## **Interner Bericht**

## DLR-IB-FT-BS-2021-94

Entwicklung und Vergleich von Verfahren zur Zustandsschätzung für ein Simulationsmodell einer zentralen hydrostatischen Landeklappen-Antriebseinheit Hochschulschrift

Jan Rosenberg

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

Institut für Flugsystemtechnik Braunschweig



#### Institutsbericht DLR-IB-FT-BS-2021/94

### Entwicklung und Vergleich von Verfahren zur Zustandsschätzung für ein Simulationsmodell einer zentralen hydrostatischen Landeklappen-Antriebseinheit

Jan Rosenberg

Institut für Flugsystemtechnik Braunschweig

- 096 Seiten
- 034 Abbildungen
- 007 Tabellen
- 027 Referenzen

Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V. Institut für Flugsystemtechnik Abteilung Sichere Systeme & SE

Stufe der Zugänglichkeit: I, Allgemein zugänglich: Der Interne Bericht wird elektronisch ohne Einschränkungen in ELIB abgelegt. Falls vorhanden, ist je ein gedrucktes Exemplar an die zuständige Standortbibliothek und an das zentrale Archiv abzugeben.

Braunschweig, den 19.07.2021

Institutsdirektor: Prof. Dr.-Ing. S. Levedag

Abteilungsleiter: Andreas Bierig

Verfasser: Jan Rosenberg







## Entwicklung und Vergleich von Verfahren zur Zustandsschätzung für ein Simulationsmodell einer zentralen hydrostatischen Landeklappen-Antriebseinheit

Studienarbeit

an der Technischen Universität Braunschweig

in Kooperation mit dem Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.

von

Jan Rosenberg

Matrikelnummer 4989668
1. Gutachter Prof. Dr.-Ing. Stefan Levedag
2. Gutachter Dr.-Ing. Oliver Bertram
vorgelegt am: 17. März 2021

## Erklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Studienarbeit ohne fremde Hilfe selbständig verfasst habe. Ich habe keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel - insbesondere keine im Quellverzeichnis nicht benannten Internet-Quellen - benutzt. Ich habe die Arbeit vorher nicht in einem anderen Prüfungsverfahren eingereicht. Die schriftliche Fassung entspricht der auf dem elektronischen Speichermedium.

Braunschweig, den 17. März 2021

Jan Rosenberg

## Inhaltsverzeichnis

Ab	okürzungsverzeichnis	V
Sy	mbolverzeichnis	VII
Ab	obildungsverzeichnis	XIII
Ta	bellenverzeichnis	XV
1.	Einleitung und Ziel der Arbeit	1
2.	Stand der Technik und Forschung	3
	2.1. Hochauftriebssysteme moderner Verkehrsflugzeuge	3
	2.2. Antrieb von Hochauftriebssystemen	4
	2.3. Airbus A320 Hochauftriebssystem und PCU	6
	2.3.1. Beschreibung des Gesamtsystems	6
	2.3.2. Komponenten der PCU	9
3.	Versuchsaufbau	15
	3.1. Prüfstandsaufbau und Messtechnik	15
	3.2. Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung	20
	3.3. Messkampagne	21
4.	Mathematisches Modell der PCU	24
	4.1. Ventilblock	24
	4.2. Hydraulikmotor	26
	4.3. Differentialgetriebe	29
	4.4. Feststellbremse (POB) und Positionsgeber (PPU)	31
5.	Kalman-Filter	32
	5.1. Zustandsraumdarstellung	32
	5.1.1. Beschreibung zeitkontinuierlicher Systeme	32
	5.1.2. Beschreibung zeitdiskreter Systeme	33
	5.2. Struktur des Kalman-Filters	34
	5.3. Kalman-Filter zur Schatzung des Durchflusses	35 95
	5.3.1. Zeitkontinulerliches Modell	30 27
	5.3.3 Diskretisioren des zeitkentinuierlichen Modells	37 /1
	5.3.4. Aufbau des Kalman-Filters	41
6.	Dvmola	46
	6.1. PCU-Modell in Dymola	46
	·	



Inhaltsverzeichnis



	6.2. Zustandsschätzung in Dymola	48
7.	Auswertung und Ergebnisse         7.1. Fehlerrechnung         7.2. Auswertung der Ergebnisse         7.2.1. Schnellfahrmodus (Bereich 1)         7.2.2. Langsamfahrmodus (Bereich 2)	<b>50</b> 50 52 54 61
	7.3. Vergleich der Verfahren	67
8.	Zusammenfassung und Ausblick	72
Lit	eraturverzeichnis	XVI
Α.	Anhang	xviii

# Abkürzungsverzeichnis

Abkürzung	Beschreibung
AEA	All-Electric Aircraft
APPU	Asymmetry Position Pick-Off Unit/ Asymmetrie-Positionsgeber
DFS	Durchflusssensor
DLR	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e.V.
DMS	Dehnungsmessungsstreifen
EHA	Elektrohydraulischer Aktuator
EMA	Elektromechanischer Aktuator
FU	Frequenzumrichter
HS	Hauptsteuerschieber
MEA	More Electric Aircraft
PCU	Power Control Unit
POB	Pressure Off Brake/ PCU-Feststellbremse
PPU	Position Pick-Off Unit/ Positionsgeber
SA	3/2-Wege-Schaltmagnetventil zum Ausfahren
SB	3/2-Wege-Schaltmagnetventil zum Lösen der Bremse
SE	3/2-Wege-Schaltmagnetventil zum Einfahren
SFCC	$Slat/Flap \ Control \ Computer/ \ Slat/Flap-Flugsteuerungsrechner$



Abkürzungsverzeichnis



### Abkürzung Beschreibung

WTB Wing Tip Brake/ Flügelwellenbremse

# Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Bescheibung
<u>A</u>	-	Zeitkontinuierliche Systemmatrix
$\underline{A}_d$	-	Zeitdiskrete Systemmatrix
$A_d$	$m^2$	Ausflussfläche
<u>B</u>	-	Zeitkontinuierliche Eingangsmatrix
$\underline{B}_d$	-	Zeitdiskrete Eingangsmatrix
$c_A$	-	Auftriebsbeiwert
$\underline{C}$	-	Ausgangsmatrix
$C_d$	$\rm kg/s/\sqrt{mkgPa}$	Ausflusskoeffizient des Ventils
$C_{HA,B}$	$m^5/N$ , $l/bar$	Hydraulische Kapazität des Kammervolumens A
		bzw. B
$C_V$	$\mathrm{m}^3/s/\sqrt{\mathrm{Pa}}$	Durchflusszahl des Ventils
$d_n$	Nms, Nmmin	Gesamte drehzahlproportionale viskose Reibung
$dQ_V$	$m^3/s^2$ , $l/min^2$	Zeitliche Änderung des Ventildurchflusses
<u>D</u>	-	Durchgangsmatrix
$D_M$	-	Dämpfungsgrad der Sprungantwort des Hydromotors
$D_V$	-	Dämpfungsgrad des Ventildurchflusses
$E_{\ddot{O}l}$	$N/m^2$ , bar	Kompressionsmodul der Hydraulikflüssigkeit
i	-	Getriebeübersetzung
$i_{DG}$	-	Übersetzung des Differentialgetriebes (Normalbe-
		trieb=1, Fehlerfall=2)
$\imath_{Ge}$	-	Getriebeubersetzung des Differentialgetriebes





Symbol	Einheit	Bescheibung
		<u></u>
$i_{PPU}$	-	Ubersetzung der PPU bzw. des Positionsgebers
$J_M$	$\mathrm{kgm}^2$	Gesamtes auf eine Achse des Hydromotors bezogenes Massenträgheitsmoment
$\underline{K}(k)$	-	Matrix der Kalman-Verstärkung
$K_{LnM}$	$m^3$ , l	Kennwert der drehzahlabhängigen Motorleckage
$K_{LpL}$	${ m m}^5/{ m N/s}, { m l/min/bar}$	Kennwert der lastdruckabhängigen Motorleckage
$M_B$	Nm	Bremsmoment
$M_{Bmax}$	Nm	Maximales Bremsmoment
$M_C$	Nm	Gesamtes Coulombsches Reibmoment
$M_H$	Nm	Gesamtes Haftreibungsmoment
$M_{H0}$	Nm	Gesamtes Haftreibungsmoment bei Nulldrehzahl
$M_L$	Nm	Gesamtes auf die PCU wirkendes Lastmoment
$M_{LM1,2}$	Nm	Äußeres Lastmoment der Antriebsachse 1 bzw. 2
$M_M$	Nm	Theoretisches Motorantriebsmoment
$M_R$	Nm	Gesamtes abtriebsseitiges Reib- bzw. Verlustmoment
$M_{RM}$	Nm	Reib- bzw. Verlustmoment des Hydromotors
$M_{RMpL}$	Nm	Lastdruckabhängiges Reibmoment des Hydromotors
$M_{Rn}$	Nm	Drehzahlabhängiges Reib- bzw. Verlustmoment des Hydromotors
$M_{RT}$	Nm	Gesamtes abtriebsseitiges Reibmoment des Wellen- transmissionssystems
$M_{S1,2}$	Nm	Drehmoment des Sonnenrades 1 bzw. 2





Symbol	Einheit	Bescheibung
$M_T$	Nm	Last- bzw. Antriebsmoment am PCU-Ausgang bzw.
		an der Transmissionswelle
$M_V$	Nm	Gesamtes drehzahlabhängiges viskoses Reibmoment
$n_M$	$1/{ m min}$	Motordrehzahl
$n_{M0}$	1/s, 1/min	Bezugsdrehzahl des antriebsseitigen Haftreibungsmo-
		mentes
$n_{M1,2}$	1/s, 1/min	Motordrehzahl 1 bzw. 2
$n_{nenn}$	$1/\min$	Nennmotordrehzahl der Sprungantwort des Hydro-
		motors
$n_{S1,2}$	1/s, 1/min	Drehzahl des Sonnenrades 1 bzw. 2
$n_T$	1/s, 1/min	Drehzahl der Transmissionswelle bzw. Stegwelle
$\dot{p}_{A,B}$	$\rm N/sm^2, \ bar/min$	Druckänderungsgeschwindigkeit im Kompressions-
		raum A bzw. B
$p_L$	$N/m^2$ , bar	Lastdruck
$\dot{p}_L$	$\rm N/sm^2, \ bar/min$	Zeitliche Änderung des Lastdrucks
$p_R$	$N/m^2$ , bar	Rücklauf- bzw. Tankdruck
$p_0$	$N/m^2$ , bar	System- bzw. Versorgungsdruck
$\underline{\hat{P}}(k)$	-	Prädizierte Kovarianzmatrix des Schätzfehlers zum
		Zeitpunkt $k$
$\underline{\hat{P}}(k+1)$	-	Prädizierte Kovarianzmatrix des Schätzfehlers zum
		Zeitpunkt $k+1$
$\underline{\tilde{P}}(k)$	-	Korrigierte Kovarianzmatrix des Schätzfehlers zum
		Zeitpunkt $k$





Symbol	Einheit	Bescheibung
Q	$m^3/s$ , $l/min$	Volumenstrom bzw. Durchfluss
$\underline{Q}(k)$	-	Kovarianzmatrix des Systemrauschens zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$Q_{A,B}$	$m^3/s$ , $l/min$	Volumenstrom in bzw. aus dem Hydromotor
$Q_{Dym}$	$m^3/s$ , $l/min$	Mit Dymola geschätzter Ventildurchfluss
$Q_{eff}$	$m^3/s$ , $l/min$	Effektiver Schluckvolumenstrom des Hydromotors
$Q_{Kal}$	$m^3/s$ , $l/min$	Mit dem Kalman-Filter geschätzter Ventildurchfluss
$Q_{LeA,B}$	$m^3/s$ , $l/min$	Äußere Leckage der Motorseite A bzw. B
$Q_{LE}$	$m^3/s$ , $l/min$	Gesamter Leckagevolumenstrom des Hydromotors
$Q_{Li}$	$m^3/s$ , $l/min$	Innere Leckage des Hydromotors
$Q_{nenn}$	$m^3/s$ , $l/min$	Ventildurchfluss im stationären Zustand
$Q_{nom}$	$m^3/s$ , $l/min$	Nominaler Ventildurchfluss
$Q_{Sen}$	$m^3/s$ , $l/min$	Gemessener Ventildurchfluss
$Q_{th}$	$m^3/s$ , $l/min$	Theoretisches Motorschluckvolumen
$Q_V$	$m^3/s, l/min$	Ventildurchfluss
$\underline{R}(k)$	-	Kovarianz matrix des Messrauschens zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$R_{pL}$	$m^3$ , $Nm/bar$	Lastdruckabhängige Reibung
$s_{n_T}^2$	$1/{ m min}^2$	Empirische Varianz der PCU-Drehzahl
$s^2_{\omega_M}$	$1/s^2$	Empirische Varianz der Winkelgeschwindigkeit des
		Hydromotors
t	S	Zeit
$T_B$	s, ms	Zeitkonstante des Bremsmomentes





Symbol	Einheit	Bescheibung
$T_s$	S	Abtastzeit
$\underline{u}(k)$	-	Zeitdiskreter Eingangsvektor zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$\underline{u}(t)$	-	Zeitkontinuierlicher Eingangsvektor
$u_B$	-	Eingangssignal der POB-Bremsschaltventile
$\underline{v}(k)$	-	Messrauschen zum Zeitpunkt $k$
$V_{A,B}$	$m^3, cm^3, l$	Volumen des Kompressionsraums A bzw. B
$V_g$	$m^3, cm^3, l$	Geometrisches Verdrängervolumen
$\underline{w}(k)$	-	Systemrauschen zum Zeitpunkt $k$
$\underline{x}(k)$	-	Zeitdiskreter Zustandsvektor zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$\underline{x}(k+1)$	-	Zeit diskreter Zustandsvektor zum Zeitpunkt $k+1$
$\underline{x}(t)$	-	Zeitkontinuierlicher Zustandsvektor
$\underline{\hat{x}}(k)$	-	Prädizierter Zustandsvektor zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$\underline{\hat{x}}(k+1)$	-	Prädizierter Zustandsvektor zum Zeitpunkt $k+1$
$\underline{\tilde{x}}(k)$	-	Korrigierter Zustandsvektor zum Zeitpunkt $\boldsymbol{k}$
$\underline{\dot{x}}(t)$	-	Zeitliche Ableitung des zeitkontinuierlichen Zu-
		standsvektors
$\underline{y}(k)$	-	Ausgangsvektor im zeitdiskreten System
$\underline{\hat{y}}(k)$	-	Prädizierter Ausgangsvektor im zeitdiskreten System
$\underline{y}(t)$	-	Ausgangsvektor des zeitkontinuierlichen Systems





Symbol	Einheit	Bescheibung
$\Delta p$	$N/m^2$ , bar	Druckdifferenz
$\Delta p_{nom}$	$N/m^2$ , bar	Nominaler Druckabfall über das Ventil
$\Delta p_V$	$N/m^2$ , bar	Druckabfall über das Ventil
$\Delta Q_{ges}$	$m^3/s, l/min$	Gesamte Messunsicherheit des gemessenen/geschätz- ten Durchflusses
$\Delta Q_{sys}$	$m^3/s$ , $l/min$	Systematische Abweichung des gemessenen/geschätz- ten Durchflusses
$\Delta Q_{zuf}$	$m^3/s$ , $l/min$	Zufällige Abweichung des gemessenen/geschätzten Durchflusses
$\Delta \underline{y}(k)$	-	Differenz der Ausgangsgrößen im zeitdiskreten Sys- tem
$\Delta \phi$	0	Drehwinkeldifferenz
$\Delta \phi_1$	0	Drehwinkeldifferenz 1 (Schnell- auf Langsamfahrmo- dus)
$\Delta \phi_2$	0	Drehwinkeldifferenz 2 (Schließen des Hauptsteuer- schiebers (HS) und setzten der PCU-Feststellbremse (POB))
$\xi_V$	-	Relative Ventilöffnung
$\vartheta_{\ddot{O}l}$	0	Temperatur der Hydraulikflüssigkeit
ν	$m^2/s, mm^2/s$	Kinematische Viskosität
$ ho_{\ddot{O}l}$	$\mathrm{kg}/\mathrm{m}^3$	Dichte der Hydraulikflüssigkeit
$\omega_M$	1/s	Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors
$\omega_V$	1/s, Hz	Eigenkreisfrequenz des Ventildurchflusses
$\omega_{0M}$	1/s, Hz	Eigenkreisfrequenz der Sprungantwort des Hydromo- tors

# Abbildungsverzeichnis

2.1.	Vereinfachte Darstellung des A320 Hochauftriebssystems [13] 7
2.2.	A320 Power Control Unit [15, S. 3] $\ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots \ldots $ 8
2.3.	Hydraulischer Schaltplan eines PCU-Antriebsstrangs nach $[8, S. 4]$ 9
2.4.	Grundprinzip eines Hydraulikmotors [7, S. 137]
2.5.	A320 Power Control Unit (Schnittansicht) [15, S. 4]
3.1.	PCU-Prüfstand der Abteilung FT-SSY
3.2.	Aufbau des PCU-Prüfstands16
3.3.	$PCU (Rückansicht) \dots \dots$
3.4.	Leitwarte
3.5.	Wirkprinzip Durchflusssensor18
3.6.	Messkampagne ( $p_0 = 208 \text{ bar}, p_R = 4 \text{ bar}, \vartheta_{\ddot{O}l} = 20 \text{ °C}, M_L = 0 \text{ Nm}$ ) 22
4.1.	Prinzipskizze des Motormodells nach [8, S. 38]
4.2.	Prinzipskizze des PCU-Getriebes nach [8, S. 50]
5.1.	Struktur des Kalman-Filters [17, S. 84]
5.2.	Drehzahl am PCU-Ausgang $(M_L = 0 \text{ Nm}, p_R = 4 \text{ bar}, \vartheta_{\ddot{O}l} = 20 \text{ °C})$ 39
5.3.	Messdaten und $PT_2$ -Glieder
5.4.	Zeitkontinuierliches Modell in Simulink
5.5.	Struktur des Kalman-Filters
5.6.	Kalman-Filter im Prüfstands Modell    45
6.1.	Dymola Modell des Antriebsstrangs
7.1.	Vergleich der Verfahren $(p_0 = 208 \text{ bar}, M_L = 0 \text{ Nm})$
7.2.	Messdaten des Durchflusses (Schnellfahrmodus)
7.3.	Geschätzter Durchfluss des Kalman-Filters (Schnellfahrmodus) 55
7.4.	Geschätzter Durchfluss mit Dymola (Schnellfahrmodus) 56
7.5.	Durchfluss für verschiedene Lastmomente (Schnellfahrmodus) 57
7.6.	Histogramm der Abweichungen (Schnellfahrmodus)
7.7.	Messdaten des Durchflusses (Langsamfahrmodus) 61
7.8.	Geschätzter Durchfluss des Kalman-Filters (Langsamfahrmodus) 62





7.9.	Geschätzter Durchfluss mit Dymola (Langsamfahrmodus)	63
7.10.	Durchfluss für verschiedene Lastmomente (Langsamfahrmodus) $\ . \ . \ .$	64
7.11.	Histogramm der Abweichungen (Langsamfahrmodus)	66
A.1.	Kennfeld des volumetrischen Motorwirkungsgrades [8, S. 45]	XIX
A.2.	Kennfeld des hydraulisch-mechanischen Motorwirkungsgrades [8, S. 47]	XIX
A.3.	Gemessenes Reibverhalten [8, S. 48]	XX

## Tabellenverzeichnis

2.1.	Ausfahrschaltsequenz einer Airbus A320-PCU [8, S. 6]	10
3.1. 3.2.	Mess- und Prüfstandstechnik	19 20
5.1.	Ergebnisse der Parameterbestimmung	40
7.1. 7.2.	Durchschnittliche Abweichungen (Schnellfahrmodus)	60 67
A.1.	Modellparamter der A320-PCU [8, S. 153-155]	XVIII

## 1. Einleitung und Ziel der Arbeit

Zur Zertifizierung von sicherheitskritischen Systemen in der Luftfahrt ist heutzutage immer noch ein enormer Testaufwand erforderlich. Gerade der Test des Hochauftriebssystems erfolgt auf riesigen Systemprüfständen und hat einen erheblichen Einfluss auf die Entwicklungszeit und die Kosten. Durch immer komplexere Systemarchitekturen und den Wunsch die Entwicklungszeit und -kosten zu verringern, müssen Wege gefunden werden, diesen Zielkonflikt zu lösen. Dabei ist virtuelles Testen immer weiter in den Vordergrund gerückt und bietet ein enormes Potential den Zertifizierungsprozess zu verbessern. [24, S. 1,2]

Um eine Zertifizierung auf Basis von Simulationen zu erhalten, werden gerade im Bereich der Luftfahrt sehr hohe Anforderungen an das zugrundeliegende Simulationsmodell gestellt. Neben der korrekten Abbildung aller relevanten physikalischen Vorgänge, sind die Parameter des Modells entscheidend für die Qualität der Ergebnisse. Sind bestimmte, für das Modell benötigte, Parameter nicht vorhanden, gibt es Möglichkeiten diese zu schätzen. Des Weiteren steigt mit der Modellgröße und Komplexität die Rechenzeit. Hier ist immer der Grundsatz, "So genau wie nötig, so einfach wie möglich" zu beachten.

Im Rahmen des Virtual Product House (VPH) Projekts des Deutschen Zentrums für Luftund Raumfahrt e.V. (DLR) soll virtuelles Testen und eine "virtuelle" Zulassung erforscht werden. Die langfristige Vision ist ein vollständiges simulationsbasiertes Zulassungsverfahren. Ziel dieser Arbeit ist es, sich mit der Modellierung einer zentralen hydrostatischen Landeklappen-Antriebseinheit, auch Power Control Unit (PCU) genannt, sowie mit Verfahren zu beschäftigen, um unbekannte Modellparameter mit Hilfe von Messdaten zu schätzen.

Dafür wird mathematisches Modell einer Liebherr PCU, die bis heute in der A320-Familie des Flugzeugherstellers Airbus verbaut ist, erstellt. Dabei wird der Schaltventilblock als komplexe Komponente identifiziert, deren Modellierung auf Basis von physikalischen Gesetzmäßigkeiten nicht ohne weiteres möglich ist. Es wird ein einfaches (Ersatz-)Modell des Ventilblocks entwickelt und die unbekannten Parameter werden geschätzt. Dabei liegt der Fokus auf dem Durchfluss, der eine zentrale Rolle für die generelle Leistung der PCU spielt.



#### 1. Einleitung und Ziel der Arbeit



Um den Durchfluss zu ermitteln, werden zwei unterschiedliche Verfahren zur Parameterschätzung getestet und verglichen:

- 1. **Zustandsschätzung mit Hilfe eines Kalman-Filters:** Es wird ein Kalman-Filter des zu untersuchenden Systems entwickelt, der in Echtzeit die Zustände bzw. Parameter schätzen soll.
- 2. Zustandsschätzung in Dymola: Die Modellierungs- und Simulationsumgebung Dymola bietet interne Verfahren, um Parameter eines Simulationsmodells mit Messdaten zu schätzen bzw. zu kalibrieren. Dafür wird ein Simulationsmodell entwickelt und die unbekannten Parameter mit Hilfe von Messdaten geschätzt.

Um die Güte der jeweiligen Verfahren zu beurteilen wird der Durchfluss gemessen. Dafür steht ein PCU-Prüfstand zur Verfügung, der zum einen die Messdaten für die Verfahren liefert und zum anderen den Durchfluss als Referenz misst.

Die Arbeit ist in acht Kapitel gegliedert. Nach der Einführung in die Arbeit, wird in Kap. 2 ein Überblick über den Stand der Technik und die Forschung im Bereich von Hochauftriebssystemen und deren Antrieb gegeben. Im zweiten Abschnitt wird die zentrale hydrostatische Landerklappen-Antriebseinheit vorgestellt. In Kap. 3 wird der verwendete PCU-Prüfstand sowie die Messtechnik beschrieben. Des Weiteren wird die Messkampagne definiert. Das mathematische Modell der PCU wird in Kap. 4 vorgestellt. Dabei werden Ansätze aus der Literatur mit dem neu entwickelten Ventilmodell kombiniert. In Kap. 5 wird ein Kalman-Filter basierend auf den mathematischen Zusammenhängen in Kap. 4 erstellt und auf der Prüfstandshardware implementiert. Das zweite Schätzverfahren wird in Kap. 6 vorgestellt. Dafür wird ein Modell in Dymola erstellt und für die Simulation vorbereitet. Kap. 7 stellt die Ergebnisse der beiden Schätzverfahren vor, vergleicht sie und nimmt eine abschließende Bewertung vor. Die Arbeit endet mit einer Zusammenfassung und einem Ausblick in Kap. 8.

Bevor die Konzepte zur Zustandsschätzung aus Kap. 1 vorgestellt werden, wird die zu untersuchende Komponente eingeordnet und beschrieben. Dabei wird zuerst allgemein auf Hochauftriebssysteme eingegangen, bevor der Antrieb näher beleuchtet wird. Im zweiten Abschnitt wird die PCU der Airbus-A320-Familie, die Kern dieser Arbeit ist, vorgestellt und im Detail beschrieben.

## 2.1. Hochauftriebssysteme moderner Verkehrsflugzeuge

In der Entwicklung von modernen Verkehrsflugzeugen ist die Fluggeschwindigkeit immer weiter erhöht worden. Gleichzeitig konnte die Start- bzw. Landgeschwindigkeit nicht im selben Verhältnis steigen. Dagegen sprechen diverse Gründe. Zum einen ist die Geschwindigkeit in dieser Phase der Flugmission maßgeblich für die Länge der Start- bzw. Landebahn. Auch steigen durch höhere Geschwindigkeiten bei Start und Landung die Anforderungen an die Piloten und die Allwetterflugfähigkeit wird eingeschränkt. Des Weiteren ist die Landegeschwindigkeit eine dimensionierende Größe bei der Konstruktion des Fahrwerk- und Bremssystems. [8, S. 1]

Um den Auftrieb bei abnehmender Fluggeschwindigkeit aufrechtzuerhalten, muss der Auftriebsbeiwert  $(c_A)$  des Flügels erhöht werden. Alle Maßnahmen, die diesem Ziel dienen, werden unter dem Begriff Hochauftriebssystem zusammengefasst. Dabei unterscheidet man zwischen mechanischen Systemen und Systemen mit Hilfsenergie. Bei großen modernen Verkehrsflugzeugen findet man fast ausschließlich Hochauftriebssysteme, die mit Hilfsenergie betrieben werden. Daher liegt der Fokus der Arbeit auf diesen Systemen. Die technische Umsetzung erfolgt meist durch ausfahrbare Hinterkantenlandeklappen (Flaps) sowie verfahrbare Vorflügelsegmente (Slats), die es ermöglichen, mit einem größeren Anstellwinkel zu fliegen. Die Klappen erhöhen die effektive Flügelprofilwölbung, verschieben den Punkt der Strömungsablösung an der Hinterkante und vermeiden die Ablösung an der Profilvorderkante bei geändertem Anstellwinkel. Des Weiteren wird die effektive Flügelfläche erhöht. Die Kombination aus Erhöhung des  $c_A$ -Wertes und Vergrößerung der Flügelfläche sorgt für gleichbleibenden Auftrieb bei verringerter Fluggeschwindigkeit. Hochauftriebssysteme zählen zu den Systemen der sekundären Flugsteuerung. [8, S. 1,2]



## Deutsches Zentrum

## 2.2. Antrieb von Hochauftriebssystemen

Der Antrieb von mechanischen Hochauftriebssystemen erfolgt bei großen modernen Verkehrsflugzeugen entweder direkt, oder durch ein zentral angetriebenes Wellentransmissionssystem. Bei Systemen mit Direktantrieb werden lineare hydraulische Aktuatoren verwendet, um die Bewegung des Hochauftriebssystems zu realisieren. Bei einer zentralen Antriebslösung erfolgt der Antrieb mit hydraulischen, elektrischen oder pneumatischen Rotationsmotoren. Auch hybride Antriebslösungen aus einer Kombination der Antriebsarten, sind heutzutage im Einsatz. Untersuchungsobjekt dieser Arbeit ist eine zentrale hydrostatische Landeklappen-Antriebseinheit, die sog. Power Control Unit (PCU). Exemplarisch dafür wird eine PCU der Airbus-A320-Familie untersucht, da diese PCU auf dem PCU-Prüfstand des DLR vorhanden ist. [8, S. 2]

Neben der PCU der Airbus A320-Familie, die Kern dieser Arbeit ist, soll im Folgenden ein kurzer Überblick über zentrale Landeklappen-Antriebseinheiten des Herstellers Airbus gegeben werden. Wie bei der A320, ist die PCU der A330 eine zentrale Antriebseinheit, die rein hydraulisch betrieben wird. Sowohl die Vorflügelsegmente, als auch die Hinterkantenlandeklappen, werden von je einer PCU angetrieben. Beide PCUs sind baugleich und bestehen aus zwei Ventilblöcken, zwei Hydraulikmotoren, zwei hydraulischen Feststellbremsen sowie einem drehzahlsummierenden Getriebe. [1, S. 5.21] Beginnend bei der A300, bis einschließlich zur der A340, besitzen die PCUs des Herstellers Airbus Hydraulikmotoren mit konstantem Schluckvolumen [9]. Der A380 ist das erste Flugzeug des Herstellers Airbus, das auf der 2H/2E-Architektur beruht. Dabei wird die Flugsteuerung von zwei Hydrauliknetzen sowie zwei elektrischen Netzen mit Energie versorgt. Damit unterscheidet sich der A380 erstmals von der bis dato verwendeten, rein hydraulischen Versorgung der Flugsteuerung mit drei Hydrauliknetzen (3H-Architektur). Der A380 besitzt zwei verschiedene PCUs. Die Hinterkantenlandeklappen werden von einer zentralen PCU angetrieben, deren Hydromotoren ein verstellbares Schluckvolumen haben. Durch die effizientere Nutzung der hydraulischen Energie, wird weniger Volumenstrom benötigt, was direkten Einfluss auf die Dimensionierung des Hydrauliksystems und damit auf das Gewicht hat [9]. Die Vorflügel werden mit einer PCU bewegt, die eine hybride Antriebslösung aufweist. Hier treiben ein Elektromotor sowie ein Hydromotoren mit verstellbarem Schluckvolumen das drehzahlsummierende Getriebe an. [14] Durch die Erfahrungen bei



der A380, kommt die 2H/2E-Architektur auch beim Airbus A350 zum Einsatz. Wie beim A380 werden die Hinterkantenlandeklappen rein hydraulisch mit einer zentralen PCU verfahren. Die Vorflügel werden ebenfalls mit einer hybriden Antriebslösung betrieben. Wie beim A380, lässt sich auch bei den Hydromotoren der A350 PCUs das Schluckvolumen verändern. [2, S. 27.SF.4]

Ähnlich der voranschreitenden Elektrifizierung bei Fahrzeugen, rückt das Thema auch im Bereich der Luftfahrt seit den 90er Jahren immer weiter in den Vordergrund. Ziel ist, nicht-elektrische Systeme durch elektrische Systeme zu ersetzen. Dieser Transformationsprozess fällt unter den Oberbegriff "More Electric Aircraft" (MEA) bzw. "All-Electric Aircraft" (AEA). Dabei wird versucht durch elektrische Systeme das Flugzeug in verschiedenen Bereichen zu verbessern. Neben effizienteren, zuverlässigeren Systemen und weniger Emissionen, stehen auch Aspekte wie geringere Wartungskosten im Fokus und eröffnen vielversprechende Ansätze, sodass der Forschung auf diesem Gebiet viel Potential zugesprochen wird. [20, S. 54]

Neben der Betätigung des Fahrwerks und den Bremsen, wird in heutigen Verkehrsflugzeugen die primäre und sekundäre Flugsteuerung hydraulisch betrieben. Diese Systeme benötigen hydraulische Aktuatoren, die, wie bei der A320-Familie, ihre Energie aus einem der drei Bordhydrauliknetze beziehen. Der Trend geht dahin, zentrale Antriebseinheiten durch elektrohydraulische Aktuatoren (EHAs) oder elektromechanische Aktuatoren (EMAs) zu ersetzen. Durch den Wegfall eines zentralen Hydrauliksystems, werden dem EHA bessere Eigenschaften in Bezug auf Gewicht, Bauraum, Dispatch Reliability und letztlich auch Kostenvorteile zugesprochen. EMAs wandeln die elektrische Energie direkt in mechanische Energie um. Der Wegfall der Hydraulik sorgt für noch höhere Wirkungsgrade und erlaubt einen Betrieb ohne Leckagen. Der größte Nachteil von EMAs ist der potentielle Klemmfall mechanischer Komponenten, der gerade bei sicherheitskritischen Systemen bedacht werden muss. [20, S. 58]

Die Publikation von Lampl u. a., die den Einsatz verschiedener EHA und EMA Konzepte am Beispiel einer A320 Flap untersucht, zeigt exemplarisch das Potential des MEA-Ansatzes im Vergleich zu rein hydraulischen Systemarchitekturen. Untersucht wurden zwei Systemarchitekturen, bei denen der Vorflügel und die Flügelhinterkante durch dezentra-



Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt

le EHAs/EMAs direkt im Flügel angetrieben wurde. Die dezentralen Antriebslösungen resultieren aus erweiterten Anforderungen, die an die Klappen gestellt werden. Die Hinterkantenklappe des Airbus A350 sowie der Boeing 787 sind bereits als multifunktionale Steuerfläche ausgeführt. Neben aerodynamischen Vorteilen durch das Verstellen der Klappe im Reiseflug, wird durch unterschiedliche Klappenstellungen innen und außen, aktiv der Lastangriffspunkt in Richtung Rumpfmitte verschoben. Die betrachteten Ansätze zeigen, dass die Masse des Antriebssystems und die Betriebskosten signifikant reduziert werden konnten. Der Wegfall des Wellentransmissionssystems, Teil einer zentral angetriebenen Systemarchitektur, spielt hierbei eine entscheidende Rolle. Die Arbeit ist beispielhaft für das Potential dezentraler Systemarchitekturen zum Antrieb für Hochauftriebssysteme. [13]

## 2.3. Airbus A320 Hochauftriebssystem und PCU

### 2.3.1. Beschreibung des Gesamtsystems

In Abb. 2.1 ist das Hochauftriebssystem eines Airbus A320 vereinfacht dargestellt. Sowohl die Slats, als auch die Flaps, werden jeweils von einer Slat-PCU sowie einer Flap-PCU angetrieben, die in der Rumpfmitten des Flugzeugs liegen. Wie man Abb. 2.1 entnehmen kann, werden die PCUs von drei voneinander getrennten Konstantdrucknetzen (H1, H2, H3) versorgt. Bei der hydraulischen Versorgung handelt es sich um Systeme mit aufgeprägtem Druck. Der Nennbetriebsdruck  $p_0$  liegt bei 207 bar (3000 psi) [3]. Zur Sicherstellung der Betriebsfähigkeit ist jede PCU redundant aufgebaut. Zwei Antriebsachsen, die von verschiedenen Hydrauliknetzen versorgt werden, treiben das Wellentransmissionssystem über ein Differential- und Untersetzungsgetriebe an. Durch den zentralen Antrieb der Klappen an beiden Flügeln mit einer PCU, wird synchrones Ausfahren gewährleistet und verschiedene Klappenstellungen sind ausgeschlossen. [8, S. 4], [13]

Abb. 2.2 zeigt eine PCU des Herstellers Liebherr, die in Passagierflugzeugen der A320-Familie des Herstellers Airbus verbaut ist. Wie bereits erwähnt, besteht die PCU aus zwei Antriebssträngen, die über ein Summiergetriebe das Wellentransmissionssystem der Slats bzw. Flaps antreiben. Ein Antriebsstrang besteht aus je einem Ventilblock, einem Hydraulikmotor und einer PCU-Feststellbremse (Pressure of Brake, POB). Bei der A320-



2. Stand der Technik und Forschung



Abbildung 2.1.: Vereinfachte Darstellung des A320 Hochauftriebssystems [13]

Familie hat die PCU die Funktion die Slats/Flaps in vier bis fünf diskrete Stellungen zu positionieren. Die vom Piloten vorgegebene Klappenposition wird an den redundant vorhandenen Slat/Flap-Flugsteuerungsrechner (Slat/Flap Control Computer, SFCC) gegeben, der die Slat/Flap-PCU ansteuert. Die Klappenposition wird sowohl an der PCU über zwei Positionsgeber (Position Pick-Off Unit, PPU) und an jedem Flügelende über einen Asymmetrie-Positionsgeber (Asymmetry Position Pick-Off Unit, APPU) gemessen. Neben der Überwachung des Fahrvorgangs können auch Fehler, z.B. Wellenbruch oder Klemmen eines Getriebes, im Wellentransmissionssystem detektiert werden. Um die Klappen in der gewünschten Position zu halten, ist neben der POB an der PCU noch eine Flügelwellenbremse (Wing Tip Brake, WTB) an jedem Strang des Wellentransmissionssystems vorhanden. [8, S. 4]

Allgemein haben Hochauftriebssysteme mit hydrostatischen PCUs folgende Merkmale [8, S. 4]:

• Die Ansteuerung hydrostatischer Rotationsmotoren mit konstantem Schluckvolumen erfolgt mittels hochkomplexer hydromechanischer Multifunktionsschaltventilblöcke.





- Die Landeklappen lassen sich nur in fest definierte Stellungen verfahren.
- Die Fahrgeschwindigkeit ist luftlastabhängig und nicht immer geregelt.
- Die Steuerung mit Schaltventilen Verufsacht Lastspitzen beim Starten und Positionieren, die sich negativ auf die mechanischen Komponenten des Hochauftriebssystems auswirken können.
- Die Widerstandssteuerung mit Wegeventilen führt zu erheblichen Verlusten und niedrigen Wirkungsgraden, durch die Dissipation von hydraulischer Energie.



Abbildung 2.2.: A320 Power Control Unit [15, S. 3]



Deutsches Zentrum
 LR für Luft- und Raumfahrt

## 2.3.2. Komponenten der PCU

#### Schaltventilblock

Der Schaltventilblock der Liebherr PCU hat die Aufgabe den jeweiligen Antriebsstrang zu starten, zu stoppen sowie die Geschwindigkeit zu variieren. Der Ventilblock besteht aus drei 3/2-Wege-Schaltmagnetventilen und einem 6/5-Wege-Hauptsteuerschieber. In Abb. 2.3 ist der hydraulische Schaltplan für einen PCU-Antriebsstrang zu sehen. Die die Hydrauliksymbole entsprechen der DIN ISO 1219-1. [8, S. 6]



Abbildung 2.3.: Hydraulischer Schaltplan eines PCU-Antriebsstrangs nach [8, S. 4]

Bei den 3/2-Wege-Schaltmagnetventilen handelt es sich um Ventile mit einer elektrischen Direktsteuerung und Federrückstellung. Der 6/5-Wege-Hauptsteuerschieber ist durch Druckerhöhung hydraulisch vorgesteuert. Nach der Charakterisierung für Wegeventile, bezeichnet die erste Zahl die Anzahl der Leitungsanschlüsse und die zweite Zahl die Anzahl an Schaltstellungen [27, S. 249]. In jedem Ventilblock gibt es je ein Schaltmagnetventil zum Ausfahren (SA), zum Einfahren (SE) sowie das dritte Schaltmagnetventil, das die POB be-



druckt (SB). Wie in Abb. 2.3 zu sehen ist, besitzen die Schaltventile drei Anschlüsse sowie die Schaltstellungen Auf und Zu. Der Hauptsteuerschieber (HS) hat sechs Anschlüsse und fünf Schaltstellungen: Einfahren (schnell), Einfahren (langsam), geschlossen, Ausfahren (schnell) und Ausfahren (langsam). Im Schnellfahrmodus wird der HS vollständig geöffnet und die PCU fährt mit luftlastabhängiger Drehzahl entsprechend der maximalen  $\Delta p$ -Q-Charakteristik. Im Langsamfahrmodus ist der Hauptsteuerschieber in einer gedrosselten Stellung. Dadurch sinkt die Drehzahl der Hydromotoren auf ca. 25 % der Nenndrehzahl des Schnellfahrmodus. Um die Drehrichtung der PCU umzukehren, werden der Zu- bzw. Rücklauf zum Motor getauscht. In der fünften Schaltstellung sind alle sechs Anschlüsse getrennt und die Antriebsseite steht stillt. [8, S. 6]

Drehzahl	$\Delta \varphi =  \varphi_{Soll} - \varphi_{Ist} $	SA	SE	SB
0 - Start	0	0	0	0
schnell	$>\Delta \phi_1$	1	0	1
langsam	$\leq \Delta \phi_1, > \Delta \phi_2$	1	1	1
0 - Stopp	$\leq \Delta \phi_2$	0	0	0

Tabelle 2.1.: Ausfahrschaltsequenz einer Airbus A320-PCU [8, S. 6]

In Tab. 2.1 ist die Schaltlogik für einen normalen Ausfahrvorgang dargestellt. Das gesamte Ausfahren entspricht einem bestimmten Drehwinkel der PCU ( $\varphi_{Soll}$ ). Die bereits erfolgte Drehung wird von der PPU aufgenommen und entspricht  $\varphi_{Ist}$ . Um den Ausfahrvorgang zu starten, wird das Schaltventil zum Ausfahren (SA) mit Strom versorgt, wodurch der Hauptsteuerschieber mit Druck beaufschlagt wird. Durch die Versorgung mit Druck bewegt sich der Ventilschieber im Gehäuse und öffnet den Anschluss zum Hydraulikmotor. Das Hydraulikfluid mit hohem Druck fließt zum Hydraulikmotor. Kurz nachdem das Ausfahrventil mit Energie versorgt wird, wird auch das Schaltventil zum Lösen der Bremse (SB) mit Strom versorgt. Dadurch fließt Hydraulikfluid zur Bremse (POB) und löst sie. Die PCU befindet sich jetzt im Schnellfahrmodus. [8, S. 6,7]

An einem gewissen Punkt vor dem Erreichen der finalen Klappenposition ( $\Delta \varphi_2 < \Delta \varphi \leq \Delta \varphi_1$ ), geht die PCU in den Langsamfahrmodus über. Dafür wird das entgegengesetzte Schaltventil (beim Ausfahrvorgang ist es das Schaltventil zum Einfahren (SE)) mit



### f 2. Stand der Technik und Forschung DLR für Luft- und Raumfahrt

Strom versorgt. Durch das Öffnen des Einfahrventils wird die gegenüberliegende Seite des Hauptsteuerschiebers mit Druck beaufschlagt. Ein Druckgleichgewicht entsteht und der Hauptsteuerschieber beginnt sich durch die Kraft der Federn zu schließen. Durch das Schließen wird Hydraulikfluid, das sich noch im Ventil befindet, über eine Drossel abgelassen. Durch die Drossel wird die Bewegung des Ventilschiebers kontrolliert und folglich die Verlangsamung des Hydraulikmotors. Bei Erreichen der Sollposition ( $\Delta \varphi \leq \Delta \varphi_2$ ) werden alle Schaltventile geschlossen und der Hauptsteuerschieber schließt. Die POB hält den Antriebsstrang fest womit auch das Landeklappensystem in der gewünschten Position gehalten wird. Der Antrieb ist nur während des Fahrvorgangs aktiv und wird abgeschaltet, wenn sich die Klappen in der Sollposition befinden. [15, S. 5], [8, S. 6,7]

#### Hydraulikmotor

Nach der Einteilung von Ivantysin u. a. handelt es sich bei den in der PCU verbauten Hydromotoren um Axialkolbenmotoren der Schrägscheibenbauart mit konstantem Schluckvolumen. Eine Prinzipskizze ist in Abb. 2.4 zu sehen.



Abbildung 2.4.: Grundprinzip eines Hydraulikmotors [7, S. 137]

Wie in Abb. 2.2 zu sehen ist, besitzen die Hydraulikmotoren zwei Anschlüsse, die mit dem Ventilblock über zwei Verbindungsleitungen (*Transfer Tube Assemblies*) verbunden sind.



Das entspricht den Anschlüssen A und B in Abb. 2.4. Ein Hydraulikmotor besitzt neun Zylinder/Kolben, die sich in ihren Zylindergehäusen bewegen können. Durch den Zufluss von Hydraulikfluid mit hohem Druck, bewegen sich die Zylinder in axialer Richtung und üben so eine Kraft auf die Schrägscheibe aus. Durch die Winkelstellung der Schrägscheibe (1) und die ausgeübte Kraft beginnt der Motor sich zu drehen. Die unter Niederdruck stehenden Kolben werden durch die Taumelbewegung der Schrägscheibe wieder in die Kolbenbohrung gedrückt, wodurch das Hydraulikfluid durch den Rückführungsanschluss aus dem Motor hinausfließt. Durch ein mitrotierendes Steuerspiel (3) sind die Kolben entweder mit der Hochdruck- oder der Niederdruckseite verbunden, wodurch die Drehbewegung aufrechterhalten wird. Tauscht man Hoch- und Niederdruckseite wird die Drehrichtung des Motors umgekehrt. [19, S. 1]

Neben Hydromotoren mit konstantem Schluckvolumen, gibt es Motoren mit variablem Schluckvolumen. Bei dieser Art von Motoren kann die Neigung der Schrägscheibe (siehe  $\alpha$  in Abb. 2.4) verändert werden. Durch das verstellbare Schluckvolumen wird nur die hydraulische Leistung, die auch benötigt wird, dem System entnommen. Des Weiteren wird durch die Regelung kein Hauptsteuerschieber mehr benötigt. [9]

### Feststellbremse (POB)

Bei der PCU-Feststellbremse (POB) handelt es sich um eine federkraftbetätigte Bremse, die nur während des eigentlichen Fahrvorgangs gelöst ist. Erst wenn die Bremse bedruckt wird, wird die jeweilige Antriebsachse freigegeben und die Klappen können sich bewegen. In Fehlerfällen, z.B. dem Ausfall eines Hydrauliknetzes, wird die Bremse automatisch gesetzt. Durch das Festsetzen der POB wird das Sonnenrad des Differentialgetriebes gesperrt und die äußere Last kann sicher von der zweiten Antriebsachse gehalten werden. Ist ein Sonnenrad gesperrt, wird das Wellentransmissionssystem nur noch mit halber Drehzahl betrieben. Dabei werden an die PCU-Feststellbremse (POB) folgende Anforderungen gestellt [8, S. 6,7]:

Im Normalbetrieb (Zweimotorbetrieb):

• Freigaben des Antriebsstranges durch Druckbeaufschlagung.



- Dynamisches Abbremsen der Antriebswelle und damit des gesamten Wellentransmissionssystems durch Druckentlastung.
- Sicheres Halten, des Wellentransmissionssystems bzw. der Klappen gegen äußere Luftlasten im Reiseflug sowie in den einzelnen Klappenstellungen während Start und Landung.

Im *Fehlerfall* (Einmotorbetrieb):

- Bei Ausfall eines Hydrauliksystems Sperren der entsprechenden Antriebsachse.
- Sicheres Halten um das Wiedereinfahren der Landeklappen durch helfende Luftlasten zu verhindern.

### PCU-Getriebe und PPU

Die PCU-Getriebe-Komponente überträgt Drehzahl und Drehmoment beider Antriebsstränge und verbindet die PPUs mit der Abtriebswelle. Eine Schnittansicht ist in Abb. 2.5 zu finden. Beide Hydraulikmotoren sind durch die POB über eine Keilwelle mit dem Getriebe verbunden (*Input Shaft*). Das Zahnrad der Keilwelle treibt eine zwischengeschaltete Übersetzung, bestehend aus zwei Zahnrädern, an (*Intermediate Gear Assembly*), die mit einem Zahnkranz des Plantengetriebes (*Planet Gear Assembly*) verbunden ist. Die Übersetzung der anderen Antriebsseite ist verkehrt herum eingebaut, sodass der andere Zahnkranz angetrieben wird. Bei dem Planetengetriebe handelt es sich um ein drehzahlsummierendes, untersetzendes Differentialgetriebe. Das Planetengetriebe beinhaltet sechs Planetenzahnräder, die in drei Zweierpaaren miteinander verbunden sind und die Abtriebswelle (*Output Shaft*) antreiben. Je Paar ist eins der Zahnräder mit dem einen Zahnkranz, das andere Zahnrad mit dem anderen Zahnkranz, verbunden. Ein Verbindungsrad (*Idler Gear*) überträgt die Drehzahl an die Zahnräder der PPU-Übersetzung (*PPU Drive Shaft Assembly*). [15, S. 1,2]

An der PCU befinden sich zwei baugleiche PPUs. Die erste PPU dient der Steuerung als Rückführungssignal, die zweite PPU wird zum Anzeigen des Drehwinkels genutzt. [15, S. 5]



Abbildung 2.5.: A320 Power Control Unit (Schnittansicht) [15, S. 4]

### LIEBHERR



Um die Schätzverfahren, die in dieser Arbeit untersucht werden bewerten zu können, steht ein PCU-Prüfstand zur Verfügung. Im folgenden Kapitel wird der Prüfstand mit seinen Komponenten sowie die verwendete Messtechnik vorgestellt. Des Weiteren wird die Messkampagne definiert, die die Daten für die Schätzverfahren liefert.

## 3.1. Prüfstandsaufbau und Messtechnik

Bei der PCU auf dem PCU-Prüfstand der Abteilung FT-SSY des DLR in Braunschweig handelt es sich um eine ausgemusterte, aber voll funktionstüchtige Liebherr PCU, die in der Airbus A320-Familie bis heute zum Einsatz kommt.



Abbildung 3.1.: PCU-Prüfstand der Abteilung FT-SSY

Da die PCU im Zweimotorbetrieb genutzt wird, ist die PCU an zwei separate Hydraulikkonstantdrucknetze angeschlossen. Zur Lastsimulation wird ein Drehstrommotor mit untersetzendem Planetengetriebe genutzt. Zwischen PCU-Abtriebswelle und Elektromotor ist eine Drehmomentmesswelle verbaut. Diese kann während des Betriebs das Drehmoment und die Drehzahl messen. Zur Erfassung des Durchflusses im rechten PCU-Antriebsstrang,





sind vor dem Zu- und Abfluss zum Ventilblock Durchflusssensoren verbaut. Zur Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung wird Hard- und Software des Herstellers dSPACE verwendet. Die Leitwarte des PCU-Prüfstands sieht man in Abb. 3.4. In Abb. 3.1 ist ein Foto des Prüfstands zu sehen. Der schematische Aufbau der Prüfstands- und Messtechnik ist in Abb. 3.2 zu finden.



Abbildung 3.2.: Aufbau des PCU-Prüfstands

### Hydraulikversorgung

Bei der Hydraulikversorgung handelt es sich um ein geregeltes Konstantdrucknetz des Herstellers Testfuchs. Der Prüfstand verwendet das Hydrauliköl Skydrol LD-4, das auch in Hydraulikkreisläufen moderner Verkehrsflugzeuge genutzt wird. Die Anlage besitzt drei getrennte Hydraulikkreisläufe. Die PCU ist an die Kreisläufe 1 und 2 des Testfuchs Drei-





fachhydraulikaggregats angeschlossen. Dabei ist der Motor 1 (linker Ventilblock, wenn man von der Anschlussseite auf die PCU blickt) an Kreislauf 1 angeschlossen und Motor 2 (rechter Ventilblock) an Kreislauf 2 (siehe Abb. 3.3). Vor dem rechten Ventilblock sind die Durchflusssensoren angeschlossen (siehe Abb. 3.1). Der maximale Durchfluss je Kreislauf beträgt 251/min. Der Maximaldruck beträgt 380 bar. Der am Zu- und Ablauf der PCU anliegende Druck wird über einen separaten PC vorgegeben, der in Abb. 3.4 zu sehen ist. Ebenfalls lässt sich die Öltemperatur regeln. Die Eigenschaften der Hydraulikversorgung sind in Tab. 3.1 zu finden.



Abbildung 3.3.: PCU (Rückansicht)

Abbildung 3.4.: Leitwarte

#### Elektromotor zur Lastsimulation

Der Elektromotor zur Lastsimulation ist ein Servo-Synchronmotor vom Typ MCS 19J29 des Herstellers Lenze. Abtriebsseitig ist ein untersetzendes axial Planetengetriebe vom Typ g700-P des Herstellers Lenze verbaut. Bei einer Netzanschlussspannung von  $3 \times 400$  V gelten folgende Bemessungsdaten: Nenndrehzahl: 2850 U/min, Nenndrehmoment: 50,5 Nm und Nennleistung: 15,5 kW. Durch das untersetzende Getriebe mit i = 4, steht der PCU lastseitig ein Moment von 202 Nm bei einer Drehzahl von 712,5 U/min zur Verfügung. Die Ansteuerung des Elektromotors erfolgt über einen Frequenzumrichter (FU). Die wichtigsten Eigenschaften sind in Tab. 3.1 zu finden.





 $\int$ 

18

#### Messung von Drehmoment und Drehzahl

Zur Aufnahme der Messdaten von Drehzahl und Drehmoment, ist zwischen PCU-Ausgang und Motor-Getriebe-Kombination eine DATAFLEX 42/200 Drehmomentmesswelle des Herstellers KTR Systems GmbH verbaut. Die Drehmomentmessung erfolgt über Dehnungsmessungsstreifen (DMS). Die Messung der Drehzahl erfolgt inkremental mit einer Auflösung von 450 Imputer führt um in ehung. Beide Signale werden im Anschlussgehäuse DF2 in eine proportionale Gleichspannung von 0...10 V umgewandelt. Die aufgenommenen Messgrößen sind in Tab. 3.2 zusammengefasst. Die Eigenschaften der Messtechnik sind in Tab. 3.1 zu finden.



Abbildung 3.5.: Wirkprinzip Durchflusssensor

#### Durchflussmessung

Zur Durchflussmessung sind zwischen dem rechten Ventilblock und der Hydraulikversorgung der Halle zwei Durchflusssensoren vom Typ VC 0,4 E1 PS/156 des Herstellers Kracht verbaut (siehe Tab. 3.1). Dabei handelt es sich um Zahnrad-Durchflusssensoren. Zwei Zahnräder werden nach dem Verdrängerprinizp vom Flüssigkeitsstrom angetrieben.





Prüfstand		
Hydraulik- versorgung	geregeltes Konstantdrucknetz des Her- stellers Testfuchs mit Hydrauliköl Sky- drol LD-4	$p_{0,max} = 380 \text{ bar}$ $Q_{max} = 25 \text{ l/min}$
Skydrol LD-4	Das Kompressionsmodul wurde aus der Simulink Hydraulic Fluid Bibliothek übernommen: $E_{Skydrol} = 1.5 \cdot 10^9$ Pa	$\begin{array}{l} \nu_{-54^\circ} < 2000{\rm mm^2/s} \\ \nu_{38^\circ} = 11,15{\rm mm^2/s} \\ \nu_{99^\circ} = 3,83{\rm mm^2/s} \end{array}$
Motor & Getriebe	Herstellers Lenze: Typ MCS 19J29, Getriebe: Typ g700-P $(i = 4)$ , Ansteuerung über Frequenzumrichter	$\begin{split} U &= 3  \mathrm{x400  V} \\ M_{nenn} &= 50,5  \mathrm{Nm} \\ n_{nenn} &= 2850  \mathrm{U/min} \\ P_{nenn} &= 15,5  \mathrm{kW} \end{split}$
Messtechnik		
Drehmoment- messwelle	Herstellers KTR Systems GmbH DATAFLEX 42/200 Messprinzip Drehmoment: DMS Messprinzip Drehzahl: inkremental Anschlussgehäuse DF2	Ausgang: $U_n = 010 \text{ V} (\text{DC})$ $U_M = 010 \text{ V} (\text{DC})$ (Umwandlung im Anschlussgehäuse DF2)
Durchfluss- messung	Herstellers Kracht Typ: VC 0,4 E1 PS/156 Messprinzip: Verdrängerprinizp (Vorverstärktes Rechteckssignal)	Ausgang (DFS): U = 0  V/24  V Ausgang (Optokopler): U = 0  V/5  V
Messdaten- erfassung & Prüfstands- steuerung	Herstellers dPSACE: dSPACE ACMC DS5202 DS 1006 Prozessor Board	M/n: 14 bit 10Msps Pipeline A/D-converter $Q$ : Digital-Eingang

Bei Drehung des Messwerks um eine Zahnteilung, wird pro Sensor ein Signal ausgegeben, das dem geometrischen Zahnvolumen entspricht. In Abb. 3.5 ist der verbaute Sensor schematisch dargestellt. Ein Vorverstärker wandelt das Sensorsignal in ein Rechteckssignal um. Der Messbereich und die Genauigkeit ist in Tab. 3.2 zu finden.


3. Versuchsaufbau



## 3.2. Messdatenerfassung und Prüfstandssteuerung

Zur Erfassung der Messdaten sowie zur PCU-Ansteuerung, wird Hard- und Software des Herstellers dSPACE verwendet. Die elektrischen Signale am Prüfstand werden von einer dSPACE ACMC DS5202 Motorkontrollkarte verarbeitet. Die Karte besitzt zwei D-Sub Stecker mit 37 und 50 Pins, an denen alle Steuer- und Messgrößen angeschlossen sind. Des Weiteren wird das dSPACE 1006 Prozessor Board verwendet, auf dem die Software des Prüfstands läuft. Die Abtastrate beträgt 1000 Hz.

Die Messsignale für Drehzahl und Drehmoment liegen als Gleichspannung vor und sind an je einen Analogeingang der dSPACE ACMC DS5202 Motorkontrollkarte angeschlossen. Ein 14 bit 10Msps Pipeline A/D-converter wandelt das analoge Signal in ein digitales Signal um. Für die Drehzahlmessung ist die Höhe der Spannung proportional zur Drehzahl. Der Umrechnungsfaktor beträgt 80 U/min/V. Beim Drehmoment entspricht  $0 \text{ V} \rightarrow -200 \text{ Nm}, 5 \text{ V} \rightarrow 0 \text{ Nm}$  und  $10 \text{ V} \rightarrow 200 \text{ Nm}$ . Der Zusammenhang zwischen Spannung und Drehmoment ist ebenfalls linear. Die Durchflusssensoren sind an je einem Digitaleingang angeschlossen. Der Durchfluss ist proportional zur Frequenz des Rechtecksignals. Das dSPACE tatstet die Frequenz in Abständen von 25 ns ab. Die aufgenommenen Messsignale sind in Tab. 3.2 zu finden.

	3					
Messgröße	Messprinzip	Messbereich	Genauigkeit			
Drehzahl $n$	inkremental	$\pm$ 800 U/min	$\pm$ 0,2 % $^{1}$			
Drehmoment $M$	DMS	$\pm 200 \mathrm{Nm}$	$\pm$ 0,5 % $^{1}$			
Durchfluss $Q$	inkremental	$\pm 0,240 l/min$	$\pm$ 0,5 % $^2$			

Tabelle 3.2.: Erfasste Messgrößen

Zur Steuerung des Prüfstands wurde mit der Matlab-2013b Umgebung Simulink ein Modell des Prüfstands erstellt, das mit den Ein- und Ausgängen des dSPACE auf Pin-Ebene kommunizieren kann. Die Steuerung der PCU erfolgt durch Schalten der sechs Magnetventile des Ventilblocks, der in Abschn. 2.3.2 beschrieben ist. Neben dem einzelnen Ansteuern

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>vom Messbereichsendwert

<sup>&</sup>lt;sup>2</sup>Laut Hersteller wird die Messgenauigkeit mit ±0,3% vom Messwert für eine Viskosität von  $\nu \geq 20 \,\mathrm{mm}^2/\mathrm{s}$  angegeben. Da die Viskosität von Skydrol LD-4 bei 20 °C kleiner ist, wird die Messgenauigkeit in Absprache mit dem Hersteller Kracht mit ±0,5% vom Messwert angenommen.





von Ventilen, sind auch verschiedene Fahrmodi (schnell und langsam) sowie eine automatisch ablaufende Testsequenz im Modell integriert. Des Weiteren werden die Eingangssignale der Messtechnik, wie oben beschrieben, in numerische Messwerte umgerechnet.

Zur Steuerung und Überwachung des Prüfstands wird die Software ControlDesk 5.3 des Herstellers dSPACE genutzt. In Abb. 3.4 ist Leitwarte mit der Steuerung der PCU sowie der Steuerung der Hydraulik zu sehen. Neben der visuellen Prüfstandsumgebung wird die Software zum Speichern der Messdaten genutzt, die mit Matlab weiterverarbeitet werden. Der schematische Aufbau des Prüfstands ist in Abb. 3.2 dargestellt.

# 3.3. Messkampagne

In dem folgenden Abschnitt soll die Testsequenz, die für die in Kap. 5 und Kap. 6 beschriebenen Verfahren benötigt wird, vorgestellt werden. Bei beiden Schätzverfahren soll aus der gemessenen Drehzahl der Durchfluss bestimmt werden. Daher wird die Drehzahl sowie das Drehmoment am PCU-Ausgang erfasst. Um die Güte beider Verfahren bewerten zu können, wird ebenfalls der Durchfluss, der als Referenz dient, gemessen. Da sowohl der Durchfluss im Schnell- sowie im Langsamfahrmodus untersucht werden soll, müssen für beide Betriebsmodi Daten erhoben werden. Alle aufgenommenen Messgrößen sind in Tab. 3.2 zu finden.

In dem Modell des Prüfstands, das in Abschn. 3.2 kurz beschrieben wurde, wurde eine Testsequenz aufgebaut, die die Prüfstandssteuerung und Messdatenerfassung automatisiert. Dies dient zum einen einer höheren Vergleichbarkeit zwischen den Messungen, zum anderen wird die Auswertung der gewonnenen Daten vereinfacht.

Um ein vollständiges Einschwingen des Systems zu gewährleisten, wird die Gesamtzeit der Prüfsequenz auf 20s festgelegt. Davon entfallen je 10s auf auf den Schnell- und den Langsamfahrmodus. In Abb. 3.6 sind die Messdaten der Drehmomentmesswelle einer Prüfsequenz zu sehen. Mit dem Öffnen der Ventile beginnt die Aufzeichnung der Messdaten zum Zeitpunkt t = 0s. Nach 10s wird das dritte Ventil des Ventilblocks entsprechend der Schaltsequenz in Tab. 2.1 geöffnet und die Geschwindigkeit verlangsamt sich. Damit die



Abbildung 3.6.: Messkampagne  $(p_0 = 208 \text{ bar}, p_R = 4 \text{ bar}, \vartheta_{Ol} = 20 \text{ °C}, M_L = 0 \text{ Nm})$ 

PCU im Langsamfahrmodus nicht stoppt, muss laut Hersteller, der Steuerstrom des dritten Ventils im Abstand von 2s kurz unterbrochen werden [15, S. 1010]. Nach 20s werden alle Ventile geschlossen. Die Messdaten werden für eine weitere Sekunde aufgezeichnet, sodass insgesamt über einen Zeitraum von 21s Messdaten aufgezeichnet werden. Alle Daten werden im "Ausfahrmodus" erhoben

Um den Durchfluss für möglichst viele Betriebsmodi zu erfassen und mit den Schätzverfahren zu vergleichen, wird der Durchfluss für verschiedene Zulaufdrücke  $(p_0)$  und verschiedene Lastmomente  $(M_L)$  untersucht. Dafür wird das angreifende Lastmoment im Bereich von 0 Nm bis 120 Nm in Schritten von 4 Nm sukzessiv erhöht. Der Bereich bis 120 Nm (Stall Load) entspricht den Lasten, die während einer normalen Flugmission auf die PCU einwirken. Von 120 Nm bis 155 Nm wird die Last in Schritten von 5 Nm erhöht. Es wurde überlegt Messdaten bis 180 Nm (Ultimate Load: 1, 5 · Stall Load) zu erheben. Da während des Beschleunigungsvorgangs Lastspitzen auftreten (siehe. Abb. 3.6) wird darauf verzichtet, da der Messbereich der Drehmomentmesswelle überschritten werden könnte.



3. Versuchsaufbau



Die PCU hat eine Druckhaltefunktion um die einwandfreie Funktion der primären Flugsteuerung zu gewährleisten. Dabei wird beim Unterschreiten eines gewissen Systemdrucks die Begrenzung des Hauptsteuerschiebers automatisch reduziert. Fällt der Systemdruck weiter ab, schaltet sich die PCU automatisch aus. Dies dient dazu den Versorgungsdruck im Flugzeug auf einem hohen Niveau von  $2/3p_0 \approx 140$  bar zu halten. [8, S. 9] Daher wird der Zulaufdruck  $p_0$  in einem Bereich von 154 bar bis 211 bar mit einer Schrittweite von 3 bar erhöht. Der Druck im Rücklauf  $p_R$  beträgt für alle Messungen 4 bar. Um Schwankungen der Stoffkonstanten des Skydrols für alle Messungen möglichst gering zu halten, wird die Temperatur des Hydrauliköls auf  $\vartheta_{Ol} = 20$  °C eingestellt.

# 4. Mathematisches Modell der PCU

Im folgenden Kapitel wird das mathematische Modell beschrieben und hergeleitet, das Grundlage beider Schätzverfahren ist. Das Modell umfasst die wesentlichen Systemeigenschaften der A320-PCU, die in Abschn. 2.3.2 vorgestellt wurde. Wie die PCU, ist auch das mathematische Modell in die einzelnen Komponenten aufgeteilt.

## 4.1. Ventilblock

Zur Steuerung der PCU ist an jedem Antriebsstrang ein Ventilblock vorhanden, der aus drei Schaltmagnetventilen und einem Hauptsteuerschieber besteht. Die Komponente wurde in Abschn. 2.3.2 ausführlich beschrieben. In der Arbeit von Tørdal u. a. werden drei Wege zur Modellierung von Proportionalventilen vorgestellt: [23, S. 226]

- Black Box Modelling: Diese Art der Modellierung basiert auf empirisch determinierten Funktionszusammenhängen, die durch entsprechende Messdaten erstellt wurden. Die Modelle haben keinen physischen Bezug zu der Komponente, die sie abbilden (z.B. Geometrieparameter).
- White Box Modelling: White Box Modelle basieren auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten, die die Komponente beschreiben. Diese Art der Modellierung bildet den zu modellierenden Sachverhalt meist am besten ab.
- Grey Box Modelling: Dieser Ansatz vermischt die beiden oben genannten Ansätze.

Der Ventilblock mit seinen Komponenten ist ein hochkomplexes System, dessen Modellierung nach dem White Box Modelling Ansatz eine Herausforderung wäre, da sämtliche Parameter, z.B. Abmessungen, Federkonstanten, Druckverlustbeiwerte, etc. fehlen. Außerdem werden Modelle, die auf physikalischen Gesetzmäßigkeiten beruhen, schnell sehr groß und dementsprechend rechenintensiv. Gerade bei der Simulation von Gesamtsystemen können Modelle, die auf dem Black Box bzw. Grey Box Ansatz basieren von Vorteil sein, ohne das wichtige physikalische Effekte vernachlässigt werden. [4, S. 162]

Der Durchfluss von Hydraulikventilen wird meist durch Freigabe von Strömungsquerschnitten nach der Drosselgleichung berechnet [25, S. 110]. Dieser allgemeine Ansatz wird



von Tørdal u. a. erweitert, sodass die Drosselgleichung um einen variablen Öffnungsterm, die relative Ventilöffnung  $\xi_V = 0...1$ , ergänzt wird.

$$Q_V = \xi_V C_V \sqrt{\Delta p_V} \tag{4.1}$$

Dabei ist  $C_V$  die Durchflusszahl des Ventils und  $\Delta p_V$  der Druckabfall über das Ventil. Die Durchflusszahl in Gl. 4.1 lässt sich wie folgt darstellen:

$$C_V = C_d A_d \sqrt{\frac{2}{\rho_{\ddot{O}l}}} = \frac{Q_{nom}}{\sqrt{\Delta p_{nom}}}$$
(4.2)

Der Ausflusskoeffizient  $C_d$  sowie die Ausflussfläche  $A_d$  sind meistens nicht bekannt. Alternativ lässt sich die Durchflusszahl über den nominalen Durchfluss  $Q_{nom}$  und den nominalen Druckverlust  $\Delta p_{nom}$  berechnen. [4, S. 162,163] Ein ähnlicher Ansatz zur Berechnung des Durchflusses wird auch in den Arbeit von Eryilmaz u. a. genutzt [6, S. 51-54]. Da die benötigten Parameter in Gl. 4.1 und Gl. 4.2 für den PCU-Ventilblock nicht vorhanden sind, wird Black Box Ansatz für die Modellierung gewählt.

Die Arbeit von Tørdal u. a. besagt, dass die Dynamik von hydraulischen Ventilen oft als System zweiter Ordnung modelliert wird. Auch die Arbeiten von Bak u. a. und Geerling beschreiben das Verhalten der Ventilschieber ihrer Modelle durch Systeme zweiter Ordnung. Daher wird im Folgenden ein Ansatz gewählt, bei dem der Durchfluss des Ventilblocks als PT<sub>2</sub>-Verhalten modelliert wird. [23, S. 226], [4, S. 163], [8, S. 40-44]

Dafür wird angenommen, dass die Bewegung des 6/5-Wege-Hauptsteuerventilschiebers in guter Näherung einem System zweiter Ordnung entspricht und mit einer linearen Differentialgleichung zweiter Ordnung beschrieben werden kann. Multipliziert man den Weg des Ventilschiebers mit einem entsprechenden Umrechnungsfaktor, der die Geometrie des Ventilausflusses beinhaltet, erhält man die relative Ventilöffnung  $\xi_V$ . Da die Gl. 4.1 für den Durchfluss linear ist und die Geometrie des Hauptsteuerschiebers nicht bekannt ist, kann man das PT<sub>2</sub>-Verhalten des Ventilschiebers auch direkt für den Durchfluss annehmen.

$$\ddot{Q}_V + 2D_V\omega_V\dot{Q}_V + \omega_V^2Q_V = Q_{nenn}\omega_V^2 \tag{4.3}$$



4. Mathematisches Modell der PCU

Deutsches Zentrum .R für Luft- und Raumfahrt

In Gl. 4.3 sind nun noch drei unbekannte Parameter enthalten. Die Eigenkreisfrequenz des Ventildurchflusses  $\omega_V$  und der Dämpfungsgrad des Ventildurchflusses  $D_V$  bestimmen den Funktionsverlauf des Schwingverhaltens.  $Q_{nenn}$  entspricht dem Ventildurchfluss im stationären Zustand.

## 4.2. Hydraulikmotor

Teil der A320-PCU sind zwei Axialkolbenschrägscheibenmotoren mit konstantem Schluckvolumen, die in Abschn. 2.3.2 beschrieben wurden. Die Modellierung wird in einen hydraulischen und einen mechanischen Leistungsteil unterteilt. Dabei wird auf hydraulischer Seite der Druckaufbau in den Motorkammern A und B betrachtet. Die Motordynamik wird über ein Momentengleichgewicht beschrieben. In Abb. 4.1 ist das Modell des Motors schematisch dargestellt. [8, S. 44]



Abbildung 4.1.: Prinzipskizze des Motormodells nach [8, S. 38]

#### Druckaufbau

Zur Beschreibung des Druckaufbaus wird für jeden der Zylinder ein Kontrollvolumen definiert. Die Volumenstromgleichung drückt die Massenerhaltung im Zylinder aus. Die Summe der in den Zylinder zuströmenden Volumenströme, abzüglich der aus dem Zylinder ausströmenden Volumenströme, muss gleich der zeitlichen Änderung des Volumens



sein. Die zu- und abfließenden Volumenströme sind in Abb. 4.1 dargestellt. Die zeitliche Änderung des Volumens ist über die hydraulische Kapazität mit der zeitlichen Änderung des Drucks verknüpft. [10, S. 114]

$$\dot{p}_{A,B} = \frac{1}{C_{HA,B}} \sum_{i=1}^{n} Q_{A,B\,i} = \frac{E_{\ddot{O}l}}{V_{A,B}} (\pm Q_{A,B} - Q_{LeA,B} \mp Q_{Li} \mp Q_{th})$$
(4.4)

Dabei beschreibt  $Q_{A,B}$  den Zu- bzw. Abfluss zwischen Ventilblock und Hydraulikmotor.  $Q_{Li}$  beschreibt die druck- und drehzahlabhängigen Leckagen zwischen den Motorkammern,  $Q_{LeA,B}$  die äußeren Leckagen.  $Q_{th} = V_g \omega_M / 2\pi$  steht für das theoretische Motorschluckvolumen.

 $C_{HA,B}$  ist die hydraulische Kapazität des jeweiligen Verdrängerraums.  $V_g$  beschreibt das geometrische Verdrängungsvolumen des Hydraulikmotors und wird aus dem Datenblatt des Herstellers übernommen. Beim Kompressionsmodul  $E_{\ddot{O}l}$  wird die Temperatur- und Druckabhängigkeit vernachlässigt, und es wird mit einem durchschnittlichen Kompressionsmodul von  $E_{\ddot{O}l} = 1.5 \cdot 10^9 \,\text{N/m}^2$  gerechnet. Das entspricht in guter Näherung dem Kompressionsmodul von Skydrol LD-4 bei 20°, das auf dem PCU-Prüfstand genutzt wird.

Fasst man die Leckageterme aus Gl. 4.4 zusammen, dann stellen sie mit dem theoretischen Motorschluckvolumen das effektive Motorschluckvolumen dar.

$$Q_{eff} = Q_{th} + Q_{LE} = \frac{V_g \omega_M}{2\pi} + \left(\frac{K_{LnM} \cdot \omega_M}{2\pi} + K_{LpL} \cdot p_L\right)$$
(4.5)

Setzt man das effektive Motorschluckvolumen aus Gl. 4.5 in Gl. 4.4 ein, erhält man die Druckänderungsgeschwindigkeiten in beiden Motorkammern.

$$\dot{p}_{A,B} = \frac{E_{\ddot{O}l}}{V_{A,B}} \left( \pm Q_{A,B} \mp \left( \frac{K_{LnM} \cdot \omega_M}{2\pi} + K_{LpL} \cdot p_L \right) \mp \frac{V_g \omega_M}{2\pi} \right)$$
(4.6)

Um die Verlustanteile zu erfassen, wurde der Hydraulikmotor vom Hersteller vermessen. Das Kennfeld ist in Abb. A.1 im Anhang zu finden. Der volumetrische Wirkungsgrad des Motors hängt maßgeblich von der Drehzahl und der anliegenden Druckdifferenz ab. Mit der Definition des Wirkungsgrads und dem Kennfeld des Wirkungsgrads, lässt sich der



4. Mathematisches Modell der PCU

zusammengefasste Verlustanteil als Funktion der Drehzahl und der anliegenden Druckdifferenz darstellen. Die Kennwerte der Motorleckage  $K_{LnM}$  und  $K_{LpL}$  ergeben sich durch Bildung der partiellen Ableitungen der Funktion  $Q_{LE} = f(n_M, \Delta p)$ . Die von Geerling ermittelten Parameter werden übernommen. [8, S. 44-46]

#### Motordynamik

Die Motordynamik wird über den Drallsatz (Gl. 4.7) beschrieben.  $J_M = 2.6 \cdot 10^{-4} \text{ kg m}^2$ beschreibt das gesamte Massenträgheitsmoment, das auf den Hydromotor wirkt. Dabei ist  $M_M = (V_g p_L)/2\pi$  das theoretische Motormoment,  $M_R$  die gesamten Verlust- bzw. Reibmomente und  $M_{LM}$  das Lastmoment, das auf den Hydromotor wirkt. Die auf den Motor wirkenden Momente sind in Abb. 4.1 erneut dargestellt.

$$J_M \ddot{\varphi} = J_M \dot{\omega}_M = M_M - M_R - M_{LM} \tag{4.7}$$

Aufgrund ihrer endlichen Kolbenzahl schwankt das Drehmoment bei Axialkolbenmotoren in Abhängigkeit des Drehwinkels. Auf die Modellierung der Drehmomentpulsation wird in diesem Modell verzichtet.

Bei der Modellierung der Reibverluste werden die internen Motorreibverluste  $(M_{RM})$  sowie die motorabtriebsseitigen Reibverluste in Lagern, dem Getriebe und der Wellentransmission  $(M_{RT})$  zusammengefasst  $(M_R = M_{RM} + M_{RT})$ .

Die internen Motorreibverluste werden in einen drehzahl- und einen lastdruckabhängigen Anteil unterteilt. Dieser Ansatz basiert auf der Kennfeldmessung des hydraulischmechanischen Wirkungsgrads. Das Kennfeld ist in Abb. A.2 zu finden. Ähnlich zum volumetrischen Wirkungsgrad, werden so die Kennwerte der Motorreibung ermittelt.

Die drehzahlabhängigen Reibmomente setzen sich aus viskosen  $(M_V)$ , Coulombschen- $(M_C)$  und Haftreibungsverlustanteilen  $(M_H)$  zusammen. Zur Ermittlung der Reibkennwerte werden für den Motor und die abtriebsseitige Wellentransmission Stribeck-Kurven gemessen.  $M_{H0}$  ist das gesamte Haftreibungsmoment bei Nulldrehzahl und  $n_{M0}$  die Bezugsdrehzahl des antriebsseitigen Haftreibungsmomentes.  $d_n$  ist die gesamte drehzahlpro-



portionale viskose Reibung. Die motor- und motorabtriebsseitigen Kennwerte werden zusammengefasst, sodass Gl. 4.8 die gesamten drehzahlabhängigen Reibmomente beschreibt. Das gemessene Reibverhalten ist in Abb. A.3 im Anhang zu finden.

$$M_{Rn} = M_H + M_C + M_V = sign(\omega_M) \left( M_{H0} \exp\left(-\left|\frac{\omega_M}{2\pi n_{M0}}\right|\right) + M_C\right) + \frac{d_n \omega_M}{2\pi} \quad (4.8)$$

Das lastdruckabhängige Reibmoment des Motors ist in Gl. 4.9 dargestellt.

$$M_{RMpL} = R_{pL} \cdot p_L \tag{4.9}$$

Superponiert man die Reibmomente aus Gl. 4.8 und Gl. 4.9, erhält man das gesamte Reibmoment  $M_R = M_{Rn} + M_{RMpL}$ , das auf die Hydromotoren der PCU wirkt. Alles eingesetzt in Gl. 4.7 liefert die Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors als Differentialgleichung 1. Ordnung. [8, S. 46-49]

$$J_M \dot{\omega}_M + \frac{d_n}{2\pi} \omega_M = \left( \frac{V_g}{2\pi} - R_{pL} \right) p_L - sign(\omega_M) \left( M_{H0} \exp\left( - \left| \frac{\omega_M}{2\pi n_{M0}} \right| \right) + M_C \right) - M_{LM}$$

$$(4.10)$$

#### 4.3. Differentialgetriebe

Das PCU-Differentialgetriebe ist ein drehzahlsummierendes, untersetzendes Planetengetriebe. Es besteht aus zwei Sonnenrädern, drei Planetenradpaaren sowie einer abtriebsseitigen Stegwelle. Eine detaillierte Beschreibung ist in Abschn. 2.3.2 zu finden. In Abb. 4.2 ist das Getriebe mit einem Planetenradpaar prinzipiell dargestellt. Gl. 4.11 ist die Grundgleichung für Umlaufgetriebe.

$$n_{S1} - n_{S2}i - n_T(1-i) = 0 (4.11)$$



Bei einer Standübersetzung von i = -1 folgt, dass die Abtriebsdrehzahl der Stegwelle  $(n_T)$  das arithmetische Mittel der beiden Sonnenräder  $(n_{S1} \text{ und } n_{S2})$  ist.

$$n_T = \frac{1}{2}(n_{S1} + n_{S2}) \tag{4.12}$$

Die Getriebeübersetzung ergibt sich aus dem Quotienten von Motordrehzahl und Stegwellendrehzahl  $i_{Ge} = n_M/n_S = 8,316$ . Damit erhält man die Drehzahlübersetzung des PCU-Differentialgetriebes, die in Gl. 4.13 zu finden ist.



Abbildung 4.2.: Prinzipskizze des PCU-Getriebes nach [8, S. 50]

Zur Abbildung von Fehlerfällen lässt sich mit dem Parameter  $i_{DG}$  zwischen Ein- und Zweimotorbetrieb unterscheiden. Im Einmotorbetrieb verdoppelt sich  $i_{DG}$ , sodass sich die Abtriebsdrehzahl halbiert.

$$n_T = \frac{1}{2i_{Ge}i_{DG}}(n_{M1} + n_{M2}) \qquad i_{DG} := \begin{cases} 1 & \text{Normalbetrieb: Zweimotorbetrieb} \\ 2 & \text{Fehlerfall: Einmotorbetrieb} \end{cases}$$
(4.13)



Betrachtet man die Summe der Momente am PCU-Ausgang und vernachlässigt die Verluste (die Verluste in Form von abtriebsseitigen Reibmomenten sind in der Gl. 4.10 mit inbegriffen), ergibt sich folgende Drehmomentbilanz.

$$M_T = M_{S1} + M_{S2} = 2M_S \tag{4.14}$$

Geht man von dem Sonderfall gleich großer Antriebsmomente aus und fügt die Getriebeübersetzung  $i_{Ge} = n_M/n_S = M_S/M_M = 8,316$  in Gl. 4.14 ein, ergibt sich für das übertragende Moment:

$$M_{LM1} = \frac{M_T}{2i_{Ge}}$$
 und  $M_{LM2} = \frac{M_T}{2i_{Ge}}$  (4.15)

Im Gegensatz zum Drehzahlverhältnis ist der Drehmomentverhältnis unabhängig vom Normalbetrieb bzw. Fehlerfall. Fällt ein Motor aus, wird das am PCU-Ausgang angreifende Moment dennoch von dem anderen Motor aufgebracht. [8, S. 49-51]

## 4.4. Feststellbremse (POB) und Positionsgeber (PPU)

Zwischen jedem Motor und dem Getriebe sitzt eine federkraftbetätigte Feststellbremse, die während der Stillstandszeit zum Lasthalten dient. Der Verlauf des Bremsmoments wird durch ein  $PT_1$ -Verhalten beschrieben.

$$T_B \dot{M}_B + M_B = M_{Bmax} u_B \qquad u_B := \begin{cases} 0 & Bremse \ l\ddot{o}sen \\ 1 & Bremse \ setzen \end{cases}$$
(4.16)

Am PCU-Ausgang bestimmt ein Positionsgeber aus der Drehzahl den Drehwinkel zur Bestimmung der Klappenposition. Der Parameter der Untersetzungsstufe ist  $i_{PPU} = 140$ . In Tab. A.1 des Anhangs sind die Modellparameter zu finden. Abgesehen von den Ventilparametern, dem Kompressionsmodul und dem Schluckvolumen, sind die Parameter Geerling entnommen [8, S. 153].

Im folgenden Kapitel wird das erste Schätzverfahren zur Bestimmung des Durchflusses vorgestellt. Am Anfang des Kapitels werden der Kalman-Filter und die dafür benötigten theoretischen Grundlagen hergeleitet. Danach wird auf Basis des mathematische Modells aus Kap. 4 ein Kalman-Filter erstellt, der den Durchfluss schätzt. Des Weiteren wird der Ventildämpfungsgrad sowie die Ventileigenfrequenz ermittelt. Der Kalman-Filter wird in das Modell des Prüfstands integriert und kann den Durchfluss in Echtzeit schätzen.

In den 60er Jahren des letzten Jahrhunderts wurde von Rudolf E. Kalman ein Filter entwickelt, der es möglich machte aus verrauschten und teils redundanten Messungen die Zustände und Parameter eines Systems zu schätzen. Der von Kalman entwickelte Filter für lineare, zeitdiskrete Systeme eignet sich durch seinen iterativen Aufbau besonders für Echtzeitanwendungen. Wohl eine der bekanntesten Anwendungen war der Einsatz des Kalman-Filters bei der Mission der Apollo-Mondlandefähre. Hier schätzte der Kalman-Filter die Geschwindigkeit und Position der Mondlandefähre aus inertialen Messungen an Bord und Radardaten von der Erde. [17, S. 3]

#### 5.1. Zustandsraumdarstellung

Bevor man einen Kalman-Filter für ein System entwerfen kann, ist es notwendig, dass das zugrunde liegende System in der Zustandsraumdarstellung vorliegt. Dabei wird das System im ersten Schritt zeitkontinuierlich modelliert und anschließend diskretisiert.

#### 5.1.1. Beschreibung zeitkontinuierlicher Systeme

Ganz allgemein kann man sich ein physikalisches System als Black Box vorstellen, das auf eine (oder mehrere) Eingangsgrößen  $\underline{u}(t)$  mit einer (oder mehreren) Ausgangsgrößen  $\underline{y}(t)$  reagiert. Für zeitinvariante, lineare Systeme lässt sich dieses Verhalten allgemein in der Zustandsraumdarstellung mit folgenden Gleichungen beschreiben:

$$\underline{\dot{x}}(t) = \underline{A} \cdot \underline{x}(t) + \underline{B} \cdot \underline{u}(t)$$
(5.1)

$$\underline{y}(t) = \underline{C} \cdot \underline{x}(t) + \underline{D} \cdot \underline{u}(t)$$
(5.2)

Gl. 5.1 wird als Zustandsdifferentialgleichung bezeichnet. Dabei ist  $\underline{x}(t)$  der Zustandsvektor, <u>A</u> die Systemmatrix,  $\underline{u}(t)$  der Eingangsvektor und <u>B</u> die Eingangs- oder Steuermatrix.





Gl. 5.2 ist die Ausgangsgleichung der Zustandsraumdarstellung.  $\underline{y}(t)$  ist der Ausgangsvektor des Systems und  $\underline{C}$  die Ausgangs- oder Beobachtungsmatrix.  $\underline{D}$  ist die Durchgangsmatrix und  $\underline{u}(t)$  der Eingangsvektor. Ist die Durchgangsmatrix ungleich Null, so wirken Eingangsgrößen direkt auf den Ausgang. Bei der Wahl des Zustandsvektors  $\underline{x}(t)$  hat man gewisse Freiheiten und eine "gute" bzw. "weniger gute" Wahl ist immer von der Problemstellung abhängig. [17, S. 24]

#### 5.1.2. Beschreibung zeitdiskreter Systeme

Für die Implementierung auf digitalen Schaltungen bzw. Mikroprozessoren ist es notwendig, das System im diskreten Zeitbereich darzustellen. In digitalen Schaltungen, z.B. bei einen Analog-/Digitalwandler, wird das kontinuierliche Signal alle  $t = n \cdot T_s \forall k \in \mathbb{N}_0$ Sekunden abgetastet, wobei  $T_s$  die Schrittweite ist. Das lineare zeitdiskrete System wird wie folgt beschrieben, wobei k der Zeitschritt ist:

$$\underline{x}(k+1) = \underline{A}_d \cdot \underline{x}(k) + \underline{B}_d \cdot \underline{u}(k) + \underline{w}(k) \qquad \underline{w}(k) \in \mathcal{N}(0, Q(k)) \tag{5.3}$$

$$\underline{y}(k) = \underline{C} \cdot \underline{x}(k) + \underline{D} \cdot \underline{u}(k) + \underline{v}(k) \qquad \underline{v}(k) \in \mathcal{N}(0, \underline{R}(k))$$
(5.4)

Der Index d bedeutet, dass die Matrizen aus Abschn. 5.1.1 diskretisiert wurden. Dabei ist anzumerken, dass nur die Matrizen der Zustandsdifferentialgleichung (Gl. 5.1) diskretisiert werden müssen, bzw. die Matrizen aus Gl. 5.2 sich durch die Diskretisierung nicht verändern.  $\underline{w}(k)$  bezeichnet das Systemrauschen, dass das reale Systeme verändert und auf den Zustandsvektor aufaddiert wird. Das Messrauschen  $\underline{v}(k)$  wird ebenfalls direkt auf den Ausgangsvektor addiert. Das Systemrauschen ist eine abstrakte Größe, die Ungenauigkeiten in der Modellierung abbildet. Sowohl bei dem System- und dem Messrauschen wird davon ausgegangen, dass beide Größen normalverteilt sind. Der Erwartungswert beider Größen ist 0 und die Varianz entspricht der Kovarianzmatrix des Systemrauschens  $\underline{Q}(k)$ bzw. der Kovarianzmatrix des Messrauschens  $\underline{R}(k)$ . [17, S. 44-45], [11, S. 17]





## 5.2. Struktur des Kalman-Filters

In Abb. 5.1 ist die Struktur zum Schätzen des Zustandsvektors nach R. E. Kalman dargestellt. Oben, über dem Kalman-Filter, ist das reale physikalische System zu sehen. Wie in Abschn. 5.1.1 bereits beschrieben, reagiert das reale System auf Eingangsgrößen  $\underline{u}(k)$  mit Ausgangsgrößen  $\underline{y}(k)$ . Das im Kalman-Filter integrierte lineare Modell schätzt die Ausgangsgröße  $\underline{\hat{y}}(k)$  ab, die mit der Ausgangsgröße (Messwert) des physikalischen Systems verglichen wird. Die Differenz der beiden Größen  $\Delta \underline{y}(k)$  wird mit der Kalman-Verstärkung  $\underline{K}(k)$  multipliziert. Das Ergebnis wird auf den Zustandsvektor  $\underline{\hat{x}}(k)$  addiert und "korregiert" ihn. Folglich wird  $\underline{\tilde{x}}(k)$  als korrigierter Zustandsvektor bezeichnet. [17, S. 83-84]



Abbildung 5.1.: Struktur des Kalman-Filters [17, S. 84]

Aus der Struktur in Abb. 5.1 hat R. E. Kalman fünf Grundgleichungen für den Kalman-Filter abgeleitet. Zwei für die Prädiktion (die Vorhersage durch das Modell) und drei für die Korrektur (die Korrektur durch die Messung):

Prädiktion:

$$\underline{\hat{x}}(k+1) = \underline{A}_d \cdot \underline{\tilde{x}}(k) + \underline{B}_d \cdot \underline{u}(k)$$
(5.5)

$$\underline{\hat{P}}(k+1) = \underline{A}_d \cdot \underline{\tilde{P}}(k) \cdot \underline{A}_d^T + \underline{Q}(k) \qquad \text{mit } \underline{Q}(k) = \text{Var}(\underline{w}(k)) \tag{5.6}$$





Korrektur:

$$\underline{K}(k) = \underline{\hat{P}}(k) \cdot \underline{C}^T \cdot (\underline{C} \cdot \underline{\hat{P}}(k) \cdot \underline{C}^T + \underline{R}(k))^{-1} \quad \text{mit } \underline{R}(k) = \text{Var}(\underline{v}(k))$$
(5.7)

$$\underline{\tilde{x}}(k) = \underline{\hat{x}}(k) + \underline{K}(k) \cdot (\underline{y}(k) - \underline{C} \cdot \underline{\hat{x}}(k) - \underline{D} \cdot \underline{u}(k))$$
(5.8)

$$\underline{\tilde{P}}(k) = (\underline{I} - \underline{K}(k) \cdot \underline{C}) \cdot \underline{\hat{P}}(k)$$
(5.9)

Gl. 5.5 und Gl. 5.8 lassen sich direkt aus Abb. 5.1 herleiten.  $\underline{I}$  ist die Einheitsmatrix. Für die Herleitung der übrigen Gleichungen wird auf Marchthaler u. a. Kapitel 5.2 verwiesen.

## 5.3. Kalman-Filter zur Schätzung des Durchflusses

In Abschn. 5.2 wurde die Grundstruktur des Kalman-Filters vorgestellt, mit dem die internen Zustände eines Systems, gestützt durch Messdaten, geschätzt werden können. Dafür wird basierend auf dem mathematischen Modell aus Kap. 4 eine Zustandsraumdarstellung entwickelt. Dieses Modell ist der Kern des Kalman-Filters, der auf der dSPACE Hardware des Prüfstands implementiert wird und so in Echtzeit die Zustände schätzen kann.

#### 5.3.1. Zeitkontinuierliches Modell

Wie bereits erwähnt, ist die Wahl der Zustände entscheidend für die Ergebnisse, die der Kalman-Filter liefert. Da die Drehzahl der PCU messtechnisch erfasst wird, muss diese Größe ein Zustand sein, der das System beschreibt. Der Durchfluss des Ventils (bzw. des Hydromotors) ist der unbekannte Zustand, der geschätzt werden soll. Folglich ist auch  $Q_V$  Teil des Zustandsvektors. Betrachtet man Gl. 4.10 für die Motordynamik, fällt auf, dass der Lastdruck  $p_L$  Teil der Gleichung ist. Der Lastdruck  $p_L$  ist damit der dritte Zustand. Im Folgenden werden die Gleichungen aus Kap. 4 modifiziert und in die Zustandsraumdarstellung überführt.

Die Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors  $\omega_M$  ist der erste Zustand, der durch eine DGL erster Ordnung (Gl. 4.10) beschrieben wird. Der Haftreibungsanteil stellt eine Nichtlinearität dar, die in der Struktur des Kalman-Filters nicht zulässig ist. Die erste Möglichkeit ist, die Gl. 4.10 um den jeweiligen Arbeitspunkt zu linearisieren. Da mit dem Filter der Durchfluss in diversen Betriebsmodi geschätzt werden soll, müsste für jeden





Betriebsmodus die Gleichung erneut linearisiert werden. Beginnt sich der Hydromotor zu drehen, nimmt die Haftreibung exponentiell ab. Abgebildet wird das mit einer Exponentialfunktion mit negativem Exponenten, die mit dem Haftreibungskoeffizienten bei Nulldrehzahl ( $M_{H0}$ ) multipliziert wird. Für  $\omega_M \gg 0$  wird der Ausdruck zu 0. Da vor allem der Durchfluss im stationären Zustand von Interesse ist, kann der Haftreibungsanteil in guter Näherung vernachlässigt werden. Durch Umformen von Gl. 4.10 ergibt sich die erste Zustandsdifferentialgleichung (Gl. 5.10):

$$\dot{\omega}_M = -\frac{d_n}{J_M 2\pi} \omega_M + \left(\frac{V_g}{J_M 2\pi} - \frac{R_{pL}}{J_M}\right) p_L - \frac{M_C + M_{LM}}{J_M}$$
(5.10)

Die DGL für den Durchfluss durch den Ventilblock wurde in Abschn. 4.1 beschrieben. Gl. 4.3, die den Ventildurchfluss beschreibt, ist eine lineare DGL zweiter Ordnung. Allgemein ist es möglich, eine Differentialgleichung *n*-ter Ordnung in die Zustandsraumdarstellung zu überführen. Dabei wird die Differentialgleichung *n*-ter Ordnung durch ein Gleichungssystem von *n* Differentialgleichungen erster Ordnung beschrieben. [17, S. 28] Folglich wird die zeitliche Änderung des Durchflusses als vierter Zustand  $(dQ_V)$  gewählt und das System aus zwei linearen Differentialgleichungen erster Ordnung aufgebaut:

$$\dot{Q}_V = dQ_V \tag{5.11}$$

$$\dot{dQ}_V = -\omega_V^2 Q_V - 2D_V \omega_V dQ_V + \omega_V^2 Q_{nenn}$$
(5.12)

Abschließend wird noch eine Gleichung für den Lastdruck  $p_L$  benötigt, der in Gl. 5.10 vorkommt. Die Lastdruckänderungsgeschwindigkeit ist die Differenz der Druckänderungsgeschwindigkeiten in beiden Motorkammern aus aus Gl. 4.6 ( $\dot{p}_L = \dot{p}_A - \dot{p}_B$ ).

$$\dot{p}_L = \frac{2}{C_H} Q_V - \frac{2K_{LpL}}{C_H} p_L - \left(\frac{2}{C_H} \cdot \frac{K_{LnM} + V_g}{2\pi}\right) \omega_M$$
(5.13)





Fasst man die Gl. 5.10, 5.11, 5.12 und 5.13 zusammen, erhält man die Zustandsdifferentialgleichungen in Matrixform (vgl. Gl. 5.1):

$$\begin{pmatrix}
\dot{\omega}_{M} \\
\dot{Q}_{V} \\
\dot{p}_{L} \\
\dot{d}\dot{Q}_{V}
\end{pmatrix}_{\underline{x}} = \underbrace{\begin{pmatrix}
-\frac{d_{n}}{J_{M}2\pi} & 0 & \left(\frac{V_{g}}{J_{M}2\pi} - \frac{R_{pL}}{J_{M}}\right) & 0 \\
0 & 0 & 0 & 1 \\
-\left(\frac{2}{C_{H}} \cdot \frac{K_{LnM}+V_{g}}{2\pi}\right) & \frac{2}{C_{H}} & -\frac{2K_{LpL}}{C_{H}} & 0 \\
0 & -\omega_{V}^{2} & 0 & -2D_{V}\omega_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} \cdot \underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
p_{L} \\
dQ_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{L} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q_{V} \\
Q_{V}
\end{pmatrix}}_{\underline{x}} + \\
\underbrace{\begin{pmatrix}
\omega_{M} \\
Q_{V} \\
Q$$

Da nur die Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors messtechnisch erfasst wird, ist die Ausgangsgleichung der Zustandsraumdarstellung deutlich kompakter. Es wirken keine Eingangsgrößen direkt auf den Ausgang. Folglich ist  $\underline{D} = \underline{0}$ .

$$\underbrace{\omega_M}_{\underline{y}} = \underbrace{\begin{pmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ \hline \underline{C} & \underline{C} & \underline{U} \\ \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} \\ \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} \\ \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} & \underline{U} \\ \underline{U} & \underline{U} \\ \underline{U} & \underline{U}$$

## 5.3.2. Ermittlung der Ventileigenfrequenz und des Dämpfungsgrads

In dem mathematischem Modell der PCU in Kap. 4 sowie der daraus abgeleiteten Zustandsraumdarstellung sind diverse PCU spezifische Modellparameter vorhanden. Die





meisten der Parameter wurden von Geerling ermittelt und sind im Anhang zu finden. Da der Ventildurchfluss in Abs 4.1 eigenen Überlegungen entstammt, müssen die Parameter in Gl. 4.3 noch bestimmt werden.

Um bestimmte Ventilparameter oder Kennlinien zu ermitteln, existieren definierte Testverfahren (z.B. ISO 6403:1988) um Ventile auf dem Prüfstand zu vermessen. Aus Zeitund Kostengründen sowie der Tatsachen, dass der Ventilblock in der PCU verbaut ist, muss ein anderer Weg zu Parameterbestimmung gefunden werden.

Betrachtet man Gl. 5.12 fällt auf, dass die Parameter der Ventileigenfrequenz  $\omega_V$  und des Dämpfungsgrads  $D_V$  mit den Zuständen  $Q_V$  und  $dQ_V$  multiplikativ verknüpft sind. Würde man daher die unbekannten Parameter als Zustände in den Zustandsvektor aufnehmen, würde ein nichtlineares System entstehen. Folglich muss eine andere Möglichkeit gefunden werden um die Parameter zu ermitteln.

In Abb. 5.2 ist die Drehzahl am PCU-Ausgang für verschiedene Zulaufdrücke zu sehen. Man erkennt, dass die Drehzahl gerade für hohe Zulaufdrücke leicht überschwingt. Dieser Verlauf ähnelt dem stabilen Schwingfall eines  $PT_2$ -Glieds. Die Verläufe für niedrigere Drücke ähneln eher dem Kriechfall. Auch unter Last verhält sich die Drehzahl für die verschiedenen Drücke ähnlich den Drehzahlen in Abb. 5.2.

In den Grundgleichungen für Hydraulikmotoren, wird die Wandlung von Volumenstrom in Drehzahl durch einen linearen Zusammenhang beschrieben. Dieser Zusammenhang ist auch in Gl. 4.4 als theoretisches Motorschluckvolumen wiederzufinden. Lässt man die Verluste außer Acht, entspricht der Volumenstrom des Ventils dem des Motors. Da der Zusammenhang zwischen Drehzahl und Motorvolumenstrom linear ist, sollten die Kennlinienverläufe sich lediglich durch einen Proportionalitätsfaktor unterscheiden.

Weil die PCU im Normalfall bei einem Systemdruck von  $p_0 = 207$  bar betrieben wird, wird ein Ansatz gewählt, der das Verhalten des Hydromotors als stabil schwingendes System beschreibt. Um die unbekannten Parameter  $D_V$  und  $\omega_V$  zu bestimmen, wird die Sprungantwort eines stabil schwingenden PT<sub>2</sub>-Glieds als Modell für eine nichtlineare Regression verwendet. Gl. 5.16 ist die Sprungantwort eines stabil schwingenden PT<sub>2</sub>-Glieds im Zeit-



Abbildung 5.2.: Drehzahl am PCU-Ausgang  $(M_L = 0 \text{ Nm}, p_R = 4 \text{ bar}, \vartheta_{\ddot{O}l} = 20 \text{ °C})$ 

bereich [16, S. 127]. Mit den Messdaten und der Modellfunktion wird die Summe der quadrierten Abweichungen erstellt, die minimiert werden soll. Dieses Verfahren ist auch unter dem Namen *Methode der kleinsten Quadrate* bekannt. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Dämpfung und die Eigenkreisfrequenz aus den Drehzahldaten den gesuchten Parametern des Ventils entsprechen und mit ihnen gleichgesetzt werden können.

$$n_M(t) = n_{nenn} \left[ 1 - \frac{1}{\sqrt{1 - D_M^2}} e^{-D_M \omega_{0M} t} \sin(\omega_{0M} \sqrt{1 - D_M^2} t + \arccos D_M) \right]$$
(5.16)

Die Modellfunktion sowie die Funktion über die Summe der kleinsten quadrierten Abweichungen wurde in Matlab-2020b implementiert. Um möglichst alle Systemzustände gut abzubilden, wurden Messdaten bei einer Druckdifferenz von  $\Delta p = 186$  bar (Zulaufdruck:  $p_0 = 190$  bar, Rücklaufdruck:  $p_0 = 4$  bar) für verschiedene Lasten am PCU-Ausgang (0 Nm, 38 Nm, 54 Nm, 62 Nm, 67 Nm, 94 Nm und 120 Nm) genutzt. Zum Lösen wird die





fmincon-Funktion der Matlab Optimization Toolbox genutzt [18].

$M_L$	0 Nm	38 Nm	$54\mathrm{Nm}$	62 Nm	$67\mathrm{Nm}$	94 Nm	$120\mathrm{Nm}$	gemittelt
$D_M$	0,8459	0,7596	0,7237	0,8025	0,7781	0,7501	0,7088	0,7667
$\omega_{0M}$ in 1/s	5,3876	4,8659	4,4019	5,4559	4,8226	5,3885	4,8131	$5,\!0194$

Tabelle 5.1.: Ergebnisse der Parameterbestimmung

Die Ergebnisse der Parameterbestimmung sind in Tab. 5.1 zu finden. Die gemittelten Werte werden  $D_V$  und  $\omega_V$  gleichgesetzt und für die Zustandsgleichung verwendet. In Abb. 5.3 ist eine Auswahl an Messdaten mit den nach Gl. 5.16 angepassten PT<sub>2</sub>-Glieder zu sehen. Die gemittelten Ventilparameter sind auch in Tab. A.1 im Anhang zu finden.



Abbildung 5.3.: Messdaten und PT<sub>2</sub>-Glieder





#### 5.3.3. Diskretisieren des zeitkontinuierlichen Modells

Das in Abschn. 5.3.1 erstellte zeitkontinuierliche Modell muss im nächsten Schritt diskretisiert werden. Betrachtet man Gl. 5.3 und Gl. 5.4 in Abschn. 5.1.2 fällt auf, dass nur die System- und die Eingangsmatrix diskretisiert werden müssen. In der Literatur gibt es verschiedene Ansätze, wie das System in eine zeitdiskrete Form gebracht werden kann. An der Stelle sei auf *Kalman-Filter* von Marchthaler u. a. Kapitel 2.5 verwiesen.



Abbildung 5.4.: Zeitkontinuierliches Modell in Simulink

Eine weitere Methode der Diskretisierung bietet die dlinmod-Funktion in Matlab. Dabei wird ein Simulink Modell in eine lineare Zustandsraumdarstellung gebracht und anschließend diskretisiert. Dafür wurde die zeitkontinuierliche Darstellung aus Gl. 5.14 in Simulink grafisch mit Blöcken modelliert. Das Simulink Modell ist in Abb. 5.4 zu sehen. Die Komponenten des Eingangsvektors sind grün dargestellt. Nur der ersten Komponente des Zustandsvektors ( $\omega_M$ ) wird ein Ausgang (orange) zugeordnet. Das Modell wird mit dem dlinmod-Befehl mit einer Schrittweite von  $T_s = 0,001$  s diskretisiert. Die zeitdiskrete Systemmatrix ( $\underline{A}_d$ ) und die zeitdiskrete Eingangsmatrix ( $\underline{B}_d$ ) sind in Abschn. A.3 des Anhangs zu finden.

#### 5.3.4. Aufbau des Kalman-Filters

Da der Kalman-Filter zur Zustandsschätzung in Echtzeit auf der dSPACE Hardware des Prüfstands laufen soll, wird der Kalman-Filter direkt in das Simulink Modell des Prüfstands integriert. Dieses Modell wird automatisch in C-Code umgewandelt und auf die





dSPACE Hardware geladen. Somit werden die zyklischen Berechnungen des Kalman-Filters mit derselben Frequenz ausgeführt, in denen die Messdaten abgetastet werden. Dafür müssen die in Abschn. 5.2 vorgestellten Gleichungen für Prädiktion und Korrektur mit zeitdiskreten Blöcken dargestellt werden. Die diskretisieren Matrizen aus Abschn. 5.3.3, die Teil der Gleichungen sind, werden im Model Workspace hinterlegt.

In Abb. 5.5 ist die Struktur des Kalman-Filters in Simulink zu sehen. Die Subsysteme (grün) repräsentieren die fünf Grundgleichungen aus Abschn. 5.2. Der Block x Predictor stellt die Gl. 5.5 dar. Gl. 5.6 wird durch den Block P Predictor ausgedrückt. Die Korrektur wird durch die Blöcke K Corrector (Gl. 5.7), x Corrector (Gl. 5.8) und P Corrector (Gl. 5.9) dargestellt. Dabei ist anzumerken, dass der Apostroph hier für einen prädizierten Wert steht. Wird kein Apostroph benutzt, handelt es sich um einen korregierten Wert. [11, S. 16-19]



Abbildung 5.5.: Struktur des Kalman-Filters





Neben dem Aufbau der Gleichungen aus Abschn. 5.2 muss noch das Systemrauschen sowie das Messrauschen bestimmt werden. In der Praxis wird das Messrauschen oft mit der Varianz des Messfehlers gleichgesetzt. Die Varianz wird meistens aus den Daten einer Testmessung berechnet. [26, S. 5] Dafür wurde während die PCU still stand, eine 60s lange Testmessung der Drehzahl gemacht. Da nur eine Stichprobe und nicht die Grundgesamtheit an Daten vorliegt, wird die empirische Varianz berechnet:

$$s_{n_T}^2 = \frac{1}{k-1} \sum_{i=1}^k (n_{T,i} - \overline{n}_T)^2.$$
(5.17)

Da die Drehzahl am PCU-Ausgang gemessen wird, aber die Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors in den Kalman-Filter eingeht, muss die Drehzahl mit der Gl. 4.13 für die Getriebeübersetzung umgerechnet werden. Dabei wird davon ausgegangen, dass die Drehzahl der Hydromotoren gleich ist:  $n_M = n_{M1} = n_{M2}$ . Mit dem Umrechnungsfaktor  $2\pi/60$ ergibt sich der folgende Zusammenhang zwischen PCU-Drehzahl und Winkelgeschwindigkeit des Hydromotors (Gl. 5.18).

$$\omega_M = f(n_T) = i_{Ge} \frac{2\pi}{60} n_T \tag{5.18}$$

Wird die Standardabweichung einer Größe, die von einer oder mehreren messbaren Größen abhängt, gesucht, kann die gesuchte Standardabweichung mit dem *Fehlerfortpflanzungs*gesetz nach Gauß berechnet werden.

$$s_{\omega_M}^2 = \left(\frac{\partial \omega_M}{\partial n_T} s_{n_T}\right)^2 = \left(i_{Ge} \frac{2\pi}{60}\right)^2 s_{n_T}^2 \tag{5.19}$$

Mit den Messdaten der Testmessung und Gl. 5.19 wird die empirische Varianz der Winkelgeschwindigkeit berechnet. Da nur eine Größe messtechnisch erfasst wird, wird die Kovarianzmatrix des Messrauschens zu einer skalaren Größe:  $\underline{R} = s_{\omega_M}^2 = 0.0337 \, 1/s^2$ . [21, S. 15-17]

In Gl. 5.7 für die prädizierte Kovarianzmatrix des Schätzfehlers (P Predictor) geht die Kovarianzmatrix des Systemrauschens  $\underline{Q}(k)$  ein, die noch bestimmt werden muss. Beim Systemrauschen handelt es sich um eine abstrakte Größe, die Ungenauigkeiten bei der





Modellierung abbildet. Im Gegensatz zum Messrauschen handelt es sich also nicht um ein reales Rauschen, sondern um eine theoretische Größe. In der Literatur findet man vor allem kinematische Modelle zur Beschreibung des Systemrauschens. Diese Modelle sind besonders für Bereiche, bei denen die eigene Bewegung beschrieben wird (Navigation), oder Objekte beobachtet und verfolgt werden (Tracking), geeignet. [17, S. 99,105] Neben Modellen kann die Matrix des Systemrauschens mit einem weiteren Kalman-Filter bestimmt und verbessert werden [26, S. 5,6]. Des Weiteren gibt es mathematisch anspruchsvolle Ansätze, die ganz eigene Forschungsbereiche darstellen. In der Praxis wird die Matrix des Systemrauschens oft nach dem *try and error-Prinzip* an den Filter angepasst. [12, S. 1,2].

Betrachtet man die Gleichungen aus Abschn. 5.2, so wirkt das Systemrauschen nur auf die Gl. 5.6. Das Messrauschen wirkt hingegen auf mehrere Gleichungen. Ist <u>R</u> groß, wird <u>K</u> in Gl. 5.7 klein. Der zweite Term der in Gl. 5.8 geht gegen Null und das Modell gibt den Ausschlag. Geht <u>R</u> gegen Null, wird <u>K</u> zu  $\underline{C}^{-1}$ . Folglich wird die rechte Seite der Gl. 5.8 zu  $\underline{C}^{-1} \cdot \underline{y}$ . Somit gibt der Messwert den Ausschlag. [11, S. 17] Da <u>R</u> bereits bestimmt wurde, wird <u>Q</u> durch Ausprobieren angepasst, um eine gute Balance zwischen Modelleinfluss und Einfluss des Messwerts zu erhalten. Damit ergibt sich nachfolgende Matrix für das Systemrauschen:

$$\underline{Q} = \begin{pmatrix} 1 \cdot 10^{-17} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 \cdot 10^{-16} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \cdot 10^{-17} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \cdot 10^{-16} \end{pmatrix}.$$
 (5.20)

Abschließend ist anzumerken, dass Mess- und Systemrauschen konstant sind und sich während den zyklischen Berechnungen nicht verändern.

In Abb. 5.6 sieht man exemplarisch wie der Kalman-Filter Block aus Abb. 5.5 im Prüfstandsmodell integriert ist. Der Block Input stellt die erste Komponente des Eingangsvektors dar. Die zweite Komponente des Eingangsvektors ist der Nennvolumenstrom  $Q_{nenn}$ . Statt den Nennvolumenstrom zu schätzen und als festen Wert vorzugeben, ist der Nenn-





volumenstrom zum Zeitpunkt k der Zustand  $Q_V$  zum Zeitpunkt k - 1. Während der Testphase des Filters wurde die beiden Darstellungen des Nennvolumenstroms ausprobiert und verglichen. Nur wenn  $Q_{nenn}$  durch den Zustand  $Q_V$  ausgedrückt wurde, konnte eine bleibende Abweichung zwischen der gemessenen Größe und dem geschätzten Zustand verhindert werden. Wenn hingegen ein Nennvolumenstrom konstant vorgegeben wurde, gab es eine bleibende Abweichung zwischen gemessenen und geschätzten Größen.



Abbildung 5.6.: Kalman-Filter im Prüfstands Modell

Der Block Messwerte entspricht dem Eingang der Messwerte der Drehmomentmesswelle. Bevor die Messwerte dem Kalman-Filter zugeführt werden können, wird die Drehzahl der PCU mit Hilfe der Gl. 5.18 in die Winkelgeschwindigkeit der Hydromotoren umgewandelt (nicht in Abb. 5.6 zu sehen). Manchmal kommt es vor, dass die Messtechnik für kurze Momente (ca. 50 ms) keine Daten liefert. Dadurch kann es zu Fehlern im Kalman-Filter kommen, die durch die Rate Transition-Blöcke verhindert werden. Nachdem die Zustände in gebräuchliche Einheiten umgewandelt wurden, werden die Daten über einen Ausgangsblock (out.Output) der ControlDesk Oberfläche bereitgestellt. Die gewonnenen Ergebnisse werden in Kap. 7 vorgestellt und diskutiert.

# 6. Dymola

Neben dem Kalman-Filter aus Abschn. 5.3 wird ein weiteres Verfahren untersucht, das den Durchfluss durch den Ventilblock schätzen soll. Dafür wird die kommerzielle Modellierungsund Simulationsumgebung Dymola, die auf der Modellierungssprache Modelica basiert, genutzt. Zuerst wird ein Simulationsmodell des PCU-Antriebsstrangs erstellt. Im zweiten Schritt wird der Ventildurchfluss durch eine interne Optimierung mit Hilfe von Messdaten kalibriert bzw. geschätzt.

## 6.1. PCU-Modell in Dymola

Bei Modelica handelt es sich um eine objekt- und gleichungsorientierte Modellierungssprache für physikalische Modelle. Neben Differentialgleichungen können auch algebraische Gleichungen, mit zeitkontinuierlichen und zeitdiskreten Variablen, zur Beschreibung von Systemen verwendet werden. Dabei bestehen Systeme meist aus Komponenten, die mit Hilfe von Konnektoren miteinander verbunden sind. [22, S. 47,48]

In Abb. 6.1 ist der in Dymola modellierte Antriebsstrang zu sehen. Ähnlich wie beim Kalman-Filter, sind der Hydromotor und der Ventilblock die zentralen Komponenten. Die Einzelkomponenten des Gesamtsystems besitzen Schnittstellen (Konnektoren), über die Informationen ausgetauscht werden. Die Konnektoren können dabei sowohl gerichtet als auch ungerichtet sein. Werden physikalische Größen übertragen, können die Größen als Fluss- und Potentialgrößen definiert werden. Dabei ist die Flussgröße (z.B. elektrischer Strom) meist das Resultat einer Potentialgröße (hier: Spannung). Flussgrößen werden mit dem Präfix flow gekennzeichnet. Dadurch addieren sich die Variablen einer Flussgröße an Kontenpunkten zu Null (1. Kirchhoffsches Gesetz).

Das Modell des Antriebsstrangs besitzt drei Arten von Konnektoren. Der erste Konnektor Typ ist ein Volumenstrom/Druck-Konnektor. Dabei ist der Volumenstrom die Flussgröße und der Druck die Potentialgröße. Der zweite Konnektor ist ein Konnektor zur Übertragung von mechanischer Rotationsenergie. Hier ist der Drehwinkel die Potentialgröße und das Drehmoment die Flussgröße. Der dritte Konnektor hat nur einen Ausgang und überträgt eine reelle Zahl.



Abbildung 6.1.: Dymola Modell des Antriebsstrangs

Das Modell des Ventilblocks besitzt vier Konnektoren die den Druck und den Durchfluss übertragen. Die Gleichungen, die den Durchfluss durch das Ventil beschreiben, entsprechen der gängigen Vorzeichenkonvention. Demnach sind Größen, die in die Komponente reinströmen mit positiven Vorzeichen versehen. Abfließende Größen haben ein negatives Vorzeichen. Der Durchfluss wird über das in Abschn. 4.1 vorgestellte  $PT_2$ -Verhalten (Gl. 4.3) beschrieben. Da sowohl der Durchfluss im Schnell- sowie im Langsamfahrmodus bestimmt werden soll, wird für den Ventildurchfluss eine Fallunterscheidung vorgenommen. Dabei wird der Parameter  $Q_{nenn}$  aufgeteilt. In den ersten 10 s wird der Durchfluss im Schnellfahrmodus mit dem Parameter  $Q_{nenn1}$  geschätzt. Die zweiten 10 s des Fahrvorgangs wird der Durchfluss im Langsamfahrmodus bestimmt, der durch den Parameter  $Q_{nenn2}$  repräsentiert wird. Diese Einteilung entspricht der in Abschn. 3.3 definierten Messkampagne.

Die Komponente, die den Hydromotor repräsentiert, beinhaltet drei Konnektoren. Zwei Konnektoren übertragen Druck und Volumenstrom von dem Ventilblock bzw. zu dem Ventilblock. Der dritte Konnektor stellt den Abtrieb des Motors dar und überträgt den Drehwinkel und das Drehmoment. Beschrieben wird der Hydromotor durch die Gl. 4.6





und Gl. 4.10 aus Abschn. 4.2. Im Gegensatz zum Kalman-Filter sind die nichtlinearen Anteile der Haftreibung im Modell enthalten. Die Lastdruckänderungsgeschwindigkeit, die sich einstellt, ist die Differenz der Druckänderungsgeschwindigkeiten in beiden Motor-kammern aus aus Gl. 4.6 ( $\dot{p}_L = \dot{p}_A - \dot{p}_B$ ).

Die Modelle  $p_0$  und  $p_R$  bilden das Konstantdrucknetz des Flugzeugs ab. Der Ab- bzw. Zufluss wird durch je einen Druck/Volumenstrom-Konnektor repräsentiert. Die Drücke werden als Randbedingungen vorgegeben. Die zweite Randbedingung ist das am PCU-Ausgang wirkende Lastmoment. Die Randbedingung wird über den Block Last als reelle Zahl vorgegeben. Der Block Getriebe wandelt das Moment mit der Getriebeübersetzung  $i_{Ge}$  um. Da die abtriebsseitigen Verluste auf den Hydromotor bezogen sind, ist das Getriebe ein "ideales Getriebe" und muss daher nicht als physikalisches Modell dargestellt werden. Mit dem Block Moment wird das Moment, das noch als reelle Zahl vorliegt, in eine Zahl mit physikalischer Einheit umgewandelt.

# 6.2. Zustandsschätzung in Dymola

Die Güte eines Simulationsmodells hängt maßgeblich von den im Modell verwendeten Parametern ab. Da manche Parameter in der Praxis nicht vorhanden, oder schwierig zu ermitteln sind, müssen die Parameter anderweitig bestimmt werden. Dymola bietet interne Werkzeuge, die Modellparameter mit Hilfe von Messdaten kalibrieren können. Das genaue Vorgehen ist in Kap. 2 der Dymola Dokumentation beschrieben [5, S. 49-112]. Dabei werden reale Messdaten den äquivalenten Variablen im Modell zugeordnet, um bestimme Parameter zu schätzen. Mathematisch handelt es sich dabei um ein Optimierungsproblem, bei dem der Fehler zwischen Messdaten und Simulationsergebnis minimiert wird. Dabei ist stets zu prüfen, ob sich der Parameter durch die vorhandenen Messdaten schätzen lässt. [5, S. 49,50]

In Abschn. 5.3.2 wurde der Zusammenhang zwischen Drehzahl und Durchfluss der Hydromotoren hinreichend dargestellt. Analog zum Kalman-Filter wird auch hier versucht den Durchfluss mit Hilfe der Drehzahl zu schätzen. Da Drehzahldaten für den Schnellund den Langsamfahrmodus vorliegen, werden auch zwei Parameter,  $Q_{nenn1}$  und  $Q_{nenn2}$ ,



6. Dymola



geschätzt. Es ist vor allem der Durchfluss im eingeschwungen Zustand von Interesse. Daher entsprechen die Ergebnisse der Parameterschätzung dem geschätzten Zustand.

Im ersten Schritt werden die Messdaten aufbereitet und in eine Form gebracht, die für die Kalibrierung benötigt wird. Dafür wird die gemessene Drehzahl am PCU-Ausgang mit Gl. 5.18 in die Winkelgeschwindigkeit der Hydromotoren umgerechnet. Da mehrere hundert Messungen geplant sind, wird die Parameter- bzw. Zustandsschätzung automatisiert. Dymola bietet die Möglichkeit Skripte zu erstellen, die automatisiert Modelle simulieren können. Daher wurde ein Skript geschrieben, das automatisch die Messdaten einliest, die Modellparameter  $p_0$  und  $M_L$  entsprechend ändert und das Ergebnis der Zustandsschätzung abspeichert. Die Ergebnisse der Zustandsschätzung werden in Kap. 7 vorgestellt und diskutiert.

# 7. Auswertung und Ergebnisse

#### 7.1. Fehlerrechnung

Bevor die gewonnen Messwerte analysiert und interpretiert werden können, wird die Messunsicherheit geschätzt und das Ergebnis auf signifikante Stellen gerundet. Das generelle Vorgehen wird an dieser Stelle für die Messung:  $p_0 = 208$  bar und  $M_L = 0$  Nm exemplarisch vorgestellt. Die Datenauswertung erfolgt mit Matlab-2020b.

Da der Ventildurchfluss im stationären Zustand von Interesse ist, werden nur die Messwerte im eingeschwungenen Zustand betrachtet. Im ersten Schritt werden die Messwerte des Durchflusssensors (der den Ventilzufluss misst)  $Q_{Sen}$ , und die des geschätzten Ventildurchflusses des Kalman-Filters ( $Q_{Kal}$ ), importiert. Für den Schnellfahrmodus wird der Bereich zwischen 3s und 8s gewählt, für den Langsamfahrmodus werden die Daten zwischen 13s und 18s ausgewertet. Für beide Bereiche wird das arithmetische Mittel der Messwerte gebildet. Der Index 1 kennzeichnet dabei den Bereich des Schnellfahrmodus, der Index 2 den Langsamfahrmodus.

$$\overline{Q}_{Sen1} = 20,25596 \,\mathrm{l/min} \qquad \overline{Q}_{Kal1} = 20,13876 \,\mathrm{l/min}$$
(7.1)

$$\overline{Q}_{Sen2} = 3,86811 \,\mathrm{l/min} \qquad \overline{Q}_{Kal2} = 3,538777 \,\mathrm{l/min}$$
(7.2)

Im nächsten Schritt wird die Messunsicherheit bestimmt, die die Anzahl der signifikanten Stellen des Messergebnisses bestimmt. In Tab. 3.2 sind die systematischen Abweichungen (Genauigkeit) der benutzten Messtechnik zu finden. Für die Durchflussmessung beträgt die systematische Abweichung 0,5% vom Messwert. Die zufällige Abweichung wird für n-Messungen wie folgt berechnet:

$$s_x = \sqrt{\frac{1}{n-1} \sum_{i=1}^n (x_i - \overline{x})^2} \quad \Rightarrow \quad \Delta_{zuf,x} = \frac{s_x}{\sqrt{n}}$$
(7.3)

Damit lassen sich die systematische Abweichung ( $\Delta Q_{sys}$ ) und die zufällige Abweichung ( $\Delta Q_{zuf}$ ) berechnen. Die Summe der Abweichungen ist die gesamte Messunsicherheit ( $\Delta Q_{ges}$ ). Nach DIN 1333 legt die Messunsicherheit die Stelle zur Rundung fest. Ist die





erste von 0 verschiedene Stelle der Messunsicherheit zwischen 3 und 9, wird auf diese Stelle aufgerundet. Ist die Stelle eine 1 oder 2, wird die Stelle rechts daneben aufgerundet.

$$\Delta Q_{sys,Sen1} = 0.1013 \, \text{l/min} \quad \Delta Q_{zuf,Sen1} = 0.001098 \, \text{l/min}$$
(7.4)

$$\Rightarrow \quad \Delta Q_{ges,Sen1} = 0.10238 \, \text{l/min} \approx 0.11 \, \text{l/min} \tag{7.5}$$

$$\Delta Q_{sys,Sen2} = 0.01934 \, \text{l/min} \quad \Delta Q_{zuf,Sen2} = 0.0001985 \, \text{l/min}$$
(7.6)

$$\Rightarrow \quad \Delta Q_{ges,Sen2} = 0.01954 \, \text{l/min} \approx 0.020 \, \text{l/min} \tag{7.7}$$

Die Messunsicherheit bestimmt die Stelle, auf die der Mittelwert der Messreihe gerundet wird. Für die relative Messunsicherheit bestimmt die Zahl mit der geringsten Anzahl an signifikanten Stellen, die Anzahl der signifikanten Stellen des Ergebnisses. Damit ergeben sich die Messwerte und die dazugehörende Messunsicherheit.

$$Q_{Sen1} = (20,26 \pm 0,11) l/\min = 20,26(1 \pm 0,54\%) l/\min$$
(7.8)

$$Q_{Sen2} = (3,868 \pm 0,020) l/\min = 3,868(1 \pm 0,52\%) l/\min$$
(7.9)

Für die Messwerte des Kalman-Filters erfolgt die Berechnung analog. Im Gegensatz zu der Durchflussmessung, ist keine systematische Abweichung gegeben. In Abschn. A.4 des Anhangs wird die für die Schätzverfahren verwendete systematische Abweichung hergeleitet. Die zufällige Messunsicherheit wird wieder mit Gl. 7.3 berechnet. Damit ergeben sich folgende Unsicherheiten für die Ergebnisse des Kalman-Filters.

$$\Delta Q_{sys,Kal1} = 0.16 \, \text{l/min} \quad \Delta Q_{zuf,Kal1} = 0.0006305 \, \text{l/min}$$
(7.10)

$$\Rightarrow \quad \Delta Q_{ges,Kal1} = 0.1606 \, \text{l/min} \approx 0.17 \, \text{l/min} \tag{7.11}$$

$$\Delta Q_{sys,Kal2} = 0.16 \, \text{l/min} \quad \Delta Q_{zuf,Kal2} = 0.0001209 \, \text{l/min}$$
(7.12)

$$\Rightarrow \quad \Delta Q_{qes,Kal2} = 0.1601 \, \text{l/min} \approx 0.17 \, \text{l/min} \tag{7.13}$$

Über die Unsicherheiten wird die Stelle zum Runden bestimmt.

$$Q_{Kal1} = (20,14 \pm 0,17) l/\min = 20,14(1 \pm 0,84\%) l/\min$$
(7.14)

$$Q_{Kal2} = (3,54 \pm 0,17) l/\min = 3,54(1 \pm 4,8\%) l/\min$$
(7.15)





Da für jeden Bereich nur ein Parameter mit Dymola geschätzt wurde, entfällt der Term der zufälligen Abweichung. Da die Messwerte der Drehzahl zur Zustandsschätzung genutzt wurden, wird dieselbe systematische Abweichung gewählt, die auch für die Abweichung des Kalman-Filters genutzt wurde.

$$Q_{Dym1} = (19,89 \pm 0,17)$$
l/min = 19,89 $(1 \pm 0,84 \%)$ l/min  
 $Q_{Dym2} = (3,39 \pm 0,17)$ l/min = 3,39 $(1 \pm 5,0 \%)$ l/min

Vergleicht man die relative Messunsicherheit von Schnell- und Langsamfahrmodus der beiden Schätzverfahren, so ist die Unsicherheit des Langsamfahrmodus in etwa um den Faktor 6 größer. Grund dafür ist die systematische Abweichung, die in Abschn. A.4 des Anhangs hergeleitet wurde. Da die zufällige Abweichung kaum eine (bzw. keine) Rolle spielt, wird die gesamte Abweichung durch die systematische Abweichung bestimmt, die für beide Bereiche gleich ist. Das spiegelt sich auch in der relativen Messunsicherheit wider.

## 7.2. Auswertung der Ergebnisse

Im folgenden Abschnitt werden die Ergebnisse der Durchflussmessung vorgestellt und verglichen. Insgesamt wurden 760 verschiedene Kombinationen aus Zulaufdruck und Lastmoment untersucht. Bei den beiden größten Lastmomenten, 150 Nm und 155 Nm, wurde die Messkampagne erst bei einem Zulaufdruck von 160 bar gestartet, um weiterhin einen sicheren Betrieb der PCU zu gewährleisten. Bei den Lastmomenten 64 Nm und 145 Nm fehlt jeweils bei 211 bar der Messwert. Folglich stehen 752 verschiedenen Kombinationen aus Zulaufdruck und Lastmoment für die Auswertung zur Verfügung. Wie die im Folgenden diskutierten Werte zustande gekommen sind, ist in Abschn. 7.1 beschrieben.

In Abb. 7.1 sind die Verläufe des Durchflusses bei einem Zulaufdruck von 208 bar und einem Lastmoment von 0 Nm zu erkennen. Der Verlauf aus Dymola wurde nachdem die Durchflüsse geschätzt waren erneut simuliert. Bezogen auf die gesamte Messdauer fällt auf, dass der Kalman-Filter den Durchfluss besser wiedergibt. Vor allem der Verlauf beim Start der PCU und der Übergang in den Langsamfahrmodus wird besser abgebildet. Die Simulation in Dymola folgt genau dem  $PT_2$ -Verhalten. Im Bereich von 0,075 s bis 0,25 s







Abbildung 7.1.: Vergleich der Verfahren  $(p_0 = 208 \text{ bar}, M_L = 0 \text{ Nm})$ 

erkennt man in den Messdaten einen konstanten Durchfluss. Grund dafür ist die Buchse des Hauptsteuerschiebers, die so konstruiert ist, dass beim Öffnen kurz konstanter Durchfluss (hier 41/min) herrscht. Folglich ist auch die Drehzahl konstant, was beim Anfahren zu einer Dämpfung der Lastspitzen im Wellentransmissionssystem führt. [8, S. 8]

Diese PCU-Sonderfunktion, die in keinem der beiden Modelle abgebildet wird, kann exemplarisch für die Vorteile des Kalman-Filters herangezogen werden. Durch die Balance von Kovarianzmatrix des System- und des Messrauschens, können Unzulänglichkeiten in der Modellierung durch gute Messungen kompensiert werden. Hier gibt die Messung den Ausschlag, was zu Folge hat, dass der Verlauf des Durchflusses besser abgebildet wird. Wenn der Durchfluss sich schnell ändert, wie kurz nach dem Anfahren der PCU, hängt der





geschätzte Durchfluss des Kalman-Filters den Messwerten hinterher. Hier zeigt sich der zeitliche Versatz zwischen Durchfluss und Drehzahl, da die eine Größe die andere bedingt.

Generell lässt sich sagen, dass der Ansatz den Ventildurchfluss durch ein  $PT_2$ -Verhalten zu beschreiben, vielversprechend ist. Der aus den Drehzahlmessdaten ermittelte Dämpfungsgrad und die Eigenkreisfrequenz lassen sich gut auf die Gleichung des Ventildurchflusses übertragen. Vor allem beim Anfahren der PCU trifft die Simulation in Dymola im Mittel den Durchfluss, und auch der erste Überschwinger wird abgebildet.

## 7.2.1. Schnellfahrmodus (Bereich 1)

Im Folgenden werden die Ergebnisse des Schnellfahrmodus untersucht. Zuerst erfolgt eine qualitative Betrachtung der Verfahren, bevor im zweiten Abschnitt quantitative Unterschiede beleuchtet werden.

#### Qualitative Bewertung der Verfahren



Abbildung 7.2.: Messdaten des Durchflusses (Schnellfahrmodus)





In Abb. 7.2 sind die gemessenen Mittelwerte der Durchflussmessung zu sehen. Die fehlenden Messwerte werden durch lineare Interpolation ausgeglichen. Betrachtet man den Verlauf der Daten, erkennt man die Abhängigkeit des Durchflusses vom Zulaufdruck und dem Lastmoment. Für Zulaufdrücke bis ca. 187 bar deuten die Messdaten eher auf einen quadratischen Zusammenhang zwischen Durchfluss und Lastmoment hin. Ab 190 bar wirkt die Abhängigkeit zwischen Durchfluss und Lastmoment eher umgekehrt proportional. Des Weiteren erkennt man, dass der Durchfluss bis zu einem gewissen Zulaufdruck für dasselbe Lastmoment noch signifikant steigt. Dieser Effekt schwächt sich ab einem gewissen Zulaufdruck ab, und die Steigerung des Durchflusses ist deutlich geringer. Mit größer werdendem Lastmoment tritt dieser Effekt schon bei niedrigeren Zulaufdrücken auf.



Abbildung 7.3.: Geschätzter Durchfluss des Kalman-Filters (Schnellfahrmodus)

Bei bestimmten Lastmomenten gibt es Abweichungen des Durchflusses verglichen mit den benachbarten Werten. Davon sind vor allem die Durchflüsse bei 20 Nm, 52 Nm bzw. 56 Nm, 116 Nm und 150 Nm betroffen. Vor allem die Ausreißer bei 52 Nm und 150 Nm sind sehr deutlich. Die Abweichungen bei 150 Nm und 155 Nm deuten auf Effekte hin, die nicht gänzlich geklärt werden konnten. Da für jeden Messzyklus das Lastmoment ein-




gestellt wurde und dann der Zulaufdruck erhöht wurde, kann es sein, dass der Start bei 160 bar statt 154 bar einen Einfluss auf den Durchfluss hat. Ein weiterer Grund, der für diese Erklärung spricht, ist, dass die Abweichung zu dem restlichen Kurvenverlauf mit höheren Zulaufdrücken, sprich voranschreiten des Messzykluses, abnimmt.

Abb. 7.3 zeigt die mit dem Kalman-Filter geschätzten Durchflüsse. Man erkennt, dass die Verläufe des Kalman-Filters den gemessenen Verläufen stark ähneln. Die Abhängigkeit des Durchflusses vom Zulaufdruck und dem Lastmoment, sowie der qualitative Verlauf der Kurven wird gut abgebildet. Auch die Ausreißer in der Durchflussmessung werden vom Kalman-Filter richtig geschätzt. Das unterstreicht den starken Zusammenhang zwischen (Motor-)Drehzahl und Durchfluss, der Ausgangspunkt der beiden Schätzverfahren ist.



Abbildung 7.4.: Geschätzter Durchfluss mit Dymola (Schnellfahrmodus)

Auch die mit Dymola geschätzten Durchflusswerte haben eine große Ähnlichkeit mit den gemessenen Werten. Die Werte sind in Abb. 7.4 dargestellt. Wie bei den mit dem Kalman-Filter geschätzten Werten, wird die Abhängigkeit des Durchflusses vom Zulaufdruck und





dem Lastmoment korrekt abgebildet. Auch die Ausreißer werden richtig geschätzt, was die Abhängigkeit von Drehzahl und Durchfluss erneut unterstreicht. Im direkten Vergleich mit den Messwerten fällt auf, dass die mit Dymola geschätzten Verläufe etwas flacher sind.



Abbildung 7.5.: Durchfluss für verschiedene Lastmomente (Schnellfahrmodus)

Bevor die Unterschiede zwischen den Schätzverfahren weiter analysiert werden, soll nochmal auf den Verlauf der Durchflusskennlinie eingegangen werden. In Abb. 7.5 sind die gemessen bzw. geschätzten Durchflüsse für verschiedene Lastmomente zu sehen. Die Verläufe des Durchflusses in Abhängigkeit des Zulaufdrucks lassen sich erneut grob in zwei Bereiche unterteilen. Der Bereich bei niedrigen Drücken erinnert an einen quadratischen Zusammenhang, der ab einem gewissen Druck in einen linearen Verlauf übergeht. Der Punkt, an der der eine Verlauf in den anderen übergeht, ist abhängig vom Lastmoment. Für ein Lastmoment von 0 Nm liegt der Druck, bei dem sich der Verlauf ändert, bei 190 bar. Bei 60 Nm liegt der Druck bei 181 bar, und für 120 Nm verschiebt sich der Punkt zu einem Druck von 175 bar. In Abb. 7.2 erkennt man diesen Effekt durch das größer werdende "Band", in dem die Verläufe sehr eng zusammenliegen. Die Beobachtung lässt





sich auch auf die mit dem Kalman-Filter und die mit Dymola geschätzten Durchflüsse in Abb. 7.3 und Abb. 7.4 übertragen. In Abb. 7.5 sieht man auch, dass die gemessenen und geschätzten Werte sich zwar unterscheiden, der qualitative Verlauf aber gleichbleibt.

### Quantitative Bewertung der Verfahren

Um die quantitativen Unterschiede der Schätzverfahren zu erfassen, wird die Abweichung des jeweiligen Schätzwerts zur Messung des Durchflusses berechnet. Für den Kalman-Filter beträgt die größte absolute Abweichung, bei der der Messwert unterschätzt wird, -0.231/min ( $Q_{Sen1} = 18,091/\text{min}$  und  $Q_{Kal1} = 17,861/\text{min}$ ), bei einem Zulaufdruck von 187 bar und einem Lastmoment von 0 Nm. Auch mit dem Schätzverfahren in Dymola tritt die größte absolute Abweichung bei einem Zulaufdruck von 187 bar und einem Lastmoment von 0 Nm auf. Die Abweichung beträgt -0.591/min ( $Q_{Sen1} = 18,091/\text{min}$  und  $Q_{Dym1} = 17,501/\text{min}$ ). Beide Werte sind auch in Abb. 7.5 zu finden, was das Verhältnis zwischen der Höhe der Abweichung und dem gemessenen Durchfluss gut visualisiert.

Betrachtet man die größte relative Abweichung, bei der die Messung unterschätzt wird, so beträgt der Wert für den Kalman-Filter -3,2% ( $Q_{Sen1} = 5,5801/\text{min}$  und  $Q_{Kal1} = 5,401/\text{min}$ ) und tritt bei einem Zulaufdruck von 154 bar und einem Lastmoment von 0 Nm auf. Auch die größte relative Abweichung für den von Dymola geschätzten Parameter, tritt bei einem Zulaufdruck von 154 bar und einem Lastmoment von 0 Nm auf. Die Abweichung beträgt -4,3% und gehört zu den Durchflüssen  $Q_{Sen1} = 5,5801/\text{min}$  und  $Q_{Dym1} = 5,341/\text{min}$ .

Untersucht man die absoluten Werte, bei denen die Messung überschätzt wird, so überschätzt der Kalman-Filter das Messergebnis um  $0,171/\min (Q_{Sen1} = 3,9051/\min )$  und  $Q_{Kal1} = 4,071/\min$ ). Die Abweichung gehört zu der Messung 157 bar und 145 Nm. Das Schätzverfahren mit Dymola überschätzt die Messung bei 154 bar und 140 Nm. Die Abweichung beträgt  $0,471/\min (Q_{Sen1} = 3,3071/\min )$  und  $Q_{Dym1} = 3,781/\min$ ).

Auch die größte relative Abweichung, bei der der Kalman-Filter den Messwert überschätzt, gehöht zu der Messung bei 157 bar und 145 Nm. Die Abweichung beträgt 4,2%





 $(Q_{Sen1} = 3,905 \text{l/min} \text{ und } Q_{Kal1} = 4,07 \text{l/min})$ . Bei der Parameter- bzw. Zustandsschätzung mit Dymola ist die größte Abweichung mit 14 % deutlich höher. Die Abweichung tritt zweimal auf. Zum einen bei der Messung 154 bar und 140 Nm, zum anderen bei der Messung 154 bar und 145 Nm  $(Q_{Sen1} = 3,307 \text{l/min} \text{ und } Q_{Dym1} = 3,78 \text{l/min} \text{ und}$  $Q_{Sen1} = 3,247 \text{l/min} \text{ und } Q_{Dym1} = 3,69 \text{l/min}).$ 

Wenn man die größten Abweichungen betrachtet, so treten alle Werte in Betriebszuständen auf, die nicht dem Auslegungspunkt der PCU entsprechen. Im Folgenden wird die Verteilung der Abweichungen noch genauer untersucht, um die Güte der Verfahren besser beurteilen zu können. In Abb. 7.6 sind die Abweichungen in einem Histogramm mit einer Klassenbreite von 0.021/min dargestellt.



Abbildung 7.6.: Histogramm der Abweichungen (Schnellfahrmodus)

Insgesamt überschätzt der Kalman-Filter den Durchfluss 251 Mal und unterschätzt ihn 476 Mal. 25 Mal stimmen Messwert und Schätzer des Kalman-Filters überein. Dieser Zahl





Tabelle 7.1.: Durchschnittliche Abweichungen (Schnellfahrmodus)

Verfahren	$\overline{Q}_1$ in l/min	$\sigma_{Q_1}$ in l/min	$\overline{ Q_1 }$ in l/min	$\sigma_{ Q_1 }$ in l/min
Kalman-Filter	-0,023	0,063	0,058	0,034
Dymola	-0,0097	0,20	$0,\!17$	$0,\!12$

sollte aber durch das häufige Runden nicht allzu viel Bedeutung zugesprochen werden. Das spiegelt sich auch in Mittelwert und der Standardabweichung der Abweichungen wider. Im Mittel beträgt die Abweichung für den Kalman-Filter -0,0231/min bei einer Standardabweichung von 0,0631/min. Das häufige Unterschätzen des Kalman-Filters verschiebt den Mittelwert ins Negative. Bestimmt man den Mittelwert für den Betrag der Abweichungen, erhält man 0,0581/min bei einer Standardabweichung von 0,0341/min. Die tatsächliche Abweichung wird nicht mehr durch die unterschiedlichen Vorzeichen verbessert. Außerdem verringert sich die Standardabweichung durch die geringere Breite des Intervalls. Die Ergebnisse der sind nochmal in Tab. 7.1 zusammengefasst.

Wie beim Kalman-Filter, treten auch für die Parameter- bzw. Zustandsschätzung in Dymola die größten Abweichungen extremen Betriebszuständen der PCU auf. Betrachtet man die Verteilung der Abweichungen, also ob der Messwert über- oder unterschätzt wird, so sind die Werte, verglichen mit dem Kalman-Filter, gleichmäßiger verteilt. Dymola überschätzt den Durchfluss 340 Mal, unterschätzt ihn 395 Mal, und 17 Mal stimmen der geschätzte Wert und die Messung überein. In Abb. 7.6 sind die Abweichungen als Histogramm zu sehen. Das spiegelt sich auch in den durchschnittlichen Abweichungen in Tab. 7.1 wider. Der Mittelwert ist mit -0,0097l/min sehr klein, hat aber eine große Standardabweichung von 0,20l/min. Der Mittelwert für den Betrag der Abweichungen ist mit 0,17l/min hingegen deutlich höher. Die Standardabweichung ist mit 0,12l/min erwartungsgemäß kleiner. Hier erkennt man gut, dass die niedrige Abweichung im Mittel durch sich kompensierende Vorzeichenunterschiede zustande kommt.





### 7.2.2. Langsamfahrmodus (Bereich 2)

Im Folgenden soll der Durchfluss für den Langsamfahrmodus (Bereich 2) untersucht werden. Zuerst wird auf die qualitativen Verläufe eingegangen, bevor quantitative Unterschiede beleuchtet werden.

### Qualitative Bewertung der Verfahren

In Abb. 7.7 sind die gemessenen Durchflusswerte bei konstantem Zulaufdruck über das Lastmoment aufgetragen. Die Verläufe haben einen quadratischen Verlauf mit negativer Krümmung, der bei niedrigen Zulaufdrücken am stärksten ausgeprägt ist. Verglichen mit den Messwerten des Schnellfahrmodus (Abb. 7.2), ist die Abhängigkeit des Durchflusses vom Zulaufdruck deutlich schwächer ausgeprägt. Gerade für kleine Lastmomente ist der Bereich, in dem die Durchflüsse liegen signifikant kleiner, verglichen mit dem Schnellfahrmodus. Für größere Lastmomente wird der Bereich breiter, im Gegensatz zum Schnellfahrmodus, wo der Bereich für größere Lastmomente kleiner wird.



Abbildung 7.7.: Messdaten des Durchflusses (Langsamfahrmodus)





Wie beim Schnellfahrmodus, erkennt man auch in Abb. 7.7 Abweichungen im Durchfluss zu den benachbarten Werten. Diese Ausreißer wurden schon in Abschn. 7.2.2 für den Schnellfahrmodus beschrieben. Auch im Bereich 2 treten die Abweichungen bei den Lastmomenten 20 Nm, 52 Nm bzw. 56 Nm, 116 Nm und 150 Nm auf. Verglichen mit dem Schnellfahrmodus sind die Abweichungen weniger stark ausgeprägt. Es scheint, als treten die möglichen Effekte auch im Langsamfahrmodus in einer abgeschwächten Form auf.



Abbildung 7.8.: Geschätzter Durchfluss des Kalman-Filters (Langsamfahrmodus)

In Abb. 7.8 sind die mit dem Kalman-Filter geschätzten Durchflüsse zu erkennen. Vergleicht man die Verläufe mit den gemessenen Durchflusswerten aus Abb. 7.7, fällt direkt der Unterschied in der Höhe des Durchflusses bei niedrigen Lastmomenten auf. Alle geschätzten Werte liegen ca. 0,3 bis 0,41/min unter den Messwerten. Dadurch verändert sich auch das generelle Erscheinungsbild der Verläufe. Wie bei den gemessenen Verläufen, sinkt der Durchfluss quadratisch mit zunehmendem Lastmoment. Für kleine Lastmomente ist der Bereich, in dem die Durchflüsse liegen schmaler, bei großen Lastmomenten wird der Bereich ebenfalls größer. Man erkennt also, dass der generelle Verlauf der Kurven gut





abgebildet wird. Lediglich durch die zu niedrigen Durchflüsse bei geringen Lastmomenten, wirken die Verläufe, verglichen mit den Messwerten, flacher.



Abbildung 7.9.: Geschätzter Durchfluss mit Dymola (Langsamfahrmodus)

Die mit Dymola geschätzten Parameter sind in Abb. 7.9 dargestellt. Um die Übersichtlichkeit zu erhöhen wurde die Achsenskalierung angepasst. Verglichen mit den Messwerten, ist die Abhängigkeit des Durchflusses vom Lastmoment deutlich geringer. Gerade für niedrige Lastmomente liegen die Durchflüsse um 0,4 bis 0,51/min unter den gemessenen Werten. Bei hohen Lastmomenten überschätzt Dymola den Durchfluss in ähnlicher Höhe. Dennoch wird der quadratische Zusammenhang korrekt abgebildet.

In Abb. 7.10 sind die gemessenen bzw. geschätzten Durchflüsse für verschiedene Lastmomente zu sehen. Im Vergleich zu den Durchflüssen des Schnellfahrmodus sind die Verläufe annähernd linear. Die Verläufe des Durchflüsses haben, abhängig vom Lastmoment, eine unterschiedliche Steigung, die Einfluss auf den Abstand der Durchflüsse bei gleichem Druckniveau hat. Dieser Unterschied entspricht den verschiedenen Krümmungen der Verläufe in den Abb. 7.7, Abb. 7.8 und Abb. 7.9. Verglichen mit den Verläufen des Schnellfahr-



#### 7. Auswertung und Ergebnisse





Abbildung 7.10.: Durchfluss für verschiedene Lastmomente (Langsamfahrmodus)

modus in Abb. 7.5, fallen besonders die Abweichungen zwischen den geschätzten und den gemessenen Werten auf. Betrachtet man die Ergebnisse des Kalman-Filters, so werden die Abweichungen mit zunehmendem Lastmoment geringer. Das korrespondiert zu den niedrigen Werten für geringe Lastmomente in Abb. 7.8. Auch die bereits erwähnten Abweichungen zwischen Dymola und den gemessenen Werten erkennt man wieder. Für niedrige Lastmomente unterschätzt Dymola den Durchfluss. Im mittleren Lastbereich sind die Abweichungen am geringsten und für hohe Lastmomente überschätz Dymola den Durchfluss.

#### Quantitative Bewertung der Verfahren

Wie für den Schnellfahrmodus werden auch für den Bereich 2 die Abweichungen quantitativ untersucht. Dafür wird zuerst die größte absolute Abweichung, bei der der Messwert unterschätzt wird, betrachtet. Der Kalman-Filter unterschätzt den Messwert drei Mal bei einem Lastmoment von 0 Nm und den Drücken 205, 208 und 211 bar um jeweils





-0,331/min. Dazu gehören die Werte  $Q_{Sen2} = 3,841/\text{min}$  und  $Q_{Kal2} = 3,511/\text{min}$ ,  $Q_{Sen2} = 3,8681/\text{min}$  und  $Q_{Kal2} = 3,541/\text{min}$  und  $Q_{Sen2} = 3,8941/\text{min}$  und  $Q_{Kal2} = 3,561/\text{min}$ . Für das Schätzverfahren mit Dymola tritt die größte Abweichung bei 4 Nm und 208 bar auf. Der Durchfluss unterschätzt den Messwert um -0,491/min. Dazu gehören die Werte  $Q_{Sen2} = 3,8341/\text{min}$  und  $Q_{Dym2} = 3,511/\text{min}$ .

Auch die größten relativen Abweichungen, bei denen der Messwert unterschätzt wird, gehören zu den im vorherigen Abschnitt genannten Durchflüssen. Der Kalman-Filter unterschätzt den Messwert bei 0 Nm und den Drücken 205 und 211 bar um -8,6%. Der Wert bei 208 bar ist lediglich durch das Runden etwas geringer. Die größte realtive Abweichung des Schätzverfahrens mit Dymola tritt wieder bei 4 Nm und 208 bar auf und beträgt -13%.

Betrachtet man die absoluten Werte bei denen der Durchfluss überschätzt wird, sind es beim Kalman-Filter erneut drei Werte bei einem Lastmoment von 155 Nm und den Zulaufdrücken 163, 166 und 172 bar. Hier wird der Durchfluss jeweils mit 0,12 l/min überschätzt. Dazu gehören die Werte  $Q_{Sen2} = 1,817$  l/min und  $Q_{Kal2} = 1,941$ /min,  $Q_{Sen2} = 1,841$  l/min und  $Q_{Kal2} = 1,96$  l/min und  $Q_{Sen2} = 1,96$  l/min und  $Q_{Kal2} = 2,08$  l/min. Die größte absolute Abweichung im Verfahren von Dymola tritt bei 145 Nm und 154 bar auf und beträgt 0,53 l/min. Dazu gehören die Werte  $Q_{Sen2} = 3,8341$ /min und  $Q_{Dym2} = 3,511$ /min.

Bezogen auf die relativen Werte überschätzt der Kalman-Filter bei 145 Nm und 154 bar sowie 155 Nm und 163 bar den gemessenen Wert. Die Abweichung beträgt 6,8 %. Dazu gehören die Werte  $Q_{Sen2} = 1,583 \, \text{l/min}$  und  $Q_{Kal2} = 1,69 \, \text{l/min}$  und  $Q_{Sen2} = 1,817 \, \text{l/min}$ und  $Q_{Kal2} = 1,94 \, \text{l/min}$ . Dymola überschätzt die Messung deutlich stärker. Die größte relative Abweichung entspricht der größten absoluten Abweichung und tritt ebenfalls bei 145 Nm und 154 bar auf. Hier wird der Messwert um 33 % überschätzt.

Betrachtet man die in den vorherigen Abschnitten beschriebenen Abweichungen, treten die größten Differenzen bei Betriebszuständen auf, die nicht dem Auslegungspunkt entsprechen. Im Folgenden wird die Verteilung der Abweichungen genauer untersucht. In Abb. 7.11 sind die Abweichungen als Histogramm mit einer Klassenbreite von 0,021/min aufgetragen. Teilt man die Abweichungen auf, so überschätzt der Kalman-Filter den Messwert







Abbildung 7.11.: Histogramm der Abweichungen (Langsamfahrmodus)

lediglich 170 Mal, wo hingegen der Messwert 582 Mal unterschätzt wird. Eine Abweichung von 01/min wird nie erreicht. Hier erkennt man deutlich das der Durchfluss eher unterschätzt wird. Das spiegelt sich auch im Mittelwert wider. Die mittlere Abweichung beträgt -0,111/min mit einer Standardabweichung von 0,111/min. Betrachtet man hingegen den Mittelwert vom Betrag der Abweichungen, so erhält man 0,131/min mit einer Standardabweichung von 0,0901/min. Die Kennwerte sind in Tab. 7.2 zu finden.

Auch für die mit Dymola geschätzten Durchflüsse ist die Verteilung der Abweichungen in Abb. 7.11 zu sehen. Verglichen mit den Abweichungen des Kalman-Filters sind die Abweichungen deutlich gleichmäßiger um den Nullpunkt verteilt. Das spiegelt sich auch in der Anzahl der über- und unterschätzten Werte wider. Dymola überschätzt den Messwert 386 Mal und unterschätzt ihn 364 Mal. Zwei Mal entspricht der geschätzte Parameter dem Messwert. Im Mittel beträgt die Abweichung 0,0201/min mit einer Standardabweichung





Tabelle 7.2.: Durchschnittliche Abweichungen (Langsamfahrmodus)

Verfahren	$\overline{Q}_2$ in l/min	$\sigma_{Q_2}$ in l/min	$\overline{ Q_2 }$ in l/min	$\sigma_{ Q_2 }$ in l/min
Kalman-Filter	$-0,\!11$	0,11	$0,\!13$	0,090
Dymola	0,020	0,26	0,22	$0,\!14$

von 0,26 l/min. Positive und negative Abweichungen gleichen sich aus. Die hohe Standardabweichung unterstreicht das. Betrachtet man hingegen den Mittelwert vom Betrag der Abweichungen, so beträgt dieser 0,22 l/min mit einer Standardabweichung von 0,14 l/min. Die Ergebnisse sind in Tab. 7.2 zusammengefasst.

## 7.3. Vergleich der Verfahren

Im folgenden Abschnitt sollen die beiden Verfahren zur Parameterbestimmung miteinander verglichen werden. In Abschn. 7.2 wurden die Ergebnisse für den Schnell- und den Langsamfahrmodus ausgewertet. Nun soll mit den Erkenntnissen aus Abschn. 7.2 die Güte der Verfahren betrachtet werden.

In Abb. 7.1 wurden die gesamten Verläufe über einen Messzyklus dargestellt und beschrieben. Hier ist es nur dem Kalman-Filter möglich, Unzulänglichkeiten in der Modellierung zu kompensieren. Gerade wenn Details, wie der konstante Durchfluss beim Anfahren der PCU, von Interesse sind, ist der Kalman-Filter sehr effektiv. Der Vorteil des Kalman-Filters liegt darin, dass eine einfache Modellierung kompensiert werden kann. Des Weiteren bietet er die Möglichkeit physikalische Effekte abzubilden, die gar nicht bekannt sind. Das Schätzverfahren in Dymola eignet sie eher für Fälle, in denen alle physikalischen Effekte bekannt sind und mit Gleichungen abgebildet werden.

Vergleicht man die Schätzverfahren für den Schnellfahrmodus, so liefern sowohl der Kalman-Filter, als auch das Verfahren in Dymola, durchweg gute Ergebnisse. Beide Verfahren erfassen den Durchfluss über den gesamten Bereich der Messkampagne. Der qualitative Verlauf des Durchflusses wird bei beiden Verfahren korrekt abgebildet. Das spricht vor allem dafür, dass die den Verfahren zugrundeliegenden Modelle das reale physikalische





Verhalten der PCU gut abbilden. Auch die Ausreißer, die eine Abweichungen vom normalen Systemverhalten darstellen, werden korrekt abgebildet. Das verdeutlicht erneut den starken Zusammenhang zwischen Durchfluss und Drehzahl, der beiden Verfahren zugrunde liegt.

Neben den qualitativen Aspekten wurden die Abweichungen zwischen geschätzten und gemessenen Durchflüssen betrachtet. Beide Verfahren über- bzw. unterschätzen den Durchfluss, verglichen mit den gemessenen Werten. Im Schnellfahrmodus unterschätzt der Kalman-Filter vor allem bei niedrigen Lastmomenten den Durchfluss. Für hohe Lastmomente wird der Durchfluss eher überschätzt. Generell neigt der Kalman-Filter dazu die Messwerte zu unterschätzen. Auch das Schätzverfahren in Dymola unterschätzt den Durchfluss eher bei niedrigen Lastmomenten und überschätzt ihn für hohe Lastmomente. Die Abweichungen, sprich ob der Durchfluss über- oder unterschätzt wird, sind bei Dymola deutlich gleichmäßiger verteilt.

Neben der Verteilung der Abweichungen wurde auch die Höhe untersucht. Die vom Kalman-Filter geschätzten Durchflüsse langen in einem Intervall von -0,23 und 0,171/min, was einer Intervallbreite von 0,41/min entspricht. Die Abweichungen zwischen dem Schätzer in Dymola und dem Messwert liegen zwischen -0,59 und 0,471/min. Folglich ist der Bereich mit 1,061/min mehr als doppelt so groß. Neben dem Durchschnitt der Abweichungen wurde auch die Standardabweichung bestimmt. Hier war der Wert für das Verfahren in Dymola fast viermal so hoch, was die breitere Streuung der Werte verdeutlicht. Vergleicht man die den Betrag der Abweichung beider Verfahren für jeden Messpunkt, so ist die Abweichung zum Messwert für den Kalman-Filter 611 Mal geringer, verglichen mit Dymola. Im Gegensatz dazu ist das Verfahren in Dymola nur für 119 Betriebspunkte besser. 22 Mal ist die Abweichung gleich groß. Basierend auf den genannten Kennwerten lässt sich daher sagen, dass der Kalman-Filter den Durchfluss des Ventilblocks für den Schnellfahrmodus besser schätzt.

Neben dem Schnellfahrmodus wurde auch das PCU-Verhalten bei gedrosselter Geschwindigkeit untersucht. In Abschn. 7.2.2 wurden die Ergebnisse des Langsamfahrmodus vorgestellt. Auf Basis der gewonnenen Erkenntnisse, sollen die beiden Schätzverfahren nun





für den zweiten Teil der Messkampagne bewertet werden.

Betrachtet man den generellen Verlauf der geschätzten Durchflüsse, so bildet sowohl der Kalman-Filter, als auch das Verfahren in Dymola, den Verlauf korrekt ab. Die Abhängigkeit des Durchflusses von Zulaufdruck und Lastmoment werden korrekt wiedergegeben. Dennoch sind die Ergebnisse, verglichen mit dem Schnellfahrmodus, weniger gut. Das zeigt vor allem der direkte Vergleich von Abb. 7.5 und Abb. 7.10. Die Abweichungen zwischen den gemessenen und den geschätzten Durchflüssen fallen deutlich stärker auf. Das spricht dafür, dass die physikalischen Effekte im Schnellfahrmodus besser abgebildet werden. In Abschn. 2.3.2 wurde das Systemverhalten des Schaltventilblocks genau beschrieben. Gerade die gedrosselte Stellung wird durch ein komplexes Druckgleichgewicht am Hauptsteuerschieber erreicht, bei dem auch Hydraulikfluid über eine Drossel abgelassen wird. Dieses Verhalten wird in keinem der beiden Verfahren abgebildet und könnte eine mögliche Erklärung für die schlechtere Durchflussschätzung im Langsamfahrmodus sein. Trotzdem werden auch die Ausreißer, die in Abschn. 7.2.2 beschrieben wurden, von den Verfahren korrekt geschätzt, was den grundsätzlichen Zusammenhang zwischen Drehzahl und Durchfluss unterstreicht.

Auch zwischen den gemessenen und geschätzten Durchflüssen gibt es Abweichungen, die in Abschn. 7.2.2 untersucht wurden. Wie schon für den Schnellfahrmodus, unterschätzt der Kalman-Filter den Messwert häufiger. Vor allem für kleine Lastmomente wird der Durchfluss unterschätzt. Ähnlich wie beim Schnellfahrmodus, unterschätzt Dymola den Durchfluss für kleine Lastmomente und überschätzt ihn für große Lastmomente. Generell sind die die Abweichungen deutlich gleichmäßiger verteilt.

Die Güte der Verfahren wurden auch quantitativ untersucht. Die Abweichungen der vom Kalman-Filter geschätzten Durchflüsse lagen alle in einem Intervall von -0,33 und 0,121/min. Das entspricht einer Intervallbreite von 0,451/min, die minimal größer ist, verglichen mit dem Schnellfahrmodus. Auch die Abweichungen, die durch das Verfahren in Dymola entstehen, liegen in einem Bereich von -0,49 und 0,531/min, was einer Intervallbreite von 1,021/min entspricht. Im Gegensatz zum Schnellfahrmodus ist der Bereich minimal kleiner, dennoch mehr als doppelt so groß, verglichen mit dem Kalman-Filter. Da die Durchflusswerte im Langsamfahrmodus generell deutlich niedriger sind, sind die





relativen Abweichungen dementsprechend größer. Auch die Standardabweichung der Abweichungen, sprich wie stark die Abweichungen verteilt sind, wurde untersucht. Hier war die Standardabweichung des Verfahrens in Dymola mehr als doppelt so groß. Vergleicht man den Betrag der Abweichungen beider Verfahren für jeden Betriebspunkt, so ist der Kalman-Filter 489 Mal besser. Das Verfahren in Dymola schätzt hingegen den Durchfluss 245 Mal besser. 18 Mal sind die Abweichungen gleich groß. Beides spricht dafür, dass auch im Langsamfahrmodus der Kalman-Filter den Durchfluss besser erfasst.

Bei der Zustandsgleichung des Hydraulikmotors wurde die Haftreibung, deren Exponentialfunktion eine Nichtlinearität darstellt, vernachlässigt. In dem Modell in Dymola ist die Haftreibung hingegen vorhanden. In den Ergebnissen spiegelt sich das nicht wider. Abschließend lassen sich folgende Erkenntnisse aus dem Vergleich der beiden Verfahren zur Zustandsschätzung festhalten:

- Der Kalman-Filter schätzt den Durchfluss im Allgemeinen besser, verglichen mit dem Verfahren in Dymola.
- Der Kalman-Filter tendiert dazu, die gemessenen Werte zu unterschätzen. Die mit Dymola geschätzten Parameter sind gleichmäßiger um den gemessenen Wert verteilt.
- Durch eine gute Balance zwischen Mess- und Modelleinfluss kann der Kalman-Filter unbekannte Effekte abbilden und Verläufe im Detail genauer darstellen.
- Bei dem Schätzverfahren in Dymola ist die Güte des zugrundeliegenden Modells entscheidend. Die Stärke des Verfahrens liegt eher in der nachträglichen Kalibrierung von schwer zugänglichen Modellparametern.

Neben der Güte der Schätzverfahren haben beide Verfahren ganz praktische Vor- und Nachteile. Der Kalman-Filter mit seiner Zustandsraumdarstellung muss für jedes Problem neu erstellt werden. Das Schätzverfahren in Dymola ist in einer Toolbox integriert und kann auf jedes Modell direkt angewendet werden. Ist der Kalman-Filter vorhanden, laufen Zustandsschätzung und Aufnahme der Messdaten parallel. Im Gegensatz dazu, ist die Parameterschätzung in Dymola ein weiterer Arbeitsschritt, der, abhängig von der Größe des Modells und der Messkampagne, eine nicht unerhebliche Zeitdauer benötigt. Abgesehen davon, liefert das Verfahren in Dymola fertige Parameter. Die mit dem Kalman-Filter





geschätzten Daten mussten im Nachgang noch bearbeitet werden, um einen finalen Parameter zu erhalten.

# 8. Zusammenfassung und Ausblick

Ziel der vorliegenden Arbeit ist es, unbekannte Parameter in einer zentralen hydrostatischen Antriebseinheit für ein Hochauftriebssystem, auch Power Control Unit (PCU) genannt, mit Hilfe von Messdaten zu schätzen und die Verfahren zu bewerten. Dafür wird ein mathematisches Modell der PCU erstellt. Dabei wird der Schaltventilblock als komplexe Komponente, deren physikalische korrekte Modellierung nicht ohne weiteres möglich ist, identifiziert. Der Ventildurchfluss wird mit einem PT<sub>2</sub>-Verhalten dargestellt und der Ventildämpfungsgrad sowie die Eigenfrequenz des Ventils werden ermittelt. Um den Durchfluss im eingeschwungenen Zustand zu ermitteln, werden zwei Schätzverfahren erstellt und analysiert:

- Zustandsschätzung mit Hilfe eines Kalman-Filters: Auf Basis des mathematischen Modells der PCU wird ein Kalman-Filter entwickelt, der in Echtzeit auf der Prüfstandshardware läuft. Der Kalman-Filter schätzt den Durchfluss aus der gemessenen PCU-Drehzahl.
- 2. Zustandsschätzung in Dymola: Das mathematischen Modell der PCU wird als Simulationsmodell in Dymola implementiert. Mit Hilfe der Drehzahlmessdaten wird der Durchfluss durch ein Optimierungsverfahren geschätzt.

Um die Verfahren vergleichen zu können, wird der Durchfluss gemessen. Die Durchflussmessung stellt die Referenz dar, um die geschätzten Durchflüsse qualitativ sowie quantitativ bewerten zu können. Die durch den Vergleich der beiden Verfahren gewonnen Erkenntnisse lassen sich wie folgt zusammenfassen:

- Die Modellierung des Schaltventilblocks mit einem PT<sub>2</sub>-Verhalten bildet den Durchfluss trotz seiner Einfachheit gut ab.
- Beide Verfahren schätzen den Ventildurchfluss teilweise sehr genau. Dennoch sind die Abweichungen über die gesamte Messkampagne für den Kalman-Filter geringer.
- Der Kalman-Filter bietet die Möglichkeit Unzulänglichkeiten bei der Modellbildung zu kompensieren.

Die in dieser Arbeit gewonnenen Erkenntnisse bieten Ansatzpunkte für weitere Untersuchungen. Zum einen kann man die Ermittlung des Dämpfungsgrads und der Eigenkreisfrequenz des Ventildurchflusses mit in die Verfahren integrieren. Dafür müsste der Kalman-Filter in einen Erweiterten Kalman-Filter umgewandelt werden, der auch für nichtlineare





Gleichungen anwendbar ist. Das Schätzverfahren in Dymola ist diesbezüglich deutlich einfacher anzupassen. Die Erkenntnisse kann man mit den, in dieser Arbeit gewonnenen Ergebnisse vergleichen, um zu untersuchen, wie die Schätzverfahren bei Parametern die nichtlinear auftreten, abschneiden. Des Weiteren kann man versuchen Dymola, über eine Schnittstelle mit dem Prüfstand zu verbinden und Parameter in Echtzeit zu schätzen.

Bei allen Messungen ist die Öltemperatur konstant gehalten worden. Der nächste Schritt ist, die Öltemperatur zu variieren und den Temperatureinfluss zu untersuchen. Des Weiteren kann bei dem Verfahren in Dymola die Haftreibung vernachlässigt werden, um den Effekt isoliert zu betrachten und mit den bereits gewonnenen Ergebnissen zu vergleichen.

Ein langfristiges Ziel des VPH Projekts sind vollständige simulationsbasierte Zulassungsverfahren. Dafür kann man die gewonnenen Durchflusswerte in das Simulationsmodell in Dymola einarbeiten. Hier können zwei unterschiedliche Ansätze verfolgt werden. Zum einen können aus den gewonnenen Werten Funktionsvorschriften entwickelt werden, sodass der Durchfluss über den gesamten Betriebsbereich berechnet werden kann. Die zweite Möglichkeit ist, die Werte als Look-Up Table im Modell zu hinterlegen. Hier bieten sich erneut vielfältige Möglichkeiten die Güte beider Verfahren weiter zu bewerten und den Einfluss des Durchflusses auf Komponentenebene zu untersuchen.

Möchte man in Zukunft PCUs untersuchen, die nicht als Prüfling auf einem Systemprüfstand bereitstehen, bieten die gewonnenen Erkenntnisse dieser Arbeit gute Ansatzpunkte. Stehen keine Messdaten der Drehzahl zur Verfügung, kann man den Kalman-Filter um eine Gleichung erweitern, die aus dem PPU-Winkel die Drehzahl schätzt. Der Kalman-Filter kann dann auch Offline mit bereits vorhandenen Messdaten genutzt werden. In Bezug auf die A320-PCU werden die Messwerte zur Modellierung des Durchflusses genutzt.

Der nächste Schritt wäre die Komponente der PCU auf Systemebene zu untersuchen. Dafür muss die PCU in ein Gesamtmodell des Hochauftriebssystems integriert werden. Hier kann dann die Auswirkung von unterschiedlichen Durchflüssen auf Systemanforderungen, wie z.B. das Positionierverhalten der Klappen und die Stellzeit, bewertet werden.

## Literaturverzeichnis

- Airbus. A330 Flight deck and systems briefing for pilots. STL 472.755/92 issue 4. März 1999.
- [2] Airbus. A350-900 Flight deck and systems briefing for pilots. Sep. 2011.
- [3] Airbus. Airbus Training A320, Flight Crew Operating Manual: Hydraulic. P1, SEQ 001, REV 23.
- [4] M. K. Bak und M. R. Hansen. "Analysis of offshore knuckle boom crane-part one: modeling and parameter identification". In: *Modeling, Identification and Control* 34.4 (2013), Seiten 157–174.
- [5] Dassault Systèmes AB. Dymola, User Manual Volume 2. März 2019.
- [6] B. Eryilmaz und B. H. Wilson. "Unified modeling and analysis of a proportional valve". In: Journal of the Franklin Institute 343.1 (2006), Seiten 48–68.
- [7] N. Gebhardt und J. Weber. Hydraulik–Fluid-Mechatronik: Grundlagen, Komponenten, Systeme, Messtechnik und virtuelles Engineering. 2020.
- [8] G. Geerling. Entwicklung und Untersuchung neuer Konzepte elektrohydraulischer Antriebe von Flugzeug-Landeklappensystemen. 2003.
- B. Hauber. Variable Displacement Hydraulic Motors used for High Lift Systems of Commercial Aircrafts (on the example of the Airbus A380 Flap System). Liebherr-Aerospace-GmbH. URL: https://aircraft-system.com/files/pages/experience/ Abstract\_5th\_HC\_Aachen%20March2006.pdf (besucht am 10.02.2021).
- [10] J. Ivantysin und M. Ivantysinova. *Hydrostatische Pumpen und Motoren: Konstruk*tion und Berechnung. 1993.
- [11] P. Junglas. Simulation von Kalmanfiltern mit Simulink. URL: http://www.peterjunglas.de/fh/vorlesungen/skripte/kalman.pdf (besucht am 01.07.2020).
- [12] O. V. Korniyenko, M. S. Sharawi und D. N. Aloi. "Neural network based approach for tuning Kalman filter". In: 2005 IEEE International Conference on Electro Information Technology. IEEE. 2005, Seiten 1–5.
- [13] T. Lampl, R. Königsberger und M. Hornung. "Design and evaluation of distributed electric drive architectures for high-lift control systems". In: 66. Deutsche Luft-und Raumfahrtkongress. 2017.





- [14] X. LeTron. A380 Flight Controls overview. 2007. URL: https://www.fzt.hawhamburg.de/pers/Scholz/dglr/hh/text\_2007\_09\_27\_A380\_Flight\_Controls. pdf (besucht am 10.02.2021).
- [15] Liebherr. Component Maintenance Manual with Illustrated Parts List, Power Control Unit. 786A0000, Initial Issue: May 30/88. Feb. 2015.
- [16] H. Lutz und W. Wendt. Taschenbuch der Regelungstechnik: mit MATLAB und Simulink. 2007.
- [17] R. Marchthaler und S. Dingler. Kalman-Filter. Springer, 2017.
- [18] MathWorks. Documentation: fmincon. URL: https://de.mathworks.com/help/ optim/ug/fmincon.html#d122e85197 (besucht am 01.12.2020).
- [19] Parker Hannifin GmbH. Component Maintenance Manual with Illustrated Parts List, Constant Displacement Hydraulic Motor. Originally Issued: March 09/88. Jan. 2004.
- [20] B. Sarlioglu und C. T. Morris. "More Electric Aircraft: Review, Challenges, and Opportunities for Commercial Transport Aircraft". In: *IEEE Transactions on Transportation Electrification* 1.1 (2015), Seiten 54–64.
- [21] W. Schenk, F. Kremer, G. Beddies, T. Franke, P. Galvosas und P. Rieger. *Physika-lisches Praktikum*. 2014.
- [22] W. Tegethoff, R. Kossel und C. Richter. "Objektorientierte Modellierung und Simulation thermischer Systeme". Kursunterlagen zur Modelica Schulung. 2008.
- [23] S. S. Tørdal, A. Klausen und M. K. Bak. "Experimental system identification and black box modeling of hydraulic directional control valve". In: *Modeling, Identification and Control* 35.4 (2015), Seiten 225–235.
- [24] T. Ulmer und J. Amin. Virtual Testing of High Lift Systems. Technischer Bericht. SAE Technical Paper, 2013.
- [25] H. Watter. Hydraulik und Pneumatik. 2008.
- [26] G. Welch, G. Bishop u. a. An Introduction to the Kalman filter. 1995.
- [27] D. Will und N. Gebhardt. Hydraulik: Grundlagen, Komponenten, Systeme. 2015.

# A. Anhang

## A.1. A320 PCU-Modell

Ventilblock	SI-Einheit	gebräuchliche Einheit	
$D_V$	0,76697	-	
$\omega_V$	$5{,}0194\mathrm{1/s}$	$0,79886\mathrm{Hz}$	
Rotationsmotor			
$V_g$ [19, S. 3]	$5,31 \cdot 10^{-6} \mathrm{m}^3$	$5,31\mathrm{cm}^3$	
$J_M$	$2,6\cdot 10^{-4}{ m kg}{ m m}^2$	-	
$K_{LpL}$	$6\cdot 10^{-13}{ m m}^5~/~{ m N/s}$	$3.6\cdot 10^{-3}\mathrm{l/min/bar}$	
$K_{LnM}$	$1,\!31\cdot 10^{-7}{ m m}^3$	$1,31 \cdot 10^{-4}$ l	
$R_{pL}$	$3,52\cdot 10^{-8}{ m m}^3$	$3,\!52\cdot10^{-3}\mathrm{Nm/bar}$	
$d_n$ <sup>1</sup>	$0,0124  { m Nms}^{-2}$	$2,067\cdot 10^{-4}\mathrm{Nm}$ min	
$M_C$	$0,525\mathrm{Nm}$		
$M_{H0}$	$0,\!24\mathrm{Nm}$		
$n_{M0}$	$2{,}761{\rm /s}$	$1661/{ m min}$	
Druckflüssigkeit			
$E_{\ddot{O}l}$ (Skydrol LD-4) <sup>2</sup>	$1,5 \cdot 10^9 \mathrm{Pa}$	$1,5 \cdot 10^4 \mathrm{bar}$	
Übersetzung			
$i_{DG}$ (Normalbetrieb)	1		
$i_{DG}$ (Fehlerfall)	2		
$i_{Ge}$	8,316		
$i_{PPU}$	140		
PCU-Bremse (POB)			
M <sub>Bmax</sub>	28 Nm		
$T_B$	$22 \cdot 10^{-3} \mathrm{s}$	$22\mathrm{ms}$	

Tabelle A.1.: Modellparamter der A320-PCU [8, S. 153-155]

<sup>&</sup>lt;sup>1</sup>Die gesamte drehzahlproportionale viskose Reibung setzt sich aus der Reibung des Motors  $d_{nM} = 1,575 \cdot 10^{-3}$  Nms und der Reibung der Transmission im Zweimotorbetrieb  $d_{nMT2} = 1,08 \cdot 10^{-2}$  Nms zusammen

² Der Wert des Kompressionsmodul bezieht sich auf <br/>  $\vartheta_{\ddot{O}l}{=}20\,^{\circ}\mathrm{C}$ 



Abbildung A.1.: Kennfeld des volumetrischen Motorwirkungsgrades [8, S. 45]



Abbildung A.2.: Kennfeld des hydraulisch-mechanischen Motorwirkungsgrades [8, S. 47]



Technische Universität

Braunschweig





Abbildung A.3.: Gemessenes Reibverhalten [8, S. 48]

### A.2. Hydromotor mit variablen Schluckvolumen

Betrachtet man Abb. 2.4, so wird ersichtlich, dass das Schluckvolumen des Hydromotors von der Stellung der Schrägscheibe abhängt. Um die Schrägscheibe zu verstellen bzw. in der gewünschten Position zu halten, benötigt man eine lineare Stelleinheit. Der Weg des linearen Aktuators wird im Folgenden mit x bezeichnet. Das Schluckvolumen ist nun eine Funktion des Weges, bzw. des Winkels der Schrägscheibe.

$$V_g = V_g(x) = V_g(\alpha) \tag{A.1}$$

Der maximale Weg der Stelleinheit wird hier mit  $x_{max}$  bezeichnet und bewirkt das größte Schluckvolumen  $V_{q,max}$ . Damit lässt sich das theoretische Motormoment (Gl. 4.7) sowie das



A. Anhang



theoretische Motorschluckvolumen (Gl. 4.4) in Abhängigkeit des Weges der Stelleinheit darstellen.

$$M_M(x) = \frac{V_{g,max}\Delta p}{2\pi} \cdot \frac{x}{x_{max}} \qquad Q_{th}(x) = \frac{V_{g,max}}{2\pi} \cdot \frac{x}{x_{max}}$$
(A.2)

Möchte man den Hydromotor des mathematische Modells aus Kap. 4 durch einen Hydromotor mit variablem Schluckvolumen ersetzen, sind noch weitere Anpassungen zu machen. Neben der Modellierung der Verstelleinheit, müssen Gl. 4.7 und Gl. 4.4 abhängig vom Gesamtsystem weiter angepasst werden. Hier wird auf Geerling Kapitel 5.1 verwiesen.

## A.3. Kalman-Filter

$$\underline{A}_{d} = \begin{pmatrix} 0,3708 & 7,1979 \cdot 10^{5} & 2,0749 \cdot 10^{-6} & 259,7986 \\ 5,2639 \cdot 10^{-22} & 1 & 3,8822 \cdot 10^{-28} & 9,9616 \cdot 10^{-4} \\ -3,1232 \cdot 10^{5} & 3,6234 \cdot 10^{11} & 0,1593 & 2,2144 \cdot 10^{8} \\ -5,5369 \cdot 10^{-24} & -0,0251 & -8,9316 \cdot 10^{-31} & 0,9923 \end{pmatrix}$$

$$\underline{B}_d = \begin{pmatrix} -2,9663 & 1,7085 \\ -1,2671 \cdot 10^{-21} & 1,2565 \cdot 10^{-5} \\ 7,3755 \cdot 10^5 & 2,0177 \cdot 10^6 \\ 8,9720 \cdot 10^{-24} & 0,0251 \end{pmatrix}$$

## A.4. Systematische Abweichung

Im Folgenden soll die systematische Abweichung für den Kalman-Filter und die Parameterschätzung in Dymola hergeleitet werden. Im Gegensatz zur normalen *Fehlerfortpflanzung nach Gauss*, geht der fehlerbehaftete Messwert in ein Modell (Kalman-Filter) bzw. ein Optimierungsproblem (Parameterschätzung in Dymola) ein. Da nicht ersichtlich ist wie sich die systematische Abweichung der Drehzahlmessung in den Verfahren fortpflanzt, wird hier versucht die Abweichung quantitativ zu erfassen.



A. Anhang



Die systematische Abweichung der Drehzahlmessung beträgt  $0,2\,\%$ vom Messbereichsendwert:

$$\Delta n = 0.2\% \cdot 800 \,\mathrm{U/min} = 1.6 \,\mathrm{U/min} \tag{A.3}$$

Berechnet man den Durchfluss des Hydromotors ohne Verluste und ersetzt die Winkelgeschwindigkeit des Motors durch die PCU-Drehzahl mit Gl. 5.18, so kann man die Abweichung mit dem *Fehlerfortpflanzungsgesetz nach Gauss* berechnen. Der Faktor 60 000 wandelt  $m^3/s$  in l/min um.

$$Q = \frac{V_g \omega_M}{2\pi} = \frac{V_g}{2\pi} n_T \frac{2\pi}{60} i_{Ge} \cdot 60000 \tag{A.4}$$

Damit lässt sich die systematische Abweichung berechnen.

$$\Delta Q_{Sys} = \left| \frac{\partial Q}{\partial n_T} \right| \cdot \Delta n = |1000V_g i_{Ge}| \cdot \Delta n = 0,07065 \, \text{l/min} \approx 0,08 \, \text{l/min} \tag{A.5}$$

Bei dieser Abschätzung der systematischen Abweichung, wird von einer verlustfreien Beziehung zwischen Durchfluss und Drehzahl ausgegangen. Des Weiteren ist auch die Größe  $V_g$  fehlerbehaftet, was nicht berücksichtigt wird. Da die systematische Abweichung nicht besser erfasst werden kann, wird die Abweichung verdoppelt und sowohl für den Kalman-Filter, wie auch für das Verfahren in Dymola, genutzt.

$$\Delta Q_{Sys,Kal1,2} = \Delta Q_{Sys,Dym1,2} = 0.16 \,\mathrm{l/min} \tag{A.6}$$

# CD