

Für eine sichere Landung

Simulation von Landeklappenantriebssystemen

UWE NEUMANN, BEN HOLERT, UDO CARL

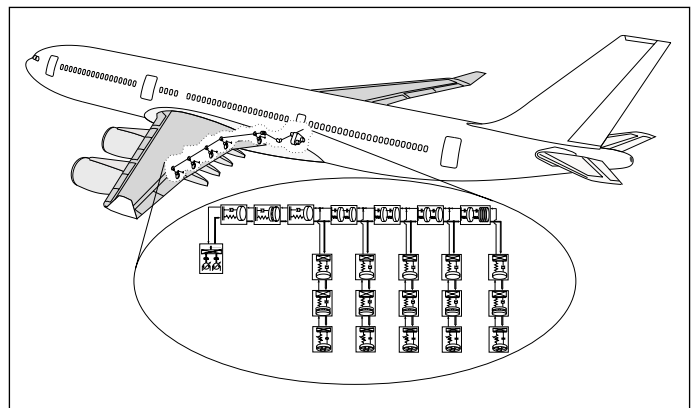
Hochauftriebssysteme von Transportflugzeugen besitzen meistens lange, verzweigte Wellentransmissionen mit einer zentralen Antriebseinheit zur Bewegung der Stellflächen. Für spezifikations- und entwicklungsunterstützende Simulationen muss eine sehr hohe Güte der Antriebsmodellierung, -parametrierung und deren Validation erreicht werden. Dieser Artikel beschreibt in diesem Kontext eine neuartige Reibmodellierung für hochübersetzende, mehrstufige Getriebe sowie die Parametrierung von Trägheit, Steifigkeit und Strukturdämpfung zur Modellwiedergabe der dynamischen Eigenschaften des realen Systems bezüglich der dominanten Moden am Beispiel des Airbus A340-600 (Bild 1).

Modellbildung der Auftriebssysteme

Transportflugzeuge sind im Allgemeinen mit sogenannten Hochauftriebssystemen ausgerüstet, die es ihnen ermöglichen, mit so geringen Geschwindigkeiten zu landen und zu starten, dass vertretbare Landebahnlängen ausreichen und die Reifen innerhalb der zulässigen Belastungen beansprucht werden. Dazu wird der Auftriebsbeiwert des Flügels durch eine Vergrößerung von Profilwölbung und Flügelfläche erhöht. Beides wird durch Ausfahren und Ausschlagen von Vorderkanten- und Hinterkantenklappen erreicht. Da ein fehlerhaftes asymmetrisches Ausschlagen der Landeklappen zur Katastrophe führte, fordern die einschlägigen Zulassungsvorschriften [2] eine strenge Synchronisierung der Landeklappen und legen eine mechanische Kopplung des linken und rechten Antriebssystems nahe (§25 701a).

Dieses Antriebssystem (Bild 2) besteht heute meist aus einer zentral im Rumpf positionierten Antriebseinheit, die mit zwei redundanten Antriebssträngen ausgestattet ist. Ein Differentialgetriebe zur Summierung beider Drehzahlen fasst die Leistungsanteile zusammen, bevor sie über ein Verzweigungsgetriebe zur Wellentransmission in beiden Flügelhälften weitergeleitet wird. Die mehrfach strukturseitig gelagerte Transmission aus Stahl-, Aluminium- oder Verbundwerkstoffwellen leitet die mechanische Leistung über verschiedene Winkelgetriebe durch den ganzen Flügel bis zur äußersten Antriebsstation. Damit sich der Wellenstrang der Flügelbiegung und -torsion anpassen kann, sind an vielen Stellen Winkel- und Längenausgleichselemente eingefügt. Des Weiteren zweigen von der Wellentransmission fünf Stränge pro Flügelhälfte ab. Hochübersetzende Rotationsantriebe setzen die schnelle Drehbewegung der Zweigstränge in die langsame Stellbewegung der Klappen um. Damit die Struktur der Abtriebe nur auf die klappenseitige Belastung ausgelegt werden muss, besitzen die Klappenaktuatoren Drehmomentenbegrenzer auf der schnell drehenden Eingangswelle.

Die Systemintegration und -zulassung ist sehr aufwendig und



1: Hochauftriebssystem und zugehöriges Simulationsmodell

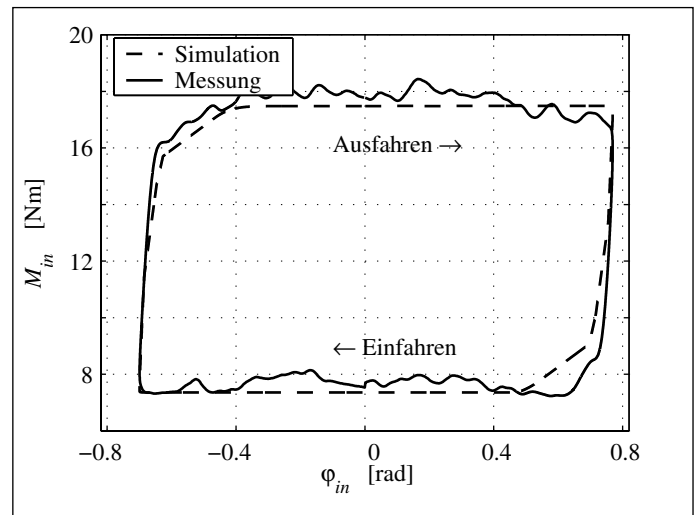
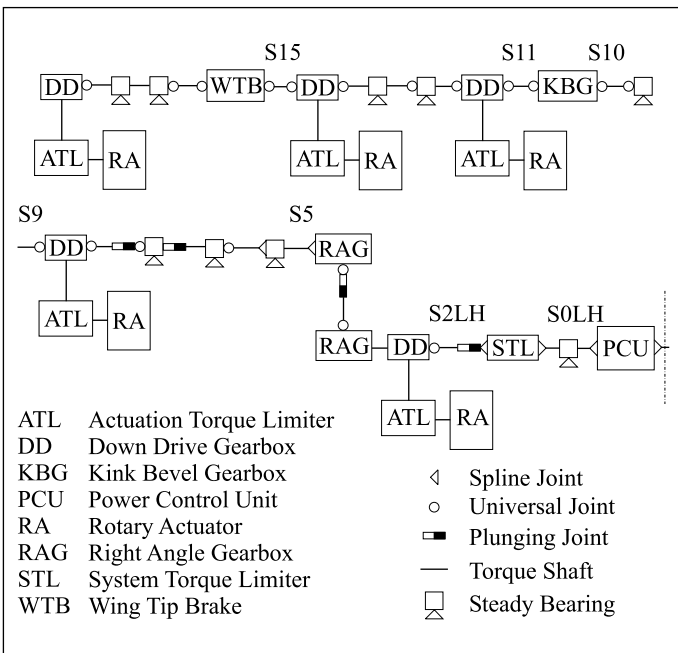
wird heute an Halbsystemprüfständen durchgeführt. Die äußeren Luftlasten und die Lasten der zweiten Transmissionshälfte werden mit geregelten Lasteinheiten simuliert. Dieses Vorgehen ist insbesondere bei großen Flugzeugprojekten sehr zeit- und kostenintensiv. Daher erscheint die Simulation als Werkzeug zum Ersatz einiger besonders aufwendiger Systemtests als aussichtsreiche Alternative. Hierfür ist es notwendig, einen Stand der Modellierung, Parametrierung und Validierung der Simulationstechnik zu erlangen, der zulassungsrelevanten Fragestellungen genügt.

Die wissenschaftlichen Veröffentlichungen, die direkt das Themengebiet der hier vorgestellten Modellbildung von Wellentransmissionen behandeln, sind [7] bis [9]. Dabei konzentriert sich [9] erstmalig auf die Auslegung von Überwachungs- und Steuerungsalgorithmen mit Hilfe von Simulationsrechnungen. Ergänzt durch die Arbeiten von [7, 8] repräsentiert diese Beschreibung die Basis des hier diskutierten Wellentransmissionsmodells. Im Rahmen dieses Beitrags soll die angesprochene Modelldefinition um zwei Aspekte erweitert werden. Zum einen wird ein dynamisches Reibmodell vorgestellt, welches die Änderung des Drehmomentenverlaufs im Leistungsumkehrpunkt in hochübersetzenden Umlauftrichtergetrieben beschreibt. Zum anderen ist ein Verfahren aufgezeigt, das die Generierung der Modellparameter in Form von Steifigkeit, Massenträgheitsmoment und Strukturdämpfung unter Einhaltung der dominanten Moden des realen Hochauftriebssystems bestimmt. Das mathematisch-physikalische Modell der Antriebseinheit beruht auf der in [1, 4] vorgestellten Modellbildung einer sekundärgeregelten hydraulischen Verdrängereinheit und ist somit nicht Gegenstand dieses Beitrags.

Physikalisches Modell

Die Erfahrung hat gezeigt, dass es bei der Modellbildung mechanischer Antriebsstränge zulässig ist, aus dem strukturkontinuierlichen realen System eine Abbildung auf ein strukturdiskretes Modell durchzuführen. Die einzelnen Maschinenelemente werden dann lediglich durch ihre Haupteigenschaften wie Massenträgheitsmomente oder Drehfedersteifigkeiten mit Strukturdämpfungsgliedern beschrieben. Das auf diese Weise gebildete Modell wird als n -Massen-Modell bezeichnet. Um die mechanischen Wechselwirkungen eines beliebigen Bereichs der Wellentransmission durch eine Modellbeschreibung abzubilden, wird der allgemeine Wellenabschnitt aus [7] eingeführt und im Folgenden als

Dipl.-Ing. Uwe Neumann und Dipl.-Ing. Ben Holert sind wissenschaftliche Mitarbeiter und Prof. Dr.-Ing. Udo Carl ist Institutsleiter des Arbeitsbereichs Flugzeug-Systemtechnik der TU Hamburg-Harburg



4: Eingangsmoment am Rotationsaktuator bei Drehrichtungsumkehr

2: Komponenten und Aufbau der linken Hälfte des Landeklappenantriebsystems

bekannt vorausgesetzt. Dieses Ersatzmodell modelliert ein elastisches Wellenelement mit der Steifigkeit c und der Strukturdämpfung d unter Berücksichtigung eines Spiels ϕ_{bl} , einer äußeren Reibung M_R und eines Getriebes in Form einer Übersetzung i und eines Wirkungsgrades η . Das Wellenelement wird so einerseits durch eine statische Getriebefunktion und andererseits durch ein mechanisches Ersatzmodell mit örtlich konzentrierten Parametern J, c, d, M_R modelliert.

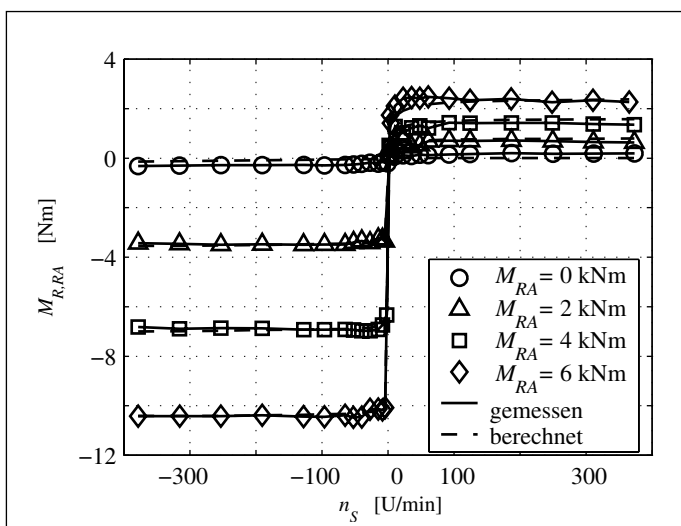
Da der Rotationsaktuator das Verlustverhalten des Antriebsstrangs maßgeblich beeinflusst, soll zur Modellverfeinerung und abweichend von der äußeren Reibung und dem Wirkungsgrad des allgemeinen Wellenabschnitts ein neues Reibmodell eingeführt werden. Dieses Modell berücksichtigt den im Vergleich zum allgemeinen Wellenabschnitt abweichenden spezifischen Aufbau eines hochübersetzenden Rotationsactuators, bestehend aus einer Reihenschaltung von Umlaufrädergetrieben und Stirnradstufen. Reibverluste und damit der Wirkungsgrad sind von der Drehzahl, der Leistungsflussrichtung, dem durchgetriebenen Moment und der Temperatur abhängig. Unter Vernachlässigung der Temperatur ist im Verlust-Kennfeld nach Bild 3 der Einfluss der verbleibenden Parameter auf die Reibverluste messtechnisch erfasst. Dazu wurde das Eingangsmoment des Getriebes für vier aufgeprägte Ausgangsmomente bei jeweils 24 stationären Drehzahlen gemessen. Aus einer Momentenbilanzierung des Rotationsactuators ist das dargestellte Reibmoment und damit das gewünschte Kennfeld für den ersten und dritten Quadranten ermittelt. Die sich ergebende Kennlinie weicht von der Stribeck-Funktion des allgemeinen Wel-

lenabschnitts deutlich ab. Daher erfolgt die Modellierung der Aktuatorreibung durch die lastabhängige stetig differenzierbare arctan-Funktion mit:

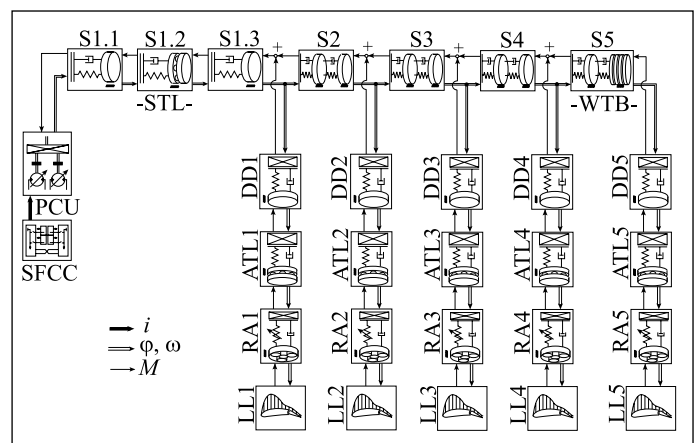
$$M_{R,RA} = \mu_F \cdot M_{RA,out} \cdot \text{sign}(\omega) + \mu_C \cdot M_{RA,out} \cdot \arctan(c_w \cdot \omega) + d \cdot \omega \quad (1)$$

Die stark unterschiedlichen Beträge der Reibmomente für die jeweilige Wellendrehrichtung macht eine getrennte Berechnung der Parameter μ, c_w und d für das Ein- und Ausfahren notwendig. Die beiden Parametersätze werden für die aufgenommenen Lastmomente und Winkelgeschwindigkeiten der jeweiligen Quadranten über die Minimierung des Fehlervektors der quadratischen Abweichung bestimmt. Wie Bild 3 darlegt, bildet der Modellansatz gemäß Gleichung 1 in Kombination mit den ermittelten Parametern den gemessenen Verlauf des Reibmomentes ausreichend gut ab.

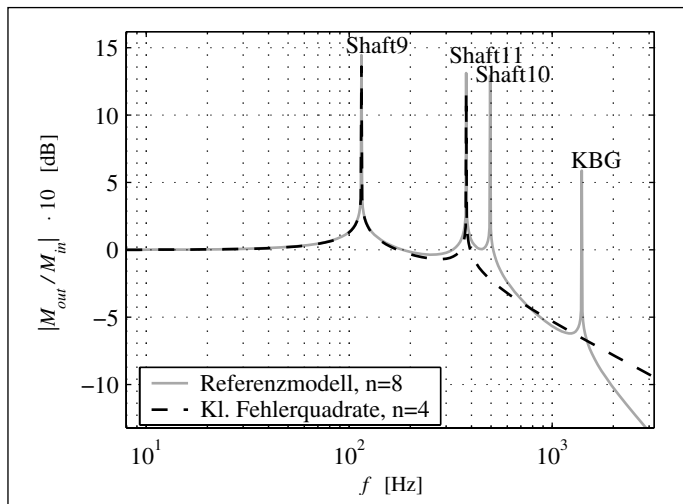
Zusätzlich zum stationären Verlust-Kennfeld wird im Folgenden das Übergangsverhalten des Getriebes bei einer Drehrichtungsumkehr diskutiert. Um das dynamische Verhalten des Aktuators zu analysieren, ist der Verlauf des Antriebsmomentes bei Drehrichtungsumkehr und bei konstantem Abtriebsmoment über dem Eingangsdrehwinkel messtechnisch aufgenommen worden. Wie Bild 4 belegt, entstehen drehrichtungsabhängige Verluste. Wie zu erkennen ist, weist der Übergang zwischen dem Moment vor Drehrichtungsumkehr und dem neuen Eingangsmoment Bereiche mit kleiner werdender Steigung auf. Die Begründung für diesen Verlauf ist, dass die Reibung, welche für die Entstehung der unterschiedlichen Niveaus der Eingangsmomente verantwort-



3: Gemessenes und berechnetes Reibmomentenkennfeld



5: Nichtlineares Simulationsmodell der linken Hälfte des Landeklappenantriebsystems



6: Vergleich des Amplitudenganges des Acht- und des Vier-Massen-Modells des dritten Wellenabschnitts

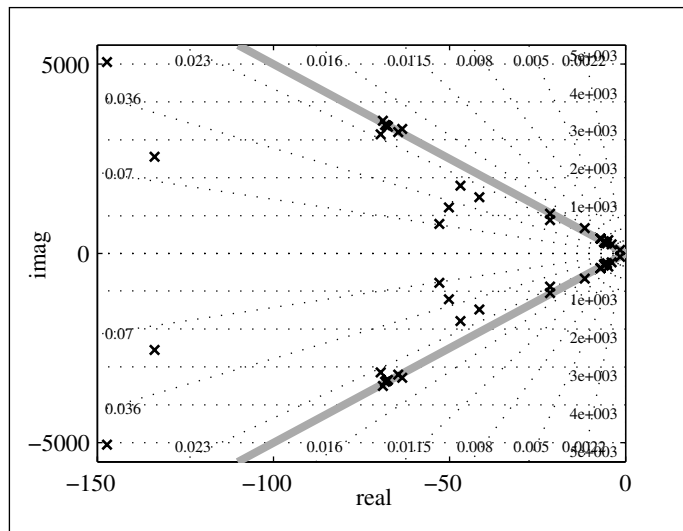
lich ist, an mehreren, über das mehrstufige Getriebe verteilten Stellen entsteht. An diesen Stellen herrschen, gegenüber stationären Zuständen, bei dynamischen Vorgängen unterschiedliche Bewegungszustände, von denen wiederum die anliegende Reibung maßgeblich beeinflusst wird. Kommen die Getriebestufen bei einer Drehrichtungsumkehr annähernd synchron zum Stillstand und wird das Getriebe eingangsseitig weiter angetrieben, haftet die erste Stufe bis das Antriebsmoment die Haftreibung dieser Getriebestufe überschreitet. Der Eingang des Aktuators sieht während dieses Zeitraums lediglich die Steifigkeit der ersten Stufe, die deutlich höher ist als die der gesamten Reihenschaltung aller Getriebeelemente. Daher baut sich das Moment anfänglich gegen den blockierten Ausgang sehr schnell auf. Mit jedem Losbrechen einer weiteren Stufe wird das Getriebe aus Sicht des Antriebs weicher bis nach dem Losbrechen der letzten Stufe die Gesamtsteifigkeit wirksam ist.

Um diesen physikalischen Effekt in einem einstufigen, allgemeinen Wellenabschnitt abzubilden, erhöht sich bei Detektion des Stillstands am Getriebeeingang die Federsteifigkeit des Aktuators auf die Federsteifigkeit der ersten imaginären Stufe. Überschreitet das Antriebsmoment ein zuvor definiertes Haftreibungsmoment, verringert sich die Federsteifigkeit des Aktuators entsprechend einer Reihenschaltung aus den Steifigkeiten der ersten und zweiten imaginären Stufe. Dieser Prozess wird so oft wiederholt, bis die letzte Stufe losgebrochen ist. Dabei zeichnet sich jede der fünf imaginären Getriebestufen durch gleiche Anteile an der Gesamtsteifigkeit und Gesamtreibung aus. Zur Verifikation des Modellsatzes für den Rotationsaktuator ist in Bild 4 stellvertretend für alle Betriebsfälle der simulierte und der gemessene Verlauf des Eingangsmomentes über dem Eingangswinkel abgebildet. Ein Vergleich beider Verläufe zeigt ein nahezu identisches Verhalten während der Drehrichtungsumkehr.

Der strukturelle Aufbau des vollständigen Antriebsstrangs erfordert die Feststellbremse und den Lastbegrenzer als ergänzende Elemente. In enger Anlehnung an den allgemeinen Wellenabschnitt wird der Bereich, welcher die Bremse beinhaltet, um ein aktives Bremsmoment M_{WTB} erweitert. Diese Modifikation prägt bei einer Aktivierung der Bremse durch einen Steuerstrom i_{BRsv} mit einem PT_1T_{tot} -Verhalten ein zum Reibmoment M_R additives Bremsmoment M_{WTB} auf.

Die Erweiterung des allgemeinen Wellenabschnitts um die in [9] formulierte nichtlineare Steifigkeitskennlinie ermöglicht in Kombination mit der zuvor beschriebenen Bremse die Modellierung eines Lastbegrenzers. Hervorzuheben ist hier die Betätigung der Bremse durch erstmaliges Erreichen einer maximal zulässigen Torsion, folglich eines maximal erlaubten Schnittmoments. Ergänzend wird hierzu eine konstante Steifigkeit angenommen, welche durch den steilen Verlauf der Kennlinie im letzten Abschnitt charakterisiert ist. Die Fixierung des Ausgangs infolge des Bremsmomentes schützt somit die abtriebsseitige Struktur vor Überlast.

Mit den definierten nichtlinearen Modellen eines allgemeinen



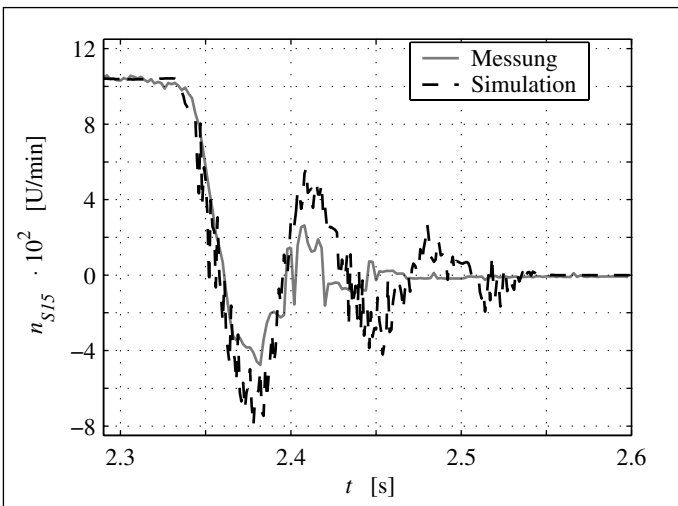
7: Pollen des linearen Systems mit optimierten Dämpfungsparametern für $D=0,02$

Wellenabschnitts, einer Feststellbremse, eines Lastbegrenzers, eines Rotationsaktuators und der Antriebseinheit ergibt sich das Halbsystemmodell gemäß Bild 5. Diese Anordnung orientiert sich am Halbsystem-Prüfstand (Bild 2), der im Airbus-Werk in Hamburg-Finkenwerder zur Zulassung des A340-600-Hochauftriebssystems errichtet wurde. Sowohl im Modell als auch am Prüfstand ist eine sekundärgeregelte hydraulische Verdrängereinheit eingesetzt. Hierbei erhält die Antriebseinheit ein Kommandosignal vom Steuerungsrechner. Die Antriebseinheit und jedes weitere Element überträgt auf den nachfolgenden Wellenabschnitt einen Drehwinkel φ und eine Winkelgeschwindigkeit ω . Gleichzeitig werden die Elemente durch die Momente M belastet, die sich als Reaktionsmoment aus den Zuständen des nachfolgenden Wellenabschnitts ergeben. Die im Flug auf die Ausgänge der Rotationsaktuatoren wirkenden Luftlasten sind in Kennlinien abgelegt und stellen hier eine Funktion der Position der Abtriebshebel der Aktuatoren und der Spoilerwinkel dar. Der mechanische Gesamtaufbau des Hochauftriebssystems ist somit durch das Modell in Bild 5 wiedergegeben.

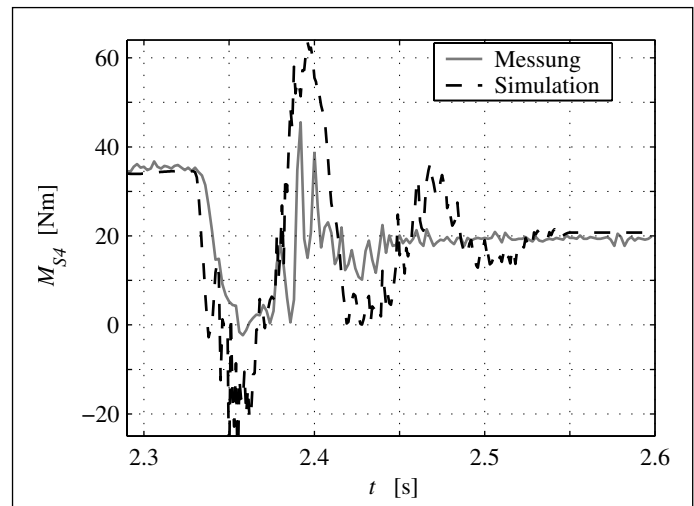
Parametrierung

Neben der mathematischen Beschreibung des Modells soll die ebenso wichtige Parametrierung am Beispiel des dritten Hauptwellenabschnitts zwischen dem zweiten und dritten Abtrieb diskutiert werden. Für die spätere Analyse des Verhaltens der Wellentransmission soll das n -Massen-Modell in seiner Ordnung reduziert werden, um den Rechenaufwand zu verringern und damit die Handhabung zu verbessern. Dazu muss neben dem Übersetzungsverhältnis i , welches sich aus dem Produkt der Einzelübersetzungen ergibt, und dem Spiel φ_{bl} bzw. der Reibung M_R , die durch Aufsummierung der jeweiligen Getriebeeigenschaften gebildet werden, der Schwerpunkt auf der Berechnung der Steifigkeit c , der Massenträgheit J und der Strukturdämpfung d liegen.

Die Diskretisierung des Hochauftriebssystems (Bild 5) zeigt, verglichen mit der realen Systemarchitektur (Bild 2), dass sich der dritte Wellenabschnitt aus folgenden Elementen zusammensetzt: Welle 9 mit Kardangelenken und Strukturlager, Welle 10 mit Kardangelenk, Umlenkgetriebe und letztlich Welle 11 mit Kardangelenken. Fasst man die Parameter der Hauptelemente und zugehöriger Komponenten wie Strukturlager und Kardangelenke zusammen, so entstehen vier Hauptelemente. Einerseits die drei Wellenabschnitte 9, 10 sowie 11 und andererseits das Umlenkgetriebe. Folglich wird dieser Abschnitt durch ein Acht-Massen-Modell beschrieben, für das die Parameter weitgehend bekannt sind. Da eine spätere strukturelle Synthese der Wellentransmission eine lineare Modellbeschreibung erfordert, werden zunächst die nichtlinearen funktionalen Zusammenhänge in der Beschreibung des allgemeinen Wellenabschnitts in einem Zustandsraummodell vernachlässigt. Unter den Annahmen eines spielfreien Getriebes $\varphi_{bl} = 0$, eines idealen Wirkungsgrades $\eta = 1$ und einer viskosen Rei-



8: Drehzahl der 15. Welle nach Ansprechen des ersten Stationslastbegrenzers



9: Moment in der vierten Welle nach Ansprechen des ersten Stationslastbegrenzers

bung $M_R = d_{vis} \cdot \omega$ mit dem Dämpfungskoeffizienten d_{vis} ergeben sich aus der allgemeinen Zustandsraumdarstellung mit dem Vektor der Steuergröße

$$\vec{u}(t) = [\varphi_{in} \ \omega_{in} \ M_{L,S}^{-T}] \quad (2a)$$

und der Ausgangsgröße

$$\vec{y}(t) = [\varphi_{out} \ \omega_{out} \ M_{F,S}^{-T}] \quad (2b)$$

der Systemmatrix \vec{A} , der Steuermatrix \vec{B} , der Ausgangsmatrix \vec{C} und dem Durchgriff \vec{D} die Matrizen für die Strecke zu:

$$\vec{\dot{x}}_S(t) = \begin{bmatrix} \dot{\varphi}_{out} \\ \dot{\omega}_{out} \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 1 \\ -\frac{c}{z \cdot J} & -\frac{d+d_{vis}}{J} \end{bmatrix}}_{\vec{A}} \cdot \vec{x}_S(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ \frac{c}{z \cdot J} & \frac{d}{z \cdot J} & -\frac{1}{z \cdot J} \end{bmatrix}}_{\vec{B}} \cdot \vec{u}_S(t), \quad (2c)$$

$$\vec{y}_S(t) = \underbrace{\begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 1 \\ -\frac{c}{z} & -\frac{d}{z} \end{bmatrix}}_{\vec{C}} \cdot \vec{x}_S(t) + \underbrace{\begin{bmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{c}{z} & \frac{d}{z} & 0 \end{bmatrix}}_{\vec{D}} \cdot \vec{u}_S(t), \quad (2d)$$

$$\vec{x}_S(0) = \vec{x}_{S,0} \quad (2e)$$

Die Verknüpfung der vier nun bekannten Teilzustandsraummodelle zum Zustandsraummodell der gesamten Strecke des dritten Hauptwellenabschnitts kann in analytischer Form schnell erfolgen und führt zu der gewünschten linearen Beschreibung des Einspurmodells. Eine andere Darstellung des Systemverhaltens liefert der in **Bild 6** gezeigte Amplitudengang für das ungedämpfte System. Dabei beschreibt die Übertragungsfunktion die Wirkung des Eingangsmomentes $M_{L,S11}$ als Systemeingang auf das Ausgangsmoment $M_{F,S9}$ als Systemausgang. Bei kleinen Frequenzen ergibt sich ein konstanter Wert von 0 dB. Die niedrigste Eigenfrequenz, welche hier bei 115 Hz liegt, ist zugleich auch nach dem sachgerechten Dominanzmaß [6] die dominante aller Moden. Betrachtet man zusätzlich die Energieverteilung des dritten Wellenabschnitts in der jeweiligen Eigenform, um nach [5] die Eigenfrequenzen und die Steifigkeitsstellen einander zuordnen zu können, kommt man zu der Verteilung in Bild 6. Um den relevanten Frequenzbereich des reduzierten Modells abzubilden, sind mindestens zwei Zwei-Massen-Modelle notwendig, so dass unter Nutzung der so gegebenen Parameterverteilung die natürlichen Eigenfrequenzen beibehalten werden können. Mit diesen Randbedingungen und den beiden Gütefunktionalen

$$g_1 = f_{1,real} - f_{1,modell} \quad \text{und} \quad g_2 = f_{2,real} - f_{2,modell} \quad (3)$$

welche die Gleichheit der beiden ersten Eigenkreisfrequenzen

des Ursprungs- und des beispielhaften Vier-Massen-Modells fordern, ergibt sich mit der Methode der kleinsten Fehlerquadrate folgende Verteilung der Parameter: In der ersten Stufe des Vier-Massen-Modells werden 49 % der Gesamtträgheit und 15 % der Gesamtsteifigkeit und in der zweiten Stufe die verbleibenden Anteile der jeweiligen Parameter berücksichtigt. Ein abschließender Vergleich des Amplitudengangs zwischen diesem Modell und dem Originalsystem zeigt eine absolute Parität der ersten beiden Eigenkreisfrequenzen. Daher werden die weiteren Untersuchungen mit diesem Vier-Massen-Modell durchgeführt, das im Bereich bis 400 Hz ein nahezu identisches Systemverhalten zeigt. Die Anwendung dieser Methode auf die Hauptwellenabschnitte zwei, vier und fünf führt zu ähnlich guten Resultaten. Die verbleibenden Elemente können aufgrund ihrer Funktion nicht zusammengefasst und kondensiert werden, so dass für diese Elemente die bekannten Parameter verwendet werden.

Nach der Herleitung der Steifigkeits- und Trägheitsverteilung bleibt nun die Ermittlung und Verteilung der Strukturdämpfung nachzutragen. Die Strukturdämpfung beschreibt im Gegensatz zur äußeren Reibung zwischen Transmission und Flügelstruktur die innere Energiedissipation in den Elementen des Wellentransmissionssystems. Sie lässt sich im Allgemeinen nur sehr schwierig experimentell bestimmen und ist selten für einzelne Elemente bekannt. Dennoch ist die Strukturdämpfung sowohl für die realistische Beschreibung eines Systems, als auch für eine stabile numerische Simulation notwendig. In Ermangelung genauerer Kenntnisse wird häufig die sogenannte Rayleigh-Dämpfung verwendet, welche die Strukturdämpfung d als skalierte Linearkombination $d = \alpha \cdot J + \beta \cdot c$ der Massenträgheit J und der Steifigkeit c eines Systems formuliert, wobei die Skalierungsfaktoren α und β wiederum durch geeignete Experimente festgelegt werden müssen.

Die hier gewählte Möglichkeit zur Bestimmung der Strukturdämpfung nutzt die Erkenntnis, dass vielgliedrige Konstruktionen ein dynamisches Verhalten aufweisen, dem überschlägig ein Lehr'sches Dämpfungsmaß D zugeordnet werden kann. Für überwiegend aus Stahl bestehende und gefügte Strukturen liegen die Werte zwischen $D = 0,0016$ und $0,02$ [3, 10]. Für das in Modalkoordinaten überführte Gesamtsystem kann leicht eine Dämpfungsmatrix bestimmt werden, mit der jeder Pol auf einen Ort verschoben wird, der exakt dem vorgegebenen Lehr'schen Dämpfungsmaß entspricht. Diese Dämpfungsmatrix ist in der Regel nicht diagonal, sondern diagonalähnlich. Da entsprechend der Modellbildung die Nebendiagonalelemente der Dämpfungsmatrix meist aus Linearkombinationen der freien Dämpfungsparameter bestehen und das lineare Gleichungssystem zur exakten Berechnung der Dämpfungswerte daher überbestimmt ist, entsteht ein Optimierungsproblem: Die Gesamtheit der $m \leq n/2$ unabhängigen Dämpfungsparameter sollte so gewählt werden, dass eine vorgegebene modale Dämpfung durch das Lehr'sche Dämpfungsmaß des Gesamtsystems möglichst gut getroffen wird.

Hierzu werden die Eigenwerte λ_1 bis λ_n der Systemmatrix ohne äußere Reibung in Abhängigkeit der Dämpfungsparameter, die in

einem Vektor $\vec{d} = [d_1 \dots d_m]$ zusammengefasst werden, errechnet und anschließend ein Qualitätswert entsprechend dem Gütefunktional (Gleichung 4) ermittelt. Dieses bewertet die Summe der Quadrate der Abweichungen der einzelnen Eigenwerte von der vorgegebenen Dämpfung D , wobei dominante Eigenwerte mit niedrigem Realteil stärker gewichtet werden als weiter links liegende.

$$q(\vec{d}) = \sum_{i=1}^n \left(\frac{1}{|\operatorname{real}(\lambda_i(\vec{d}))|} \cdot \left(D + \frac{\operatorname{real}(\lambda_i(\vec{d}))}{|\lambda_i(\vec{d})|} \right)^2 \right) \quad (4)$$

Als Ergebnis des hier mit einem genetischen Algorithmus durchgeführten Optimierungslaufes für das System mit $n = 52$ Zuständen und $m = 26$ unabhängigen Dämpfungsparametern d_i ergibt sich für ein angenommenes Lehr'sches Dämpfungsmaß von $D = 0,02$ ein Dämpfungsvektor \vec{d} , der dem System ein Dämpfungsverhalten aufprägt (**Bild 7**), das weitgehend der Erwartung nach [3, 10] entspricht.

Verifikation des Simulationsmodells

Abschließend wird mittels Simulation das Verhalten des nichtlinearen Evaluierungsmodells im Zeitbereich untersucht und verifiziert. Die Auswertung basiert auf einem Vergleich zwischen Simulations- und Messergebnissen aus Prüfstandsversuchen. Dabei wird beispielhaft das Ansprechverhalten eines Stationslastbegrenzers und das daraus resultierende dynamische Verhalten im Kleinsignalbereich diskutiert. Im Rahmen der Simulation dienen die äußeren Luftlasten und eine Positionsvorgabe auf den Regelkreis als Eingänge. Die Verläufe der weiteren im System vorkommenden physikalischen Größen stellen die Ausgangsgrößen dar und werden im Folgenden genauer analysiert. Ausgehend von einem quasistationären Zustand des Systems mit Nenndrehzahl und konstanter Belastung, werden die Luftlasten des ersten Abtriebs rampenförmig erhöht bis das maximal zulässige Moment in diesem Abtrieb überschritten wird. In Folge dessen baut der erste Stationslastbegrenzer ein Bremsmoment auf, welches den Eingang des Aktuators lokal fixiert und damit vor Überlast schützt. Als Konsequenz verdrillt die Antriebseinheit die Wellentransmission und erfährt entsprechend der Steifigkeit ein immer größer werdendes Moment. Überschreitet das durchgetriebene Antriebsmoment am Systemlastbegrenzer die maximale Belastung, schützt dieser durch eine weitere lokale Fixierung den folgenden Wellenstrang vor Überlast durch die Antriebseinheit. Eine Gegenüberstellung des simulierten Übergangsverhaltens der Wellentransmission mit gemessenen Werten nach den **Bildern 8** und **9** lässt ein nahezu identisches Bewegungs- und Lastverhalten erkennen.

In **Bild 8** ist zum Zeitpunkt $t = 2,34$ s ein rapider Abfall der Drehzahl des 15. Wellenelements zu beobachten, dessen Ursache in der zuvor stattfindenden lokalen Blockierung des Systems durch die Lastbegrenzer liegt. Das simulierte Übergangsverhalten

der Drehzahl in den stationären Stillstand weist trotz der konzentrierten Parameter des Modells und des langen Übertragungsweges (zirka 15 m) nahezu identische Amplituden und Frequenzen der Schwingungsform auf.

Ergänzend zum Bewegungsverhalten zeigt **Bild 9** die Güte der Modellierung der Schnittmomente im Hauptwellenstrang. Auch hier ist ein stark oszillierendes Übergangsverhalten des Momentes zu erkennen, welches in dem statischen Endwert entsprechend den äußeren Luftlasten der Abtriebe zwei bis vier endet. Die simulierten Belastungszustände zeigen dasselbe dynamische und stationäre Verhalten wie das Originalsystem. Offensichtlich bildet das Evaluierungsmodell die dynamischen Vorgänge eines Hochauftriebssystems hervorragend genau ab. Eine entsprechende Analyse im Großsignalbereich zeigt keine Abweichungen zwischen gemessenen und simulierten Zuständen des Hochauftriebssystems.

Ausblick

Die hier vorgestellten Methoden und Ergebnisse zeigen, dass der Stand der Modellbildung und Simulation von Antriebssträngen in Hochauftriebssystemen ein sehr hohes Niveau erreicht hat. Sowohl Amplituden als auch Phasenlagen von Systemzuständen aus Simulation und Prüfstandsmessungen stimmen sehr gut überein. Hierauf kann eine geschlossene Prozesskette zur Entwicklung eines Systemmodells und dessen Parametrierung aufgebaut werden. Um das vollständige System untersuchen zu können, ist es darüber hinaus notwendig, bei der Modellierung der ansteuernden beziehungsweise überwachenden Rechnerfunktionen, der Sensoren sowie der Strukturelemente wie Führungsmechanismen und Landeklappenkörpern, eine ähnliche Güte zu erreichen.

Literaturhinweise:

[1] Biedermann, O.: *Power Control Units with Variable Displacement Hydraulic Motors – A Strategy for Robust System Design. Conference "Recent Advanced Actuation Systems and Components"* Toulouse 2001
 [2] *Joint Aviation Requirements for Large Aeroplanes (JAR 25). Joint Aviation Authorities, Hoofddorp 1996*
 [3] Gasch, R.; Knothe, K.: *Strukturtdynamik. Band 1, Springer, Berlin 1987*
 [4] Geerling, G.: *Entwicklung und Untersuchung neuer Konzepte elektro-hydraulischer Antriebe von Flugzeug-Landeklappensystemen. VDI Bericht 538, VDI, Düsseldorf 2002*
 [5] Laschet, A.: *Simulation von Antriebssystemen. Springer, Berlin 1988*
 [6] Litz, L.: *Reduktion der Ordnung linearer Zustandsraummodelle mittels modaler Verfahren. Hochschulverlag, Stuttgart 1979*
 [7] Neuheuser, T.; Holert, B.; Carl, U. B.: *Elektrische Antriebssysteme für ein einzelnes Landeklappensegment. DGLR-Jahrestagung, Band 1, Stuttgart 2002*
 [8] Neumann, U.; Holert, B.; Carl, U. B.: *Signal- und modellbasierte Konzepte zur elektronischen Lastbegrenzung im Antriebsstrang von Hochauftriebssystemen. DGLR-Jahrestagung, Band 3, München 2003*
 [9] Rechter, H.; Richter, M.: *Die Simulation als Hilfsmittel bei der Entwicklung und Integration der A330/340-Hochauftriebssysteme. DGLR-Jahrestagung, Band 1, Göttingen 1993*
 [10] Stühler, W.: *Dämpfung – Entstehung, Beschreibungsformen, Auswirkung und Abhängigkeiten, Grundsatzreferat. VDI-Bericht 1082, VDI, Düsseldorf 1993*