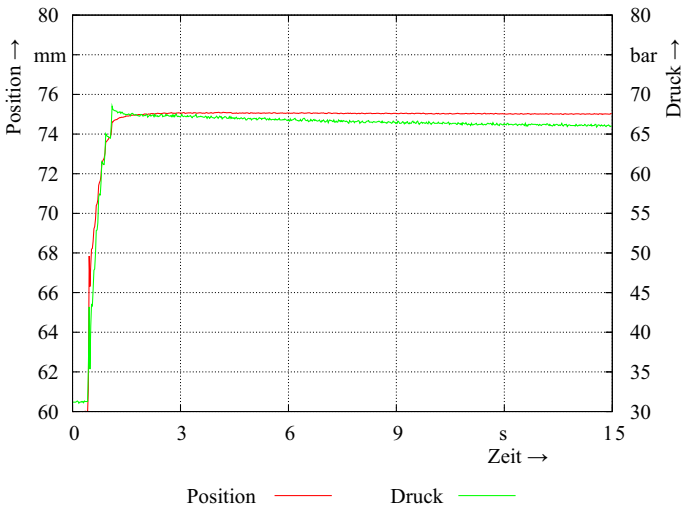


Abbildung 4.6: Druckabfall nach dem Anfahren einer festen Position

4.3.1 Auswahl des Druckreglers

Die Regelstrecke des Systems ist stark nichtlinear, was maßgeblich durch die Kompressibilität des Öls und die Feder mit den beiden Anschlagsbegrenzungen auf Kupplungs-, bzw. Bremsseite bestimmt ist. Für die Auswahl des Reglers stellt dies eine besondere Herausforderung dar. Da das System für einen späteren Einsatz in der Industrie entwickelt wird, ist das Bestreben groß, die Regelung möglichst einfach zu halten, um diese dann auf einfachen Prozessorsystemen zu betreiben. Zudem sollte das System einfach parametrierbar und auf andere Regelstrecken, z.B. Änderung der Kupplungsgröße oder der Länge der Rohrleitungen, anpassbar sein. Der Reglerentwurf basiert deshalb nach [44] auf der Gain-Scheduling-Methode mit einem PID-Regler. Diese Methode ermöglicht es, nichtlineare Regelstrecken durch lineare Systemtheorien zu entwerfen, indem die Regelstrecke in lineare Teilbereiche unterteilt wird. Für jeden Teilbereich wird ein separater Regler entworfen, der auf Basis eines Auswahlgesetzes umgeschaltet wird. Der Einsatz von PID-Reglern ist in der Industrie sehr weit verbreitet. Dieser kann durch den P-Anteil schnell auf Änderungen des Soll-druckes reagieren, der I-Anteil regelt dauerhafte Regelabweichungen aus und der D-Anteil reagiert auf mögliche Druckspitzen. Die Führungsgröße für den Regler ist der geforderte Druck und die Stellgröße ist die Position des Linearmotors.

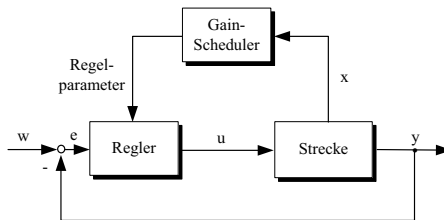


Abbildung 4.7: Aufbau eines Gain-Scheduling-Reglers

Gegeben sei die nichtlineare Regelstrecke mit der Differentialgleichung \dot{x} und der Ausgangsgleichung y :

$$\dot{x} = f(x, d, u), \quad x, d, u \in \mathbb{R} \quad (4.1)$$

$$y = g(x), \quad y \in \mathbb{R} \quad (4.2)$$

Durch Nullsetzen von \dot{x} wird die Ruhelage des Systems bestimmt:

$$\dot{x} = f(x_R, d_R, u_R) = 0 \quad (4.3)$$

Jede Ruhelage kann in Form einer Funktion des Parameters ρ dargestellt und anschließend in ein linearisiertes Modell in der Form

$$\Delta \dot{x}_i = A(\rho_i) \Delta x_i + B(\rho_i) \Delta u_i + S(\rho_i) \Delta d_i \quad (4.4)$$

$$\Delta y_i = C(\rho_i) \Delta x_i \quad (4.5)$$

überführt werden, wobei

$$\Delta x_i = x - x_{\mathbf{R}}(\rho_i) \quad (4.6)$$

$$\Delta u_i = u - u_{\mathbf{R}}(\rho_i) \quad (4.7)$$

$$\Delta d_i = d - d_{\mathbf{R}}(\rho_i) \quad (4.8)$$

$$\Delta y_i = y - y_{\mathbf{R}}(\rho_i) \quad (4.9)$$

und

$$A(\rho_i) = \left. \frac{\partial f(x, d_{\mathbf{R}}(\rho_i), u_{\mathbf{R}}(\rho_i))}{\partial x} \right|_{x=x_{\mathbf{R}}(\rho_i)} \quad (4.10)$$

$$B(\rho_i) = \left. \frac{\partial f(x_{\mathbf{R}}(\rho_i), d_{\mathbf{R}}(\rho_i), u)}{\partial x} \right|_{u=u_{\mathbf{R}}(\rho_i)} \quad (4.11)$$

$$S(\rho_i) = \left. \frac{\partial f(x_{\mathbf{R}}(\rho_i), d, u_{\mathbf{R}}(\rho_i))}{\partial x} \right|_{d=d_{\mathbf{R}}(\rho_i)} \quad (4.12)$$

$$C(\rho_i) = \left. \frac{\partial g(x)}{\partial x} \right|_{x=x_{\mathbf{R}}(\rho_i)} \quad (4.13)$$

gilt. Für $i = 0, \dots, p$ steht ρ_i für jeweils einen der p Arbeitspunkt. Wenn die Differentialgleichung der Strecke bekannt ist, so bietet sich für die Wahl des Parameters ρ die Stellgröße $u_{\mathbf{R}}$ an. Da ein Modell der Druckkennlinie nicht vorhanden ist, wird stattdessen die Führungsgröße w , also der Solldruck p_i verwendet.

$$\rho_0 = p_0, \quad x_{\mathbf{R}0} = s(p_0) \quad (4.14)$$

$$\rho_1 = p_1, \quad x_{\mathbf{R}1} = s(p_1) \quad (4.15)$$

$$\rho_2 = p_2, \quad x_{\mathbf{R}2} = s(p_2) \quad (4.16)$$

$$\rho_3 = p_3, \quad x_{\mathbf{R}3} = s(p_3) \quad (4.17)$$

Mit der Einführung eines Schedulingparameters β wird ein Reglergesetz aufgestellt, dass den Regler aktiviert, der mit dem Parameter ρ am nächsten am Schedulingparameter liegt.

$$i = \arg \min_k |\beta - \rho_k| \quad (4.18)$$

Dadurch wird eine sprungförmige Umschaltung während des Regelvorgangs zwischen den einzelnen Reglern i erfolgen. Im Fall der Druckregelung ist nur ein einmaliges Umschalten der Regelparameter zu Beginn eines Sollwertsprungs erwünscht. Die Wahl der Parameter

erfolgt dann in Abhängigkeit der Führungsgröße w und der aktuellen Ausgangsgröße y :

$$w = p_0, \quad y = \begin{cases} p_1 \Rightarrow & K_{P10}, T_{N10}, T_{V10} \\ p_2 \Rightarrow & K_{P20}, T_{N20}, T_{V20} \\ p_3 \Rightarrow & K_{P30}, T_{N30}, T_{V30} \end{cases} \quad (4.19)$$

$$w = p_1, \quad y = \begin{cases} p_0 \Rightarrow & K_{P01}, T_{N01}, T_{V01} \\ p_2 \Rightarrow & K_{P21}, T_{N21}, T_{V21} \end{cases} \quad (4.20)$$

$$w = p_2, \quad y = \begin{cases} p_0 \Rightarrow & K_{P02}, T_{N02}, T_{V02} \\ p_2 \Rightarrow & K_{P22}, T_{N22}, T_{V22} \end{cases} \quad (4.21)$$

$$w = p_3, \quad y = \begin{cases} p_1 \Rightarrow & K_{P13}, T_{N13}, T_{V13} \\ p_2 \Rightarrow & K_{P23}, T_{N23}, T_{V23} \end{cases} \quad (4.22)$$

Die Berücksichtigung der aktuellen Ausgangsgröße ist notwendig, da der Linearmotor abhängig der Bewegungsrichtung entweder gegen den Systemdruck beschleunigen muss oder durch den Systemdruck eine Beschleunigung erfährt. Die Führungsgröße ist so beschränkt, dass sich dieser immer außerhalb des Einflussbereichs der Feder befindet. Somit liegt der Regelbereich in den stetigen Bereichen, in denen Druck und Position nahezu linear zueinander stehen. Diese Bereiche sind lediglich durch die Kompressibilität des Öls und der eingeschlossenen Luftmenge beeinflusst. Liegt die Führungsgröße zwischen den definierten Ruhelagen, so wird zwischen den Parametern interpoliert.

4.3.2 Lage-Vorsteuerung

Regelungen haben gegenüber einfachen Steuerungen den Nachteil, dass diese nicht so schnell reagieren. Der Grund hierfür liegt darin, dass bei einer Steuerung die zu steuernde Strecke vollständig bekannt ist und bekannt sein muss. Für den Regler hingegen ist die Regelstrecke unbekannt und er reagiert nur auf die bestehende Regelabweichung.

Eine Vorsteuerung stellt eine Steuerung parallel zum Regler dar (Abb. 4.8). Diese wertet bekannte Informationen über die Regelstrecke und die Führungsgröße aus und generiert daraus einen additiven Stellwert zu dem Stellwert des Reglers. Bei einer exakt modellierten Regelstrecke in der Vorsteuerung, ist der Regler selbst nur noch für die Störgrößenunterdrückung zuständig. Da in der Praxis keine Regelstrecke exakt modelliert werden kann, muss der Regler zusätzlich die Parameterabweichungen ausregeln. Die Dynamik des Regelkreises kann auf diese Weise stark erhöht werden.

Aufgrund der Nichtlinearität der Regelstrecke muss der Linearmotor im Bereich der Kolbenbewegung einen langen Weg zurücklegen, während sich der Druck nur sehr gering ändert. Bei der Verwendung des PID-Reglers, ohne weitere Anpassung, würde das Überfahren dieses Bereiches sehr lange dauern. Dies liegt an der geringen Regeldifferenz und damit auch an der resultierenden geringen Stellgröße. Die lange Schaltzeit der KBK steht damit im Gegensatz zu der Forderung, dass dieser Bereich immer schnellstmöglich überfahren

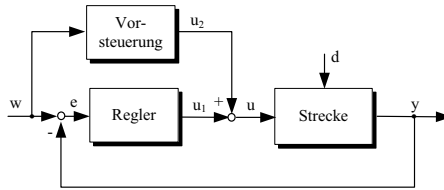


Abbildung 4.8: Vorsteuerung der Lage

werden muss, da dieser Zustand einer nicht definierten Stellung der KBK entspricht. Um die Dynamik der Regelung zu erhöhen wird deshalb eine Lage-Vorsteuerung in den Regler implementiert welche eine Sollposition in Abhängigkeit des Solldrucks vorgibt.

Um auf ein aufwändig zu parametrierendes Modell für die Beschreibung des Zusammenhangs zwischen Druck und Position zu verzichten, wird bei der Inbetriebnahme eine Referenzierungsfahrt mit dem Linearmotor durchgeführt. Dabei wird der Motor lagegeregelt betrieben und die Sollposition rampenförmig bis zum Erreichen des Maximaldrucks erhöht. Zu jedem ganzzahligen Druck-Wert wird jeweils die gemessene Linearmotorposition in einer Tabelle hinterlegt. Abbildung 4.9 zeigt die ermittelten Werte einer Referenzierungsfahrt.

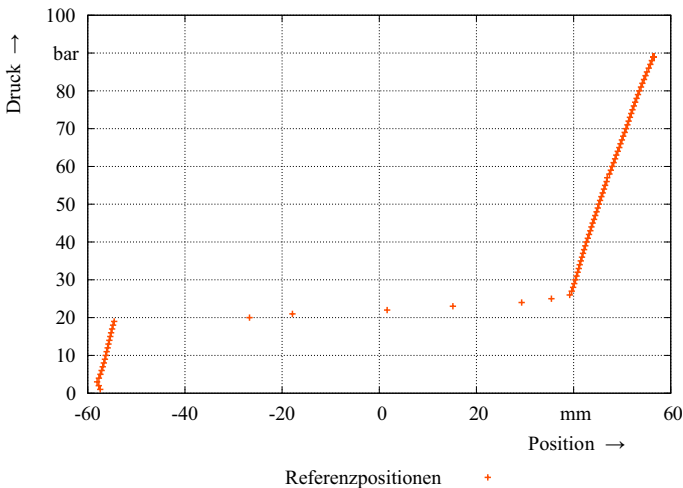


Abbildung 4.9: Referenzierungsfahrt zur Erstellung einer Vorsteuertabelle

4.3.3 Adaption der Lageänderung durch Temperatur und Leckage

Ein adaptiver Regler wird an sich ändernde Parameter eines Prozesses durch einen übergeordnetes System angepasst. Dabei wird zwischen direkter und indirekter Adaption unterschieden. Bei der direkten Adaption erfolgt die Anpassung der Reglerparameter umgehend durch die gemessenen Kenngrößen der Strecke. Bei der indirekten Adaption werden anhand der gemessenen Kenngrößen zunächst die geänderten Streckenparameter durch ein Modell identifiziert und dann dazu verwendet einen angepassten Regler zu entwerfen (Abb. 4.10).

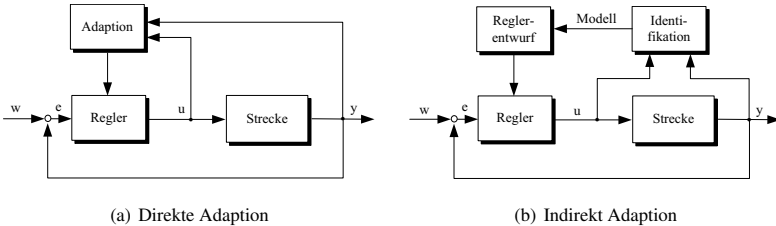


Abbildung 4.10: Aufbau eines adaptiven Reglers (nach [41])

Durch Änderungen der Temperatur oder des Ölolumens im System kommt es zu Änderungen des Positions-Druck-Zusammenhangs. Der Verlauf der Kennlinie bleibt gleich, allerdings ist diese dann um Δs verschoben. Dies hat zur Folge, dass die bei der Referenzierungsfahrt ermittelten Werte nicht mehr gültig sind und die Lage-Vorsteuerung damit eine fehlerhafte Position vorgeben würde. Da eine erneute Referenzierungsfahrt nicht im laufenden Betrieb durchgeführt werden kann, bedarf es einer kontinuierlichen Anpassung der Referenztafel. Zu diesem Zweck wird der Parameter Δs_1 eingeführt. Sobald ein Soll-Druck erreicht ist, wird der zugehörige Positions-Wert aus der Lage-Vorsteuertabelle mit der aktuellen Position verglichen und der Offset berechnet. Dieser Offset wird als Δs_1 gespeichert und bei der nächsten Änderung des Solldruckes für die Berechnung der Sollposition herangezogen.

Für die neue Sollposition gilt:

$$s_{\text{Soll}} = s_v + \Delta s_1 \quad (4.23)$$

In Abbildung 4.11 ist die Verschiebung der Positionen mit dem Parameter Δs_1 dargestellt.

4.3.4 Adaption der Lageänderung durch Verschleiß

Neben der Adaption der Position an Temperatur und Leckage ist zudem eine Adaption des Positions-Druck-Zusammenhangs für den Verschleiß notwendig. Die Verschleißanpassung ist etwas aufwändiger als die Temperatur- und Leckageanpassung, da sich die Änderungen oberhalb und unterhalb der Federkennlinie separat bemerkbar machen und zudem von der Leckage und Temperaturänderung überlagert sind.

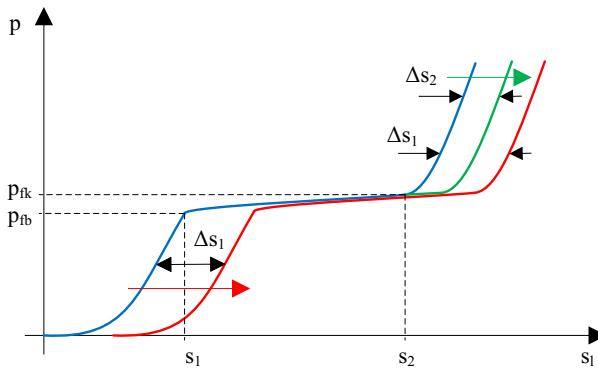


Abbildung 4.11: Verschiebung des Druck-Positions-Zusammenhang

Bei Verschleiß der Bremslamellen verlängert sich die Federkennlinie in Richtung des niedrigen Drucks unterhalb des Federdrucks der Bremse. Bei Verschleiß der Kupplungslamellen entsprechend zu den hohen Drücken oberhalb des Federdrucks der Kupplung. Da die Auswertung des einzelnen Verschleißes der Bremse oder Kupplung nicht möglich ist, wird einfachheitshalber der Parameter Δs_2 eingeführt, der den gesamten Verschleiß darstellt (Abb. 4.11). Dabei wird angenommen, dass der Verschleiß jederzeit vollständig an der Kupplungsseite wirkt.

Formel 4.24 bildet die Berechnungsgrundlage für Δs_1 . Da laut vorhergehender Definition der Verschleiß nur an der Kupplungsseite wirkt, ist die Referenzposition unterhalb des Federdrucks nur von Δs_1 abhängig. Somit ergibt sich Δs_1 aus der Differenz zwischen der Position aus der Referenztabelle und der aktuellen Position bei dem entsprechenden Druck. Oberhalb des Federdrucks der Kupplung muss auch der Verschleißparameter Δs_2 mit berücksichtigt werden. Dieser wird zusätzlich von der Positionsdifferenz subtrahiert. Die Berechnung findet kontinuierlich statt, sobald ein Sollruck erreicht wurde.

$$\Delta s_1 = \begin{cases} s_v - s_{ist} & \text{für } p < p_{fb} \\ s_v - s_{ist} - \Delta s_2 & \text{für } p > p_{fk} \end{cases} \quad (4.24)$$

Die Berechnung von Δs_2 findet nur statt, wenn die Federkennlinie überfahren wird, also ein Brems- oder Kuppelvorgang eingeleitet wird. Es wird davon ausgegangen, dass sich Δs_1 während der Fahrzeit des Kolben zwischen Kupplung und Bremse nur infinitesimal ändert und somit vernachlässigt werden kann. Δs_2 wird bei dem Zustandswechsel von Kupplung auf Bremse aus der Differenz der gesamten vorherigen Positionsabweichung zum Zeitpunkt $t = (t - 1)$ von der Referenzposition und dem gemessenen Δs_1 berechnet. Bei dem Wechsel von Bremse auf Kupplung ergibt sich die Abweichung Δs_2 aus der Subtraktion der aktuellen Positionsdifferenz und der Abweichung Δs_1 , welche vor dem Schaltvor-

gang berechnet wurde.

$$\Delta s_2 = \begin{cases} s_{\text{ref}(t-1)} - s_{\text{ist}(t-1)} - \Delta s_{2(t-1)} - \Delta s_{1(t-1)} - \Delta s_1 & \text{für } p < p_{\text{Th}} \\ s_v - s_{\text{ist}} - \Delta s_{1(t-1)} & \text{für } p > p_{\text{TK}} \end{cases} \quad (4.25)$$

Die Adaption der Position durch die Störgrößen Temperatur, Leckage und Verschleiß nach Gleichung 4.24 und 4.25 erfolgt durch einem direkt wirkenden adaptiven Regler und ist in Abbildung 4.12 dargestellt.

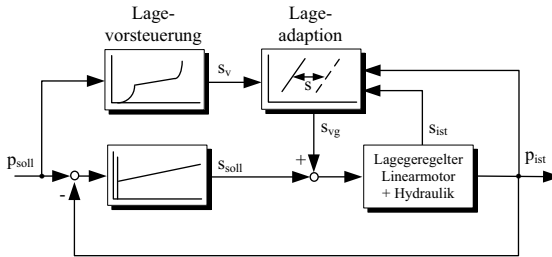


Abbildung 4.12: Adaption der Position

4.3.5 Anti-wind-up

Durch die allgemeine Struktur eines PID-Reglers von

$$K(s) = K_R \left(1 + \frac{1}{T_N s} + T_V s \right) \quad (4.26)$$

wirkt auf einen Regelkreis eine konstante Stellgröße u , so dass dieser linear ist. Da jedes reale Stellglied allerdings Begrenzungen aufgrund der beschränkten Stelleistung hat, welche zum Beispiel der maximale Strom des Linearmotors, der maximale Druck an der KBK oder die maximale Drehzahl der Presse sein können, muss die Stellgröße beschränkt werden:

$$u = \begin{cases} u_{\max}, & u_c > u_{\max} \\ u_c, & u_{\min} \leq u_c \leq u_{\max} \\ u_{\min}, & u_c < u_{\min} \end{cases} \quad (4.27)$$

Sobald die Stellgröße den Wert der Beschränkung überschreitet wird der Regelkreis nicht-linear, da $u = u_{\max}$ oder $u = u_{\min}$. Somit ist der Regelkreis unterbrochen und wirkt nur noch steuernd. Die Regelabweichung wird durch den Integrierer bis zu einem Vorzeichenwechsel der Regelabweichung aufintegriert, welches als Wind-up bezeichnet wird. Der hohe

Integralanteil muss nach dem Vorzeichenwechsel so lange abgebaut werden, bis dieser wieder außerhalb der Stellwertbegrenzung liegt. Dadurch wird der Regelkreis geschlossen und eine Regelung ist wieder möglich. Allerdings führt dieses Verhalten unweigerlich zu einem Überschwingen bis hin zur Instabilität [44].

Um ein Wind-up zu vermeiden, haben sich die drei Verfahren Anti-wind-up-hold [42], Anti-wind-up-reset [42] und Anti-Wind-up durch Gegenkopplung [44] etabliert. Anti-wind-up-hold basiert auf dem Anhalten der Integration bei überschreiten der Stellwertbegrenzung, während Anti-wind-up-reset den Integralanteil zu Null setzt oder diesen kontinuierlich so anpasst, dass die Summe aus P-, I- und D-Anteil immer zu dem Wert der Stellwertbegrenzung führt.

Das Anti-Wind-up durch Gegenkopplung führt die Differenz aus Stellgröße und Begrenzung mit einem Faktor m_u an die Eingang des I-Anteils zurück:

$$v = \begin{cases} m_u(u_c - u_{\max}), & u_c > u_{\max} \\ u_c, & u_{\min} \leq u_c \leq u_{\max} \\ m_u(u_c - u_{\min}), & u_c < u_{\min} \end{cases} \quad (4.28)$$

Durch die Gegenkopplung wird der Wert so reduziert dass die Stellgrößenbegrenzung nicht oder nur minimal überschritten wird. Abbildung 4.13 zeigt qualitativ einen typischen Regelzyklus des Druckes. Die rot markierten Bereiche stellen dabei die Regelabweichung bei Kuppeln und Bremsen dar.

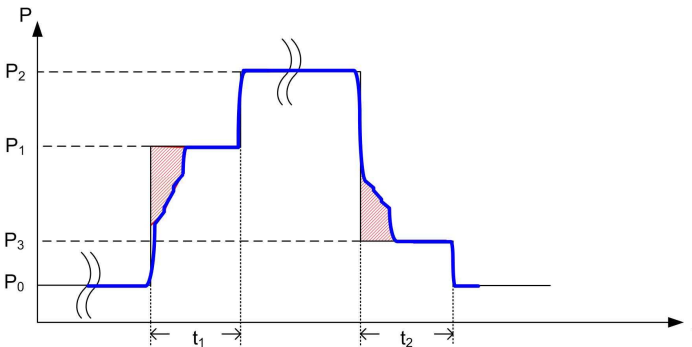


Abbildung 4.13: Regelabweichungen während eines Zyklus

Um einen Wind-up bei der Druckregelung zu vermeiden erscheint es als sinnvoll den Wert des I-Anteil kurz vor Erreichen des Sollwertes zurückzusetzen (Anti-wind-up-reset). Praktische Versuche haben gezeigt, dass ein besseres Ergebnis erzielt werden kann, wenn der gesamten Druckregler bis kurz vor Erreichen des Lage-Sollwertes deaktiviert wird. Dabei fährt der Linearmotor zunächst lagegeregelt mit dem Lage-Vorsteuerwert als Führungsgröße. Die Regelparameter des Druckreglers können dann so eingestellt werden, dass der Regler im linearen Bereich der Regelstrecke um den Sollwert immer mit maximaler Dynamik

und Genauigkeit regelt. Die Einschaltposition des Druckreglers ist als Parameter hinterlegt und kann somit auf die Gegebenheiten jedes Systems angepasst werden.

Zu Beginn des Kuppelzyklus wird zunächst die nach Formel 4.29 berechnete Sollposition für die Lage-Vorsteuerung vorgegeben.

$$s_{\text{soll}} = s_v + \Delta s_1 + \Delta s_2 \quad (4.29)$$

Sobald die Druckregelung aktiviert wird, wirkt zusätzlich die Regeldifferenz der Position s_e :

$$s_{\text{soll}} = s_v + \Delta s_1 + \Delta s_2 + s_e \quad (4.30)$$

4.3.6 Gesamtaufbau der Druckregelung

Zusammenfassend ist in Abbildung 4.14 der gesamte Regelkreis der Druckregelung dargestellt. Bei Vorgabe eines Soll-drucks wird daraus die Regelabweichung zum Istdruck bestimmt und weiter an den Druckregler übergeben. Der Druck-Sollwert wird ebenfalls an die Lage-Vorsteuerung übermittelt, welcher dann die Vorsteuer-Position s_v mit Δs_1 und Δs_2 errechnet und den Gesamt-Vorsteuerwert s_{vg} an den Lageregelgeber übergibt. Parallel dazu übernimmt der Gain-Scheduler die Ansteuerung des Druckreglers und die Vergabe der Parameter. Über die Lageregelung des Servoumrichters wird dann der Linearmotor angesteuert. Der in dem Hydraulikteil integrierte Drucksensor liefert kontinuierlich den aktuellen Systemdruck an die Regelung.

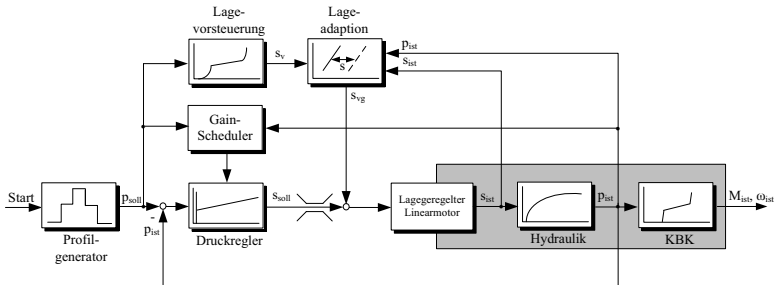


Abbildung 4.14: Gesamtaufbau der Regelung

4.4 Entwurf der Winkel-Zeit-Regelung

Um einen Pressenzyklus zu starten, wird von der Pressensteuerung ein Signal an das Betätigungssystem der KBK geleitet. Nach einer systemabhängigen Reaktionszeit wird der Füllvorgang der KBK gestartet. Diese Reaktionszeit liegt bei herkömmlichen Systemen, durch die Schaltzeit der Ventile, bis zu $t_r = 40\text{ms}$ und bei dem Linearmotor bei etwa $t_r = 2\text{ms}$. Erst danach steigt der Druck im System an. Bevor die KBK ein Drehmoment aufbringen kann, muss zunächst der Kolbenraum gefüllt und damit der Kolben von der Bremsseite zur Kupplungsseite verschoben werden. Diese Füllzeit ist für das System eine weitere Totzeit. Erst wenn dieser Vorgang abgeschlossen ist, beginnt die KBK mit der Synchronisation. Während des Synchronisationsvorgangs liegt ein konstanter Vordruck an der KBK an. Aufgrund von Störgrößen wie Wärme, Verschleiß, wechselnde Lasten oder Viskositätsänderungen des Öls, kommt es zu einer Beeinflussung des Füll- und Synchronisationsvorgangs. Dadurch variiert der Zeitpunkt, an dem der Stößel eine bestimmte Position erreicht, stark. Analog dazu ist der Bremsvorgang zu betrachten. An einem bestimmten Winkel wird das Bremsignal von der Pressensteuerung vorgegeben. Nach der Reaktions- und Entleerzeit beginnt die Verzögerung des Stößels. Während der Verzögerung wird ein konstanter Bremsgedruck vorgegeben. Der Bremsvorgang wird ebenfalls durch die Störgrößen beeinflusst, wodurch es zu einer Abweichung des Zielwinkels kommt. In Abbildung

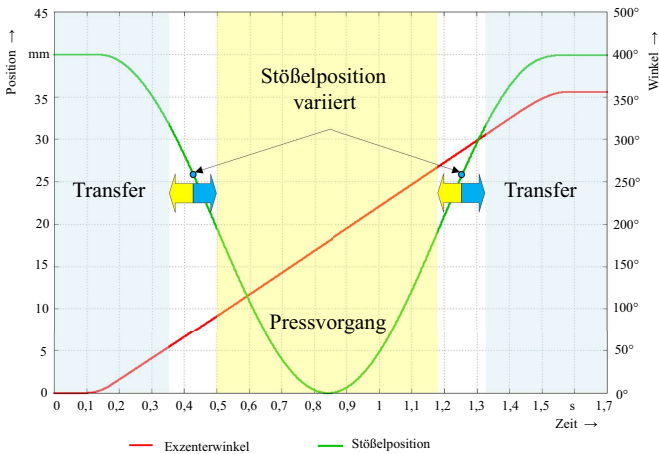


Abbildung 4.15: Pressvorgang ohne Regelung

4.15 ist ein Pressenzyklus mit Exzenterwinkel und Stößelposition qualitativ dargestellt. Die Abweichungen der Stößelposition sind durch die Doppelpfeile dargestellt. Aufgrund dieser Abweichungen kann es zur Kollision des Stößels mit dem Transfer kommen. Daher müssen die Abweichungen in der Konzeptionierung der Presse durch zusätzliche Zeitpuffer oder Wegreserven abgesichert werden. Diese Abweichungen sollen durch den Einsatz der Winkel-Zeit-Regelung eliminiert werden.

4.4.1 Ablauf des Kuppelvorgangs

Abbildung 4.16 zeigt den gesamten Ablauf des Kuppelns mit der Drehzahl und dem daraus resultierenden Winkelverlauf. Ziel der Winkel-Zeit-Regelung ist es, den Zielwinkel α_{zk} zum Zeitpunkt t_{zk} mit Synchrondrehzahl ω_k zu erreichen. Startzeitpunkt für den Kuppelvorgang t_{ks} ist in der Regel der Beginn der Leitwelle t_{lws} . Der gesamte Kuppelvorgang ist in vier Teilabschnitte unterteilt. Diese sind die Wartezeit bis der Kuppelvorgang gestartet wird t_{kw} , der Füllzeit t_f , der Synchronisationszeit t_s , sowie der Zeit, in der sich die KBK mit Synchrondrehzahl bis zum Zielwinkel dreht t_c . Die Füllzeit beinhaltet zur Vereinfachung bereits die Reaktionszeit t_r .

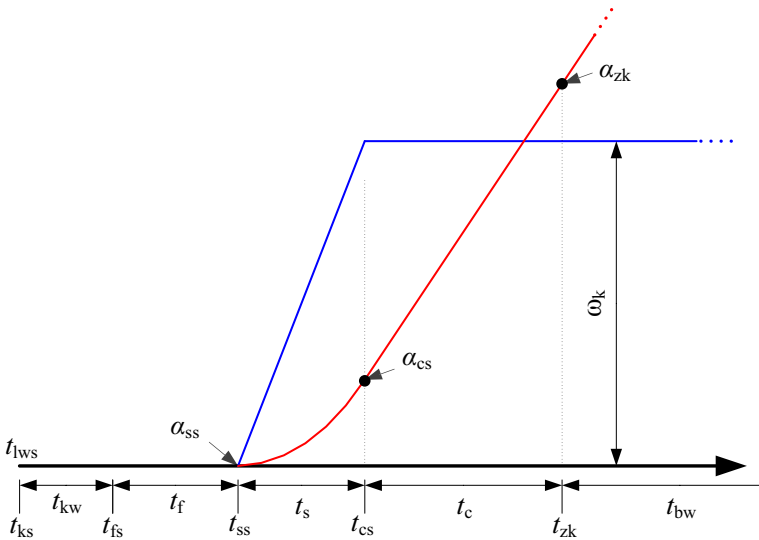


Abbildung 4.16: Ablauf beim Kuppeln bezogen auf die Leitwelle

Die Berechnung der Zeiten aus Abbildung 4.16 kann nicht in ihrer zeitlichen Abfolge erfolgen, da einige Werte zu Beginn nicht bekannt sind. Zunächst wird die Annahme getroffen, dass die Füllzeit der KBK bekannt ist und eine Konstante darstellt.

$$t_f = \text{const.} \quad (4.31)$$

Die Synchronisationszeit lässt sich überschlägig aus der Druckdifferenz zwischen maximalem Betriebsdruck der KBK p_{km} und dem Federdruck der Kupplung p_{fk} , der Druckdifferenz zwischen dem Kuppeldruck p_k und dem Federdruck der Kupplung p_{fk} , sowie der Synchrondrehzahl der KBK ω_k , der Trägheit der Presse bezogen auf die KBK J_{pk} und dem maximalen Drehmoment der Kupplung M_{km} berechnen:

$$t_s = \frac{\omega_k \cdot J_{pk} \cdot (p_{km} - p_{fk})}{M_{km} \cdot (p_k - p_{fk})} \quad (4.32)$$

Während der Synchronisationszeit wird bei einem linearen Drehzahlanstieg ein Winkel von

$$\alpha_{cs} = \frac{\omega_k \cdot t_s}{2 \cdot i_k} - \alpha_{ss} \quad (4.33)$$

erreicht.

Für die Zeit bei konstanter Drehzahl gilt:

$$t_c = \frac{(\alpha_{zk} - \alpha_{cs}) \cdot i_k}{\omega_k} \quad (4.34)$$

Aus Gleichung 4.33 und 4.34 ergibt sich für die Zeit bei konstanter Drehzahl:

$$t_c = \frac{(\alpha_{zk} - \alpha_{ss}) \cdot i_k}{\omega_k} - \frac{t_s}{2} \quad (4.35)$$

Der gesamte Kuppelvorgang dauert:

$$t_k = t_{zk} - t_{ks} \quad (4.36)$$

Der übrige Zeitraum vom Starten des Kuppelvorganges t_{ks} bis zum Beginn der Füllzeit wird mit einer Wartezeit t_{kw} überbrückt

$$t_{kw} = t_{zk} - t_f - t_s - t_c \quad (4.37)$$

wobei die Forderung gilt:

$$t_k \geq t_f + t_s + t_c \quad (4.38)$$

Die Startzeiten für die einzelnen Phasen des Kuppelvorganges berechnen sich wie folgt:

$$t_{fs} = t_{ks} + t_{kw} \quad (4.39)$$

$$t_{ss} = t_{fs} + t_f \quad (4.40)$$

$$t_{cs} = t_{ss} + t_s \quad (4.41)$$

Eine Beeinflussung des Kuppelvorganges kann somit nur während des Synchronisationsvorgang stattfinden. Beginnt die Synchronisation zu langsam kann der Vordruck erhöht werden, um mehr Drehmoment und somit eine höhere Beschleunigung zu erreichen. Die obere Grenze für die Beschleunigung ist durch das Maximaldrehmoment der Kupplung vorgegeben. Beginnt die Synchronisation hingegen zu schnell, so ist es möglich, den Vordruck zu reduzieren. Dabei stellt der Federdruck der Kupplung die untere Grenze dar. Ein Übergang zur Bremse ist aufgrund der langen Füll- und Entleerzeit nicht möglich. Eine vorzeitige Synchronisation würde dazu führen, dass das Regelungsziel auf keinen Fall erreicht werden kann.

4.4.2 Ablauf des Bremsvorganges

Abbildung 4.17 zeigt den gesamten Ablauf des Bremsens mit der Drehzahl und dem daraus resultierenden Winkelverlauf. Ziel der Winkel-Zeit-Regelung im Bremsvorgang ist es, genau am Zielwinkel α_{zb} zum Zeitpunkt t_{zb} zum Stillstand zu kommen ($\omega = 0$). Startzeitpunkt für den Bremsvorgang ist das Ende de Kuppelvorganges t_{zk} . Der gesamte Bremsvorgang ist, wie der Kuppelvorgang, in vier Teilabschnitte unterteilt. Diese sind die Wartezeit bis der Bremsvorgang eingeleitet wird t_{bw} , die Entleerzeit t_e , die Bremszeit t_b , sowie die Pausenzeit t_p , in der sich die KBK im Stillstand befindet und die Leitwelle noch nicht beendet ist.

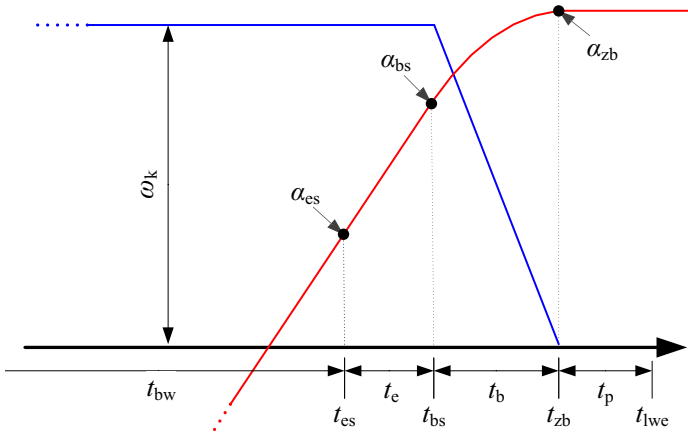


Abbildung 4.17: Ablauf beim Bremsen bezogen auf die Leitwelle

Wie bei dem Kuppelvorgang wird auch bei dem Bremsvorgang die Annahme getroffen, dass die Entleerzeit der KBK bekannt ist und eine Konstante darstellt.

$$t_e = \text{const.} \quad (4.42)$$

Die Bremszeit lässt sich überschlägig aus dem Federdruck der Bremse p_{fb} , der Druckdifferenz zwischen dem Bremsdruck p_b und dem Federdruck der Bremse p_{fb} , sowie der Synchrondrehzahl der KBK ω_k , der Trägheit bezogen auf die KBK J_{pk} und dem maximalen Drehmoment der Bremse M_{bm} bestimmen.

$$t_b = \frac{\omega_k \cdot J_{pk} \cdot p_{fb}}{M_{bm} \cdot (p_{fb} - p_b)} \quad (4.43)$$

Während der Bremszeit wird bei einem linearen Drehzahlabfall ein Winkel von

$$\alpha_b = \frac{\omega_k \cdot t_b}{2 \cdot i_k} \quad (4.44)$$

zurückgelegt.

Der Zeitpunkt für den Start der Entleerung ergibt sich aus den Gleichungen 4.42 und 4.46.

$$t_{es} = t_{zb} - t_b - t_e \quad (4.45)$$

Sobald die Entleerung der KBK abgeschlossen ist, beginnt die Bremsung der Abtriebswelle.

$$t_{bs} = t_{es} + t_e \quad (4.46)$$

Die Dauer der Wartezeit, bis der Bremsvorgang gestartet wird, ergibt sich aus der Differenz zwischen dem Ende des Kuppelvorganges t_{zk} und dem Beginn des Entleervorganges t_{es} .

$$t_{bw} = t_{es} - t_{zk} \quad (4.47)$$

Nach dem Ende des Bremsvorganges beginnt die Pausenzeit t_p bis zum Ende der Leitwelle t_{lwe} .

$$t_p = t_{lwe} - t_{zb} \quad (4.48)$$

Um die Bremsung innerhalb der Forderung abzuschließen gilt folgende Gleichung für den Startwinkel der Bremsung:

$$\alpha_{bs} = \alpha_{zb} - \alpha_b \quad (4.49)$$

Dazu muss die Entleerung am Winkel von α_{es} beginnen:

$$\alpha_{es} = \alpha_{bs} - \frac{\omega_k \cdot t_e}{i_k} \quad (4.50)$$

Der Bremsvorgang muss vor Ablauf der Leitwelle t_{lwe} abgeschlossen werden und der Start t_{bs} darf nicht hinter dem Zielwinkel erfolgen.

$$t_{zb} \leq t_{lwe} \quad (4.51)$$

$$t_{zb} \geq t_{bs} + t_b \quad (4.52)$$

4.4.3 Auswahl des Winkel-Reglers

Für die Auswahl des Winkel-Reglers gilt wie im Falle der Druckregelung die Anforderung, dass der Regler möglichst einfach aufgebaut sein soll, um auf Rechnersystemen in der Industrie lauffähig zu sein. Da die Regelstrecke des Winkels einen integrierenden Charakter besitzt empfiehlt sich für die Regelung die Verwendung eines PD-Reglers. Um diesen für die geforderte Anwendung zu qualifizieren, muss dieser um einige Zusatzfunktionen erweitert werden. Aufgrund der Unterteilung in Kuppel- und Bremsvorgang wird auch hier das Prinzip des Gain-Schedulings verwendet.

4.4.4 Aufbau der Druck-Vorsteuerung

Der Gradient der Drehzahl, und somit die Dauer der Synchronisation, hängt vom bereitgestellten Drehmoment der Kupplung und somit von der Höhe des Kuppeldrucks ab. Ähnlich wie die Lage-Vorsteuerung der Druckregelung soll die Druck-Vorsteuerung die Dynamik und Genauigkeit des Systems erhöhen. Über Gleichung 4.32 wird in Abhängigkeit der berechneten Synchronisationszeit der notwendige Druck bei linearer Beschleunigung ermittelt. Dieser dient dann als Sollwert für den Druckregler. Mit dem Ende der Füllzeit wird der Winkel-Regler aktiviert und der Sollwert auf den Vorsteuerwert addiert.

In Abbildung 4.18 ist die berechnete Synchronisationszeit und die gemessene Synchronisationszeit über den Kuppeldruck aufgetragen. Lediglich im Bereich von $p_k = 39$ bar bis 42 bar stimmen diese exakt überein. Im Bereich über $p_k = 42$ bar ist eine Abweichung von 20-50% zu erkennen. Dies ist dadurch zu erklären, dass der Kuppeldruck in der Realität nicht direkt zu Beginn voll anliegt, wie es in Gleichung 4.32 angenommen wird. Im Bereich unter $p_k = 39$ bar kommt die große Differenz durch die abweichenden Federkräfte zustande. Da diese Werte lediglich als Vorsteuerwert dienen, wird die Genauigkeit als ausreichend bewertet.

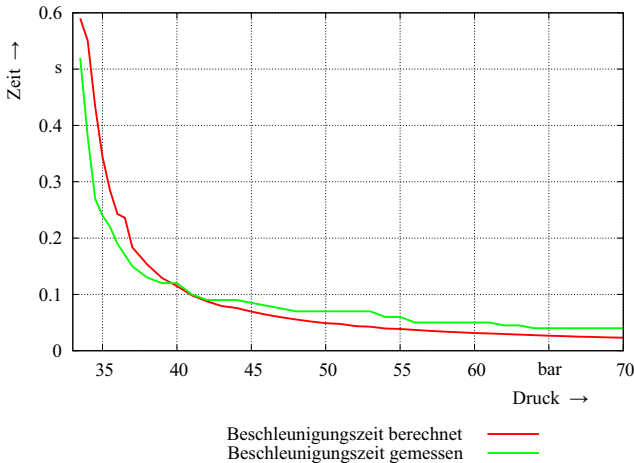


Abbildung 4.18: Vergleich zwischen Rechnung und Messung von t_s

4.4.5 Trajektorienplanung für den Winkel

In Kapitel 4.4.1 und 4.4.2 wird zunächst von einem linearen Drehzahlanstieg während der Synchronisationsphase ausgegangen. Daraus ergibt sich ein quadratischer Winkelverlauf. Aus dieser plötzlichen Drehzahländerung und der daraus resultierenden Winkeländerung zu Beginn des Synchronisationsvorgangs folgt eine hohe Regelabweichung. Diese wird sich wiederum durch starke Druckänderungen bemerkbar machen. Um den Beginn und das Ende des Drehzahlverlaufs möglichst sanft zu gestalten wird zur Generierung des Sollwinkelverlaufs zunächst eine Trajektorie für die Drehzahl geplant, welche folgende Eigenschaften besitzt:

- Anfangswinkelgeschwindigkeit = 0 : $\omega_{\text{ref}}(0) = 0$
- Endwinkelgeschwindigkeit = Synchronwinkelgeschwindigkeit : $\omega_{\text{ref}}(t_s) = \omega_k$
- Anfangsbeschleunigung = 0 : $\dot{\omega}_{\text{ref}}(0) = 0$
- Endbeschleunigung = 0 : $\dot{\omega}_{\text{ref}}(t_s) = 0$
- Anfangsruck = 0 : $\ddot{\omega}_{\text{ref}}(0) = 0$
- Endruck = 0 : $\ddot{\omega}_{\text{ref}}(t_s) = 0$

Als Sollverlauf ergibt sich daraus ein Polynom 5. Grades, welches zweimal differenzierbar sein muss.

$$\omega_{\text{ref}}(t) = \omega_k \cdot \left[6 \left(\frac{t}{t_s} \right)^5 - 15 \left(\frac{t}{t_s} \right)^4 + 10 \left(\frac{t}{t_s} \right)^3 \right] \quad (4.53)$$

$$\dot{\omega}_{\text{ref}}(t) = \frac{\omega_k}{t_s} \cdot \left[30 \left(\frac{t}{t_s} \right)^4 - 60 \left(\frac{t}{t_s} \right)^3 + 30 \left(\frac{t}{t_s} \right)^2 \right] \quad (4.54)$$

$$\ddot{\omega}_{\text{ref}}(t) = \frac{\omega_k}{t_s^2} \cdot \left[120 \left(\frac{t}{t_s} \right)^3 - 180 \left(\frac{t}{t_s} \right)^2 + 60 \left(\frac{t}{t_s} \right) \right] \quad (4.55)$$

Mit der Annahme, dass der Exzenterwinkel das Integral der Winkelgeschwindigkeit ist

$$\alpha_{\text{ex}}(t) = \int \omega(t) dt \quad (4.56)$$

ergibt sich aus Gleichung 4.53 folgender Winkelverlauf:

$$\alpha_{\text{ex}}(t) = t_s \cdot \omega_k \cdot \left[\left(\frac{t}{t_s} \right)^6 - 3 \left(\frac{t}{t_s} \right)^5 + 2,5 \left(\frac{t}{t_s} \right)^4 \right] \quad (4.57)$$

Da das Integral des linearen Drehzahlanstiegs und das Integral des Drehzahlanstiegs mit Trajektorienplanung gleich groß ist, kann der Synchronisationswinkel einfachheitshalber

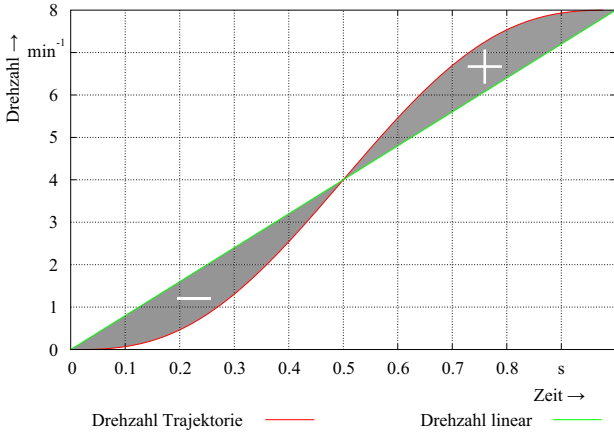


Abbildung 4.19: Vergleich des Drehzahlanstiegs mit und ohne Trajektorienplanung

mit

$$\alpha_{cs} = \int_{t=0}^{t_s} \omega(t) dt = \frac{1}{2} \cdot \omega_k \cdot t_s \quad (4.58)$$

berechnet werden.

Umgestellt und eingesetzt ergibt sich aus Gleichung 4.57 und 4.58

$$\alpha_{ex}(t) = 2 \cdot \alpha_{cs} \cdot \left[\left(\frac{t}{t_s} \right)^6 - 3 \left(\frac{t}{t_s} \right)^5 + 2,5 \left(\frac{t}{t_s} \right)^4 \right] \quad (4.59)$$

Abbildung 4.19 zeigt den Drehzahlverlauf mit Trajektorienplanung und mit linearem Anstieg. Die Funktion der Trajektorie ist im Schnittpunkt von linearem Drehzahlanstieg mit der Trajektorie punktsymmetrisch. Diese Eigenschaft wird bei der Vorausberechnung der Synchronisationszeit verwendet.

Durch Umrechnung des Winkels vom Bogenmaß zum Gradmaß ($\alpha_{grad} = \frac{2\pi}{360^\circ} \cdot \alpha_{rad}$) und der Umrechnung der Winkelgeschwindigkeit in Drehzahl ($\omega = \frac{2\pi}{60} \cdot n$) ergibt sich die Synchronisationszeit zu:

$$t_s = \frac{\alpha_s}{3 \cdot n_k} \quad (4.60)$$

4.4.6 Adaption der Füll- und Entleerzeit

Zu Beginn jedes Kuppel- oder Bremszyklus muss die KBK entweder vom gebremsten in den gekuppelten Zustand oder umgekehrt gebracht werden. Der dafür benötigte Zeitraum wird als Füll- oder Entleerzeit bezeichnet. In diesem Zeitraum kann kein Drehmoment von der KBK übertragen werden, so dass dieser für die Presse eine Totzeit darstellt. Erst danach sollte der Trajektoriengenerator den Sollwinkelverlauf vorgeben und der Winkel-Regler aktiviert werden. Für die Genauigkeit der Regelung ist es daher von großer Bedeutung, dass die Füll- und Entleerzeit exakt bestimmt und Änderungen adaptiv in den Regelkreis eingebunden werden. Die Dauer der Füll- und Entleerzeit hängt von einer Vielzahl von Parametern wie Verschleißzustand der KBK, Viskosität und Volumenstrom des Öls, etc. ab. Da diese modelltechnisch nicht exakt erfasst werden können, muss hier auf einen messtechnischen Ansatz zurückgegriffen werden. Unter idealen Bedingungen kann das Überschreiten des Federdrucks der Kupplung, bzw. das Unterschreiten des Federdrucks der Bremse für die Messung verwendet werden. Aufgrund von Verschleiß verschiebt sich das Druckniveau allerdings im Laufe der Zeit. Zudem kann es aufgrund der Dynamik des Systems zum Überschreiten des Federdrucks kommen, obwohl das Ende noch nicht erreicht ist. In diesem Fall ist eine exakte Detektierung nicht möglich.

Ebenso kann die Messung der Füll- und Entleerzeit durch die Detektierung der Änderung des Druckgradienten am Ende des Füll-, bzw. Entleervorganges erfolgen. Sobald der Gradient einen bestimmten Wert überschritten hat, wird dieser Zeitpunkt an die Regelung übermittelt. Ist das System allerdings großen Elastizitäten ausgesetzt oder wird nur ein sehr niedriger Kuppeldruck vorgegeben, so ist die Druckkennlinie dementsprechend flach, was die Detektierung einer Gradientenänderung im Druck erschwert oder gar unmöglich macht. Daher ist von dieser Messmethode ebenfalls Abstand zu nehmen.

Eine weitere Möglichkeit ist es, den Beginn der Drehzahländerung auf der Abtriebsseite zu ermitteln. Der Vorteil dieser Methode ist, dass ein verspäteter Beginn des Drehzahlanstieges aufgrund eines Lastmomentes mit berücksichtigt wird (vgl. Kap. 2.2.3). Ebenso hat die Methode auch entscheidende Nachteile. Aufgrund der rauen Umgebung innerhalb eines Presswerks kommt es zum Einen zu Vibrationen an der Maschine, als auch zu elektrischen Signalstörungen, welche Auswirkungen auf die Messgenauigkeit des Drehzahlsensors haben. In beiden Fällen würde es zu Fehlmessungen der Füllzeit kommen. Die Verwendung eines entsprechenden Filters würde zwar Abhilfe schaffen, führt aber gerade bei einem sanften Anlauf der Abtriebswelle ebenfalls zu Fehlmessungen, da die Bewegung aufgrund der Filterkonstante zu spät erkannt wird.

Die sicherste Methode ist eine gleichzeitige Messung von Linearmotorposition und Druck. Mit dem gespeicherten Verlauf der Referenzierungsfahrt wird die Gradientenänderung des Druckes ermittelt. Abbildung 4.20 zeigt zwei unterschiedliche Referenzierungsfahrten an einem System mit der zugehörigen Steigung. Dadurch ist vom Beginn und vom Ende der Kolbenbewegung sowohl der Druck, als auch die Linearmotorposition bekannt. Sobald Druck und Position während des Kuppelvorganges gleichzeitig in einem bestimmten Fenster sind, kann davon ausgegangen werden, dass das Ende der Füllzeit erreicht ist. Dynamische Druckspitzen haben somit keine Auswirkungen mehr. Um den Verschleiß mit zu berücksichtigen, wird der ermittelte Federdruck Kupplung um Δp_1 erhöht. Über einen Fak-

tor s_{fk} wird die Position ebenfalls angepasst.

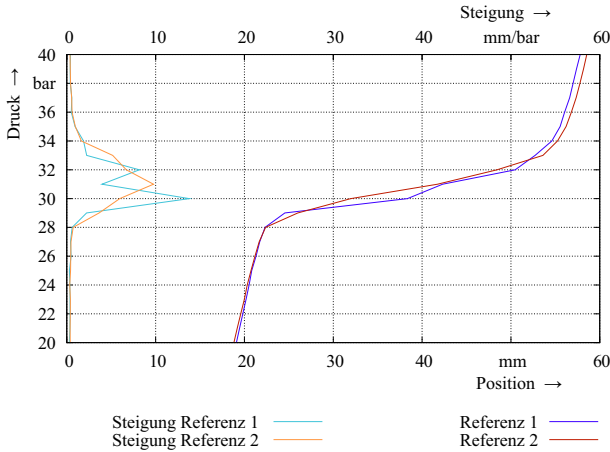


Abbildung 4.20: Ermittlung des Gradienten des Druckverlaufs

Die Position für das Ende der Füllzeit ergibt sich aus:

$$s_{ss} = s(p_{fk} + \Delta p_1) - s_{fk} \quad (4.61)$$

Aus der Position und dem Korrekturfaktor k_f lässt sich das Ende der Füllzeit berechnen:

$$t_{ss} = t(s_{fe}) \cdot k_f \quad (4.62)$$

Vereinfacht wird davon ausgegangen, dass die Entleerzeit genau so lang ist, wie die Füllzeit. Auf eine separate Berechnung wird verzichtet.

4.4.7 Gesamtaufbau des Winkel-Zeit-Regelung

Die gesamte Winkel-Zeit-Regelung ist als Kaskadenregelung mit Vorsteuerung aufgebaut (Abbildung 4.21). Für die Ablaufsteuerung des Regelvorganges sorgt der Trajektoriengenerator, welcher die Startzeitpunkte für die unterschiedlichen Regelabschnitte bestimmt. Die Vorsteuerung wird für die Generierung des Kuppeldruckes während der Füll- und Entleerphase verwendet. Nach Ablauf der Füll-, bzw. Entleerphase wird der Trajektoriengenerator und der Winkel-Regler aktiviert. Dieser berechnet nach der Trajektorie in Kapitel 4.4.5 den Sollwertverlauf, welcher als Führungsgröße für den Winkel-Regler dient. Die Erfassung des aktuellen Winkels erfolgt über einen Absolutwertgeber an der Exzenterwelle. Die Regeldifferenz daraus wird direkt dem Winkel-Regler zugeführt. Die Stellgröße des Winkel-Reglers wird dem Druck-Regler als Führungsgröße zugeführt und mit dem gemessenen Druck im Hydraulikkreis die Regelabweichung bestimmt. Ist der Kuppelvorgang abgeschlossen, so wird der Druckprofilgenerator aktiviert und ein Druckprofil in Abhängigkeit des Pressenwinkels vorgegeben.

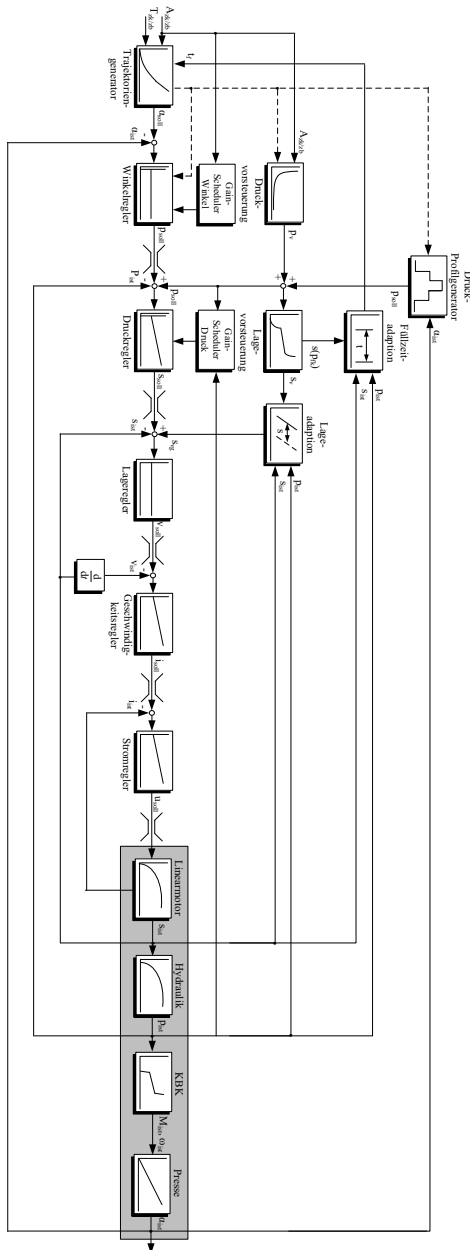


Abbildung 4.21: Gesamtaufbau der Winkel-Zeit-Regelung

Kapitel 5

Validierung von Simulation und Regelung

Nachdem das mathematische Modell für das Gesamtsystem aufgestellt ist, muss dieses in die Simulationsumgebung implementiert und anschließend validiert werden. Ziel ist es alle Parameter so zu bestimmen, dass das Systemverhalten in der Simulation möglichst genau mit der Realität übereinstimmt. Gegebenenfalls müssen getroffene Vereinfachungen genauer spezifiziert werden, falls zu hohe Abweichungen auftreten. Die Wahl der Parameter für die Simulation erfolgt auf vier unterschiedliche Weisen. Geometrische Parameter können einfach aus der Konstruktionszeichnung ermittelt werden. Hierzu zählen unter anderem die Abmessungen der Kolben, Anzahl und Durchmesser der Reibflächen, sowie die Exzentergeometrie. Ein weiterer Teil kann aus den Auslegungsberechnungen und Hersteller-Datenblättern entnommen werden. Dazu zählen Maximalstrom und Widerstand des Linear-motors, maximal übertragbares Drehmoment der KBK oder der Reibwert der Lamellen. Ein Teil der Parameter, wie das Trägheitsmoment der Abtriebswelle und des Exzenters, muss messtechnisch ermittelt werden. Parameter die nicht direkt erfasst werden können, wie zum Beispiel die Reibkraft der Dichtungen oder die Kompressibilität des Öls und der Schläuche, müssen in der Simulation empirisch ermittelt werden.

Neben der Validierung der Simulation findet eine Validierung des Betriebsverhaltens der Regler statt. Das Betriebsverhalten des Reglers umfasst sowohl die Funktionalität der einzelnen Teilbereiche des Reglers, wie beispielsweise die Positionsanpassung des Druckreglers, als auch die endgültige Regelgenauigkeit. Diese Validierung ist unabhängig von der in Kapitel 3 hergeleiteten Simulation.

5.1 Aufbau des Prüfstandes

Um die Wirkungsweise des Systems zu erfassen, bedarf es einem Prüfstand, welcher den kompletten Antriebsstrang nachbildet (Abbildung 5.1). Dieser besteht aus einer Asynchronmaschine als Antriebsmotor, welcher über einen Riementrieb ein Schwungrad auf der Antriebsseite antreibt, sowie einem Schwungrad auf der Abtriebsseite, welches als Last dient.

Verbunden sind die beiden Schwungräder über die KBK. Der Aufbau entspricht antriebsseitig dem Aufbau aus Abbildung 2.5. Abtriebsseitig kann die Exzenterkinematik vereinfacht mathematisch berechnet werden um auf die Stößelposition zu schließen. Dadurch vereinfacht sich der Aufbau des Prüfstandes enorm, ohne die Messergebnisse maßgeblich zu beeinflussen. Für die Messgrößen Antriebs- und Abtriebsdrehzahl, Lage und Geschwindigkeit des Linearmotors, Druck im Hydrauliksystem, sowie des Exzenterwinkel sind entsprechende Sensoren vorgesehen. Die technischen Daten aller Komponenten sind im Anhang zu finden (Tabelle A.1).

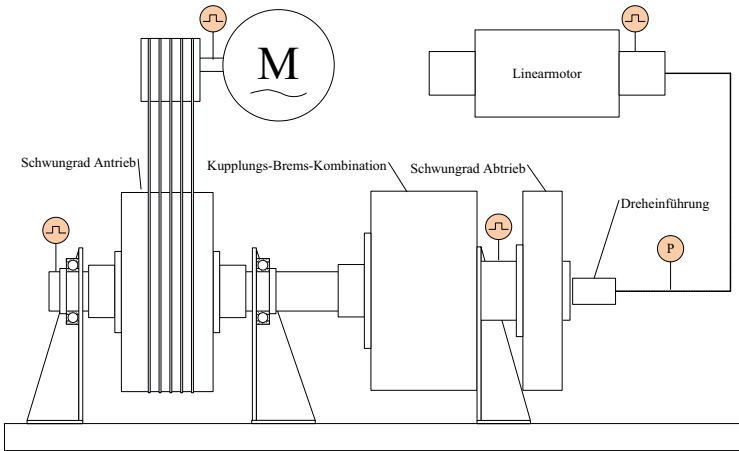


Abbildung 5.1: Aufbau des Prüfstandes

5.2 Validierung des Simulationsmodells

Der Aufbau des Gesamtmodells besteht aus einem kaskadenförmigen Aufbau von Reglern und Regelstrecken. Bevor die Regler validiert werden können muss zunächst die Regelstrecke validiert sein. Zu Beginn wird die Regelstrecke statisch betrachtet. Dabei darf sich die Eingangsgröße nicht oder nur sehr langsam mit der Zeit ändern. Ist die statische Validierung des Modells abgeschlossen, wird das Modell dynamisch validiert. Dabei finden sehr schnelle zeitliche Änderungen der Eingangsgrößen unter Verwendung der Regler statt.

5.2.1 Statische Validierung

Für die statische Validierung der Regelstrecken mit der Simulation wird die Linearmotorposition als Eingangsgröße und der Systemdruck als Ausgangsgröße verwendet. Die daraus

entstehende Kennlinie gibt Auskunft über alle relevanten Parameter im Hydrauliksystem und der KBK, wie Motor- und Federkraft, Kolbenflächen, sowie die Kompressibilität. Da die Hydraulikstrecke mit ihrem Verhalten direkt von der KBK abhängt, wird hier das Gesamtsystem aus Linearmotor, Hydraulik und KBK betrachtet. Abbildung 5.2 zeigt einen Vergleich der Druckkennlinie bei Variation der Linearmotorposition nachdem alle Parameter bestimmt sind. Bis auf minimale Abweichungen sind die resultierenden Verläufe deckungsgleich. Ein wesentlicher Teil der vorhergehenden Validierung der Hydraulikstrecke

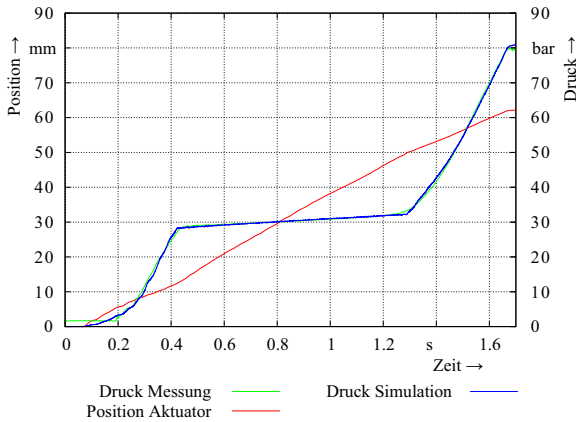


Abbildung 5.2: Statische Kennlinie relevanter Systemzustände

und der KBK ist die Bestimmung des Ersatzkompressionsmoduls. Abbildung 5.3 zeigt den empirisch ermittelten Ersatzkompressionsmodul.

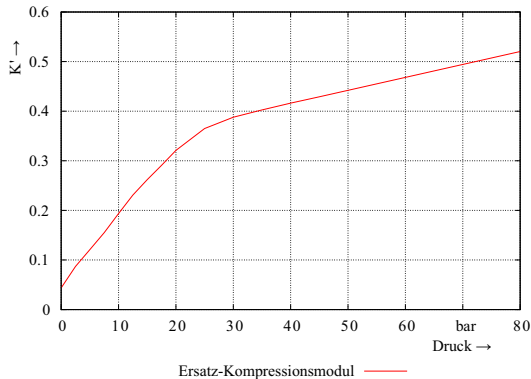


Abbildung 5.3: Empirisch ermitteltes Ersatzkompressionsmodul

5.2.2 Dynamische Validierung

Nachdem die Hydraulikstrecke und die KBK statisch validiert sind, findet nun die dynamische Validierung des Antriebsstranges statt. Dazu wird die KBK mit einem Druck beaufschlagt und der Verlauf der Drehzahl während der Beschleunigung analysiert. Der Drehzahlverlauf gibt Rückschlüsse auf das übertragbare Drehmoment der Kupplung bei bekanntem Trägheitsmoment der Last. Der bei der Messung erzeugte Druckverlauf wird als Eingangsgröße für das Simulationsmodell verwendet.

In Abbildung 5.4 ist ein sehr schneller Synchronisationsvorgang dargestellt. Der Beginn der Synchronisation findet in der Simulation etwas eher statt als in der Realität. Dies liegt unter anderem an dem, in der Simulation nicht berücksichtigtem, Strömungsverhalten des Öls, als auch an den nicht exakt bestimmbareren Federvorspannungen in der KBK.

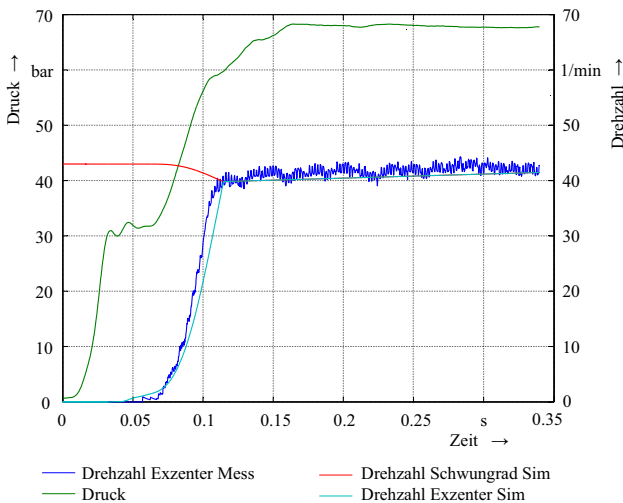


Abbildung 5.4: Dynamischer Verlauf des Hydraulikdrucks und der KBK-Drehzahlen

In Abbildung 5.4 ist ein sehr langsamer Synchronisationsvorgang dargestellt. Die KBK wird dazu mit einem sehr geringen Druck geschaltet. Bei einer Zeit von $t = 0,2$ beginnt der Synchronisationsvorgang. Die Drehzahl der Abtriebswelle erhöht sich bis zu einer Zeit von $t = 0,45$ s nahezu linear. Da der Druck zu dieser Zeit von $p = 37$ bar auf $p = 33$ bar abgesenkt wird, verringert sich der Gradient der Drehzahl drastisch. Bei $t = 0,6$ s wird der Druck wieder erhöht und der Gradient der Drehzahl steigt an, bis nach $t = 0,7$ s die Synchrondrehzahl erreicht wird. Auch hier ergeben sich lediglich geringe Abweichungen zwischen Messung und Simulation.

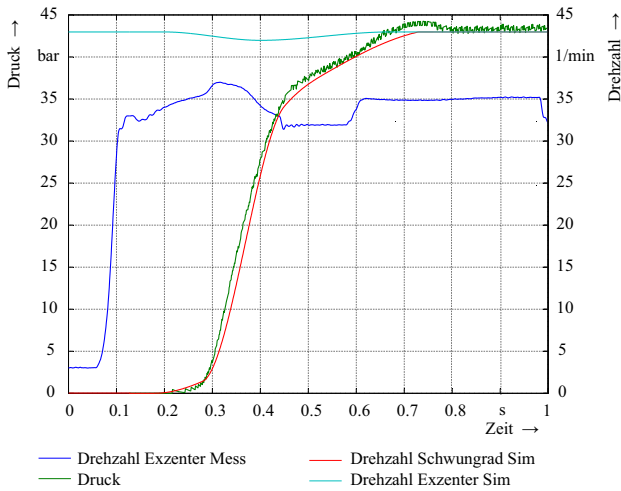


Abbildung 5.5: Dynamischer Verlauf des Hydraulikdrucks und der KBK-Drehzahlen bei einem weichen Kuppelvorgang

Auf die Validierung des Linearmotors wird an dieser Stelle verzichtet, da es sich um eine übliche Validierung handelt, wie sie auch in [56] vorgestellt wird.

5.3 Validierung der Störgrößen

Die Validierung der Störgrößenanalyse aus Kapitel 3.6 erfolgt durch eine Dauermessung, bei dem der Linearmotor druckgeregelt eine KBK betreibt. Die Luft- und Kühlmenge wird zunächst empirisch ermittelt und die Temperatur während des gesamten Versuchs messtechnisch erfasst. Abbildung 5.6 zeigt eine Dauermessung über 19 Tage, bei der jeweils zwei Positionen des Linearmotors pro Zyklus bei gleichem Druck (Kuppeldruck -blauer Graph- und Bremsdruck -grüner Graph-) erfasst wurden. Der rote Graph zeigt die Temperatur des Kühllöls der KBK. Die jeweils helleren Graphen zeigen den gemessenen, die dunkleren den nach Gleichung 3.54 rechnerisch ermittelten Wert. Bis auf geringe Abweichungen im Bereich von wenigen Millimetern kann so die Linearmotorposition berechnet werden. Die Abweichungen sind auf die indirekte Temperaturmessung über das Kühllöl, statt der KBK-Temperatur, sowie auf nicht exakt zu erfassende Systemparameter zurückzuführen.

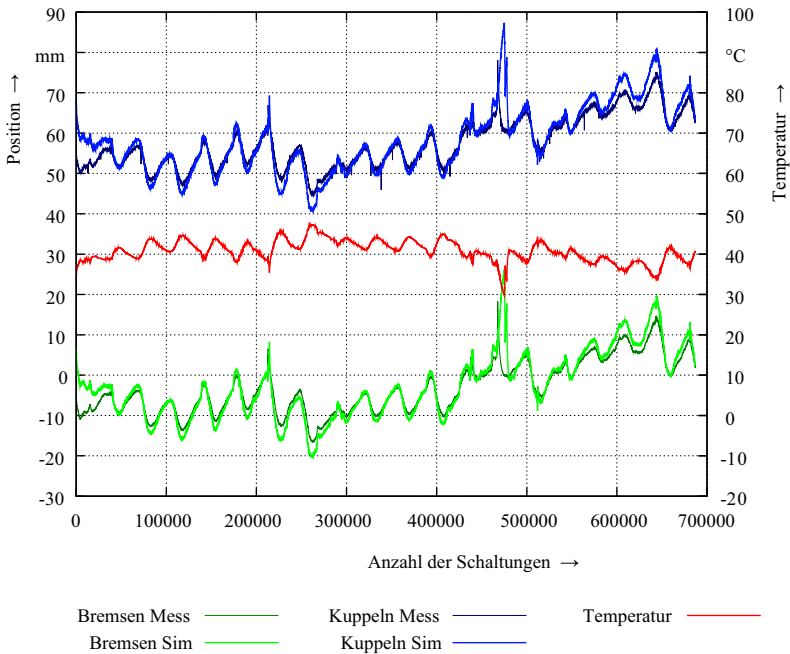


Abbildung 5.6: Dauerversuch zur Positonsbestimmung

5.4 Leistungsbedarf des Linearmotors

Der Linearmotor hat durch die Regelung den Vorteil, dass dieser prozessspezifisch optimiert angesteuert werden kann. Aus diesem Grunde ist der Druckverlauf im Gegensatz zur Ventilsteuerung etwas modifiziert. Nach dem weichen Synchronisieren der Abtriebswelle wird der Druck nicht direkt auf den maximalen Betriebsdruck geschaltet, sondern zunächst auf dem Synchronisationsdruck gehalten. Zu dieser Zeit muss nur sichergestellt werden, dass die Kupplung die Synchrondrehzahl der Wellen hält. Erst kurz vor Auftreffen des Stößels auf das Werkstück wird der Druck auf den Maximaldruck angehoben, damit das maximale Drehmoment an der Welle zur Verfügung steht. Kurz nach Erreichen des unteren Totpunktes wird der Druck wieder soweit abgesenkt, dass der Stößel sicher zum oberen Totpunkt gefahren werden kann ohne dass ein Schlupf an der Kupplung auftritt. Dadurch kann die Leistungsaufnahme des Linearmotors stark verringert werden. Da nur während einer kurzen Zeit eine hohe Kraft zur Verfügung gestellt werden muss kann dieser dazu in Überlast gefahren und dementsprechend kleiner ausgelegt werden.

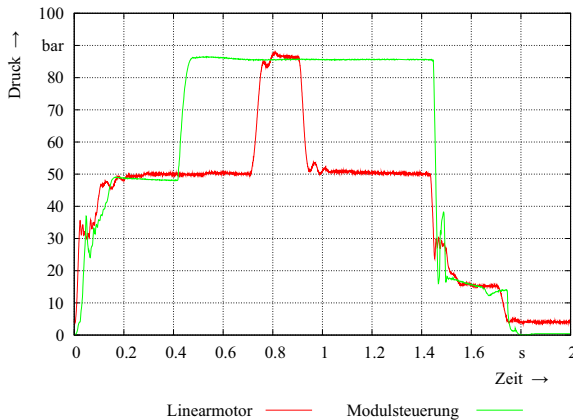


Abbildung 5.7: Druckzyklus Ventilsteuerungen

Die mechanische Leistung des Linearmotors ist das Produkt aus Kraft und Geschwindigkeit:

$$P_m = F \cdot v \quad (5.1)$$

Die elektrische Leistung lässt sich über das Produkt von Strom und Spannung in d-q-Komponenten bestimmen:

$$P_{el} = \frac{3}{2} \cdot (u_q \cdot i_q + u_d \cdot i_d) \quad (5.2)$$

Da der Linearmotor nur während der Füll-, bzw. Entleerphase und beim Übergang zwischen den verschiedenen Druckstufen eine Bewegung ausführt, wird nur dort mechanische Leistung umgesetzt. Diese ist in Abbildung 5.8 dargestellt und beträgt während der Füllphase

maximal $P_m = 1300$ W. Während der übrigen Zeit wird nur reine Verlustleistung umgesetzt. Diese kann je nach Druckhöhe zwischen $P_v = 100$ während der Bremsgegendruckphase und 1800 W während der Hauptdruckphase liegen. Während der Beschleunigungsphase kann die elektrische Leistung bis zu $P_{el} = 9000$ W betragen. Wie in Kapitel 2.8.2 beschrieben, wird diese Leistung sowohl zur Beschleunigung des Läufers, als auch zum Überwinden der elektrischen Verluste durch Wirbelströme in den Homogenisierungsringen benötigt. Während der Ausregelvorgänge kommt es zu starken Leistungsschwankungen durch Umagnetisierungsverluste. Insgesamt benötigt der Linearmotor für einen Pressenzyklus nur $E = 1470$ Ws. Der Linearmotor benötigt somit für einen Pressenzyklus lediglich 10% der

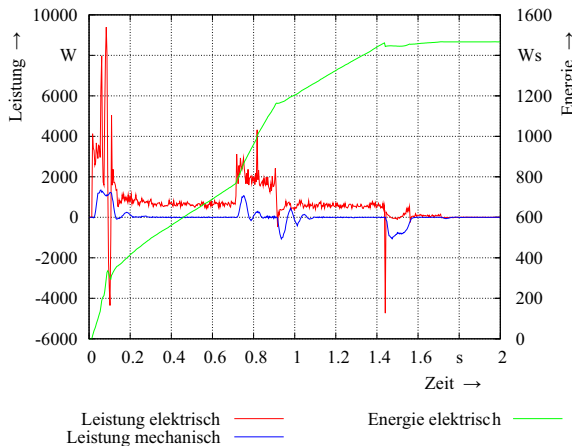


Abbildung 5.8: Druckzyklus Linearmotor

Leistung, welche die die konventionelle Ventilsteuerung mit Hydraulikaggregat benötigt. Bei langen Pausenzeiten fällt das Verhältnis zu Gunsten des Linearmotors noch höher aus. Dies ist nur möglich, da die Ansteuerung geregelt und prozessspezifisch angepasst erfolgt. Es sei an dieser Stelle noch angemerkt, dass in der Praxis Hydraulikaggregate häufig mit einem hohen Sicherheitszuschlag ausgelegt werden. Durch die größeren Motoren und Pumpen fällt daher der Leistungsunterschied höher aus als theoretisch notwendig.

5.5 Validierung der Druckregelung

Die Parameterbestimmung für die Regelung erfolgt sowohl durch das Optimierungsverfahren nach Ziegler-Nichols, als auch empirisch. Aufgrund des begrenzten Verfahrensweges des Läufers muss die Einstellung der Parameter für den Lage und Drehzahlregler zusammen erfolgen. Die Vorgehensweise ist unter anderem in [53] und [56] beschrieben. Bei der Validierung der Druckregelung wird daher der Fokus auf die Funktionalität der einzelnen

Teilbereiche der Druckregelung gelegt. Diese sind die verzögerte Zuschaltung des Druckreglers, sowie die Lageadaptation für Verschleiß und Temperatur.

5.5.1 Verzögertes Zuschalten des Druckreglers

Das verzögerte Zuschalten des Druckreglers dient zum Vermeiden eines Wind-ups des i-Anteils des Reglers. Dazu wird eine Einschaltsschwelle s_e eingeführt. Abbildung 5.9 zeigt die Soll- und Istposition des Linearmotors bei einem Kuppelvorgang. Bei einer Positionsabweichung von $s_e = 3$ mm wird der Druckregler hinzu geschaltet und bewirkt ein sprunghaftes Ansteigen der Sollposition, da die Stellgröße des Druckreglers auf die Vorsteuerposition addiert wird. Das Ergebnis entspricht dem gewünschten Verhalten der Regelung.

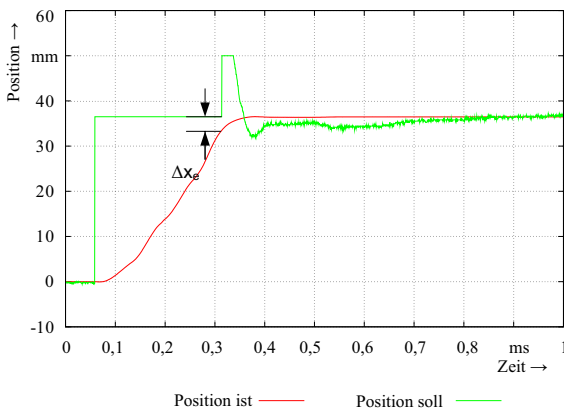


Abbildung 5.9: Positionsabhängige Unterdrückung der Druckregelung

5.5.2 Lageadaptation der Vorsteuerung

Um die Funktionalität der Positionsvorsteuerung bei unterschiedlichen Temperaturen und bei Leckage zu gewährleisten werden die Parameter Δs_1 und Δs_2 eingeführt. Diese bezeichnen die Abweichung zur Position, welche in der Referenztafel abgelegt sind.

Zunächst wird die Positionsanpassung durch eine Temperaturänderung validiert, indem am Prüfstand eine definierte Menge Öl von insgesamt $1,15 \text{ cm}^3$ aus dem Hydraulikkreislauf entnommen wird. Abbildung 5.10 zeigt den Verlauf von Δs_1 der sich bei einem stufenweise geänderten Ölvolume der sich nach der Berechnung der Druckregelung um 2,3 mm verschiebt. Das berechnete Ergebnis aus Abbildung 5.10 wird durch eine wiederholt durch-

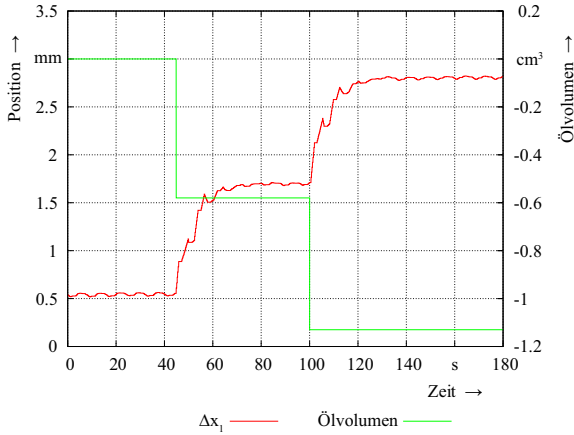


Abbildung 5.10: Anpassung der Referenzwerte bei einer Änderung des Ölvolumens

geführte Referenzierungsfahrt verglichen. Abbildung 5.11 zeigt den zugehörigen Positions-Druck-Zusammenhang vor und nach der Änderung des Ölvolumens. Das berechnete Ergebnis der Druckregelung stimmt exakt mit dem gemessenen Versatz der Druckennlinie überein. Um die Berechnung von Δs_2 zu verifizieren, wird an der Kupplung ein Verschleiß

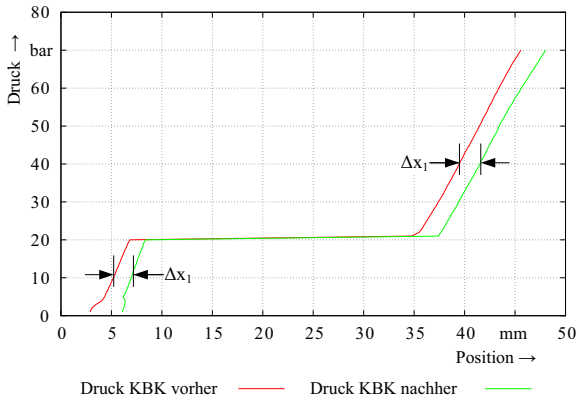


Abbildung 5.11: Vergleich der Druckkennlinien bei einer Änderung des Ölvolumens

simuliert. Dies wird anhand von Verstellerschrauben, welche den Anschlag des Kolbens begrenzen, durchgeführt. Abbildung 5.12 zeigt die berechnete Änderung von Δs_2 während

dieses Vorganges. Eine anschließende Referenzierungsfahrt (Abb. 5.13) bestätigt den berechneten Wert von $\Delta s_2 = 7,3 \text{ mm}$.

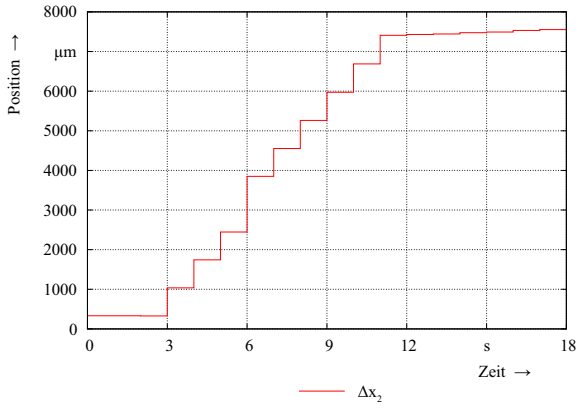


Abbildung 5.12: Anpassung der Referenzwerte bei Verschleiß

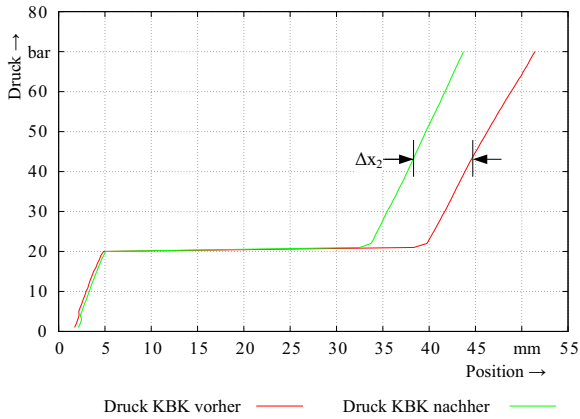


Abbildung 5.13: Vergleich der Druckkennlinien bei Verschleiß

5.6 Validierung der Winkel-Zeit-Regelung

Im folgenden Abschnitt wird zunächst die Funktionsweise und danach die Genauigkeit des Reglers überprüft. Die Überprüfung der Regelgenauigkeit soll Aufschluss darüber geben, ob dieses Verfahren für die Praxis tauglich ist und welche Produktivitätssteigerung sich daraus für die gesamte Pressenlinie ergibt.

5.6.1 Kuppelvorgang

Abbildung 5.14 zeigt einen Kuppelvorgang mit der Winkel-Zeit-Regelung bei einer Antriebsdrehzahl von $n_{an} = 27 \text{min}^{-1}$, einem Synchronisationswinkel von $\alpha_{cs} = 25^\circ$ und dem Synchronisationszeitpunkt von $t_{cs} = 450 \text{ms}$. Die Sollgrößen sind durch gestrichelte Linien in der selben Farbe wie die jeweiligen Ist-Größen dargestellt. Ein Kuppelvorgang beginnt

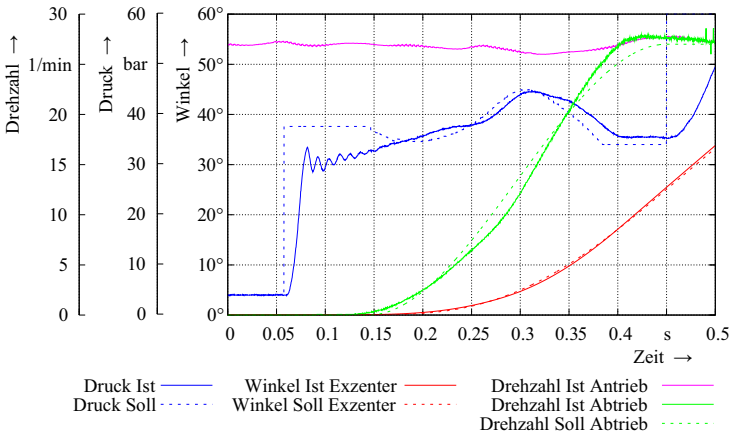


Abbildung 5.14: Kuppelvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung

immer mit dem Starten der Leitwelle zum Zeitpunkt $t = 0$. Anhand der Vorgabe des Winkels und der gemessenen Drehzahl wird mit Gleichung 4.60 eine Synchronisationszeit von $t_s = 300 \text{ms}$ berechnet. Da die gemessene Füllzeit $t_f = 90 \text{ms}$ beträgt, muss der Füllvorgang nach Gleichung 4.39 bei $t_{fs} = 60 \text{ms}$ gestartet werden. Der Füllvorgang wird gestartet, indem die Druckvorsteuerung einen Solldruck knapp oberhalb des Federdrucks der Kupplung vorgibt (violette Kennlinie). Der Istdruck folgt nach einer kurzen Reaktionszeit und nähert sich, aufgrund der Verschiebung des Kolbens gegen die Feder, langsam dem Solldruck (blaue Kennlinie). Bei $t_{ss} = 150 \text{ms}$ beginnt der Trajektoriengenerator mit der Vorgabe des Sollwinkels (rote Kennlinie). Daraus abgeleitet ist zudem die Soll Drehzahl dargestellt (grüne Kennlinie). Diese dient lediglich zur Veranschaulichung und hat auf die Regelung keinerlei Einfluss. Schon während des Füllvorgangs beginnt die Drehzahl langsam zu steigen, was

auf Schleppmomente durch das Kühlöl zurückzuführen ist. Bevor der Winkel-Regler aktiv ist, baut sich so bereits eine positive Regelabweichung im Winkel auf, welche dazu führt, dass der Winkel-Regler nach der Aktivierung sofort den Solldruck absenkt. Aufgrund der im folgenden Verlauf kleiner werdenden Regelabweichung wird der Druck wieder angehoben, was zu einer stärkeren Beschleunigung der Abtriebsdrehzahl führt. Etwa 150 ms vor Erreichen des Synchronisationswinkels muss das Drehmoment der Kupplung wieder abgesenkt werden, um den Gradient der Drehzahl zu verringern. Dies geschieht durch die Reduzierung des Solldrucks. Im weiteren Verlauf wird die Stellwertbegrenzung erreicht, welche genau auf dem Federdruck der Kupplung eingestellt ist, um die unbeabsichtigte Einleitung eines Bremsvorganges oder das Erreichen eines instabilen Zustandes zu vermeiden. Dies führt zu einer minimalen positiven Regelabweichung des Winkels zur Synchronisationszeit.

5.6.2 Bremsvorgang

Analog zum Kuppelvorgang in Abbildung 5.14 ist in Abbildung 5.15 ein Bremsvorgang mit der Winkel-Zeit-Regelung bei einer Antriebsdrehzahl von $n_{an} = 27 \text{ min}^{-1}$ einem Bremswinkel von $\alpha_{bs} = 20^\circ$, einem Zielwinkel von $\alpha_{zb} = 0^\circ$ und einer Zielbremszeit von $t_{cs} = 395 \text{ ms}$ dargestellt. Aufgrund der Vorausberechnung des Startzeitpunkts für den Bremsvor-

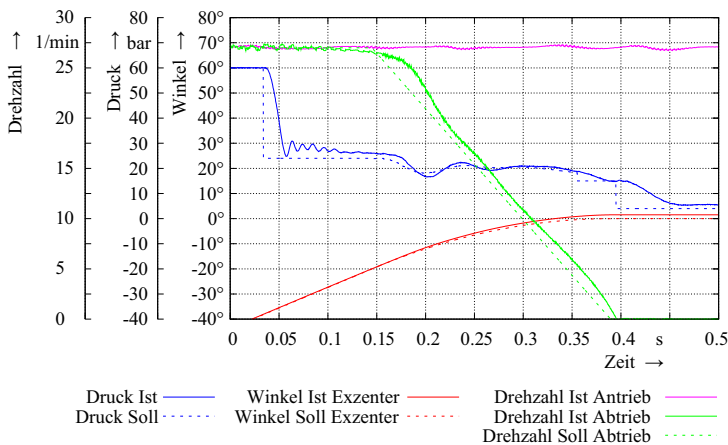


Abbildung 5.15: Bremsvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung

gang wird bei $t_{es} = 35 \text{ ms}$ die Bremsung mit dem Start der Entleerung eingeleitet. Der Sollwert für den Druck ergibt sich dabei aus Gleichung 4.46 und 4.44. Nach einer Entleerzeit von $t_e = 110 \text{ ms}$ wird der Winkelregler und der Trajektoriengenerator aktiviert. Im Gegensatz zum Kuppelvorgang wird hier ein linearer Drehzahlgradient vorgegeben, da dies eine höhere Genauigkeit im Zielwinkel zur Folge hat, wie in mehreren Messreihen bestätigt wurde.

Im Bereich zwischen $t = 100$ und $t = 150$ ms ist, aufgrund des Schlepptoments der KBK, bereits ein geringer Abfall der Abtriebsdrehzahl zu erkennen. Der Gradient der Drehzahl ändert sich auch nach Ablauf der Entleerzeit nicht, so dass vom Regler ein reduzierter Solldruck vorgegeben wird. Nach $t = 355$ ms ist der Sollwinkel bereits erreicht und der Regelvorgang wird durch Deaktivierung des Winkelreglers abgebrochen. Im nächsten Schritt würde die Vorgabe des minimalen Bremsdrucks erfolgen um die Abtriebswelle möglichst schnell zum Stillstand zu bringen. Da dies allerdings zu einer starken Verzögerung der Abtriebswelle führt, erfolgt zunächst die Vorgabe eines gesteuerten Zwischendrucks bis die Drehzahl $n_{ab} = 0 \text{ min}^{-1}$ erreicht ist. Erst dann wird der minimale Bremsdruck angefordert. Durch dieses Verfahren wird die Genauigkeit der Regelung zwar etwas reduziert, der gesamte Antriebsstrang dafür geschont. Durch das geregelte Kuppeln werden diese minimalen Abweichungen beim Bremsvorgang ohne Probleme wieder ausgeregelt.

5.6.3 Genauigkeit der Winkel-Zeit-Regelung

Die Genauigkeit der Regelung hängt maßgeblich von der aktuellen Drehzahl und dem geforderten Synchronisationswinkel ab. Dabei gibt es einen großen Bereich, in dem die Regelung lediglich eine sehr geringe Abweichung zum Sollwert und eine geringe Streuung hat. Werden Drehzahl oder Winkel getrennt voneinander verändert, so kann es zu Ungenauigkeiten kommen. Um diesen Zusammenhang zu quantifizieren sind Messreihen erstellt worden, welche jeweils 1000 Kuppelvorgänge beinhalten. Das System hat bereits zu Beginn der Messungen eine Beharrungstemperatur erreicht, so dass von einer nahezu konstanten Temperatur ausgegangen werden kann. Die Drehzahl ist zunächst auf $n_{an} = 27 \text{ min}^{-1}$ und der Synchronisationswinkel auf $\alpha_{cs} = 25^\circ$ eingestellt, was einer Synchronisationszeit von $t_s = 300$ ms entspricht. Nach den Messungen wird der Mittelwert, sowie die Streuung des Istwinkels ausgewertet und in einem Diagramm dargestellt (Abbildung 5.16). Es wird eine Streuung von $\Delta\alpha = \pm 0, 125^\circ$ um ein Mittelwert der Abweichung von $\alpha = +0, 4^\circ$ erreicht. Unter Beibehaltung der Drehzahl wird nun der Winkel zwischen $\alpha_{cs} = 15^\circ$ und $\alpha_{cs} = 35^\circ$ variiert. Während bei Synchronisationswinkeln zwischen $\alpha_{cs} = 20^\circ$ und $\alpha_{cs} = 30^\circ$ nur geringe Streuungen und Abweichungen festgestellt werden, finden sich bei $\alpha_{cs} = 15^\circ$ Abweichungen, welcher mit einem Mittelwert von $\alpha = -0, 7^\circ$ deutlich unter den bisherigen Ergebnissen liegt. Dies ist dadurch erklärbar, dass der Synchronisationsvorgang sehr kurz ist und durch die Trägheiten der Gradient der Drehzahl am Ende nicht mehr schnell genug reduziert werden kann. Dadurch kommt es zu einer frühzeitigen Synchronisation der An- und Abtriebswelle. Trotz der starken Abweichung des Mittelwerts ist die Streuung in ähnlicher Größenordnung der vorangegangenen Messungen. Je größer der Synchronisationswinkel unter Beibehaltung der Drehzahl gewählt wird, desto größer wird sowohl die Streuung, als auch die Abweichung des Mittelwerts. Dies kommt zustande, da die Synchronisationszeit sehr lang ist und der Solldruck immer im Bereich der unteren Stellwertbegrenzung liegt. Dadurch kann eine Regelabweichung nicht mehr ausgeregelt werden.

Analog zum Kuppelvorgang sind Drehzahl und Winkel beim Bremsvorgang getrennt voneinander verändert worden. Das Ergebnis von 1000 Messungen ist in Abbildung 5.17 dargestellt. Die eingestellten Bremswinkel und Drehzahlen stimmen mit denen des Kuppelvorganges überein. Während die Streuung nahezu identisch ist zeigen sich große Unterschiede

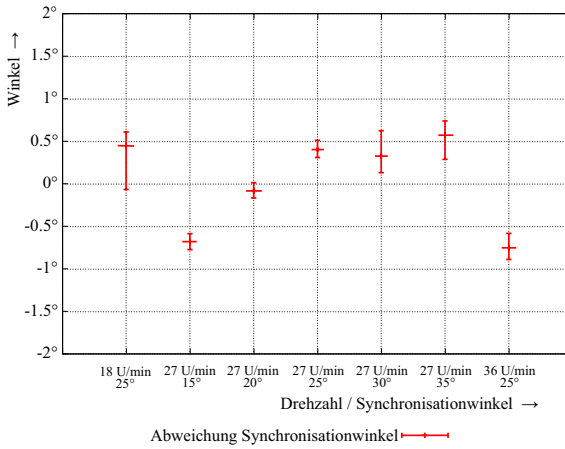


Abbildung 5.16: Winkelabweichung bei Variation von Drehzahl und Synchronisationswinkel beim Kuppeln

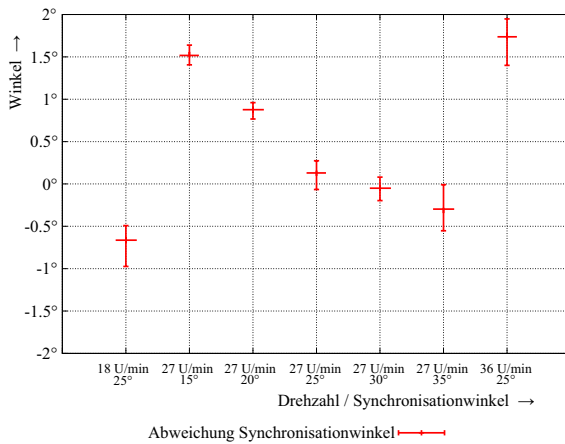


Abbildung 5.17: Winkelabweichung bei Variation von Drehzahl und Synchronisationswinkel beim Bremsen

in der Abweichung, welche sich genau invers zu den Abweichungen des Kuppelvorganges verhalten. Bei einer Drehzahl von $n_{an} = 27 \text{ min}^{-1}$ und dem Synchronisationswinkel von $\alpha_{bs} = 25^\circ$ liegt die mittlere Abweichung bei $+0,2^\circ$. Eine Erhöhung des Winkels auf bis zu $\alpha_{bs} = 35^\circ$ bewirkt eine negative Abweichung, da ein zu frühes Abbremsen des Abtriebs stattfindet. Gerade im Bereich niedriger Drehzahl bewirken minimale Druckänderungen einen

sofortigen Stillstand der Abtriebswelle. Eine Verringerung des Bremswinkels auf bis zu $\alpha_{bs} = 15^\circ$ bewirkt hingegen eine positive Winkelabweichung, also ein zu spätes Abbremsen der Abtriebswelle. Hier reicht die Dynamik nicht ganz aus, den Druck schnell genug auf ein Minimum zu regeln. Hinzu kommt der in Kapitel 5.6.2 beschriebene Zwischendruck am Ende des Bremsvorganges um diesen möglichst sanft zu gestalten, welcher den Bremsvorgang zusätzlich etwas verlängert. Eine Drehzahländerung auf $n_{an} = 18 \text{ min}^{-1}$ bei $\alpha_{bs} = 25^\circ$ bewirkt ebenfalls hohe negative Abweichungen vom Sollwert, während eine Erhöhung der Drehzahl auf $n_{an} = 36 \text{ min}^{-1}$ unter Beibehaltung des Bremswinkels, hohe positive Winkelabweichungen bewirkt. Daher ist auch hier ein auf die Drehzahl abgestimmter Bremswinkel zu empfehlen.

5.7 Vergleich zwischen Winkelsteuerung und -regelung

Durch die Winkel-Zeit-Regelung ist es möglich einen Zielwinkel zu einer vorgegeben Zeit exakt zu erreichen. Dies ist nur möglich indem der Winkel der Exzenterwelle kontinuierlich erfasst und geregelt wird. Herkömmliche Systeme arbeiten nur mit einer Winkelsteuerung, indem ein Druck vorgegeben wird, welcher im Mittel einem bestimmten Synchronisationswinkel entspricht. Starke Abweichungen werden durch Anpassung des Startzeitpunkts von Kuppel- oder Bremsvorgang angesteuert. Trotz dieser Anpassung kommt es zu einer größeren Streuung des Synchronisationswinkels. Im Folgenden wird ein Vergleich der Winkelgenauigkeit beim Kuppel- und Bremsvorgang zwischen Druck- und Winkel-Zeit-Regelung mit den Vorgaben aus Kapitel 5.6 durchgeführt und statistisch ausgewertet. Die Ergebnisse von 1500 Messungen werden in Form einer Häufigkeitsverteilung und einer Verteilungsfunktion angegeben. Im Gegensatz zu der Messung in Kapitel 5.6.3 wird diese nicht bei konstanter, sondern bei einer von Raumtemperatur bis zur Beharrungstemperatur ansteigender Systemtemperatur durchgeführt.

5.7.1 Winkelsteuerung

Abbildung 5.18 zeigt die Winkelabweichung des Kuppelvorganges als Häufigkeitsverteilung (rote Balken) und als Verteilungsfunktion (grüner Graph) bei der Winkelsteuerung (Druckregelung). Deutlich zu erkennen ist die Streuung der Messwerte um $\pm 1,25^\circ$, wobei der Großteil der Messwerte zwischen $-0,9^\circ$ und $+0,75^\circ$ liegt. Lediglich einzelne Messwerte liegen, mit einer Wahrscheinlichkeit von etwa 10%, außerhalb dieses Bereiches. Der arithmetische Mittelwert liegt bei 0° Abweichung. Die Betrachtung der Abweichungen bezieht sich nur auf den Kuppelvorgang bei einer Startposition von 0° . Für den realen Einsatz muss hier die Winkelabweichung der Bremsung auf das Ergebnis addiert werden, wodurch eine wesentlich höhere Abweichung erreicht wird. Zudem ist zu Berücksichtigen, dass diese Messung bei konstantem Verschleiß durchgeführt wurde und somit nur ein Bruchteil der Störgrößen über den Lebenszyklus abbildet. Die Winkelabweichung des Bremsvorganges ist bei der Winkelsteuerung deutlich größer, als die des Kuppelvorganges. In Abbildung 5.19 liegt die Streuung der Messwerte um $\pm 1,9^\circ$, wobei der Großteil der Messwerte im Bereich von $\pm 1,2^\circ$ liegt. Lediglich einzelne Messwerte liegen, mit einer Wahrscheinlich-

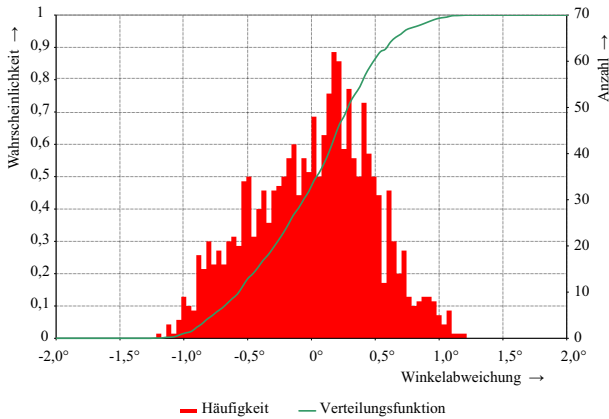


Abbildung 5.18: Winkelabweichung Kuppelvorgang mit Druckregelung

keit von etwa 10%, außerhalb dieses Bereiches. Der arithmetische Mittelwert liegt bei $0,1^\circ$ Abweichung.

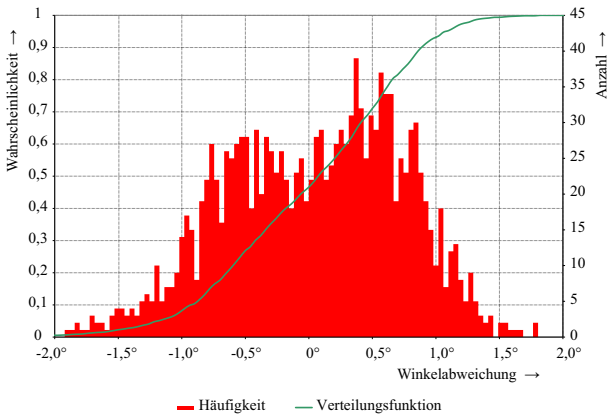


Abbildung 5.19: Winkelabweichung Bremsvorgang mit Druckregelung

5.7.2 Winkelregelung

Unter Einsatz der Winkel-Zeit-Regelung lässt sich das Ergebnis der Winkelgenauigkeit deutlich verbessern. Abbildung 5.20 zeigt die Winkelabweichung des Kuppelvorganges

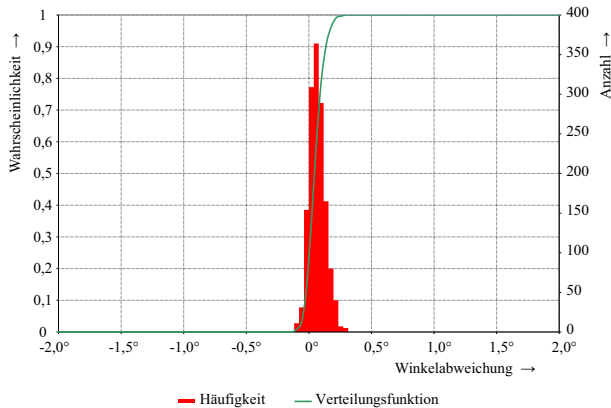


Abbildung 5.20: Winkelabweichung Kuppelvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung

als Häufigkeitsverteilung (rote Balken) und als Verteilungsfunktion (grüner Graph) bei der Winkel-Zeit-Regelung. Der Mittelwert liegt mit $0,05^\circ$ zwar geringfügig neben dem Sollwert, allerdings beträgt die maximale Abweichung lediglich $\pm 0,2^\circ$. Im Gegensatz zur Winkelsteuerung ist hier eine Bremswinkelabweichung nicht von Bedeutung, da Abweichungen durch den Regelalgorithmus mit in die Berechnung einbezogen werden und eine angepasste Winkeltrajektorie generiert wird. Auch der winkeligeregelte Bremsvorgang zeigt eine wesentlich höhere Genauigkeit als der winkeligesteuerte Bremsvorgang (Abb. 5.21). Allerdings

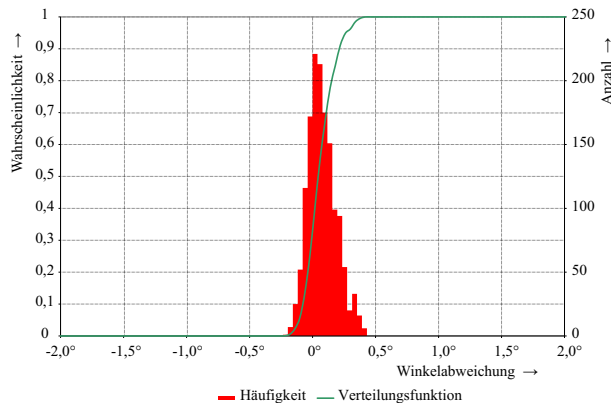


Abbildung 5.21: Winkelabweichung Bremsvorgang mit Winkel-Zeit-Regelung

ist eine etwas größere Streuung im Vergleich zum winkeligeregelten Kuppelvorgang zu erkennen. Der arithmetische Mittelwert liegt bei genau 0° , die Streuung bei $\pm 0,3^\circ$.

Kapitel 6

Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen dieser Arbeit wurde eine Druck-Regelung für einen Linearmotor zur Betätigung einer hydraulischen Kupplungs-Brems-Kombination (KBK) entwickelt. Erweitert wurde diese um den sogenannten Winkel-Zeit-Regler, welcher speziell auf den Anwendungsfall der mechanischen Exzenterpressen angepasst ist. Durch eine solche Regelung ist es möglich den Synchronisationsverlauf beim Kuppeln und Bremsen einer KBK so exakt zu regeln, dass Störgrößen wie beispielsweise Temperatur- oder Laständerungen, keinen Einfluss mehr auf den Gesamtprozess haben. Um die Regelung zu entwickeln, musste zunächst das Systemverhalten analysiert und mögliche Störgrößen quantifiziert und mathematisch beschrieben werden. Zu den einflussreichsten Störgrößen zählen die Kompressibilität des Öls, der Verschleiß, der sich ändernde Reibwert sowie die Temperatur. Mit Hilfe einer darauf aufbauende Simulation sind erste Tests für die Entwicklung der Regelung durchgeführt worden. Das extrem nichtlineare Verhalten der Regelstrecke stellt eine besondere Herausforderung in der Dimensionierung der Regler dar. Um möglichst mit linearen Standardreglern arbeiten zu können, sind dazu zunächst Einschränkungen des Regelbereichs getroffen und die Regelstrecke in lineare Teilbereiche aufgeteilt worden. Dieser sogenannte Gain-Scheduling-Regler verfügt über eine arbeitspunktabhängige Umschaltung der Parameter, damit dieser in jedem Arbeitspunkt maximal dynamisch und robust ist.

Durch eine Vielzahl an Messungen am Prüfstand konnte die Funktionalität und die Robustheit nachgewiesen werden. Die Winkelabweichung beträgt nur $\pm 0,3^\circ$, im Gegensatz zu konventionellen Systemen von $\pm 4^\circ$.

Durch die Verwendung der Winkel-Zeit-Regelung in einer Pressenlinie kann die Ausbringung durch die Reduzierung der Winkelabweichung erhöht werden. Gerade bei der Produktion von Teilen mit einer kritischen Geometrie, z.B. Unsymmetrie oder hohem Umformgrad ist so eine Produktivitätssteigerung um bis zu 20% möglich, da ein wesentlich größerer Teil der gesamten Leistung für die Produktivität zur Verfügung steht. Eine weitere Produktivitätssteigerung wäre durch die Änderung der Konstruktion der Presse möglich. Durch die größere Genauigkeit der KBK kann bei gleichbleibender Umformgeschwindigkeit die Hubhöhe reduziert und gleichzeitig die Hubzahl gesteigert werden, ohne dass es zu einer Kollision beim Transfer kommt. Die Presse wird damit nicht nur produktiver, sondern auch kostengünstiger. Da die Hubhöhe allerdings ein wichtiges Kaufkriterium für die Pressenbe-

treiber ist, wird diese Möglichkeit vorerst nicht weiter verfolgt.

Eine Analyse des Energieverbrauchs der Ansteuerung mit dem Linearmotor im Vergleich zur herkömmlichen Ansteuerung zeigt ein Einsparpotential von bis zu 90%.

Als Abschluss ist im Feldtest eine 1100t-Exzenterpresse mit dem System ausgestattet und erfolgreich getestet worden.

In einem weiteren Schritt wird nun eine Hardwareplattform entwickelt, welche sowohl die entwickelten Regelungs-, als auch Diagnosealgorithmen beinhaltet. Die Regelsoftware für die Anwendung der Exzenterpressen wird in die Serie überführt und an unterschiedliche Systeme angepasst.

Literaturverzeichnis

- [1] R. Wegener
Zylindrischer Linearmotor mit konzentrierten Wicklungen für hohe Kräfte
Dissertation Universität Dortmund, 2008
- [2] S. Soter
Linearaktuator
Deutsches Patent Nr. DE 10 2005 025 723.2, 2005
- [3] S. Soter
Linear Actuator
Internationales Patent Nr. WO/2006/076900, 2006
- [4] U. Darr, S. Schmidt
Verfahren und Vorrichtung zur Steuerung und Regelung der Stößelbewegung an servo-elektrischen Pressen
Müller-Weingarten AG, Deutsches Patent Nr. DE 10 2005 040 261 A1, 2005
- [5] W. Wagner, E. Ilg
Hydraulische Transferpresse
Deutsches Patent Nr. DE 196 42 962 A1, 1996
- [6] Hata Yukio, Sakurai Hitoshi
Setting method and displaying method for slide position of servo press
Japanisches Patent Nr. JP 2004058152 A, 2004
- [7] Hata Yukio, Sakurai Hitoshi
Slide controller of servopresses and its control method
Japanisches Patent Nr. JP 2004058152 A, 2004
- [8] H. Seeger
Steuerungssystem zur Einflussnahme auf die Stößeldynamik bei Pressmaschinen
Ortlinghaus-Werke GmbH, Europäisches Patent Nr. EP 2 177 346 A2, 2009
- [9] W. Kuttruf, H. Seeger
Hydraulische Schaltung
Ortlinghaus-Werke GmbH, Deutsches Patent Nr. DE 103 27 519 A1, 2003

- [10] H. Seeger, U. Meller
Sicherheitsbremse
Ortlinghaus-Werke GmbH, Deutsches Patent Nr. DE 10 2004 038 022 A1, 2007
- [11] S. Schmidt
Hydraulische Steuerung für eine hydraulisch betätigte Kupplungsbremsskombination insbesondere an der Exzenterwelle einer mechanischen Presse
Mannesmann-Rexroth GmbH, Europäisches Patent Nr. EP 1 211 053 A2, 2001
- [12] H. Seeger
Elektrisch ansteuerbare Baugruppe mit einem Hydraulikanchluss
Ortlinghaus-Werke GmbH, Deutsches Patent Nr. DE 10 2007 029 579 A1, 2007
- [13] H. Seeger, U. Meller
Sicherheitsbremse
Ortlinghaus-Werke GmbH, Deutsches Patent Nr. WO 2005/113404 A1, 2005
- [14] N. Oberlack, A. Reul
Elektrohydraulischer Aktuator für Stell- und Regelaufgaben bei Kupplungen und Bremsen
Vieweg Verlag, ATZ 07-08|2006 Jahrgang 108, 2006
- [15] U. Geilker, B. Plattfaut
Sanfter Start
Antriebspraxis 03/2010, Seite 46f, 2010
- [16] M. Liermann
Self-energizing Electro Hydraulic Brake Dissertation RWTH Aachen, Shaker Verlag, 2008
- [17] Intorq GmbH
Mechatronisches Bremssystem
Produktdatenblatt Intorq GmbH, 2005
- [18] J. Maas, D. Güth, M. Aust
Kupplungssysteme auf Basis magnetorheologischer Flüssigkeiten
Hochschule Ostwestfalen-Lippe, Getriebekongress 2009
- [19] B. Hämmerl
Neuartiger thermischer Überlastschutz für Naßlauf-Reibkupplungen am Beispiel von Exzenterpressen
Fachbeitrag zur VDI-Mechatroniktagung 2003
- [20] Ortlinghaus-Werke GmbH
Ortlinghaus Produktkatalog
Ortlinghaus-Werke GmbH, Wermelskirchen, 1996
- [21] Ortlinghaus-Werke GmbH
Technische Grundlagen
Ortlinghaus-Werke GmbH, Wermelskirchen, 2004

- [22] Schuler GmbH
Stanz- und Umformautomaten mit ServoDirekt-Technologie
Schuler GmbH, Produktbroschüre
- [23] Hoerbiger Antriebstechnik
HOERBIGER Lamellenhandbuch
Hoerbiger Antriebstechnik, Produktbroschüre
- [24] L. Papula
Mathematische Formelsammlung
Vieweg Verlag ISBN 3-528-44442-8
- [25] H.E. Scherf
Modellbildung und Simulation dynamischer Systeme
Oldenbourg Verlag, 3.Auflage, ISBN-10: 3486582771, 2007
- [26] Das Europäische Parlament und der Rat der Europäischen Union
Richtlinie 2006/42/EG des europäischen Parlaments und des Rates
Amtsblatt der Europäischen Union, 17. Mai 2006
- [27] K.-H. Grote ,J. Feldhusen
Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau
Springer Verlag, 22. Auflage, ISBN 978-3-540-49714-1, Berlin 2007
- [28] Roloff, Matek
Maschinenelemente
Vieweg Verlag, 18. Auflage, ISBN-10: 383480262X, Wiesbaden 2007
- [29] D. Will, N. Gebhardt
Hydraulik - Grundlagen, Komponenten, Schaltungen
Springer Verlag, 4. Auflage, ISBN 978-3-540-79534-6, Berlin 2008
- [30] D. Findeisen
Ölhydraulik
Springer Verlag, 5. neu bearbeitete Auflage, ISBN 10 3-540-23880-8, Berlin 2006
- [31] H.J. Matthies, K.T. Renius
Einführung in die Ölhydraulik
Vieweg + Teubner, 6. aktualisierte und erweiterte Auflage, ISBN 978-3-8351-0238-5,
Wiesbaden 2008
- [32] H. Watter
Hydraulik und Pneumatik
Vieweg Verlag, 1. Auflage, ISBN 978-3-8348-0190-6, Wiesbaden 2007
- [33] J. Lunze
Regelungstechnik 1
Springer Verlag, ISBN 978-3-540-68907-2, 2008

- [34] J. Lunze
Regelungstechnik 2
Springer Verlag, 5. neu bearbeitete Auflage, ISBN 978-3-540-78462-3, Berlin 2008
- [35] H. Unbehauen
Regelungstechnik II
Vieweg Verlag, 9. korrigierte Auflage, ISBN 978-3-528-83348-0, Wiesbaden 2007
- [36] K.H. John, M. Tiegelkamp
SPS-Programmierung mit IEC 61131-3
Springer Verlag, ISBN 978-3-642-00268-7, Berlin 2009
- [37] H. Schuster
Hochverstärkungsbasierte Regelung nichtlinearer Antriebssysteme
Dissertation TU München, München 2009
- [38] D. Alders, R. Kennel, J.O. Kraß, J. Quan
Unterdrückung von Resonanzschwingungen eines Zweimassensystems im niederfrequenten Bereich
VDE-Verlag, VDI/VDE Tagungsband Elektrisch-mechanische Antriebssysteme, Berlin 2004
- [39] Siemens AG
SIMATIC PCS 7 APC-Portfolio
Siemens AG, White Paper, 2008
- [40] J. Weidauer
Elektrische Antriebstechnik
Publics Publishing, 1. Auflage, ISBN: 3895783080, 2008
- [41] TU Dortmund
Regelungssysteme: Adaptive Regelung
Vorlesungsskript TU Dortmund, LST, Dortmund 2007
- [42] L.Litz
Grundlagen der Automatisierungstechnik
Oldenbourg Verlag, ISBN-10: 9783486273830, München 2005
- [43] S. Zacher
Automatisierungstechnik Kompakt
Vieweg Verlag, ISBN 3-528-03897-7, Braunschweig 2000
- [44] J. Adamy
Nichtlineare Regelungen
Springer, ISBN: 978-3-642-00793-4, Heidelberg 2009
- [45] D. Schröder
Elektrische Antriebe - Grundlagen
Springer Verlag, 3. erweiterte Auflage, ISBN 978-3-540-72764-4, Berlin 2007

- [46] D. Schröder
Elektrische Antriebe - Regelung von Antriebssystemen
Springer Verlag, ISBN 3-540-41994-2, Berlin 2001
- [47] G. Müller, B. Ponick
Grundlagen elektrischer Maschinen. Elektrische Maschinen 1
Wiley-VCH, 9., vollst. neu bearb. Aufl., ISBN: 3-52-740524-0, 2005
- [48] Schuler GmbH
Handbuch der Umformtechnik
Springer Verlag, ISBN 3-540-61099-5, Berlin 1996
- [49] E. Doege, B.-A. Behrens
Handbuch Umformtechnik
Springer Verlag, ISBN-10 3-540-23441-1, Berlin 2007
- [50] A. Baral
Theorie und Simulation positionsgeregelter Linearantriebe
7. Mechatronischer Workshop Kassel-Zittau September, 2005
- [51] J. Weigel
Modellbildung und parameteradaptive hochdynamische Regelung eines permanenterregten Synchronlinearmotors
Dissertation Technische Universität Darmstadt, Shaker Verlag, ISBN: 3-83-223872-7, 2005
- [52] Ch. Junge, S. Gruber
PC gestützte Meßdatenaufnahme und Verarbeitung mit Labview
Seminar 2007
- [53] F. Senicar
Erweiterung, Optimierung und Test einer Standard-Regelkaskade für umrichter gespeiste Linearaktuatorsysteme
Diplomarbeit 2007
- [54] S. Gruber, Ch. Junge
Aufbau und Inbetriebnahme eines Linearaktor-Prüfstandes mit Messwerterfassung und Auswertung
Studienarbeit 2006
- [55] F. Senicar
Entwicklung einer Hall Sensor basierten Lageerfassung für einen Linearmotor mit permanenterregten Sekundärteil
Studienarbeit 2006
- [56] Ch. Junge
Optimierung des Regelverhaltens eines umrichter gesteuerten Linearaktors durch Simulation mit Matlab/Simulink
Diplomarbeit 2006

Eigene Veröffentlichungen

- [57] R. Wegener, F. Senicar, Ch. Junge, S. Soter
Low Cost Position Sensor for Permanent Magnet Linear Drive
IEEE Seventh International Conference on Power Electronics and Drive Systems, Bangkok, Thailand, 2007
- [58] R. Wegener, S. Gruber, K. Nötzold, F. Senicar, Ch. Junge, S. Soter
Development and Test of a High Force Tubular Linear Drive Concept with Discrete Wound Coils for Industrial Applications
IEEE Industry Applications Society Annual Meeting, Edmonton, Kanada, 2008
- [59] Ch. Junge, F. Senicar, R. Wegener, S. Soter
Optimization of a High Force Tubular Linear Drive Concept with Discrete Wound Coils to Fulfill Safety Standards in Industrial Applications
IEEE International Electric Machines and Drives Conference, Miami, USA, 2009
- [60] S. Gruber, Ch. Junge, F. Senicar, S. Soter
Development and Test of a High Force Tubular Linear Drive Concept with Discrete Wound Coils for Industrial Applications
IEEE Energy Conversion Congress and Exposition, San Jose, USA, 2009
- [61] Ch. Junge, S. Gruber, F. Budschun, S. Soter
System Analysis and Optimization of a Pressure Control for a Hydraulic-Clutch-Brake-Combination actuated with a Linear Drive
IEEE International Conference on Industrial Technology, Vina del Mar, Valparaiso, Chile, 2010
- [62] Ch. Junge, J. Gallep, R. Wegener, S. Soter
Simulation and Verification of an Eccentric Press System Actuated by Hydraulic-Clutch-Brake-Combination controlled by a Linear Drive
IEEE R8 International Conference on Computational Technologies in Electrical and Electronics Engineering, Irkutsk Listvyanka, Russland, 2010
- [63] F. Senicar, Ch. Junge, S. Gruber, S. Soter
Harmonic Current Elimination for Dual Inverter-Fed Machines with Open-End Windings
IEEE IECON 36th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Glendale, Arizona, USA, 2010
- [64] S. Gruber, Ch. Junge, R. Wegener, S. Soter
Reduction of Detent Force Caused by the End Effect of a High Thrust Tubular PMLSM Using a Genetic Algorithm and FEM
IEEE IECON 36th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society, Glendale, Arizona, USA, 2010
- [65] Ch. Junge, R. Stuhlmüller
Geregelte Betätigung von hydraulischen Kupplungs-Brems-Kombinationen mit einem

Linearmotor

VDI-Fachtagung: Kupplungen und Kupplungssysteme in Antrieben, Wiesloch/Heidelberg, Deutschland, 2011

- [66] S. Gruber, Ch. Junge, R. Wegener, S. Soter
Overview of a special Developed Linear Drive Concept with integrated Hydraulic Cylinder für Clutch-Brake-Combinations in Eccentric Presses
IEEE International Symposium on Linear Drives for Industry Applications, Eindhoven, Niederlande, 2011

**Während der Tätigkeit am Lehrstuhl für elektrische Maschinen und Antriebe
der Bergischen Universität Wuppertal betreute studentische Arbeiten**

- [67] Mohamed Naili
Aufbau eines LabVIEW-Prüfstandes für Regelbare Bremsen
Bachelor-Thesis 2009
- [68] Fabian Budschun
Entwicklung einer Druckregelung für eine nichtlineare elektrohydraulische Regelstrecke
Master-Thesis 2009
- [69] Thomas Ruhland
Entwicklung einer Drehzahl-Winkel-Regelung für eine Kupplungs-Brems-Kombination in Verbindung mit einem Linearaktuator
Master-Thesis 2009
- [70] Jochen Gallep
Simulation und Optimierung einer elektrohydraulischen Ansteuerung für Exzenterpressen mit Matlab/Simulink
Master-Thesis 2010
- [71] Gregor Höhmann
Schaltzeit- und Energieoptimierung einer Sicherheits-Elektromagnetbremse
Master-Thesis 2010
- [72] Andreas Friesen
Entwicklung einer Druckregelung für ein elektrohydraulisches System
Master-Thesis 2010
- [73] Karsten Klitzke
Energiebilanzanalyse von Systemen zur Ansteuerung von Exzenterpressen
Bachelor-Thesis 2010
- [74] Sebastian Dittberner
Regelstrategien für einen Spindelkompaktantrieb
Master-Thesis 2010
- [75] Hendric Frowein
Entwicklung einer Drehmomentregelung für Elektromagnetbremsen auf Basis einer Magnetflussmessung
Master-Thesis 2011

Anhang A

Technische Daten des Prüfstands

Tabelle A.1: Technische Daten des Prüfstands

Bezeichnung	Abkürzung	Größe	Einheit
Kolbenkraft KBK max.	F_k	80000	N
Kolbenfläche KBK	A_k	9109	mm ²
Kolbenweg KBK min.	x_{kmin}	1,8	mm
Kolbenweg KBK max.	x_{kmax}	5,9	mm
Schaltzeit	t_s	45	ms
Kolbenfläche Linearmotor	A_l	380	mm ²
Nennkraft Linearmotor	F_l	3200	N
Anzahl Kupplungslamellen	i_k	2	-
Anzahl Bremslamellen	i_b	2	-
Bremsmoment	M_b	1200	Nm
Kupplungsmoment	M_k	3000	Nm
Durchmesser Hydraulikleitungen	A_h	15	mm
Drehzahl Antrieb max.	n_{max}	600	min ⁻¹
Übersetzung Antrieb	i_a	2,7	-
Übersetzung Abtrieb (Exzenter-virtuell)	i_{ex}	11	-
Trägheitsmoment Antriebsschwungrad	J_s	4,5	$\frac{N}{kg \cdot m^2}$
Trägheitsmoment Abtriebsschwungrad	J_p	1,45	$\frac{N}{kg \cdot m^2}$

Index

A		Federdruck	
Adaption		Brems- 31	
Entleerzeit- 92		Kupplung 31	
Füllzeit- 92		Frequenzumrichter 70	
Leckage 78		G	
Temperatur 78		Gain-Scheduling 75	
Verschleiß 79		H	
Ansteuerarten		Haftphase 59	
KBK 33		Homogenisierungsring 39	
Anti-wind-up 81		Hubreduzierung 18	
Antrieb		Hydraulische	
Exzenter- 11		Arbeit 48	
Gelenk- 12		Induktivität 45	
Kniehebel- 13		Kapazität 45	
Servo- 14		Hydraulischer Widerstand 43	
Antriebsarten		K	
Elektrische- 13		Kompressibilität 45, 61	
Mechanische- 10		Kugelumlauflager 37	
B		Kuppelvorgang 23	
Bewegungsgleichungen 57		Kupplungs-Brems-Kombination 2, 21	
Bremsdruck 31		L	
Bremsvorgang 29		Lage-Vorsteuerung 77	
D		Leckage 67	
Dauerhubbetrieb 18		Leistungsbedarf 101	
Dreheinführung 41		Linearmotor 37	
Druck		Lufteinschluss 63	
Regelung 83		M	
Regler 74		Magnetring 37	
Vorsteuerung 88		Modellbildung 51	
E		Modulsteuerung 33	
Einrichtebetrieb 18		N	
Einzelhubbetrieb 18		Nichtlineare Regelstrecke 75	
Elastizität 64		P	
Exzenterkinematik 12		Pascal'sches Gesetz 42	
F			
Feder 63			

PID-Regler	75
Polteilung	53
Positionsänderung	61
Prüfstand	95
Presse	
Arbeitsvermögen	19
Folge-	16
Kopf-	16
Mechanische	9
Servo-	14
Pressenlinie	16
Pressensteuerung	4
Progressivsteuerung	34
R	
Rastkraft	40
Referenzierungsfahrt	78
Regelung	69
Reglerarchitektur	70
Reibkoeffizient	30
Reibkraft	40
S	
Schlupfphase	59
Simulation	51
Spulenkern	37
Strömungsgeschwindigkeit	43
Synchronmotor	52
T	
Trägerrohr	37
Trägheitsmoment	20
Trajektorienplanung	90
Transfer	17
V	
Validierung	95
Verschleiß	66
Vordruck	32
W	
Werkzeug	15
Wickelraum	37
Wicklungen	37
Winkel-Zeit-Regelung	84
Wirbelstrom	39