

# METHODIK ZUR SYSTEMAUSLEGUNG FÜR EIN ELEKTRISCH BETÄTIGTES BUGFAHRWERK

D. Doberstein, F. Thielecke, TU Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik  
Nesspriel 5, 21129 Hamburg, Germany

## Zusammenfassung

Getrieben durch das Konzept eines *More Electric Aircraft* bestehen auch für den Bereich der Fahrwerke von Verkehrsflugzeugen Überlegungen, deren konventionell hydraulische Betätigung durch ein rein elektromechanisches System zu ersetzen. Aufgrund der unterschiedlichen Systemeigenschaften von elektrischen und hydraulischen Komponenten erscheint es jedoch nicht als zielführend, die Aktuatoren des hydraulischen Systems direkt durch entsprechende elektrische Komponenten zu ersetzen. Vielmehr stellt sich die Herausforderung neue Systemlösungen für ein elektrisches System zu entwickeln, welches die gleichen Anforderungen wie das herkömmliche System erfüllt und zugleich kein signifikant höheres Systemgewicht mit sich bringt. In diesem Artikel werden am Beispiel einer Bugfahrwerkkonfiguration für die Funktionen Ein- und Ausfahren Systemlösungen diskutiert, für welche die Erfüllung der Systemanforderungen im Rahmen von Simulationen nachgewiesen werden können. Im Mittelpunkt steht hierbei insbesondere der passive Betrieb beim Notausfahren, da an einen elektromechanischen Antrieb aufgrund der üblicherweise hohen Übersetzung besondere Anforderungen an die Rücktreibbarkeit sowie die Dynamik durch das hohe abtriebsseitige Massenträgheitsmoment gestellt werden.

## SCHLAGWORTE

Fahrwerk; Fahrwerkbetätigung; Systemauslegung; elektromechanischer Antrieb;

## ABKÜRZUNGEN UND SYMBOLE

EMA	Elektro <b>M</b> echanischer <b>A</b> ktuator	
MKS	Mehr <b>K</b> örper <b>S</b> imulation	
$F$	[N]	Kraft
$J$	[kg m <sup>2</sup> ]	Massenträgheitsmoment
$M$	[Nm]	Moment
$R$	[Ohm]	Widerstand
$X$	[Ohm]	synchrone Reaktanz
$g$	[m/s <sup>2</sup> ]	Erdbeschleunigung
$h$	[m]	Hebelarm
$i$	[-]	Übersetzungsverhältnis
$l$	[m]	Länge
$u$	[V]	Spannung
$\alpha$	[Grad]	Federdrehwinkel
$\delta$	[Grad]	Fahrwerkswinkel
$\varphi$	[rad]	Rotationswinkel
$\omega$	[rad/s]	Winkelgeschwindigkeit

## 1. EINLEITUNG

Die Funktionen der Fahrwerke heutiger Verkehrsflugzeuge, wie das Ein- und Ausfahren oder die Lenkung der Bugräder, werden üblicherweise hydraulisch betrieben. Als Aktuatoren kommen in der Regel Hydraulikzylinder zum Einsatz, welche durch die hydraulischen Konstantdrucknetze des Flugzeuges versorgt werden. Durch die Widerstandssteuerung mittels Drosseln und Servoventilen treten im Betrieb allerdings hohe Strömungsverluste in Form von Wärme auf. Des Weiteren ist die Betätigungszeit der Fahrwerke abhängig von den äußeren Betriebslasten, und es sind eine erhöhte Wartungsintensität sowie die Gefahr von Leckagen aufgrund der äußeren Einsatzbedingungen gegeben. Ausgehend vom Konzept eines *More Electric Aircraft*, welches als Zielsetzung u.a. die effizientere Energieausnutzung an Bord eines Flugzeuges hat, bestehen daher auch für den Bereich der Fahrwerke Überlegungen, die konventionelle hydraulische Betätigung langfristig durch rein elektromechanische Aktuatoren (EMAs) zu ersetzen.

Für den Entwurf einer elektrischen Fahrwerksbetätigung ist zu beachten, dass durch die unterschiedlichen Systemeigenschaften von hydraulischen und elektrischen Komponenten mitunter neue Teillösungen zur Erfüllung der Betriebsfunktionen gefunden werden müssen. So lassen sich durch Hydraulikzylinder prinzipbedingt bei vergleichsweise kleiner Baugröße große Kräfte aufbringen, weshalb die Hauptaktuatoren häufig mit einem kleinen wirksamen Hebelarm in der Nähe der Drehachse des Fahrwerkbeins angelenkt sind. Hierdurch gelingt es, den erforderlichen Zylinderhub gering zu halten. Die Verwendung von EMAs führt hingegen bei großen Betätigungslasten üblicherweise zu hohen Systemgewichten. Die direkte Substitution der

hydraulischen Elemente durch äquivalente elektrische Komponenten erscheint daher als nicht zielführend. Darüber hinaus muss auch ein passiver Betrieb der Antriebe möglich sein, wie z.B. beim passiven Lenken der Bugräder im Schleppbetrieb am Boden oder beim Notfallausfahren unter Nutzung der Schwerkraft. Im hydraulischen System werden hierzu die Zylinderkammern der Aktuatoren über eine Drossel zur Dämpfung verbunden. In einer elektrischen Ausführung steht diese Option nicht zur Verfügung.

Der vorliegende Artikel beschreibt methodisch den Entwurf und die Auslegung eines elektrischen Antriebssystems zum Ein- und Ausfahren eines Fahrwerks am Beispiel einer klassischen Bugradkonfiguration. Der Schwerpunkt liegt hierbei in der Ausarbeitung neuer Systemlösungen und der Auswahl von Komponenten zur Erfüllung der Betriebsfunktionen. Als Basis dient eine Methodik, welche bereits für den Entwurf einer für elektrische Antriebe optimierten Fahrwerkskinematik genutzt wurde.

## 2. SYSTEMBESCHREIBUNG UND MEHRKÖRPERMODELLIERUNG

Die elektrische Betätigung wird für eine modifizierte Fahrwerkskinematik ausgelegt, welche von einer klassischen Bugfahrwerkstruktur abgeleitet und nach [7] für die Integration eines EMA optimiert wurde. Als Voraussetzung für den Auslegungsprozess wird im Vorwege der Aufbau eines konventionellen Bugfahrwerks beschrieben. Im Anschluss erfolgt die Erläuterung der modifizierten Kinematik und eines davon abgeleiteten Mehrkörpersimulationsmodells (MKS), welches für die Auslegung verwendet wird.

### 2.1. Konventionelle Bugradkonfiguration

Als Basis wird für den Auslegungsprozess die Struktur einer klassischen Bugfahrwerkkonfiguration betrachtet, wie sie in Bild 2.1 dargestellt ist. Konventionelle hydraulische Bugfahrwerke sind häufig als sechsgliedrige Koppel-getriebe ausgeführt. Das Federbein als Hauptelement beinhaltet dabei die Baugruppe der Bugräder und des Stoßdämpfers und überträgt den Hauptteil der Bodenlasten an die Flugzeugstruktur. Es stützt sich in der ausgefahrenen Position über eine zweiteilige Kniestrebe (obere und untere Stützstrebe) gegen den Rumpf ab. Zur Verriegelung im ausgefahrenen Zustand dient die Verriegelungsknickstrebe, welche als Verbindungselement zwischen zwei Gelenkpunkten der beschriebenen Elemente angeordnet ist und durch Unterstützung der Verriegelungsfedern gegen einen Anschlag in eine Überstreckung gezogen wird. Das System ist in diesem Fall blockiert. Für die Entriegelung sowie das Ein- und Ausfahren ist jeweils ein Hydraulikzylinder eingesetzt.

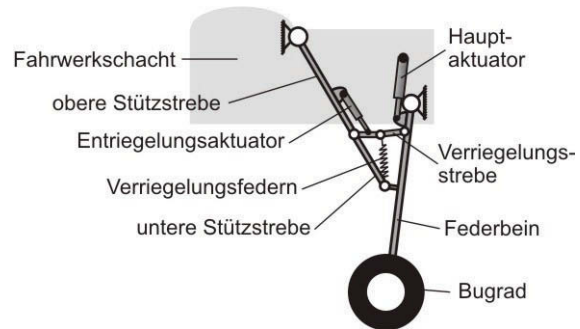


BILD 2.1: Kinematisches Konzept einer konventionellen Bugfahrwerkkonfiguration

### 2.2. Modifizierte Betätigungs kinematik

Eine Hauptfragestellung bei der Entwicklung eines elektrischen Antriebs besteht in der vorteilhaften Integration des EMA in die Fahrwerkskinematik. Angestrebt wird eine günstige kinematische Übersetzung vom Aktuator auf das Federbein und damit eine Reduzierung der Betätigungslast. Hierdurch ließe sich der Antrieb kleiner dimensionieren und damit das Systemgewicht verringern. In [7] wurde bereits anhand einer Kinematik-synthese eine vorteilhafte Betätigungs kinematik für die Verwendung eines elektrischen Rotationsantriebes erstellt und im weiteren Verlauf mit rechnergestützten Verfahren optimiert.

Als Ergebnis des Auswahlprozesses wurde die in Bild 2.2 dargestellte Sechsgelenkkette konzipiert. Die Geometrie der oberen und unteren Stützstrebe sowie des Federbeins ist gegenüber dem konventionellen System unverändert. Der Rotationsaktuator (im Bild mit A gekennzeichnet) ist über einen sogenannten Zweischlag am Kniegelenk der Stützstrebe angelenkt, welcher auch gleichzeitig als Verriegelungsknickstrebe in der Ausfahrposition dient. Der Zweischlag wird dabei ähnlich dem Originalsystem mit Federunterstützung in eine überstreckte Lage gegen einen Anschlag gezogen. Die bisher eingesetzte Verriegelungsknickstrebe entfällt damit.

Die Vorteile dieser Anordnung liegen in der nahezu unveränderten Übertragung der Bodenlasten, da die Basisgeometrie weitestgehend beibehalten ist. Zudem ist die Bauform sehr kompakt; der gefaltete Zweischlag ragt beim Einfahren nur geringfügig aus dem Bauraum des Originalsystems (durch den Fahrwerksschacht definiert) heraus.

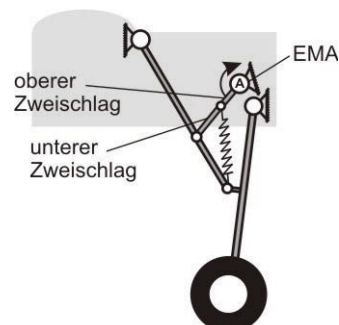


BILD 2.2: Modifiziertes kinematisches Konzept, optimiert für EMA

## 2.3. Systemanforderungen

Die Anforderungen, welche an eine Fahrwerksbetätigung gestellt werden, teilen sich auf in Leistungsanforderungen, welche die zu erfüllenden Funktionen und die dabei einzuhaltenden Leistungswerte definieren sowie die Betriebsbedingungen, bei welchen diese Leistungen zu erbringen sind.

### 2.3.1. Systemfunktionen

Es sind die folgenden grundlegenden Funktionen für die Fahrwerksbetätigung definiert:

- Einfahren und Ausfahren
- Verriegelung in eingefahrener Position (engl.: *Uplock*)
- Selbsttätige Verriegelung in ausgefahrener Position (engl.: *Downlock*)
- Notfallausfahren (engl.: *Freefall*)

Das Notfallausfahren bezeichnet dabei das Ausfahren bei passivem Antrieb unter Wirkung der Schwerkraft sowie der übrigen äußeren Lasten (insbesondere Windlasten). Aus diesem Vorgang leitet sich auch die Forderung einer selbsttätigen Verriegelung ohne Aktuatorunterstützung ab. Die Uplock Verriegelung ist strukturell installiert und wird daher, genau wie die Lenkung, an dieser Stelle nicht betrachtet.

### 2.3.2. Verfahzeiten

In der europäischen Zulassungsvorschrift *Certification Specifications for Large Aeroplanes (CS-25)* der EASA [1] ist keine Betätigungszeit für das Ein- und Ausfahren eines Fahrwerks definiert. Diese wird daher individuell in der Spezifikation für einen jeweiligen Flugzeugtyp festgelegt. Übliche Betätigungszeiten bei zivilen Verkehrsflugzeugen liegen nach [6] zwischen 10 und 15 Sekunden. Für das betrachtete Fahrwerk werden die folgenden Verfahzeiten gefordert:

- Einfahren (Normalbetrieb) < 10 s
- Ausfahren (Normalbetrieb) < 13 s
- Einfahren (Grenzbetrieb) < 13 s
- Ausfahren (Grenzbetrieb) < 15 s

Die Unterscheidung zwischen Normalbetrieb und Grenzbetrieb bezieht sich dabei auf die möglichen auftretenden Flugzustände (s. Abschnitt 2.3.3.).

### 2.3.3. Betätigungslasten und Lastfälle

Die Betätigungslast auf den Aktuator setzt sich aus verschiedenen Einzellasten zusammen. Die folgenden Lastanteile werden für die hier beschriebene Auslegung berücksichtigt:

- Gewichtslast,
- Lastvielfache infolge von Flugmanövern,
- aerodynamische Lasten,
- Gelenkreibung,
- Last durch Verriegelungsfedern.

Die Betriebslasten sind jeweils für verschiedene Flugzustände definiert. Diese unterscheiden sich in der Hauptsache durch das vorliegende Lastvielfache infolge

von Flugmanövern sowie der Fluggeschwindigkeit und daraus resultierenden unterschiedlichen aerodynamischen Lasten. Relevant für die Systemauslegung sind jeweils die Extremlastfälle, wobei zwischen den maximalen Lasten im regulären operativen Flugbetrieb (*Normalbetrieb*) sowie den maximalen Lasten im Grenzflugbereich unterschieden wird. Bestimmend für die Systemauslegung sind damit die folgenden Extremlastfälle:

- absolute max. Betätigungslast im Grenzflugbereich,
- max. Betätigungslast im regulären Operationsbereich,
- min. Betätigungslast bei Flug mit reduzierter Leistung (nur 1 Triebwerk aktiv; minimale Fluggeschwindigkeit)

Es ist zudem üblich, den Freefall auch unter Hangarbedingungen (d.h. keinerlei unterstützende aerodynamische Last) nachzuweisen.

### 2.3.4. Temperaturspektrum

Für die hier beschriebenen Funktionen ist eine Verfügbarkeit innerhalb des für Verkehrsflugzeuge üblichen operativen Temperaturspektrums von -40°C bis +52°C gefordert.

## 2.4. Mehrkörpermodellierung des Fahrwerks

Wie bereits angeführt wird die Systemauslegung analog der Methodik in [7] unter Verwendung eines Mehrkörpermodells des Fahrwerks durchgeführt. Es dient in erster Linie dazu, die aus den äußeren Lasten resultierende Betätigungslast auf den Aktuator zu ermitteln. Die Methodik der Mehrkörpersimulation (MKS) bietet dabei den Vorteil, dass gegenüber einer analytischen Betrachtung auch dynamische Effekte und innere Kraftelemente, wie z.B. Federn, sehr leicht berücksichtigt werden können und Reibverluste anhand der real auftretenden Reaktionskräfte berechnet werden. In [7] wurde bereits ein Mehrkörpermodell des Fahrwerkstyps mit der Software Msc.Adams™ erstellt, an welchem auch eine Designoptimierung durchgeführt wurde. Die Eigenschaften dieses Modells sind im Folgenden zusammengefasst wiedergegeben.

### 2.4.1. Aufbau des MKS-Modells

Das dreidimensionale Mehrkörpermodell gibt die Fahrwerkstruktur aus Bild 2.2 vereinfacht wieder. Die Komponenten sind aus einfachen, elementaren, homogenen Körpern aufgebaut, welche die Geometrie in vereinfachter Form nachbilden (Bild 2.3). Die Masseigenschaften der Körper, wie die Lage des Massenschwerpunktes sowie das Massenträgheitsmoment, sind nach den Eigenschaften realer Bauteile definiert. Da für die Systemauslegung lediglich die Grundfunktionen Ein- und Ausfahren betrachtet werden, sind weitere Systemelemente, wie z.B. der Stoßdämpfer oder die Lenkung, nicht implementiert.

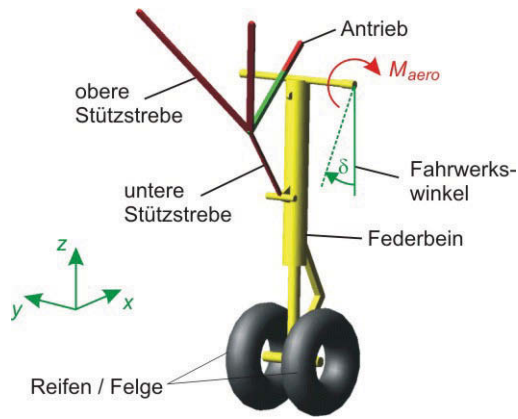


BILD 2.3: Schematische Darstellung des MKS-Modells

#### 2.4.2. Lasten

Es werden die in Abschnitt 2.3.3. beschriebenen Lasten im Mehrkörpermodell wiedergeben.

In einem ADAMS-Modell wirkt auf alle Bauteile standardmäßig die Erdbeschleunigung  $1g$  ( $g = 9,80665 \text{ m/s}^2$ ). Für ein abweichendes Lastvielfaches wird die Erdbeschleunigung mit dem jeweiligen Faktor multipliziert.

Die aerodynamische Last auf Federbein und Stützstrebe ist als resultierendes Lastmoment  $M_{aero}(\delta)$  repräsentiert, welches um die Drehachse des Federbeins angreift (Bild 2.3). Es ist als Trajektorie in Abhängigkeit des Fahrwerkswinkels  $\delta$  angegeben.

Die Gelenkreibung lässt sich in ADAMS spezifisch für jedes Gelenk definieren. Die Eingangsgrößen des verwendeten Reibmodells sind die Reaktionskräfte des Gelenks sowie optionale Vorspannkräfte. Es wird sowohl die statische (*coulombsche*) Reibung als auch die dynamische (*viskose*) Reibung abgebildet. Um mögliche Verschmutzungen der Gelenke bei der Systemauslegung zu berücksichtigen, wird der Gleitreibungskoeffizient der Gelenkpaarungen konservativ mit 0,5 angenommen.

Die Verriegelungsfedern sind als Federelemente mit entsprechenden Federwerten implementiert, welche als Standardbauteile in der ADAMS-Bibliothek zur Verfügung stehen.

### 3. AKTUATORAUSLEGUNG UND MODELLIERUNG

Elektrische Antriebe haben ihre höchste Effizienz in der Regel bei hohen Drehzahlen. Die geringe Rotationsgeschwindigkeit des angetriebenen Zweischlags in Kombination mit einem hohen geforderten Abtriebsmoment macht daher die Verwendung einer hohen Untersetzungsstufe unerlässlich. Der folgende Abschnitt beschreibt die Auswahl einer geeigneten Antriebseinheit.

#### 3.1. Auslegungskennwerte

Die Baugröße eines EMA und damit auch das Gewicht wird maßgeblich durch das maximal aufzubringende Moment bestimmt. Die betrachtete Betätigungskinetik wurde daher nach [7] hinsichtlich des maximal auftretenden Betätigungsmomentes optimiert.

Dimensionierend für den Aktuator ist die maximal auftretende Betätigungslast im Grenzflugbereich. Mit den

in 2.3.3. gegebenen Lasten ergibt sich aus der Mehrkörpersimulation der in Bild 3.1 dargestellte dynamische Auslegungslastverlauf für den EMA. Aus dem Diagramm ist das max. aufzubringende Betätigungsmoment abzulesen.

Das obere Zweischlagglied vollführt bei einem geforderten Fahrwerkswinkel  $\delta_{max}$  von 100 Grad einen Schwenkweg von 190 Grad. Um Brems- und Beschleunigungsphasen zu berücksichtigen wird auf Basis der Angaben in 2.3.2. gefordert, dass der Abtriebswinkel innerhalb von 8 s durchfahren werden können muss. Es ergibt sich damit als Forderung für den EMA eine Geschwindigkeit am Abtrieb  $> 24 \text{ Grad/s}$ .

Um die Lagerreaktionskräfte bei einem Verfahrensvorgang aufnehmen zu können ist darüber hinaus sicherzustellen, dass der EMA mit einer genügend großen Abtriebslagerung ausgeführt ist. Auch diese Werte lassen sich mit Hilfe der Mehrkörpersimulation leicht bestimmen.

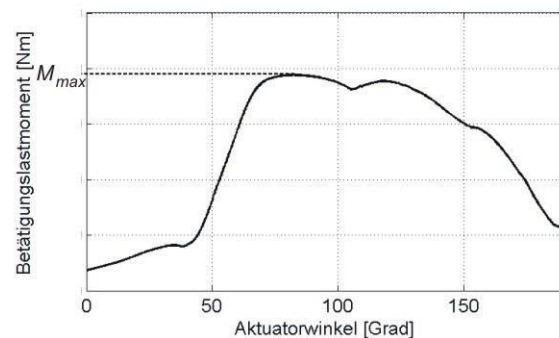


BILD 3.1: Dimensionierender Betätigungslastverlauf

#### 3.2. Auswahl von Aktuatorkomponenten

Wie bereits angeführt wird aufgrund der geringen Leistungsdichte von elektromechanischen Antrieben eine hohe Drehzahl des Elektromotors angestrebt. Es wird die Verwendung einer permanentmagneterregten Synchronmaschine präferiert, welche durch ihr vergleichsweise geringes Gewicht und ihren geringen Verschleiß aufgrund fehlender Erregerwicklungen für die genannte Anwendung geeignet erscheint. Sie kommt zudem bereits in weiteren luftfahrtspezifischen Anwendungen zum Einsatz, [4].

Übliche Nenndrehzahlen industrieller Produkte liegen nach Herstellerangaben bei 4000...6000 U/min (z.B. [2]). Aus der in 3.1 geforderten Geschwindigkeit am Abtrieb ergibt sich damit ein angestrebtes Untersetzungsverhältnis des EMA von ca.  $i_{EMA} = 1000...1500$ . Vorteilhaft erscheint die Nutzung eines Rotationsgetriebes nach dem Prinzip der *Taumelradgetriebe*, zu welchen auch die *HARMONIC DRIVE™* Getriebe gehören. Durch diese Bauart lassen sich in einer einzigen Getriebestufe Übersetzungsverhältnisse von 100 und mehr erzielen, [9]. Zur Realisierung des angestrebten Untersetzungsverhältnisses ist somit eine weitere Getriebestufe erforderlich, welche als konventionelles Planetengetriebe ausgeführt werden kann. Um das zu übertragende Moment und damit die Baugröße des Planetengetriebes gering zu halten ist dieses motorseitig als Vorstufe vorzusehen. Durch das Gesamtuntersetzungsverhältnis der ausgewählten Getriebekombination in Verbindung mit den Auslegungskennwerten aus 3.1. ergeben sich die Leistungsanforderungen, nach welchen sich ein geeigneter Elektromotor auswählen lässt.

### 3.3. Modellierung des EMA

Um das Systemverhalten des Betätigungssystems nachbilden zu können wird im folgenden Schritt in Anlehnung an [7] ein Simulationsmodell der Antriebseinheit erstellt. Da die Software ADAMS nur sehr eingeschränkt für die Simulation von elektrischen Systemen geeignet ist, wird stattdessen ein Simulationsmodell des EMA in der Softwareumgebung MATLAB/SIMULINK<sup>TM</sup> erstellt.

Der Servomotor wird in der hier beschriebenen Anwendung drehzahl geregelt mit der Vorgabe einer konstanten Soll Drehzahl betrieben. Die Modellierung des Antriebsmotors erfolgt nach [10]. Charakteristisch ist hierbei zum Einen die Motorregelung des bürstenlosen Gleichstrommotors in Form einer Kaskadenstruktur, welche aus dem inneren Stromregler und dem äußeren Drehzahlregelkreis besteht. Zum Anderen erfolgt die mathematische Beschreibung der Synchronmaschine in einem mittels der PARKSchen-Koordinatentransformation [3] auf zwei Phasen reduzierten rotorfesten  $d$ - $q$ -Wicklungssystem.

Die Modellierung der übrigen EMA-Komponenten erfolgt in Anlehnung an [5], wobei die beiden Getriebe jeweils vereinfacht durch ein Feder-Dämpfer-Element mit einer Übersetzung, einem Massenträgheitsmoment und einem Wirkungsgrad wiedergegeben werden. Im Unterschied zu [5] wird im hier beschriebenen Simulationsmodell allerdings das Moment  $M$  als Eingangsgröße für das jeweils nachfolgende Element übertragen. Die Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und die Winkelposition  $\varphi$  stellen jeweils rückgekoppelte Größen dar.

### 3.4. Gesamtsystemmodellierung

Als Ergebnis der Untersuchungen in [7] zeigte sich, dass eine Co-Simulation zwischen den Simulationsumgebungen MATLAB/SIMULINK und Msc.ADAMS für diese Anwendung einige Nachteile aufweist. Aus diesem Grund wird die Modellierung in einer gemeinsamen Softwareumgebung angestrebt. Es wird daher analog der Methodik in [7] das Fahrwerksmodell aus ADAMS in ein Kinematikmodell in der MATLAB-Toolbox SIMMECHANICS überführt. SIMMECHANICS bietet zwar nur sehr eingeschränkt Funktionen für einen Kinematikentwurf und eine Optimierung. Für die Verknüpfung mit dem Aktuatoremodell in MATLAB/SIMULINK bildet es allerdings das physikalische Modell des Fahrwerks ausreichend genau ab.

Das Gesamtsystemmodell erhält somit die in Bild 3.2 dargestellte Struktur mit den dargestellten Übergangsvariablen zwischen den Einzelkomponenten.

## 4. AUSLEGUNG VON VERRIEGELUNGSFEDERN

Das Fahrwerk wird beim regulären Ausfahren durch den Aktuator in die verriegelte Position hineingefahren. Die Aufgaben der Verriegelungsfedern beschränken sich in diesem System somit darauf, das Ausfahren bei Freefall zu unterstützen und die verriegelte Position nach Passivierung des Antriebs zu sichern. Für den Freefall ist keine Trennung des Aktuators von der Kinematik vorgesehen, da dieser zur Erzeugung einer Bremswirkung beim Ausfahren genutzt werden soll. Dies bedeutet, dass als Bedingung für eine zuverlässige Funktion des Freefall die Schlepplasten des passiven Aktuators unter allen Betriebsbedingungen überwunden werden müssen.

Üblicherweise sind Bugfahrwerke von Verkehrsflugzeugen so konzipiert, dass sowohl die Gewichtslast des Fahrwerks als auch die Windlast den Ausfahrvorgang unterstützen. In Bild 4.1 ist das (hochgradig nichtlineare) Übersetzungsverhältnis der Betätigungs kinematik anhand des Quotienten der Winkelgeschwindigkeiten  $\omega_{FW}/\omega_{EMA}$  dargestellt. Es ist zu erkennen, dass in der ausgefahrenen Position das Übertragungsverhältnis des Antriebs auf das Fahrwerksbein gegen Null geht, d.h. die Gewichtslast sowie die aerodynamische Last hat in dieser Lage praktisch keine Rückwirkung auf den Aktuator. Es haben somit in dieser Position neben der zu vernachlässigenden Gewichtskraft des Zweischlags ausschließlich die Verriegelungsfedern eine rücktreibende Wirkung auf den EMA. Es wird somit als Auslegungskriterium vereinfachend festgelegt, dass die Verriegelungsfedern stark genug sein müssen, um bei gegebener geometrischer Anordnung die Schlepplast des Aktuators zu überwinden.

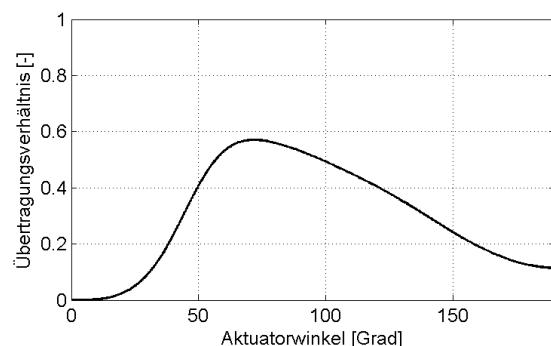


BILD 4.1: Übertragungsverhältnis  $\omega_{FW}/\omega_{EMA}$  zwischen Aktuatorantrieb und Federbein

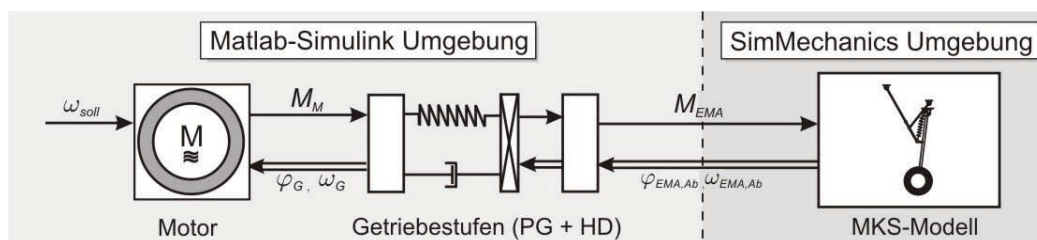


BILD 3.2: Struktur des Gesamtsimulationsmodells in MATLAB



#### 4.1. Abschätzung der Schlepplast des EMA

Die Schlepplast des Aktuators setzt sich vereinfacht aus dem erforderlichen Rückdrehmoment der Getriebe,  $M_{r,HD}$  und  $M_{r,PG}$ , sowie dem Reibmoment der Synchronmaschine  $M_{r,M}$  zusammen. In der vorliegenden Aktuator-konfiguration berechnet sich das erforderliche Rücktreibmoment des EMA aus

$$(1) \quad M_{r,EMA} = M_{r,HD} + [M_{r,PG} + (M_{r,M} \cdot i_{PG})] \cdot i_{HD}.$$

Aus der Gleichung ist ersichtlich, dass das im Vergleich zu den übrigen Anteilen üblicherweise geringe Reibmoment eines Synchronmotors aufgrund der hohen Übersetzung der Getriebekombination das Gesamtschleppmoment trotzdem in hohem Maße bestimmt. Weiterhin ist zu beachten, dass für die Einzelanteile die jeweiligen Bauteileigenschaften bei Tieftemperatur zu verwenden sind, da nach 2.3.4. der Freefall bei bis zu  $-40^\circ\text{C}$  möglich sein muss. Bei Tieftemperatur sind aufgrund der veränderten Schmiereigenschaften der Komponenten die höchsten Reibverluste zu erwarten.

#### 4.2. Bestimmung des Rücktreibmoments durch Federn

Die geometrischen Verhältnisse am Angriffspunkt der Verriegelungsfedern an den Zweischlag sind in Bild 4.2 a) dargestellt. Das wirkende Rücktreibmoment der paarweise angeordneten Verriegelungsfedern lässt sich direkt über die Federkraft  $F_F$  und den wirksamen Hebelarm der Federn  $h_F$  durch

$$(2) \quad M_{r,F} = F_F \cdot h_F$$

berechnen. Es ergibt sich hiermit die Auslegungsforderung:

$$(3) \quad M_{r,F} \geq M_{r,M}.$$

Aus dem Bild ist zu erkennen, dass sich aufgrund der Anordnung der Federn im Zweischlaggelenk ein ungünstiger Hebelarm als Wirkung auf den Aktuator ergibt. Hierdurch müsste die Federvorspannung sehr groß gewählt werden, was zu einer hohen Federmasse führen und zudem ein erhöhtes Gefährdungspotential für umliegende Systeme mit sich bringen würde. Als konstruktive Gegenmaßnahme besteht die Möglichkeit, den Federanlenkpunkt in negativer x-Richtung aus dem Zweischlaggelenk herauszuziehen, um damit den wirksamen Hebelarm zu vergrößern. Es stehen mit dem Federdrehwinkel  $\alpha$  und der Federlänge  $l_F$  (vgl. Bild 4.2 b) zwei Freiheitsgrade zur Verfügung, welche sich für eine Optimierung der Federanlenkung und damit eine Reduzierung der Federmasse variieren lassen.

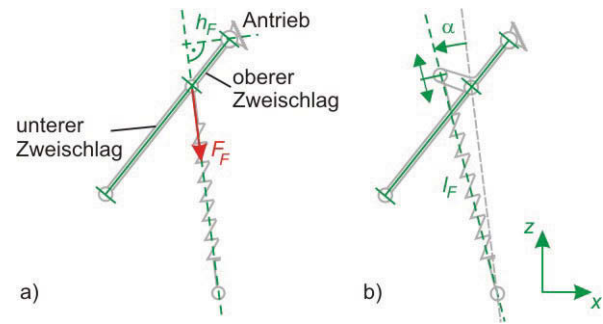


BILD 4.2: Geometrische Verhältnisse am Zweischlag in ausgefahrener Position;  
a) wirksamer Hebelarm durch Federn  
b) mögliche Verschiebung des Anlenkpunktes

#### 4.3. Auswahlkriterien für Federn

Die Bestimmung der optimalen Federposition und Federkennwerte ist von einer Vielzahl von Faktoren abhängig und soll an dieser Stelle nicht im Einzelnen erläutert werden. Es werden lediglich Hinweise und Tendenzen für die optimale Parameterwahl angegeben.

Der direkte Einfluss auf den wirksamen Hebelarm und damit auf die erforderliche Federkraft, welche auch in hohem Maße die Federmasse bestimmt, ist durch die Wahl des Federdrehwinkels  $\alpha$  gegeben. Dieser sollte aus geometrischer Sicht für eine geringe Federkraft möglichst groß gewählt werden. Hierbei ist allerdings zu beachten, dass das obere Zweischlagelement sich hierdurch strukturell vergrößert und einen größeren Schwenkraum beansprucht. Zudem steigt mit dem Federdrehwinkel auch die maximal beanspruchte Federlänge im Verlauf des Schwenkvorganges an.

Die Variation der Federlänge im Grundzustand (ausgefahren Position) in Bild 4.2 hat keinen Einfluss auf den wirksamen Hebelarm. Hierdurch lässt sich lediglich in geringem Maße eine Anpassung der verwendeten Federlänge vornehmen, weshalb dieser Parameter aus Gewichtsgründen tendenziell klein gewählt werden sollte.

Der geringste Hebelarm im relevanten Schwenkbereich liegt in der ausgefahrenen Position (Bild 4.2) vor. Es werden somit im Verlauf des Schwenkvorganges keine größeren Federkräfte gefordert, weshalb der dargestellte Zustand als Auslegungszustand anzusehen ist. Die Anforderungen an die Federn reduzieren sich damit auf die Länge sowie die erforderliche Vorspannkraft; an die Federkonstante sind keine weiteren Forderungen gestellt. Diese sollte daher so klein wie möglich gewählt werden, um den Beitrag der Federn auf die Betätigungslast möglichst gering zu halten.

Die Masse der Federn wird zudem durch ihre Bauart bestimmt. Als Einflussfaktoren seien an dieser Stelle auszugsweise genannt: Werkstoff, Wicklungszahl, Wicklungsdurchmesser, Drahtdurchmesser. Die Bauart wird neben der erforderlichen Kraft u.a. auch durch die erforderliche Länge, die geforderte Streckung sowie die gewünschte Federsteifigkeit bestimmt. Die optimale Federposition und Federausführung ergibt sich somit als Kompromiss aus konstruktiv möglichen und sinnvollen Gesichtspunkten sowie einer gewichtsoptimierten Ausföhrung der Federn für die spezifische Anwendung.

#### 4.4. Nachweis der Freefallbedingung

Für das betrachtete Fahrwerk ist unter Berücksichtigung der oben genannten Kriterien beispielhaft ein Federpaar ausgewählt, welches die nach Gleichung (3) formulierte Forderung erfüllt. Das Diagramm in Bild 4.3 zeigt als Abschlussbetrachtung die Gegenüberstellung des erforderlichen Rückdrehmoments des EMA und des wirksamen Rücktreibmoments beim Ausfahren, welches durch eine Mehrkörpersimulation ermittelt wurde. Berücksichtigt wurde hierbei die ausgewählte Federkonfiguration, jedoch nicht die helfenden Windlasten, da nach Abschnitt 2.3.3. die Freefallbedingung üblicherweise auch für die Hangarbedingung nachgewiesen wird. Es ist zu erkennen, dass das Rücktreibmoment während des gesamten Verfahrweges oberhalb der Schlepplast des Aktuators liegt und die Bedingung für einen zuverlässigen Freefall somit erfüllt ist.

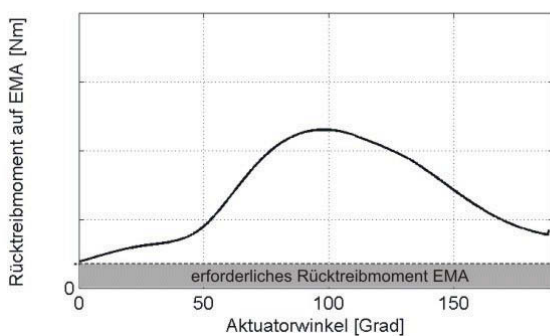


BILD 4.3: Nachweis der Freefallbedingung durch Vergleich der Aktuatorschlepplast und des vorliegenden Rücktreibmoments

### 5. AUSFÜHRUNG EINER BREMSFUNKTION BEI FREEFALL

Wie einleitend beschrieben ist eine Reduzierung der Ausfahrgeschwindigkeit bei hydraulischen Systemen im passiven Betrieb sehr einfach durch einen Kurzschluss der beiden Zylinderkammern zu realisieren. Diese Option steht im Fall der elektrischen Betätigung nicht zur Verfügung.

#### 5.1. Ungebremster Freefall

Die gestrichelte Kurve in Bild 5.1 zeigt einen simulierten Freefall ohne weitere Bremsmaßnahmen bei maximaler äußerer Last. Hierbei haben ausschließlich die Reibverluste im Aktuator sowie in den Gelenken eine bremsende Wirkung. Aus der Winkelgeschwindigkeit am Getriebeausgang geht hervor, dass der Motor kurzzeitig eine Drehzahl von über 15000 U/min erreicht, was deutlich oberhalb der maximal zulässigen mechanischen Drehzahl üblicher Servoantriebe liegt [2]. Ein weiterer kritischer Punkt stellt die sehr hohe Anschlaggeschwindigkeit und die dabei im Aktuator gespeicherte kinetische Energie dar, mit welcher das System die Endlage erreicht.

Das abtriebsseitige Massenträgheitsmoment  $J_{EMA}$  des EMA errechnet sich aus

$$(4) \quad J_{EMA} = J_{HD} + [J_{PG} + (J_M \cdot i_{PG}^2)] \cdot i_{HD}^2.$$

Zu beachten ist hierbei, dass die Getriebeübersetzung quadratisch in die Berechnung eingeht und sich somit ein extrem großes abtriebsseitiges Massenträgheitsmoment ergibt, welches bei Erreichen der Ausfahrposition auf den Zweischlag wirkt. Die aus der Simulation ermittelte Anschlaggeschwindigkeit würde daher mit großer Sicherheit zu einer Zerstörung der Zweischlagstruktur führen. Aus diesem Grund ist folglich auch im elektrischen System eine Maßnahme zur Reduzierung der Fallgeschwindigkeit erforderlich.

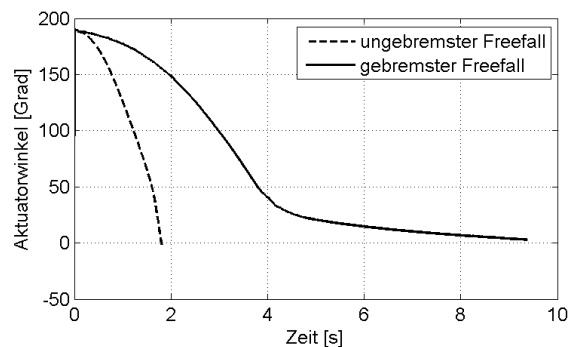


BILD 5.1: Vergleich der Simulationen eines ungebremsten und eines gebremsten Freefalls

#### 5.2. Dämpfungsmaßnahmen

Eine Option zur Reduzierung des Massenträgheitsmoments besteht in der Trennung des EMA bzw. Teilelementen davon von der Fahrwerkstruktur mittels einer Überlastkupplung. Um die Baugröße gering zu halten sollte diese im Bereich der geringen Momente zwischen Motor und Planetengetriebe installiert sein. Das Gesamt-massenträgheitsmoment könnte durch diese Maßnahme um den Anteil des Elektromotors reduziert werden, welcher nach Gleichung (4) das Gesamt-massenträgheitsmoment in hohem Maße bestimmt. Zu beachten ist allerdings, dass die Überlastkupplung ihrerseits ein Anteil in das Gesamt-massenträgheitsmoment mit einbringt. Das Einzelmassenträgheitsmoment der Kupplung sollte somit im Vergleich zum Motor möglichst klein sein, um die angestrebte Wirkung zu erzielen. Weiterhin ist nachteilig zu werten, dass sich das Ansprechmoment einer Überlastkupplung nur mit großer Toleranz definieren lässt, da es in großem Maße von äußeren Bedingungen, wie z.B. der Temperatur, abhängt. Zwischen Motor und Planetengetriebe implementiert erhöht sich die Toleranz bei abtriebsseitiger Betrachtung noch einmal um die Gesamtübersetzung.

Als weitere Option bietet sich die Möglichkeit, den mitgeschleppten Antrieb zur Erzeugung einer Bremswirkung zu nutzen. Durch die hohe Getriebeübersetzung reicht hierbei bereits ein geringes Moment des Motors für eine hohe Bremswirkung aus (vgl. Abschnitt 4.1). Im folgenden Abschnitt wird daher die generatorische Dämpfung des EMA als Option für das Notausfahren betrachtet.

### 5.3. Generatorischer Bremsbetrieb

Beim regulären Bremsbetrieb von umrichter gesteuerten Antrieben, wie dem bürstenlosen Synchronmotor, wird die im generatorischen Betrieb aufgenommene Energie über den Umrichter an den Zwischenkreis abgegeben. Auf diese Weise erfolgt u.a. bei Hebezeugen die kontrollierte Absenkung von Lasten, [11]. Da hierfür jedoch eine ununterbrochene Energieversorgung des Umrichters eine notwendige Voraussetzung darstellt, wird für den vorliegenden Fall der generatorische Betrieb einer auf ein passives Netzwerk arbeitenden Maschine betrachtet. Diese Betriebsart wird in der Regel auch eingesetzt, um Arbeitsmaschinen bei Ausfall der Energieversorgung rasch still zu setzen, [11]. Eine Steuerung des Bremsmomentes ist hierbei nicht möglich. Das Bremsverhalten wird allein durch die Wickeleigenschaften des Motors bestimmt. Es wird im Folgenden nach [8] beschrieben.

Betrachtet wird hierzu eine konventionelle, ungesättigte dreiphasige Synchronmaschine mit der Nennzahl  $n_n$ . Die allgemeine Spannungsgleichung der Vollpolmaschine lautet

$$(5) \quad \underline{u} = R \underline{i} + jX_d \underline{i} + u_p.$$

Die Reaktanzen der Synchronmaschine werden gewöhnlich in Bezug auf die Nennfrequenz  $f_n$  angegeben. Um bei einer auf ein passives Netzwerk arbeitenden Synchronmaschine mit der beliebigen Frequenz  $f$  die auf  $f_n$  bezogene Reaktanz  $X_d$  weiter verwenden zu können, wird die relative Drehzahl

$$(6) \quad \nu = \frac{n}{n_n} = \frac{f}{f_n}$$

eingeführt. Die bei Nennfrequenz  $f_n$  wirkenden Reaktanzen  $X$  werden bei der beliebigen Frequenz  $f$  damit zu  $\nu X$ , die Polradspannung zu

$$(7) \quad u_p = \nu u_{p0}.$$

Die Spannungsgleichung (5) für ein auf ein passives Netzwerk arbeitenden Synchronmaschine lässt sich somit schreiben als

$$(8) \quad \underline{u} = R \underline{i} + j\nu X_d \underline{i} + j\nu u_{p0}.$$

Zur Errechnung des Strangstroms wird beim passiven Netzwerk der Betrieb auf einen Belastungszweipol mit dem komplexen Widerstand  $\underline{Z}_B$  angenommen. Dieser Widerstand ist eine Funktion der Frequenz, also

$$(9) \quad \underline{Z}_B = \underline{Z}_B(\nu).$$

Für den Fall einer ohmschen-induktiven Belastung mit einem Widerstand  $R$  und einer Reaktanz  $\omega L_B = \nu X_B$  wird

$$(10) \quad \underline{Z}_B(\nu) = R + j\nu X_B.$$

Die Spannungsgleichung (8) nach  $\underline{i}$  aufgelöst ergibt mit (10) und der Definition

$$(11) \quad X_{ges} = X_d + X_B$$

somit den Ankerstrom

$$(12) \quad \underline{i} = \frac{\nu}{R + j\nu X_{ges}} u_{p0}.$$

Über die mechanische Leistung gelangt man nach [8] auf das im betrachteten Fall wirkende Bremsmoment

$$(13) \quad M_B = \frac{3Z_p u_{p0}^2}{\omega_n X_{ges}} \cdot \frac{1}{\frac{R}{\nu X_{ges}} + \nu \frac{R}{X_{ges}}}.$$

Die Gleichung zeigt, dass das Bremsmoment sowohl im Stillstand ( $\nu = 0$ ) als auch bei sehr hohen Drehzahlen ( $\nu \rightarrow \infty$ ) zu Null wird. Das maximale Bremsmoment tritt bei der Kippdrehzahl

$$(14) \quad \nu_{Kipp} = \frac{R_{ges}}{X_{ges}}$$

auf. Eine Simulation belegt anhand der Bremsmoment-Drehzahlkennlinie (Bild 5.2) das errechnete Verhalten.

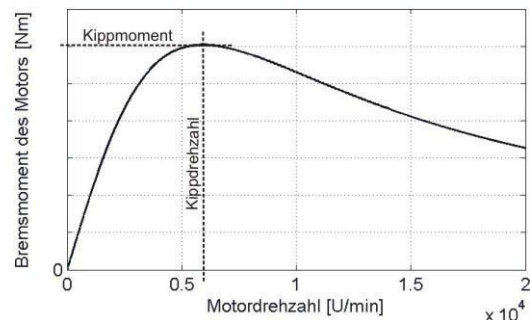


BILD 5.2: Drehmoment-Drehzahlkennlinie eines Synchronmotors im passiven Generatorbetrieb

### 5.4. Simulation eines Freefall mit Bremsbetrieb

Die durchgezogene Kurve in Bild 5.1 zeigt im direkten Vergleich eine Freefallsimulation mit nach Abschnitt 5.3 konfiguriertem Antrieb bei identischen Lastbedingungen wie im ungebremsten Fall. Es ist zu erkennen, dass sich mit einer Ausfahrzeit zwischen 9 und 10 Sekunden ein annehmbares Ausfahrverhalten ergibt. Auffällig ist das starke Abbremsen des Systems vor Erreichen der Endlage, welches sich aus der fehlenden Rückwirkung der äußeren Lasten auf den EMA in diesem Winkelbereich



erklären lässt (vgl. Bild 4.1). Es ergibt sich hierdurch eine sehr geringe Anschlaggeschwindigkeit, aus welcher keine Strukturschäden zu erwarten sind.

## 6. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Die Technologie der Fahrwerksysteme von Verkehrsflugzeugen ist bereits seit vielen Jahren bewährt und hat sich über einen langen Zeitraum bis heute nur wenig verändert. Als Grundgeometrie bei Zivilflugzeugen ist häufig eine Viergelenkkette gegeben, bestehend aus dem Federbein mit dem Stoßdämpfer sowie einer zweiteiligen Stützstrebe, welche das Federbein gegen die Flugzeugstruktur abstützt. Der Betrieb der Betätigungsfunktionen, d.h. das Ein- und Ausfahren, die Lenkung der Bugräder und das Öffnen der Verriegelungen, erfolgt üblicherweise durch Hydraulikzylinder, welche über die Konstantdrucknetze des Flugzeuges versorgt werden.

Hydraulische Antriebe besitzen eine hohe Leistungsdichte und können daher für die beschriebene Anwendung relativ kompakt und mit geringem Systemgewicht eingesetzt werden. Auch weitere Funktionen wie das Notausfahren mit passiviertem Antrieb sowie eine Endlagendämpfung lassen sich mittels Drosselschaltungen relativ einfach realisieren. Allerdings treten hierdurch im Betrieb große Strömungsverluste in Form von Wärme auf. Im Zuge der Entwicklungen des *More Electric Aircraft* bestehen daher auch für den Bereich der Fahrwerke Überlegungen, die hydraulische Betätigung durch ein rein elektromechanisches System zu ersetzen. Die unterschiedlichen Systemeigenschaften von elektrischen und hydraulischen Elementen machen hierfür jedoch die teilweise Neuentwicklung von Systemlösungen zur Erfüllung der gestellten Anforderungen erforderlich.

In [7] wurde bereits rechnergestützt eine Betätigungs-kinematik für einen elektromechanischen Rotationsantrieb auf Basis einer konventionellen Bugfahrwerkanordnung entworfen. Aufgrund der geringeren Leistungsdichte von elektrischen Antrieben erfolgte eine Optimierung der Kinematik hinsichtlich eines geringen erforderlichen Betätigungsmomentes des EMA. Auf Grundlage dieser modifizierten Kinematik wurden im Weiteren Systemlösungen zur Erfüllung der Betriebsfunktionen entworfen und die dafür erforderlichen Systemkomponenten ausgelegt. Als Grundfunktionen wurden hierbei das Ein- und Ausfahren, die selbsttätige Verriegelung beim Ausfahren sowie das Notfallausfahren (*Freefall*) betrachtet. Die Auslegungsanforderungen sind in erster Linie durch die unterschiedlichen Flugzustände und die damit verbundenen unterschiedlichen Betätigungslasten für den Aktuator bestimmt. Als Auslegungskriterien für den EMA wurden das max. auftretende Betätigungsmoment sowie die geforderte Verfahrensgeschwindigkeit herangezogen. Um den Antriebsmotor, einen bürstenlosen Synchronmotor, in dem für diese Bauart üblichen Nenndrehzahlbereich von ca. 4000...6000 U/min betreiben zu können, wurde eine hochuntersetzende Getriebeeinheit, bestehend aus einem *HARMONIC DRIVE* Getriebe mit einer Planetenvorstufe, ausgewählt. Für weitere Systemanalysen wurde von diesem EMA ein Simulationsmodell in MATLAB/SIMULINK erstellt und mit einem abgeleiteten Kinematikmodell des Fahrwerks in der MATLAB-Toolbox SIMMECHANICS verknüpft, um die Vorteile einer gemeinsamen Simulationsumgebung für beide Teilmodelle zu nutzen.

Das Notfallausfahren erfolgt unter Wirkung der helfenden Lasten durch den Windwiderstand sowie des Fahr-

werkgewichts. Da der EMA beim Notfallausfahren nicht vom Fahrwerk getrennt werden soll müssen für ein zuverlässiges Notausfahren seine Schlepplasten unter allen Betriebsbedingungen durch die äußeren rücktreibenden Lasten überwunden werden. Aufgrund der kinematischen Übersetzung zwischen Fahrwerkbein und EMA wird nahe der ausgefahrenen Position kein Lastmoment vom Federbein auf den Aktuator übertragen. In diesem Bereich haben fast ausschließlich die Verriegelungsfedern eine rücktreibende Wirkung auf den Antrieb. Als Auslegungskriterium für die Verriegelungsfedern wurde somit die Überwindung der Schlepplast des Aktuators in der ausgefahrenen Position identifiziert. Eine Verschiebung des Anlenkpunktes birgt weiteres Potenzial, den wirksamen Hebelarm der Federn zu vergrößern und damit die Federmasse zu reduzieren.

Nachdem eine Reduzierung der Ausfahrgeschwindigkeit bei Freefall im hydraulischen System durch eine Drosselschaltung sehr einfach möglich ist, ist diese Option bei der elektrischen Betätigung nicht gegeben. Anhand einer Simulation ist jedoch belegt, dass diese erforderlich ist, da die hohe Fallgeschwindigkeit zu einer Zerstörung des EMA bzw. der Fahrwerkstruktur führen kann. Es wird daher die Möglichkeit beschrieben, ein Bremsmoment durch einen passiven Generatorbetrieb des Aktuators aufzubringen.

Die dargestellte Systemauslegung belegt, dass grundsätzlich alle Funktionen einer Fahrwerksbetätigung durch ein rein elektrisches System mit vertretbarem Aufwand erfüllt werden können. Die beschriebene Analyse wurde allerdings anhand von Simulationsmodellen durchgeführt und musste zudem an wenigen Stellen aufgrund fehlender Daten durch Annahmen gestützt werden. Um eine vollständige Aussage über die Betriebseigenschaften und eine Bewertung des Systems vornehmen zu können, ist der Aufbau eines Prototyps und der Versuchsbetrieb unter simulierten Realbedingungen zwingend erforderlich. Hierdurch sind insbesondere Verifikationen der Aussagen über die Eigenschaften in den Betriebsgrenzen zu treffen, wie z.B. die Reibverluste des Aktuators bei Tieftemperatur. Zur weiteren Bewertung des Systems ist zudem eine erweiterte Zuverlässigkeitsanalyse des Systems erforderlich. Dabei ist gegenüber dem konventionellen hydraulischen System insbesondere die mögliche Klemmgefahr eines EMA als kritisch zu betrachten. Als weiteres Vergleichskriterium gegenüber dem hydraulischen System ist zudem eine Gewichtsabschätzung mit ggf. gewichtsoptimierten Systemkomponenten heranzuziehen.

## LITERATUR

- [1] [HRSG.] EASA: *Certification Specifications for Large Aeroplanes – CS-25*. Brüssel: European Aviation Safety Agency, 2003.
- [2] [HRSG.] PARKER HANNIFIN: *Brushless Motors, MB Series – Produktkatalog, Ausgabe September 2004*. Offenburg: Parker Hannifin GmbH, 2004.
- [3] BONFERT, K.: *Betriebsverhalten der Synchronmaschine*. Berlin: Springer Verlag, 1962.

- [4] COCHOY, O.; CARL, U.; THIELECKE, F.: *Integration and Control of Electromechanical and Electrohydraulic Actuators in a Hybrid Primary Flight Control Architecture*. In: 'Proc. of int. Conf. Recent Advances in Aerospace Actuation Systems and Components', Toulouse, June 13-15, 2007.
- [5] COCHOY, O.; CARL, U.: *Redundant Hybrid Actuation Concept for Primary Flight Controls*. In: VDI Berichte Nr. 1892, pp. 483-495, Wiesloch, 2005.
- [6] CURREY, N.: *Aircraft Landing Gear Design: Principles and Practices*. Marietta (Georgia): AIAA Education Series, 1988
- [7] DOBERSTEIN, D.; THIELECKE, F.; RENNER, O.; HELMS, O.: *Methodik zum Entwurf einer Betätigungs kinematik mit rotatorischem Antrieb für ein Fahrwerkssystem*. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, DLRK2009-1261, Aachen, 08.-10. September 2009.
- [8] MÜLLER, G.: *Grundlagen elektrischer Maschinen*. Weinheim: VCH Verlagsgesellschaft, 1994.
- [9] MÜLLER, H.: *Die Umlaufgetriebe*. Berlin: Springer Verlag, 1998.
- [10] NEUHEUSER, T.; HOLERT, B.; CARL, U.: *Elektrische Antriebssysteme für ein einzelnes Landeklappensegment*. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, DGLR-JT2002-192, Stuttgart, 23.-26. September 2002.
- [11] VOGEL, J.: *Elektrische Antriebstechnik*. Heidelberg, Hüthig Verlag, 1991.