

Einsatz von gedrosselten Verstellmotoren bei Flugzeug-Landeklappensystemen

Olaf Biedermann

Wissenschaftlicher Mitarbeiter am Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik der TU Hamburg-Harburg; Leiter Prof. Dr.-Ing U. Carl

Zusammenfassung

Die zentralen hydromechanischen Antriebseinheiten von Landeklappensystemen heutiger Großraumflugzeuge werden üblicherweise über hydraulische Widerstände gesteuert. Ein großes Potential zur Leistungseinsparung birgt die Einführung von verstellbaren Hydraulikmotoren. Jedoch stellt insbesondere der Einsatz in Flugzeugsystemen hohe Anforderungen an die Zuverlässigkeit, Verfügbarkeit und Überwachbarkeit bei möglichst geringem Aufwand und Kosten. Deshalb eröffnet die Kombination von verstellbarem Hydraulikmotor mit turbulenter Blende vorteilhafte Eigenschaften wie systemimmanente, passive Schutz gegen Überdrehzahlen und Simplifizierung der erforderlichen Überwachung bei äquivalenter Verfügbarkeit und Funktionalität.

Einleitung

Die Einführung von Hydraulikmotoren mit verstellbarem Verdrängervolumen in Aktuatoren für sekundäre und primäre Steuerflächen bietet ein beträchtliches Potential zur Leistungseinsparung und -optimierung in Flugzeug-Hydrauliksystemen. In erster Linie kommt im Bereich der sekundären Flugsteuerung die zentrale Antriebseinheit von Klappensystemen (Power Control Unit, PCU) zur Anwendung in Frage.

Die Technologie der verstellbaren Hydraulikmotoren¹ (Variable Displacement Hydraulic Motors, VDHM), in der Mobilhydraulik auch Sekundärregelung genannt, ermöglicht im Vergleich zur heute angewandten Widerstandssteuerung eine verlustarme Energiewandlung bei flexibler Leistungsanpassung. Weiterhin läßt sich die hydromechanische Komplexität durch elektronische Regelung verringern [1], [3].

Bisher hatte die Eigenschaft des unkontrollierten „Durchgehens“ des Verstellmotors bei Ausfall der Regelung den Einzug von verstellbaren Hydraulikmotoren im Bereich der Flugsteuerungsaktuatorik verhindert. Die Kombination von verstellbarem Hydraulikmotor mit einer Blende nimmt der Technologie diesen Makel und führt zu systemimmanente, passivem Schutz gegen

¹ Die Bezeichnung *verstellbarer Hydraulikmotor* wird hier als Synonym einer im Vierquadrantenbetrieb arbeitenden Verdrängereinheit benutzt.

Überdrehzahlen und Simplifizierung der erforderlichen Überwachung bei äquivalenter Verfügbarkeit und Funktionalität.

Widersprüchlich erscheinen die künstlich über dem turbulenten Stömungswiderstand herbeigeführten Verluste. Jedoch begünstigen gerade die spezifischen Leistungseigenschaften und -anforderungen von Steuerflächenantrieben den Einsatz einer vorgeschalteten Drossel. Im normalen, geregelten Betrieb machen sich die Drosselverluste kaum bemerkbar. Erst im Fehlerfall dient die Blende als Leistungsbegrenzer und bei bekanntem Last- und Verlustspektrum somit auch der definierten, passiven Drehzahlbegrenzung. Das Kennfeld eines solchen gedrosselten Hydraulikmotors zeigt stark nichtlineares Verhalten. Die bereits aus Industrieanwendungen bekannte Kaskadenregelung ([5], [6]) muß deshalb um eine Kennfeldregelung ergänzt werden [3].

Am Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik der TU Hamburg-Harburg wurde in Zusammenarbeit mit der Liebherr Aerospace Lindenberg GmbH zur Untersuchung des Einsatzes von Verstellmotoren in der Anwendung der PCU ein Prüfstands Aufbau errichtet. Eine echtzeitfähige Hardware-in-the-Loop Simulationssoftware ermöglicht die flexible Implementierung der komplexen Steuerungs- und Regelungsalgorithmen.

Stand der Technik

Die Vorflügel (Slats) und Landeklappen (Flaps) heutiger Großraumflugzeuge wie dem Airbus werden über eine zentrale, im Fahrwerkschacht installierte, hydromechanische Antriebseinheit (Power Control Unit, PCU) angetrieben und über eine mechanische Wellentransmission mit Rotationsaktuatoren betätigt. Bild 1 zeigt die typische redundante Antriebsstruktur einer PCU, bestehend aus zwei Konstantmotoren (Constant Displacement Hydraulic Motor, CDHM) mit Schaltventilgruppe (Valve Block) und integrierten hydraulischen Feststellbremsen (Pressure-Off Brakes, POB). Die Leistungen der beiden Motoren werden über ein Drehzahlsummiergetriebe (Differential Gear, DG) auf die zentrale Abtriebswelle geführt. So kann das System bei Ausfall eines Antriebsstranges immer noch mit halber Geschwindigkeit betrieben werden [2], [7].

Die Positionierung der Klappen erfolgt über das Betätigen der Feststellbremsen bei kleiner Geschwindigkeit. Sie werden auch im Fehlerfalle aktiv und halten den ausgefallenen Antriebsstrang fest, um einen eindeutigen, sicheren Zustand zu erreichen. Zur Positionierung und Überwachung stehen zwei Winkelpositionsgeber (Feedback Position Pick-off Unit, FPPU) zur Verfügung.

Die Drehzahlsteuerung des CDHM erfolgt über fünf diskrete Stellungen eines Ventilschiebers. Eine hydromechanisch über ein Volumenstromregelventil realisierte Geschwindigkeitsbegrenzung sorgt für eine hohe Laststeifigkeit des Antriebes. Weiterhin ist eine Druckhaltefunktion (Pressure Maintaining, PMT), ebenfalls hydromechanisch, ausgeführt. Die Druckhaltefunktion reduziert die Leistungsentnahme des Stellantriebes bei Druckabfall im hydraulischen

Versorgungsnetz und hält den Systemdruck auf einem für die primäre Flugsteuerung erforderlichen Mindestniveau.

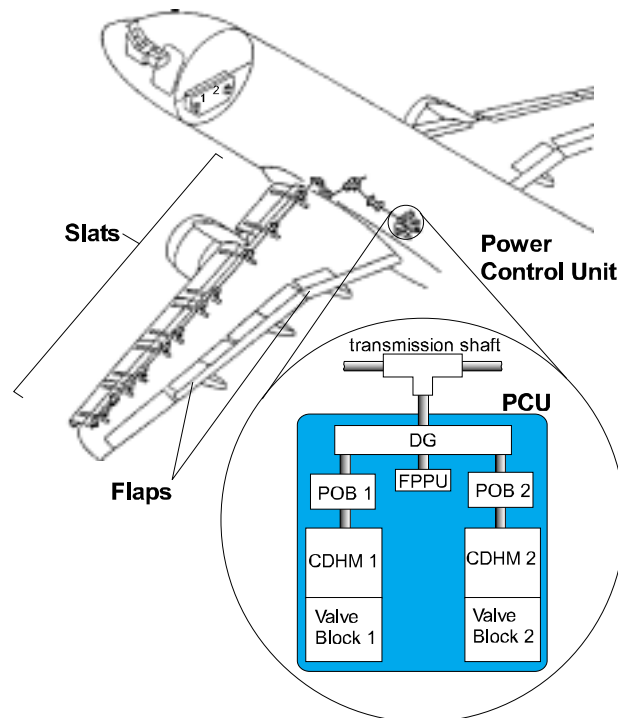


Bild 1: Klappensystem mit zentraler hydromechanischer Antriebseinheit

Ein Vorteil des Prinzips der Widerstandsteuerung ist der passive Schutz des Systems gegen Überdrehzahlen in allen Betriebspunkten aufgrund der festen Drosselung im Ventilschieber. Nachteilhaft sind jedoch die prinzipbedingten Druckverluste. Widerstandsgesteuerte, hydraulische Antriebe wie die PCU, die ein großes Lastspektrum durchfahren und aufgrund starker Temperatur- und Druckschwankungen ein großes Losbrechmoment aufweisen müssen, arbeiten in den meisten Betriebsfällen ineffizient. Untersuchungen an der existierenden PCU des Airbus A340 haben gezeigt, daß die Druckverluste bei Raumtemperatur zwischen 50% und 80% der zugeführten hydraulischen Leistung betragen [1].

Das Prinzip der widerstandsgesteuerten PCU hat sich in der gesamten Airbusfamilie bewährt und wurde über die Jahre nur unwesentlich verändert. Ergänzende hydromechanische Regulierungselemente führten beim Airbus A330/A340 zu einer sehr guten Laststeifigkeit der Drehzahl. Ein großes Potential zur Leistungseinsparung und -optimierung bietet im nächsten Schritt der Einsatz von verstellbaren Hydraulikmotoren.

Neues Konzept

Das Prinzip der verstellbaren Hydraulikmotoren am Konstantdrucknetz kommt seit den frühen achtziger Jahren in industriellen Anwendungen zum Einsatz. Grundlegende Untersuchungen zum Betriebsverhalten und zu Regelungskonzepten

wurden in der Arbeit von Murrenhoff [6] durchgeführt. Verstellbare, hydraulische Verdrängereinheiten sind durch folgende vorteilhafte Merkmale gekennzeichnet [5]:

- Verdrängersteuerung im Vierquadrantenbetrieb
- Energierückspeisung ins Drucknetz bei Pumpenbetrieb²
- flexible, digitale Regelung der Leistung, des Momentes, der Drehzahl oder der Position ohne eingreifende Änderungen der Hardware

Dem stehen folgende Nachteile gegenüber:

- zusätzliche Sensorik
- erhöhter Überwachungsaufwand

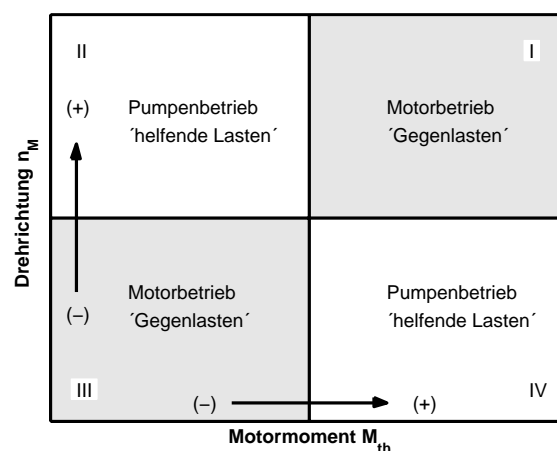


Bild 2: Vierquadrantenbetrieb von verstellbaren Verdrängereinheiten

Im Vierquadrantenbetrieb kommt es in Abhängigkeit von den an der Maschine anliegenden Lasten und der Drehrichtung im I. und III. Quadranten zum Motorbetrieb, während im II. und IV. Quadranten Pumpenbetrieb vorliegt (vgl. Bild 2). Im stationären Betrieb fährt die Einheit dann im Motormode, wenn am Verstellmotor „Gegenlasten“ anliegen, daß heißt, wenn das aufzubringende theoretische Antriebsmoment M_{th} und die Drehrichtung n_M gleiches Vorzeichen aufweisen. Der Pumpenbetrieb stellt sich entsprechend bei „helfenden Lasten“ und unterschiedlichen Vorzeichen ein.

Das gewählte hydraulische Antriebskonzept eines verstellbaren Hydraulikmotors im Vierquadrantenbetrieb zeigt Bild 3. Die Verstellung der Schwenkscheibe wird über ein elektrohydraulisches Servoventil mit Stellkolben vorgenommen. Das hydraulische Interface zum Konstantdrucknetz ist nicht dargestellt. Zu dem bereits existierenden Meßsignal der Winkelposition ϕ_{FPPU} an der Abtriebswelle werden zusätzlich die Signale der Motordrehzahl n_M , der Stellkolbenweg x_K und der Systemdruck p_0 zur Realisierung der erforderlichen Regelungsfunktionen benötigt.

² Die Eigenschaft der Energierückspeisung ins Drucknetz im Pumpenbetrieb ist bei Flugzeug-Hydrauliksystemen prinzipiell möglich aber nicht erwünscht.

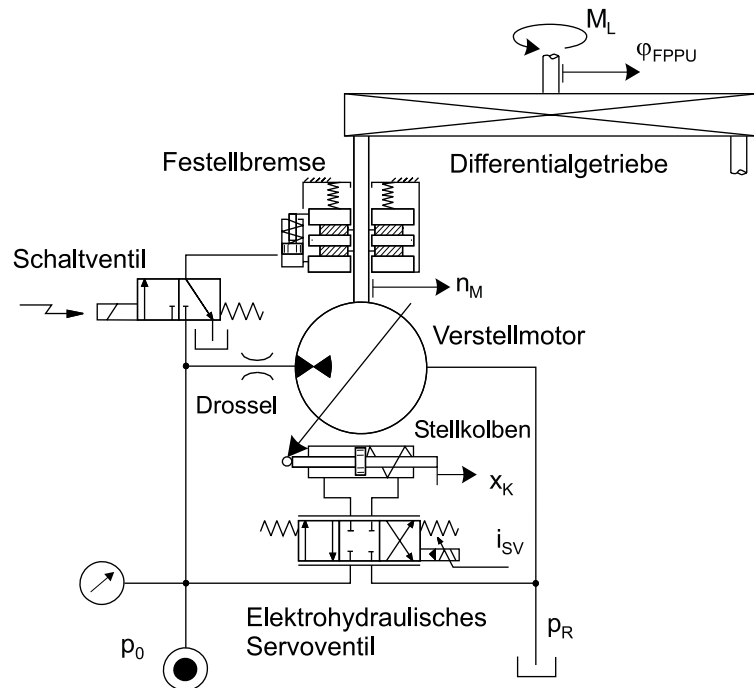


Bild 3: Schaltungskonzept einer von gedrosselten Verstellmotoren angetriebenen PCU

Aufgrund von Sicherheitsaspekten wurde ein Ansatz gewählt, der den Verstellmotor mit aufgeschalteter Drossel kombiniert. Dieser Ansatz bietet folgende Vorteile:

- Es existiert ein passiver Schutz gegen Überdrehzahlen. Diese Eigenschaft bietet nicht nur Vorteile bei Fehlerfällen im Betrieb, sondern sie läßt auch eine unkritische Inbetriebnahme des Motors zu, ohne die genauen Parameter und Unsicherheiten der Regelstrecke zu kennen.
- Die Verfügbarkeit und Funktionalität im Vergleich zur existierenden PCU bleibt erhalten bzw. wird verbessert. So kann die Einheit zum Beispiel bei Ausfall der Regelung als Konstantmotor gefahren werden.

Die Eigenschaften eines gedrosselten Verstellmotors werden im folgenden ausführlich diskutiert und erläutert.

Kennfeld eines gedrosselten Verstellmotors

Das Verhalten eines verstellbaren Hydraulikmotors bei Kopplung mit einem signifikanten, turbulenten hydraulischen Widerstand wurde erstmalig in der Arbeit von Geerling [3] experimentell und analytisch untersucht und elementare mathematisch-physikalische Zusammenhänge für den Betrieb im I. Quadranten aufgestellt. Dieses Modell dient als Grundlage zur Entwicklung von Regelungsstrategien. Es muß bei Betrachtung der Leistungsbilanz um ein Verlustmodell erweitert werden.

Schluckvolumen V_M ab. Ein zusätzlicher Einfluß ergibt sich über den betriebspunktabhängigen, volumetrischen Wirkungsgrad η_{vol} . Für den ungedrosselten Fall $B_{DR} \rightarrow \infty$ geht das Drosselmoment M_{dr} gegen null, so daß das Antriebsmoment $M_{M,th}$ wieder dem theoretischen Antriebsmoment M_{th} entspricht. Das dynamische Verhalten des Verstellmotors beschreibt die Newton'sche Bewegungsgleichung:

$$J_r \dot{\omega}_M = M_{M,th} - M_r - M_t. \quad (5)$$

Die Beschleunigung $\dot{\omega}_M$ ergibt sich über die auf die Motorwelle reduzierte Massenträgheit J_r und die Summe der angreifenden Momente. Dabei entspricht das Moment M_t dem über das Getriebe reduzierten Lastmoment M_L , während das charakteristische Reibmoment M_r sich modellhaft aus Coulomb'scher Reibung M_C , viskoser Reibung M_v und Haftreibung M_H zusammensetzt.

Die Umformung von Gleichung (5) für konstante Drehzahlen ω_M mit $\dot{\omega}_M = 0$ und Überführung von $\omega_M \rightarrow n_M$ unter Vernachlässigung der Haftreibung M_H führt zu der stationären Kennfeldgleichung eines gedrosselten Verstellmotors in den Motorquadranten [3]:

$$0 = \frac{p_0 - p_R}{2\pi} V_M - \frac{1}{2\pi \cdot B_{DR}^2 \cdot \eta_{vol}^2} V_M^3 n_M^2 - d_M n_M - M_C \cdot \text{sign}(n_M) - M_t. \quad (6)$$

In Bild 5 ist das stationäre Drehzahlkennfeld $n_M(M_{th}, M_t)$ eines gedrosselten Verstellmotors über dem theoretischen Antriebsmoment M_{th} für Linien konstanten Lastmomentes M_t im I. und III. Quadranten eines ungedrosselten und gedrosselten Verstellmotors aufgetragen. Dabei besteht zwischen dem theoretischen Antriebsmoment M_{th} und dem Schluckvolumen V_M der proportionale Zusammenhang nach Gleichung (4). Beim ungedrosselten Verstellmotor stellen sich bei großen theoretischen Antriebsmomenten M_{th} hohe Drehzahlen n_M ein. Diese Tatsache erfordert in der Anwendung eine regelungstechnische Drehzahlbegrenzung. Bei einem Ausfall der Regelung besteht die Gefahr des „Durchgehens“.

Der gedrosselte Verstellmotor verfügt nun in den Motorquadranten über eine passive Begrenzung der Drehzahl. Die Drehzahlkurve n_M knickt bei Erreichen eines bestimmten Volumenstroms Q_e ab, überschreitet ein Maximum und wird für große theoretische Antriebsmomente M_{th} bzw. Schluckvolumen V_M stark reduziert. Für die Darstellung des Kennfeldes wurde ein Blendenbeiwert B_{DR} so bestimmt, daß die maximal zulässige Drehzahl $n_{M,max}$ im Motorquadranten bei einem anliegenden Lastmoment $M_t = 0$ erreicht wird. Die maximale Drehzahl, die für ein eingepreßtes Lastmoment M_t erreicht werden kann, hängt im wesentlichen vom gewählten Blendenbeiwert B_{DR} und vom anliegenden Systemdruck ($p_0 - p_R$) ab.

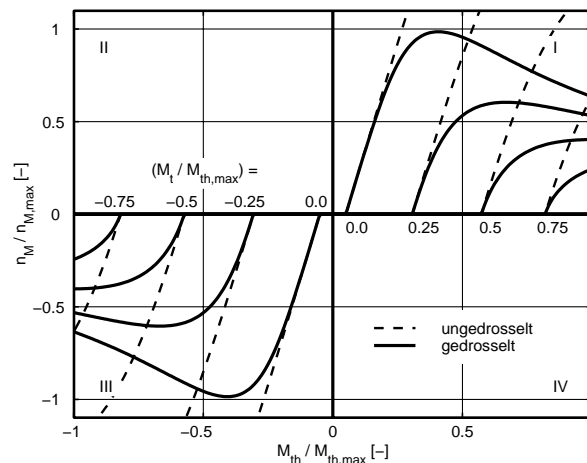


Bild 5: Stationäres Drehzahlkennfeld im I. und III. Quadranten

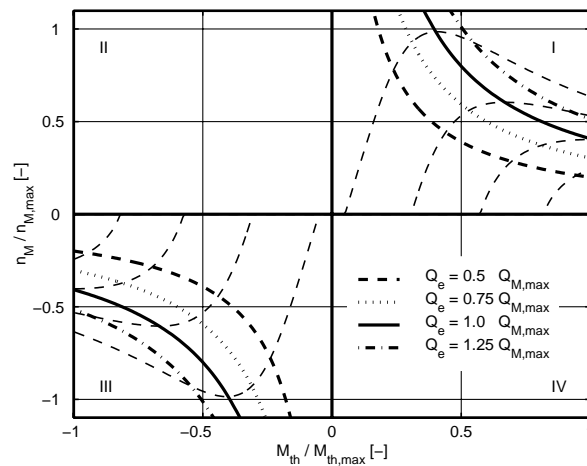


Bild 6: Volumenströme im I. und III. Quadranten

Die Verbindung aller Maxima führt zu einer Linie konstanten Volumenstroms $Q_{M,max}$ (vergl. Bild 6). Diese Kurve wird im folgenden als Kennfeldsattel bezeichnet. Beim Kennfeldsattel handelt es sich um eine Linie maximal umsetzbarer, hydraulischer Leistung, entlang derer 33% des Systemdruckes über der Drossel abfallen. Einer weiteren Erhöhung des Volumenstroms Q_e folgt lediglich ein Abfall der Drehzahl und somit der Antriebsleistung. Der Betrieb eines gedrosselten Verstellmotors ist somit nur „links“ vom Kennfeldsattel³ wünschenswert.

Kennfeldbegrenzung

Neben der rapiden Verschlechterung des Gesamtwirkungsgrades führt das Überschreiten des Kennfeldsattels bei Einsatz eines linearen Drehzahlregelalgorithmus außerdem zum Weglaufen der Schwenkscheibe in den Anschlag, da sich das Vorzeichen des Regelgesetzes ändert. Beherrschen läßt sich

³ Die Beschreibung „links“ vom Kennfeldsattel bezieht sich auf den I. Quadranten und bezeichnet den energetisch günstigeren Kennfeldbereich. Im III. Quadranten wäre dies entsprechend der Bereich „rechts“ vom Kennfeldsattel.

das nichtlineare Kennfeld, indem eine Kennfeldbegrenzung „links“ vom Sattel im Regelalgorithmus vorgesehen wird. Hierbei bietet sich als Begrenzungsfunktion $n_{grenz}(M_{th})$ eine Linie konstanter hydraulischer Leistung $P_{hyd,grenz}$ an, der am Konstantdrucknetz ein konstanter Volumenstrom $Q_{e,grenz}$ zugeordnet ist. Im Normalbetrieb wird die Antriebseinheit im drehzahlbegrenzten, *aktiven* Kennfeldbereich geregelt, wie er dunkelgrau markiert in Bild 7 dargestellt ist. Bei Ausfall der Regelung können sich Drehzahlen einstellen wie sie die gesamte, grau hinterlegte Fläche kennzeichnet. Der Kennfeldbereich ist *passiv* begrenzt.

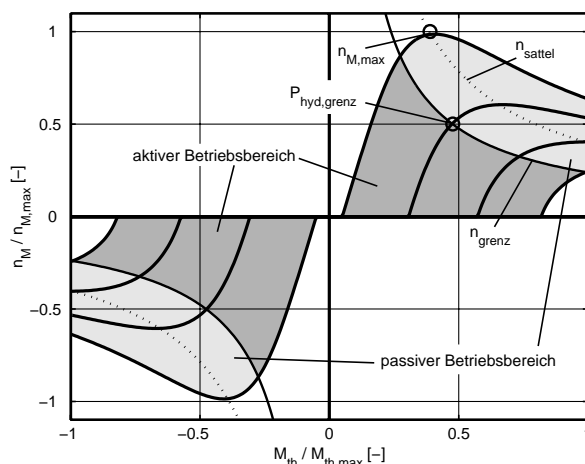


Bild 7: Passive und aktive Drehzahl- und Leistungsbegrenzung

Leistungsbilanz

Das Bild 8 zeigt zu- und abgeführte Leistungen eines gedrosselten Verstellmotors mit nachgeschaltetem Getriebe. Dabei wird davon ausgegangen, daß die einzelnen Verluste in Wärme gewandelt und über Konvektion oder Temperaturänderung des Ölmassenstroms an die Umgebung abgegeben werden.

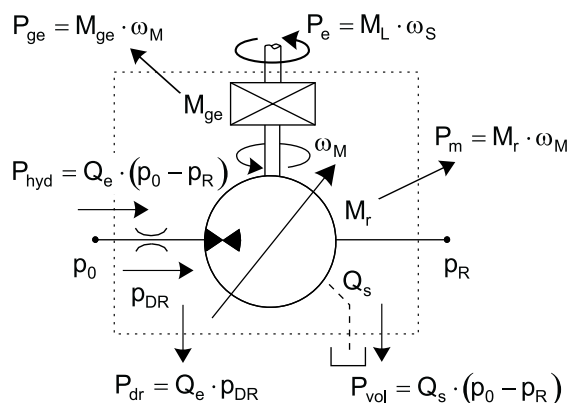


Bild 8: Leistungswandlung und -verluste

Die dem Stellantrieb zugeführte hydraulische Leistung P_{hyd} wird durch volumetrische Verluste P_{vol} , mechanische Reibverluste P_m , Druckverluste P_{dr} und

zusätzlich durch einen lastabhängigen Getriebeverlust P_{ge} reduziert. Am Abtrieb kann resultierend eine effektive Wellenleistung P_e abgegriffen werden. Bilanzierend läßt sich die zugeführte hydraulische Leistung aufsummieren zu

$$P_{hyd} = P_e + P_{vol} + P_m + P_{dr} + P_{ge}. \tag{7}$$

Leistungsoptimierte Klappenbetätigung

Eine Leistungs- und Systemanalyse wird für eine Konfiguration und Lasten durchgeführt, wie sie beim Airbus A340 Landeklappensystem gegeben sind. Mit Hilfe der Simulation können Regelalgorithmen optimiert und Vorhersagen zum Verhalten einer PCU mit Verstellmotoren gemacht werden. Die digitale Regelungsstruktur ermöglicht die elektronische Realisierung der existierenden hydromechanischen Funktion. Es lassen sich somit verschiedene Regelungskonzepte ohne Änderung an der Hardware ohne großen Aufwand experimentell untersuchen.

Regelungskonzept

Bild 9 illustriert das Blockschaltbild einer PCU-Regelung für den Betrieb mit gedrosselten Verstellmotoren. Jedem Motor ist ein digitales Reglermodul zugeordnet. Der Schwenkwinkel bzw. Stellkolbenweg x_K , die Motordrehzahl n_M , und die Winkelposition φ_{FPPU} sind in einer Kaskadenstruktur zurückgeführt. Zusätzlich wird noch der Systemdruck p_0 erfaßt.

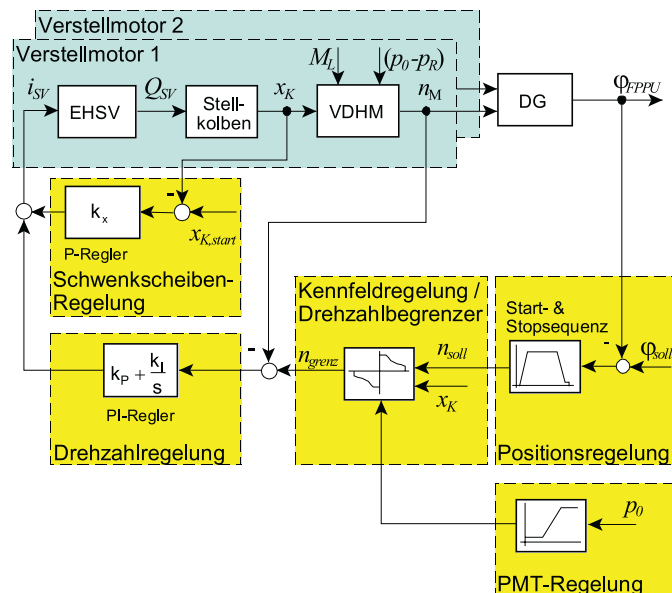


Bild 9: Kaskadenregelungskonzept

Im einzelnen werden folgende Regelungsaufgaben elektronisch realisiert:

- Schwenkscheiben-Regelung (Startposition)
- Drehzahlregelung
- Kennfeldregelung über Drehzahlbegrenzung
- Anfahr- und Positioniersequenz (Positionsregelung)
- PMT-Regelung (Druckhaltefunktion)

Leistungsanforderungen

Die Klappen müssen eine definierte Position φ_{max} unter allen definierten Lastbedingungen M_L und Versorgungsdrücken p_0 kontrolliert in der vorgegebenen Stellzeit T erreichen. Das Lastmoment M_L am PCU-Ausgang aufgetragen über der Winkelposition der Abtriebswelle φ_{FPPU} zeigt Bild 10. Das Ausfahren erfolgt unter „Gegenlast“, während das Einfahren unter „helfenden Lasten“ geschieht. Der Hystereseeffekt ist auf typische, mechanische Verluste der Wellentransmission und Rotationsaktuatoren zurückzuführen, so daß sich für den Ein- und Ausfahrvorgang unterschiedliche Leistungsanforderungen ergeben.

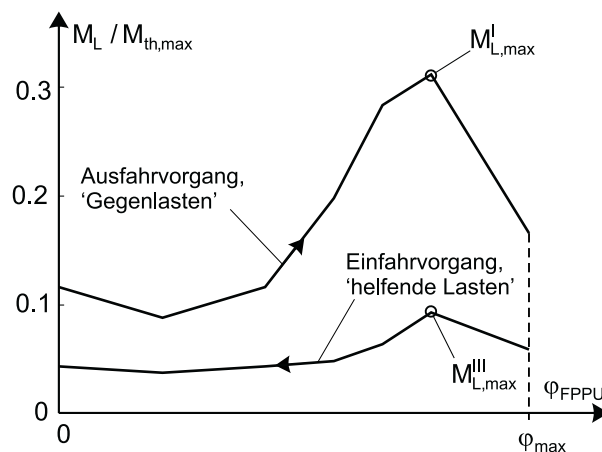


Bild 10: Lastprofil eines Landeklappensystem

Kennfeldauslegung

Die Auslegung des passiven Betriebsbereiches erfolgt anhand einer gegebenen, maximal zulässigen Drehzahl $n_{M,max}$. In die Bestimmung des Blendenbeiwertes B_{DR} gehen der anliegende Systemdruck ($p_0 - p_R$), das Lastspektrum M_L sowie hydromechanische und volumetrische Verluste der PCU ein. Der resultierende, grau hinterlegte Betriebsbereich, berechnet für eine einsetztypische Betriebstemperatur illustrieren die Kennfelder in Bild 11. Die scheinbare Überdimensionierung des theoretischen Antriebsmoment M_{th} ist auf ein gefordertes Losbrechmoment unter maximaler Luftlast und minimalem Systemdruck zurückzuführen.

Zur Auslegung eines aktiven Betriebsbereiches bieten sich verschiedene Strategien an. Bild 11 stellt ein konstant drehzahlbegrenztes und ein konstant leistungsbegrenztes und –optimiertes Kennfeld gegenüber. Wird die Klappenposition φ_{max} mit konstanter Drehzahl angefahren, kommt es bei maximaler Gegenlast $M_{L,max}^I$ zu einem Leistungsspitzenbedarf $P_{hyd,max}$.

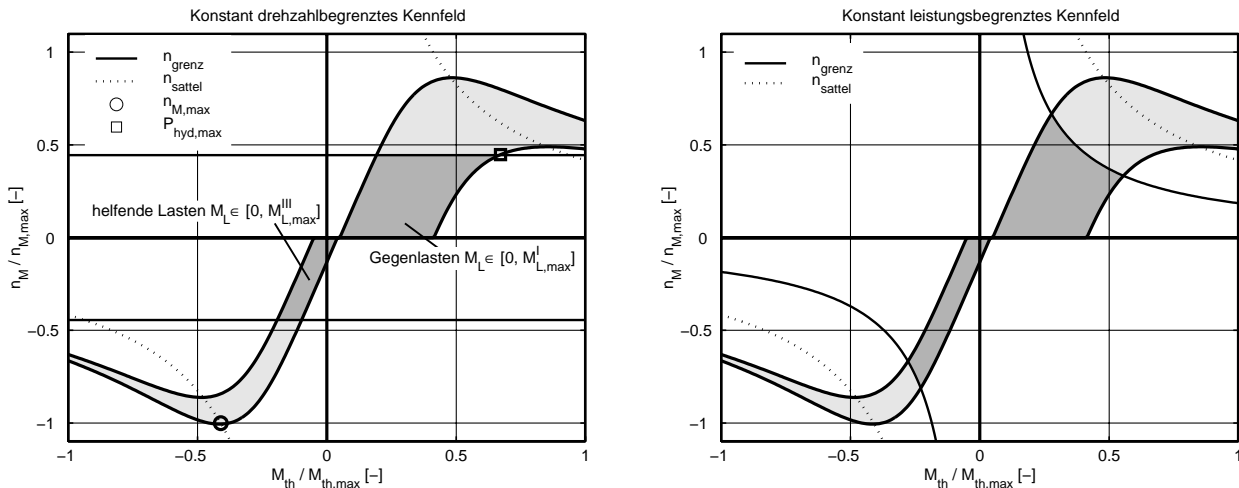


Bild 11: Kennfeldauslegung: Konstante Drehzahlbegrenzung versus leistungsoptimierte Kennfeldbegrenzung

Bei der leistungsoptimierten Kennfeldbegrenzung wird die erforderliche Stellararbeit gleichmäßig über dem Fahrvorgang verteilt. Die Antriebseinheit wird so auf konstante hydraulische Leistungsentnahme geregelt. Vorteil dieser Regelungsstrategie ist die Reduktion des Leistungsspitzenbedarfs $P_{hyd,max}$ bzw. des maximalen Volumenstroms.

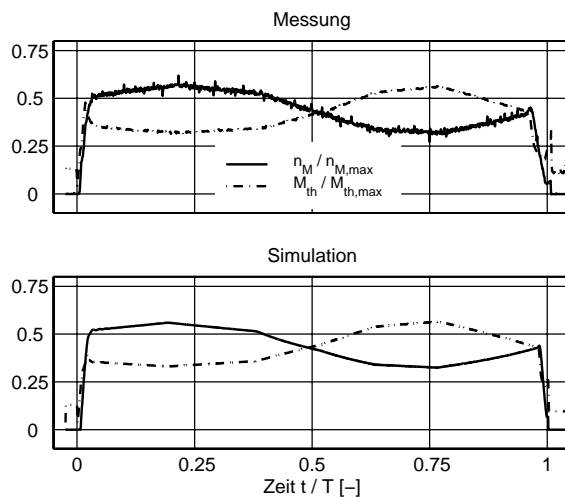


Bild 12: Leistungsoptimierter Klappenausfahrvorgang: Vergleich von Simulation und Messung

Das Bild 12 vergleicht exemplarisch die Ergebnisse einer gemessenen mit der simulierten, leistungsoptimierten Klappenausfahrsequenz. Deutlich zu erkennen ist die Wirksamkeit der Kennfeldregelung. Bei steigender Luftlast wird die

Motordrehzahl n_M reduziert, während das erforderliche theoretische Antriebsmoment M_{th} steigt. Beim Erreichen der Klappenposition φ_{max} zum Zeitpunkt T werden bei kleiner Fahrgeschwindigkeit die Feststellbremsen betätigt.

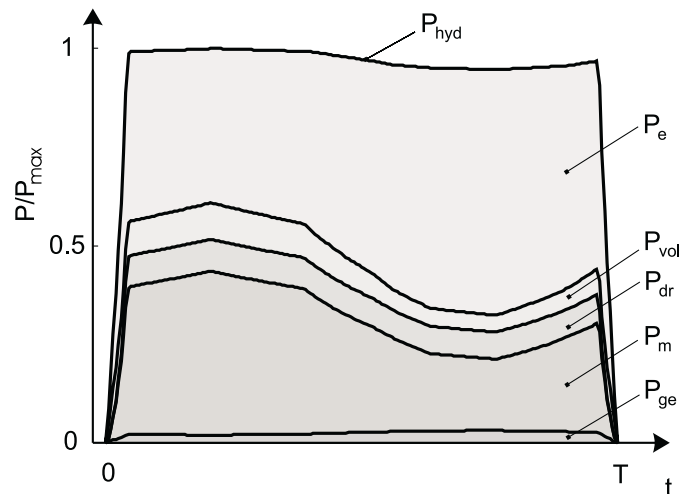


Bild 13: Leistungsbilanz über einem Klappenausfahrvorgang

Die über einem Klappenausfahrvorgang dem Konstantdrucknetz entnommene hydraulische Leistung P_{hyd} wird abzüglich der Systemverluste gemäß Gleichung (7) in eine effektive Wellenleistung P_e gewandelt (vgl. Bild 13). Die Drosselverluste P_{dr} reduzieren bei der leistungsoptimierten Kennfeldregelung die zur Verfügung stehende Leistung nur unwesentlich. Aufgrund des variierenden Verlustvolumenstroms kann die hydraulische Leistung P_{hyd} über dem Fahrvorgang nicht ideal konstant geregelt werden. Die Berücksichtigung dieser Verlustcharakteristik im Regelalgorithmus könnte hier Abhilfe schaffen.

	Bezogener hydraulischer Leistungsbedarf $P_{hyd,max}$
heutiges Konzept A330/340	1,00
gedrosselter Verstellmotor, konstant drehzahlbegrenzt	0,67
gedrosselter Verstellmotor, konstant leistungsbegrenzt	0,45

Tabelle 1: Vergleich des hydraulischen Leistungsspitzenbedarfs

Im Vergleich zum heutigen, widerstandsgesteuerten Konstantmotor eröffnet der Einsatz von gedrosselten Verstellmotoren eine Reduktion des erforderlichen hydraulischen Leistungsspitzenbedarfs $P_{hyd,max}$ um 65% auf bis zu 45% beim leistungsoptimierten Regelungskonzept eines gedrosselten Verstellmotors (vgl. Tabelle 1). Der zukünftige Einsatz von Verstellmotoren in der PCU setzt Leistungsanforderungen zentraler Flugzeug-Hydrauliksysteme herab und

verspricht somit eine weitere Gewichtsreduktion und damit einhergehend eine Verbesserung des spezifischen Kraftstoffverbrauchs von Großraumflugzeugen.

Zusammenfassung und Ausblick

Der Beitrag stellt Teilergebnisse eines am Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik der TU Hamburg-Harburg durchgeführten und von Liebherr-Aerospace Lindenberg unterstützten Forschungsprojektes zum Einsatz von verstellbaren Hydraulikmotoren in der zentralen Antriebseinheit von Klappensystemen vor. Dabei wurde der Ansatz eines gedrosselten Verstellmotors gewählt, der Schutz gegen Überdrehzahlen bei Ausfall der Regelung bietet. Das resultierende nichtlineare Kennfeld läßt sich mit Hilfe eines mathematisch-physikalischen Modells analysieren und regelungstechnisch über eine Kennfeldregelung beherrschen. Ferner läßt die genaue Kenntnis von Lastspektrum und Leistungsverlusten eine leistungsoptimierte Auslegung zu. Anhand von DaimlerChrysler Aerospace Airbus zur Verfügung gestellten Daten des Airbus A330/A340 wurde eine leistungsoptimierte Kennfeldregelung untersucht und Potentiale zur Leistungseinsparung aufgezeigt. Der Einsatz verstellbarer Hydraulikmotoren in der PCU bietet sich im derzeit in der Projektierungsphase befindlichen Airbus A3XX an, bei dem hydraulische Stelleistungen einer im zivilen Flugzeugbau neuen Größenordnung erforderlich sind. Ein weiterer Schritt zur Reduktion installierter Hydrauliksystem-Leistungen wäre die Übertragbarkeit der Technologie auf Aktuatoren der primären Flugsteuerung, wie zum Beispiel dem Stellantrieb der trimmbaren Höhenflosse.

Quellenverzeichnis

- [1] Biedermann, O., Geerling, G.: Power Control Units with Secondary Controlled Hydraulic Motors - A New Concept for Application in Aircraft High Lift Systems, Proceedings of Conference on Recent Advances in Aerospace Hydraulics, 73-77, Toulouse, France 1998
- [2] Fleddermann, A.: Hydromechanische Komponenten im Hochauftriebssystem des Airbus A330/340, O+P >Ölhydraulik und Pneumatik<, 38 (1994), Nr. 5
- [3] Geerling, G.: Analytische und experimentelle Untersuchungen zu neuen Ansteuerungskonzepten für hydromechanische Antriebe von Flugzeug-Landeklappensystemen, Dissertation, Arbeitsbereich Flugzeug-Systemtechnik, Technische Universität Hamburg-Harburg 1999 (in Vorbereitung)
- [4] Ivantysyn, J., Ivantysynova M.: Hydrostatische Pumpen und Motoren, Vogel-Verlag, Würzburg 1993
- [5] Kordak, R., Feuser, A.: Hydrostatische Antriebe mit Sekundärregelung, Der Hydraulik Trainer, Mannesmann-Rexroth, Lohr a.M. 1996
- [6] Murrenhoff, H.: Regelung von verstellbaren Verdrängereinheiten am Konstant-Drucknetz, Dissertation, RWTH Aachen 1983
- [7] Rechter, H., Richter, M.: Die Simulation als Hilfsmittel bei der Entwicklung und Integration der A330/340 Hochauftriebssysteme, Deutsche Gesellschaft für Luft- und Raumfahrt: Jahrbuch 1993, Bd. 1, Göttingen 1993