

# INTEGRIERTE THERMISCH-DYNAMISCHE ANALYSE VON FLUGZEUG-HYDRAULIKSYSTEMEN

T. Rave, C. Dunker, F. Thielecke  
Technische Universität Hamburg-Harburg, Institut für Flugzeug-Systemtechnik  
Neßpiel 5, 21129 Hamburg, Deutschland

## Zusammenfassung

Die Leistungsdichte der hydraulischen Energieversorgung von Flugsystemen konnte im Laufe der Flugzeuggenerationen kontinuierlich gesteigert werden. Hierdurch gewinnen die thermischen Eigenschaften des Systems in der Auslegung immer mehr an Bedeutung. Neben dynamischen Analysen haben sich so thermische Simulationen des Gesamtsystems im Detailentwurf etabliert. Üblicherweise werden für die verschiedenen Aufgaben jeweils spezielle Modelle verwendet. Eine Verringerung des erheblichen Modellierungs-, Konvertierungs- und Modellpflegeaufwands kann durch Vereinigung der Modelle erreicht werden.

Dafür wurde im Rahmen einer Masterarbeit am INSTITUT FÜR FLUGZEUG-SYSTEMTECHNIK der TECHNISCHEN UNIVERSITÄT HAMBURG-HARBURG (TUHH-FST) eine integrierte thermisch-dynamische Modellbibliothek entwickelt. Diese ermöglicht gekoppelte thermische und dynamische Untersuchungen von Flugzeug-Hydrauliksystemen in der Simulationsumgebung AMESIM. Ein weiteres Ziel bei der Erstellung der Bibliothek war eine möglichst direkte Integration der thermischen und dynamischen Analysen in den Vorauslegungsprozess mit dem am TUHH-FST entwickelten CAE-Werkzeug AROLAB.

Im vorliegenden Artikel wird, nach einer Einführung in die Thematik, zunächst kurz der Entwurfsprozess betrachtet. Darauf aufbauend erfolgt eine Beschreibung der entwickelten Modellbibliothek. Hierbei werden besonders die theoretischen Grundlagen erläutert. Abschließend wird die Bibliothek für die Untersuchung eines kurzen Fallbeispiels verwendet.

## 1. NOMENKLATUR

### Formelzeichen

c	[m/s]	Geschwindigkeit
$c_p$	[J/(kg·K)]	Spez. Wärmekapazität
d	[m]	Durchmesser
h	[J/kg]	Spez. Enthalpie
m	[kg]	Masse
p	[Pa]	Druck
u	[J/kg]	Spez. innere Energie
E	[J]	Energie
H	[J]	Enthalpie
V	[m <sup>3</sup> ]	Volumen
$\alpha$	[W/(m <sup>2</sup> ·K)]	Wärmeübergangskoeffizient
$\beta$	[1/K]	Wärmeausdehnungskoeffizient
$\varepsilon$	[-]	Emissionsgrad
$\zeta$	[-]	Widerstandsbeiwert
$\lambda$	[W/(m·K)]	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	[kg/m <sup>3</sup> ]	Dichte
$\phi$	[W]	Wärmestrom

### Indizes

Aus	Äußere Oberfläche
quer	Querschnitt

## 2. EINLEITUNG UND MOTIVATION

Die Energieversorgung der Flugsteuerung moderner Verkehrs- und Kampfflugzeuge erfolgt üblicherweise durch hydraulische Systeme. Diese werden für Aufgaben eingesetzt, bei denen hohe Leistungen und gute Regelbarkeit gefordert sind. Dies umfasst neben den primären und sekundären Flugsteuerungssystemen unter anderem auch Fahrwerksysteme und Frachttore.

Wichtige Aspekte bei der Auslegung von Flugzeug-Hydrauliksystemen sind thermische und dynamische Simulationen [1]. Diese werden im Rahmen der Detailauslegung durchgeführt. Die Ziele dieser Auslegung sollen im Folgenden kurz betrachtet werden.

Eine dynamische Simulation erlaubt die Untersuchung von transienten Vorgängen und dynamischen Komponenteninteraktionen. Es können zum Beispiel Druck- und Volumenstromspitzen durch Schaltvorgänge analysiert werden. Im Gegensatz zu stationären Auslegungen kann auch die Dauer und Ausprägung solcher Lastspitzen untersucht werden. Kritische Systemzustände und Fehlerfälle, die beispielsweise bei einer stationären Vorauslegung identifiziert wurden, können in dynamischen Simulationen detailliert analysiert und bewertet werden. Auf diese Weise kann das Systemverständnis und die Konfidenz der Auslegungsergebnisse gesteigert werden.

Als weiteren wichtigen Aspekt der Detailanalyse wird in diesem Artikel die thermische Systemsimulation betrachtet. Die immer kompaktere und leichtere Bauweise bei gleichzeitiger Steigerung der verbauten Leistung, führt zu einer verstärkten thermischen Belastung der hydraulischen Systeme. Auch haben viele neue Technologien direkt oder indirekt Auswirkungen auf den Wärmehaushalt des Systems. Eine vollständige Bewertung dieser

Technologien ist nur unter Berücksichtigung thermischer Aspekte möglich. Dies rückt die thermische Systemanalyse immer stärker in den Fokus.

Thermische Analysen umfassen die Untersuchung thermisch kritischer Situationen. Typische Beispiele hierfür sind das Stehen am Boden bei sehr hohen Umgebungstemperaturen. Durch Simulationen kann zu einem frühen Entwicklungszeitpunkt geprüft werden, ob die Kühlung über die Systemoberflächen ausreicht oder ob der Einsatz dedizierter Wärmeübertrager notwendig ist. In diesem Fall kann eine thermische Simulation unterstützend bei der Spezifikation des Wärmeübertragers verwendet werden. Weiterhin ist es möglich, das Kaltstartverhalten des Systems sowie das Auskühlen bei Flügen in großer Höhe zu untersuchen. Mögliche kritische Zustände können so frühzeitig identifiziert und entsprechende Anpassungen vorgenommen werden.

Ein Beispiel für die Integration neuer Technologien sind aktiv temperaturgeregelte Systeme [2]. Bei diesem *Thermal Management* wird das Hydraulikfluid durch gezielte Erwärmung und Kühlung in einem engen Temperaturband gehalten. Für die Auslegung der Komponenten und Regler eines *Thermal Management Systems* ist eine genaue Kenntnis des thermischen Verhaltens notwendig, welches in frühen Auslegungsphasen nur durch thermische Simulationen gewonnen werden kann.

Thermische und dynamische Analysen erfolgen üblicherweise getrennt. Dabei werden jeweils an das zu untersuchende Problem angepasste Modelle verwendet. In diesem Beitrag wird eine integrierte thermisch-dynamische Modellbibliothek vorgestellt. Das Ziel ist eine Verringerung des Modellierungsaufwands durch Integration beider Aspekte in einem Modell. Ein Nebeneffekt ist die Vermeidung von Konvertierungsfehlern. Weiterhin verringert sich der Modellpflegeaufwand, da alle Simulationen mit demselben Modellstand durchgeführt werden. Insgesamt kann eine Reduktion der Komplexität des Auslegungsprozesses erreicht werden.

Vielfach werden bei thermischen Untersuchungen auch die Dynamik betreffende Fragestellungen aufgeworfen. Diese können in einem integrierten Modell direkt ohne Iterationsschleifen untersucht werden. Weiterhin hat die Verbraucherdynamik häufig auch Auswirkungen auf das thermische Verhalten. Bei getrennter thermischer und dynamischer Betrachtung ist dieses nur vereinfacht abbildbar.

### 3. INTEGRATION IN DEN ENTWURSPROZESS

Ein grundlegendes Ziel des hier vorgestellten Konzeptes ist die möglichst direkte Integration der Detailauslegung in den Gesamtentwurfsprozess. Um diesen Prozess zu verbessern und zu beschleunigen ist am TUHH-FST das rechnerbasierte Vorauslegungswerkzeug AROLAB (*Architecture Optimization Laboratory*) entwickelt worden [3]. Der Entwicklungsprozess mit AROLAB ist schematisch in BILD 1 dargestellt. Zunächst erfolgt eine Definition der Anforderungen. Darauf aufbauend werden alternative Architekturkonzepte entwickelt. Diese können dann in AROLAB untersucht werden.

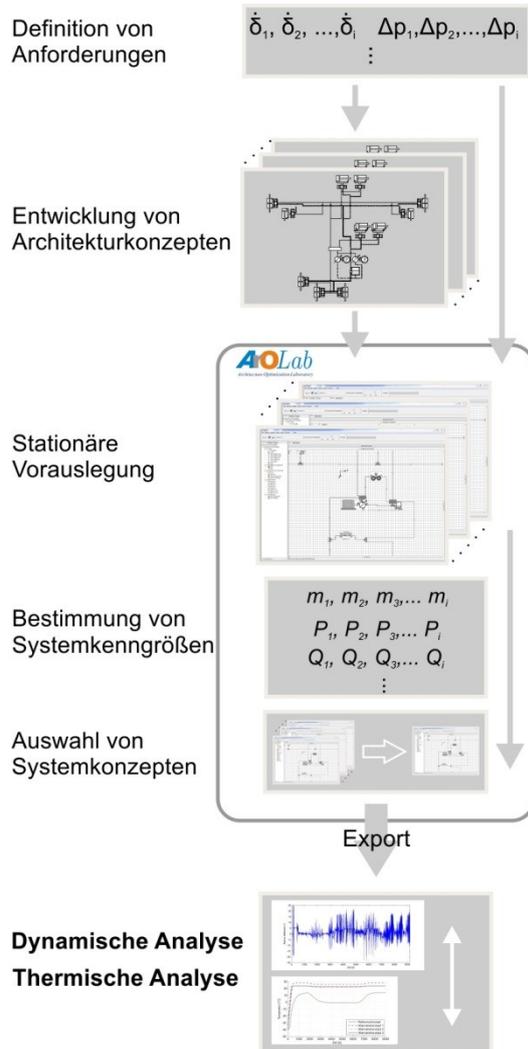


BILD 1. Systementwicklungsprozess

AROLAB ermöglicht modellbasiert die stationäre Vorauslegung von hydraulischen Systemen. Auf diese Weise können beispielsweise die benötigten Pumpenbaugrößen und Rohrdurchmesser bestimmt werden. Mithilfe eines implementierten Optimierungsalgorithmus ist weiterhin die Optimierung der Rohrdurchmesser hinsichtlich der Masse möglich [4]. Abschließend können Bewertungsgrößen, wie beispielsweise das Systemgewicht oder die Leistungsaufnahme, ausgewertet werden.

Anhand dieser Kenngrößen werden die vielversprechendsten Systemoptionen gewählt und im Rahmen der Detailauslegung weiter untersucht. Die Detailauslegung umfassen die eingangs beschriebenen dynamischen und thermischen Analysen.

AROLAB ist als Teil einer integrierten Werkzeugkette ausgelegt. Um eine nahtlose Einbindung des Detailentwurfs in den Vorentwurf zu erreichen, ermöglicht AROLAB den Export von Architekturen und Parametern nach AMESIM.

Das Simulationsprogramm AMESIM (*engl.: Advanced Modeling Environment for Performing Simulations of Engineering Systems*) erlaubt die Kombination von Modellen aus verschiedenen physikalischen Bereichen (z. B. Elektrotechnik, Fluidtechnik und Mechanik) und ermöglicht

somit die Modellierung komplexer mechatronischer Systeme.

AMESIM stellt eine Vielzahl von validierten Modellen zur Verfügung. Zusätzlich hat der Nutzer die Möglichkeit weitere angepasste Modelle und Modellbibliotheken zu entwickeln. Die Modelle werden in C oder Fortran 77 geschrieben.

Weiterhin bietet AMESIM diverse Schnittstellen zu anderen Softwarepaketen und ermöglicht eine einfache Realisierung von Co-Simulationen (z. B. mit MATLAB/ SIMULINK).

#### 4. ENTWURF DER THERMISCH-DYNAMISCHEN MODELLBIBLIOTHEK

Eine zunächst durchgeführte Evaluation hat gezeigt, dass die bereits in AMESIM vorhandenen Modelle der thermisch-hydraulischen Bibliothek die gegebenen Anforderungen nicht oder nur unzureichend erfüllen [5]. Aus diesem Grund ist eine angepasste Modellbibliothek entwickelt worden. Der zugrundeliegende Modellierungsansatz wird im Folgenden erläutert.

##### 4.1 Theoretische Grundlagen

Zunächst werden einige allgemeine Vereinfachungen eingeführt, die für die folgenden Betrachtungen gelten sollen. Alle Fluidströmungen werden als eindimensional angenommen. Weiterhin wird sowohl bei der thermischen als auch bei der strömungsmechanischen Modellierung ein Ansatz der konzentrierten Parameter (*engl.: Lumped Parameter*) gewählt.

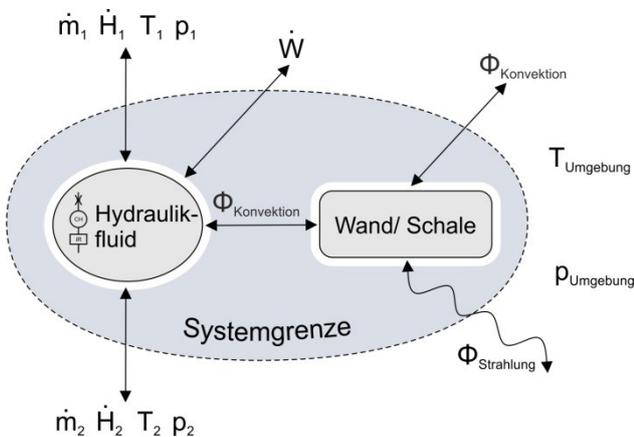


BILD 2. Modellstruktur der hydraulischen Komponenten

Der grundsätzliche Modellierungsansatz soll anhand von BILD 2 erläutert werden. Innerhalb der Systemgrenzen der betrachteten Komponente werden zwei physikalische Domänen unterschieden: der Fluidbereich und der Wand- bzw. Schalenbereich. Beiden Bereiche sind über einen Wärmestrom miteinander verknüpft.

Über die Systemgrenzen hinweg findet eine Energieübertragung zwischen dem Wandmaterial und der Umgebung statt. Weiterhin wird Energie mit dem strömenden Fluid über die Systemgrenze transportiert. In den Komponenten der Bibliothek wird der fluidische Anteil gemäß des *Lumped Parameter* Ansatzes mit kapazitiven, resistiven (hydraulischer Widerstand) und im Fall von Rohren induktiven Anteilen modelliert. Bei diesem Ansatz sind die

Strömungsparameter nicht kontinuierlich im Fluid verteilt, sondern werden in den diskreten Komponenten berechnet. Durch Reihenschaltung dieser Anteile wird das Strömungsmodell erstellt.

##### 4.1.1 Kapazitiver Anteil

Eine hydraulische Kapazität mit den jeweiligen Eingangs- und Ausgangsgrößen ist in BILD 3 dargestellt. Hierbei bezeichnen  $\dot{m}$  und  $\dot{H}$  die Volumen- bzw. Enthalpieströme in die Kapazität. Innerhalb der Kapazität werden die intensiven Zustandsgrößen Druck  $p$  und Temperatur  $T$  berechnet. Weiterhin findet mit dem Wärmestrom  $\Phi$  eine Wärmeübertragung an die Umgebung statt.

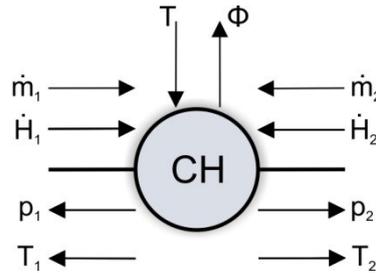


BILD 3. Hydraulische Kapazität

Zunächst wird eine Gleichung zur Berechnung des Druckaufbaus in der Kapazität abgeleitet. Es wird angenommen, dass die Dichte des Fluids eine Funktion des Druckes  $p$  und der Temperatur  $T$  ist. Es gilt

$$(1) \quad \rho = \rho(p, T).$$

Die Dichte ist eine Zustandsgröße des betrachteten Systems. Es existiert somit ein *vollständiges Differential*, welches sich zu

$$(2) \quad d\rho = \frac{\partial \rho}{\partial p} dp + \frac{\partial \rho}{\partial T} dT$$

ergibt. Umstellung und Erweiterung mit  $p$  führt auf

$$(3) \quad \frac{dp}{dt} = K \left[ \frac{1}{\rho} \frac{d\rho}{dt} + \beta \frac{dT}{dt} \right].$$

Zur Abkürzung ist das Kompressionsmodul  $K$  und der Wärmeausdehnungskoeffizient  $\beta$  des Hydraulikfluids eingeführt worden. Der Druckaufbau in der Kapazität ist somit eine Funktion der zeitlichen Ableitung der Temperatur sowie der Dichte.

Der Verlauf der Dichte kann durch eine Betrachtung der Massenströme bestimmt werden. Die Fluidmasse in dem Volumen ergibt sich zu

$$(4) \quad m = \rho \cdot V.$$

Hierbei ist  $V$  das Fluidvolumen. Differentiation führt auf die folgende Gleichung der Dichteänderung

$$(5) \quad \frac{d\rho}{dt} = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dV}{dt}.$$

Die zeitliche Änderung der Masse  $\frac{dm}{dt}$  in der betrachteten Kapazität ist von der Differenz der ein- und ausgehenden

Masseströmen abhängig. Durch Zusammenfassung von Gleichung (3) und (5) ergibt sich die Gleichung des Druckaufbaus zu

$$(6) \quad \frac{dp}{dt} = K \left[ \frac{1}{\rho} \cdot \frac{dm}{dt} - \rho \frac{dV}{dt} + \beta \frac{dT}{dt} \right]$$

Im nächsten Schritt wird die Gleichung für den Temperaturverlauf in der Kapazität hergeleitet. Bei Vernachlässigung der kinetischen und potentiellen Energie, gilt für einen instationären Prozess nach dem ersten Hauptsatz der Thermodynamik [6]

$$(7) \quad \frac{dE}{dt} = \frac{dmu}{dt} = -\dot{W} + \Phi + \dot{m}_1 \cdot h_1 - \dot{m}_2 \cdot h_2$$

Die linke Seite der Gleichung kann mit

$$(8) \quad \frac{dE}{dt} = \frac{dmu}{dt} = m \frac{du}{dt} + u \frac{dm}{dt}$$

ausgedrückt werden. Weiterhin wird noch die spezifische Enthalpie

$$(9) \quad h = u + pv$$

und deren Ableitung eingeführt. Wird davon ausgegangen, dass sich die Stoffzusammensetzung während der Betrachtung nicht ändert, kann die Ableitung der spezifischen Enthalpie mit

$$(10) \quad \frac{dh}{dt} = c_p \frac{dT}{dt} + \frac{(1-\beta T)}{\rho} \frac{dp}{dt}$$

ausgedrückt werden (siehe [7]). Zusammenfassung von Gleichung (8), (9) und (10) führt auf eine Gleichung der Energieänderung. Diese ergibt sich zu

$$(11) \quad \frac{dE}{dt} = c_p m \cdot \frac{dT}{dt} - \frac{m \cdot T \cdot \beta}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt} + h \cdot \frac{dm}{dt} - p \cdot \frac{dV}{dt}$$

Aus Gleichung (7) und (11) kann die Temperaturgleichung der hydraulischen Kapazität zu

$$(12) \quad \frac{dT}{dt} = \frac{1}{m \cdot c_p} \cdot \left( \dot{H}_1 - \dot{H}_2 + \frac{m \cdot T \cdot \beta}{\rho} \cdot \frac{dp}{dt} + p \frac{dV}{dt} + \Phi - \dot{W} \right)$$

gebildet werden. Der Arbeitsstrom  $\dot{W}$  bzw. die Leistung setzt sich aus einem Anteil der Wellenarbeit  $\dot{W}_W$  und der Volumenänderungsarbeit  $\dot{W}_V$  zusammen. Dieser ist definiert als

$$(13) \quad \dot{W}_V = p \cdot \frac{dV}{dt}$$

Wird Gleichung (13) in (12) eingesetzt, ergibt sich die vollständige Temperaturgleichung zu

$$(14) \quad \frac{dT}{dt} = \frac{\Delta H + \Phi - h \cdot (\dot{m}_1 + \dot{m}_2)}{V \cdot \rho \cdot c_p} + \frac{\beta \cdot T}{\rho \cdot c_p} \cdot \frac{dp}{dt} - \dot{W}_W$$

Wie in BILD 2 dargestellt, fließt der Wärmestrom  $\Phi$  zwischen dem Hydraulikfluid und der Komponentenstruktur.

Die Strömung des Hydraulikfluids folgt im Allgemeinen aus einer von außen aufgeprägten Druckdifferenz. Es kann also von einer Wärmeübertragung aufgrund von erzwungener Konvektion ausgegangen werden [8]. Der Wärmestrom wird in diesem Fall mit

$$(15) \quad \Phi = \alpha \cdot A \cdot \Delta T$$

berechnet und ist proportional zu der treibenden Temperaturdifferenz und der Übertragungsfläche  $A$ . Der Proportionalitätsfaktor ist in diesem Fall der Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha$ . Dieser ist keine reine Materialeigenschaft, sondern von den Strömungsbedingungen im Rohr abhängig. Bei der Erstellung der Modellbibliothek ist auf einen üblichen kennzahlenbasierten Ansatz zurückgegriffen worden (siehe z. B. [7]). Der Wärmeübergangskoeffizient wird mit

$$(16) \quad \alpha = \frac{Nu \cdot \lambda}{d}$$

berechnet und ist somit von der Wärmeleitfähigkeit des Fluides  $\lambda$  und einer charakteristischen Länge  $d$  (z. B. dem Innendurchmesser bei einer Rohrdurchströmung) abhängig.

Eine weitere Einflussgröße ist die Nußelt-Zahl  $Nu$ . Diese ist eine dimensionslose Kennzahl der Wärmeübertragung, die sowohl von der Bauteilgeometrie als auch von den Strömungsverhältnissen und den Fluideigenschaften abhängt. Bei einer Wärmeübertragung durch erzwungene Konvektion ist der Zusammenhang

$$(17) \quad Nu = f(\text{Geometrie}, Pr, Re)$$

gültig. Die Strömungsverhältnisse und die Fluideigenschaften werden durch die dimensionslosen Kennzahlen Reynolds-Zahl  $Re$  und Prandtl-Zahl  $Pr$  berücksichtigt. Bei der Bestimmung dieser Kennzahlen wird der aktuelle Fluidzustand zugrunde gelegt (Druck und Temperatur). Der genaue Zusammenhang der Parameter in Gleichung (17) kann vom Anwender je Bauteil durch die Wahl geeigneter Gleichungen (Korrelationen der Nußelt-Zahl) vorgegeben werden. Hierbei sind jeweils Korrelationen für laminare und turbulente Strömungen vorzugeben. Im Übergangsbereich wird von den Modellen automatisch eine Interpolation zwischen beiden Nußelt-Zahlen gemäß [7] durchgeführt.

#### 4.1.2 Resistiver und Induktiver Anteil

In einem hydraulischen System treten aufgrund von verschiedenen Effekten Druckverluste auf. Verluste durch Einbauten wie beispielsweise Drosseln bzw. Blenden oder durch Querschnittsveränderungen werden mit

$$(18) \quad \Delta p = \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot c^2$$

erfasst. Der Widerstandsbeiwert  $\zeta$  ist je nach Art der Einbauten zu wählen. Die Komponenten werden vereinfacht adiabatisch modelliert. Der ein- und ausgehende Enthalpiestrom ist somit gleich.

Bei der Modellierung von Hydraulikrohren ist zusätzlich noch die Abbildung von Reibung und Trägheitseffekten (hydraulische Induktivität) von Bedeutung. Die Ein- und Ausgangsgrößen sind in BILD 4 dargestellt.

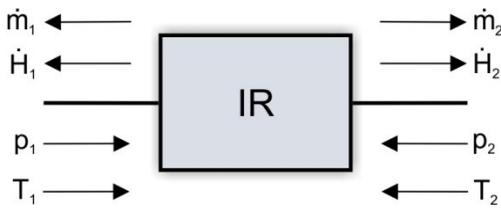


BILD 4. Hydraulische Induktivität/Widerstand

Die Herleitung der verwendeten Gleichungen erfolgt mit Hilfe der *Eulerschen Bewegungsgleichung* (siehe z. B. [9]). Diese ergibt sich mit der Strömungsgeschwindigkeit  $c$  in Richtung der Bahnkoordinate  $s$  zu

$$(19) \quad \frac{\partial c}{\partial t} + c \cdot \frac{\partial c}{\partial s} = -g \frac{\partial z}{\partial s} - \frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s}$$

Unter den in Hydraulikrohren geltenden Bedingungen kann Gleichung (19) vereinfacht werden. Es ergibt sich die folgende Gleichung

$$(20) \quad \frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s}$$

Obige Gleichung gilt für reibungsfreie Strömungen. Um den Einfluss der Wandreibung zu erfassen, ist ein quasi-stationärer Ansatz gewählt worden. Gleichung (20) wird mit der Rohrreibungszahl  $f_R$  zu:

$$(21) \quad \frac{\partial c}{\partial t} = -\frac{1}{\rho} \cdot \frac{\partial p}{\partial s} - f_R \cdot \frac{c|c|}{2d}$$

Die Rohrreibungszahl wird in Abhängigkeit von der Reynoldszahl des Hydraulikfluides bestimmt. Hierfür kann auf vorhandene AMESIM Funktionen zurückgegriffen werden.

Integration von Gleichung (21) über einem Kontrollvolumen mit dem Durchmesser  $d$  und der Länge  $l$  und Einsetzen von  $\dot{m} = c \cdot \rho \cdot A_{quer}$  führt auf

$$(22) \quad \frac{d\dot{m}}{dt} = \frac{A_{quer}}{l} \cdot (p_1 - p_2) - \left( f_R \cdot \frac{l}{d} \cdot c \cdot |c| \right) \cdot \frac{A_{quer} \cdot \rho_1}{2l}$$

Die Berechnung des Enthalpiestroms erfolgt wiederum mit der spezifischen Enthalpie und dem Massenstrom.

Durch Reihenschaltung der kapazitiven, resitiven und induktiven Anteile können angepasste Strömungsmodelle aufgebaut werden.

### 4.1.3 Komponentenstruktur

Das Wandmaterial (siehe BILD 2) wird als einfache (thermische) Masse modelliert. Da die Wandstärke der betrachteten Hydraulikkomponenten in der Regel klein und die Wärmeleitfähigkeit der verwendeten Materialien hoch ist, wird der thermische Widerstand der Wand als vernachlässigbar angesehen. Für die Temperatur der Wand gilt dann

$$(23) \quad \frac{dT_W}{dt} = \frac{\sum \Phi}{m \cdot c_p}$$

Dabei wird vereinfacht angenommen, dass die Materialeigenschaften der Wand konstant sind. Die Summe der Wärmeströme  $\Phi$  setzt sich aus zwei Anteilen zusammen (siehe BILD 2). Zum einen der Wärmestrom zwischen dem Hydraulikfluid und der Komponentenwand. Dieser ist im vorhergehenden Abschnitt 4.1.1 erläutert worden. Zum anderen der Wärmestrom zwischen Wand und umgebender Luft. Auf die Berechnung dieses Wärmestroms wird im Folgenden eingegangen.

Die Wärmeübertragung von der Wand an die Umgebung erfolgt aufgrund zweier physikalischer Mechanismen. Dies ist zum einen der konvektive Wärmeübergang und zum anderen der Wärmeübergang aufgrund von Strahlung. In diesem Artikel wird davon ausgegangen, dass der konvektive Wärmeübergang an der Außenseite in Form von freier Konvektion auftritt. Das heißt, dass die Luftströmung um die Komponente durch Dichteunterschieden in der umgebenden Luft bedingt wird und nicht durch einen von außen aufgeprägten Druckgradienten. Diese Dichteunterschiede resultieren aus der Erwärmung bzw. Kühlung der unmittelbar die Komponente umgebenden Luft.

Der Ansatz zur Berechnung der freien Konvektion ist vergleichbar mit der Berechnung der erzwungenen Konvektion. Aufgrund der unterschiedlichen physikalischen Zusammenhänge ergeben sich für die Nußeltkorrelationen andere Abhängigkeiten. Für die Nußelt-Zahl der freien Konvektion gilt im Allgemeinen

$$(24) \quad Nu = f(Pr, Gr)$$

Die Nußelt-Zahl ist somit eine Funktion der Prandtl-Zahl und der Grashof-Zahl. Diese werden mit den Parametern der umgebenden Luft berechnet. Hierfür wird in dem Modell zunächst eine sogenannte *Filmtemperatur* an der Außenseite der Komponente bestimmt.

Der strahlungsbedingte Wärmestrom wird mit

$$(25) \quad \Phi = \sigma \cdot \epsilon \cdot A_{Aus} \cdot (T_1^4 - T_2^4)$$

berechnet. Hierbei ist  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante und  $\epsilon$  der äquivalente Emissionsgrad. Bei den in der Hydraulik üblichen Temperaturen, ist der durch Strahlung übertragene Wärmestrom im Allgemeinen deutlich geringer als der konvektiv übertragene und kann häufig in guter Näherung vernachlässigt werden.

## 4.2 Beschreibungen der Teilmodelle der Bibliothek

Die Teilmodelle der erstellten Bibliothek basieren auf den im letzten Abschnitt hergeleiteten Gleichungen. Bei der Modellierung wurde teilweise auf vorhandene Modelle zurückgegriffen. Wo dies nicht möglich war, sind eigene Modelle in der AMESim-Entwicklungsumgebung geschrieben worden. Aufgrund des großen Einflusses des Rohrnetzwerks auf das thermische und dynamische Verhalten des Systems wird das Rohrmodell im Folgenden exemplarisch beschrieben.

Da die in AMESim vorhandenen Rohrmodelle nicht den Anforderungen entsprechen, konnte bei der Erstellung der

Rohrmodelle nicht auf Standardkomponenten zurückgegriffen werden. Die Berechnung der Strömung und der Temperatur des Hydraulikfluids erfolgt durch Reihenschaltung der oben beschriebenen Elemente. Diese werden zu den Grundmodulen C-IR, C-IR-C, IR-C-IR zusammengefasst. Lange Rohrleitungen werden mit mehreren der Grundmodule modelliert.

Die Korrelationen für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Hydraulikfluid und Rohrwand können als Funktion der Prandtl- und Reynoldszahl sowie der Rohrgeometrie vorgegeben werden. Es ist dabei jeweils eine Korrelation für laminare und turbulente Strömungen vorzugeben. Die Übertragungsfläche wird von dem Modell aus der Rohrgeometrie bestimmt.

Die Rohrwand ist als diskreter Masseblock modelliert. Die Masse wird aus der Geometrie und dem gewählten Wandmaterial bestimmt. Die Korrelation der freien Konvektion für den Wärmeübergang zwischen Rohrwand und Umgebung kann als Funktion der Grashof-Zahl, der Prandtl-Zahl und Rayleigh-Zahl vorgegeben werden. Für die Wärmeübertragung aufgrund von Strahlung wird ein äquivalenter Emissionsgrad angegeben. Die Übertragungsflächen werden aus der angegebenen Rohrgeometrie bestimmt.

Neben den Rohrmodellen enthält die Bibliothek Modelle der folgenden Systemkomponenten:

- Elektrohydraulischer Servoaktuator (EHSA) mit Gleichgangzylinder
- EHSA mit Differentialzylinder
- Fahrwerksysteme
- Reservoir
- Druckgeregelte Pumpe mit variablen Hubvolumen und Leckölanschluss (Case Drain)
- Druckgeregelte Pumpe mit variabler Drehzahl
- Ein vereinfachtes Modell eines Wärmeübertragers basierend auf einem  $\epsilon$ -NTU Ansatz [8].

Die Bibliothek ermöglicht somit den Aufbau von vollständigen Modellen hydraulischer Flugzeug-Systeme.

Bei der Erstellung dieser Modelle sind neben neuerstellten Komponenten auch Elemente der AMESIM-Standardbibliothek verwendet worden. Diese entstammen der *Thermal Hydraulic*, der *Thermal Hydraulic Component Design*, der *Signal, Control* sowie der *Mechanical Library*. Die Teilmodelle können je nach Anwendungsfall parametrisiert werden. Komplexe Zusammenhänge wie beispielsweise Wirkungsgrade werden über Kennfelder abgebildet. Auf diese Weise kann die Modellgenauigkeit einfach an das, während des Auslegungsprozesses steigende Wissen angepasst werden ohne die Modellstruktur zu ändern.

Ein Teil der Komponenten der Modellbibliothek wird in BILD 5 dargestellt. Die Servoaktuatoren, Rohrmodelle, das Pumpenmodell und das Bootstrap-Reservoir entstammen der vorgestellten Bibliothek. Zusätzlich zu den hydraulischen Eingängen haben diese Modelle weitere Eingänge an denen die Umgebungsbedingungen übergeben werden. Diese werden für die Berechnung der Wärmeübergänge benötigt. Weitere Komponenten sind den AMESIM Standardbibliotheken entnommen.

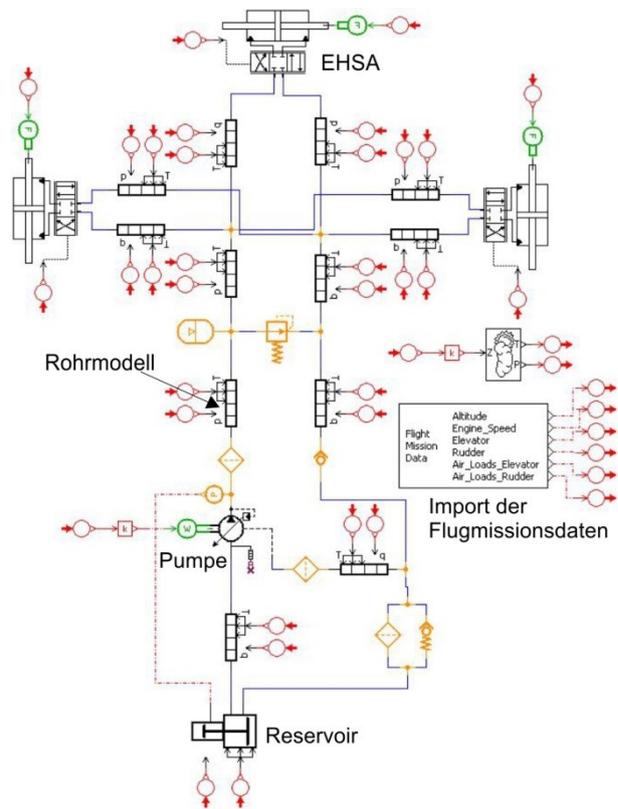


BILD 5. AMESIM System mit verschiedenen Komponenten der Modellbibliothek

## 5. FALLBEISPIEL

Im Folgenden soll die Anwendung der Bibliothek demonstriert werden. Als kurzes Fallbeispiel dient in diesem Artikel ein hydraulisches Flugzeug-System eines Kurzstreckenflugzeugs, welches am TUHH-FST untersucht wurde. Das System wird von einer Elektromotorpumpen angetrieben. Es werden Verbraucher der primären Flugsteuerung in den Flügeln und im Heck versorgt. Weiterhin gehört zu dem System noch das Haupt- und Bugfahrwerk. Eine schematische Darstellung mit vereinfachter Rohrtopologie ist in BILD 6 dargestellt.

Zunächst erfolgt eine Vorauslegung des Systems mit AROLAB. Dabei wird die benötigte Baugröße der Pumpe bestimmt und die Rohrdurchmesser werden optimiert, sodass ein möglichst geringes Systemgewicht erreicht werden kann. Es zeigt sich, dass der dimensionierende Betriebsfall das Verfahren des Fahrwerks ist.

Für eine Kurzstreckenflugmission wird im Folgenden beispielhaft das thermische und dynamische Verhalten betrachtet. Auf Basis der Ergebnisse der Vorauslegung ist das Modell mit der entwickelten Modellbibliothek in AMESIM aufgebaut worden. Bei der Modellierung des thermo-hydraulischen Fluids wird auf ein Standardmodul der AMESIM *Thermo-Hydraulik* Bibliothek zurückgegriffen. Für jede Komponente, die während einer Simulation Fluideigenschaften benötigt, werden die Fluidparameter mit dem jeweils vorliegenden Druck und der Temperatur berechnet.

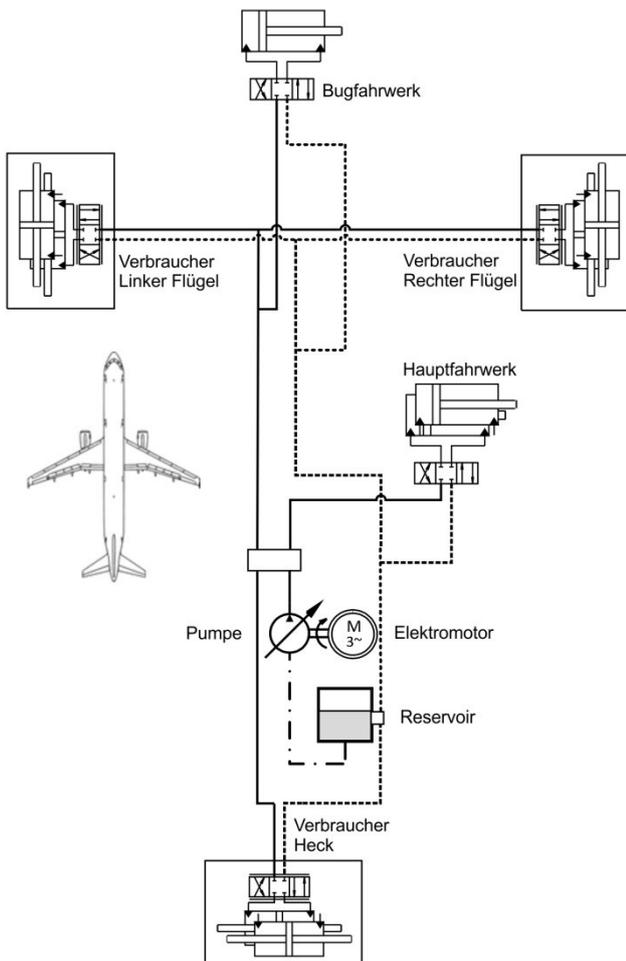


BILD 6. Schematische Darstellung des Beispielsystems

Bei der Berechnung des Wärmestroms zwischen der Umgebung und der Rohrwand werden weiterhin Umgebungsdruck und -temperatur benötigt. Da sich das Flugzeug während einer Flugmission in verschiedenen Höhen bewegt, können diese Größen nicht als konstant betrachtet werden. Besonders bei der Lufttemperatur sind teilweise erhebliche Änderungen zu beobachten. Die Bestimmung der aktuellen Temperatur bzw. des Druckes erfolgt anhand der Internationale Standardatmosphäre (engl.: *International Standard Atmosphere, ISA*). Der Umgebungsdruck und die Umgebungstemperatur werden in Abhängigkeit von der Flughöhe mit Komponenten der *AeroSpace Library* bestimmt.

Die Simulation wird als Co-Simulation zwischen AMESIM und MATLAB/SIMULINK durchgeführt. Während das hydraulische System in AMESIM modelliert wird, werden die Flugmissionsparameter, wie die Flughöhe oder die Ruderausschläge, von SIMULINK übergeben. Dies ermöglicht die Untersuchung einer Vielzahl von Flugprofilen.

Die betrachtete Flugmission ist ein Kurzstreckenflug von ca. 500 NM. Das vereinfachte Flugprofil ist in BILD 7 dargestellt.

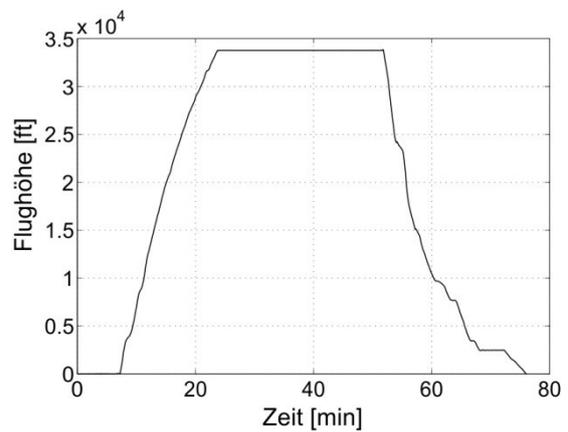


BILD 7. Vereinfachtes Flugmissionsprofil

Die kommandierten Aktuatorbewegungen sind unter Verwendung von MATLAB für die integrierte thermisch-dynamische Simulation erstellt worden. Hierfür ist ein Missionsgenerator in MATLAB realisiert worden, der eine schnelle Erstellung von Flugmissionen ermöglicht.

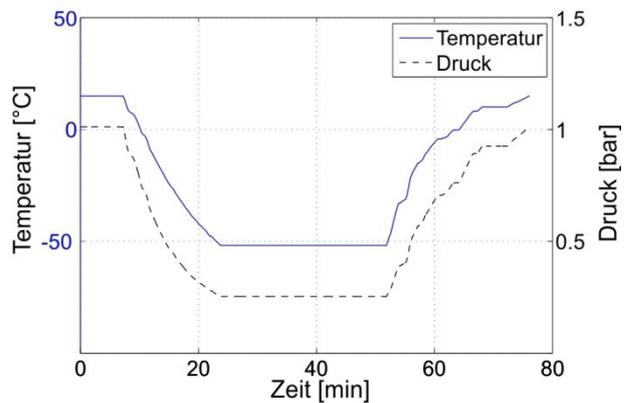


BILD 8. Verlauf des Umgebungsdruckes und der Temperatur

Die Simulation wird bei ISA-Bedingungen durchgeführt. Der Verlauf der Temperatur und des Druckes ist in BILD 8 dargestellt.

Alle folgenden Untersuchungen werden mit einem Modell durchgeführt. Je nach Ziel der Simulation erfolgt eine Anpassung der Simulationsrandbedingungen.

### 5.1 Dynamische Simulation

Zunächst wird eine dynamische Simulation mit isothermer Fluidberechnung durchgeführt. Die Temperatur des Hydraulikfluides ist dabei konstant. Es gilt somit für die in Abschnitt 4 hergeleiteten Gleichungen

$$(26) \quad \frac{dT}{dt} = 0.$$

Mit der Simulation wird das dynamische Verhalten des Systems bei einem Kurzstreckenflug untersucht. Um Simulationszeit zu sparen, werden die sehr kleinen Ruderausschläge während des Reiseflugs vernachlässigt. Der Verlauf des Pumpenausgangsvolumenstroms ist in BILD 9 dargestellt.

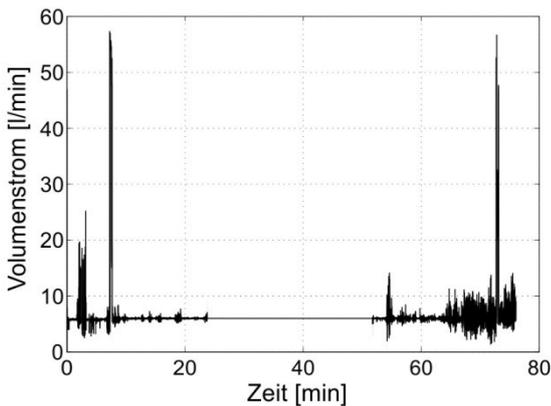


BILD 9. Pumpenvolumenstrom bei dynamischer Simulation

Die deutlich erkennbaren Volumenstromspitzen werden durch das Ein- und Ausfahren des Fahrwerks, sowie das Öffnen und Schließen der Fahrwerksschachtüren verursacht. Ebenfalls im Volumenstromverlauf erkennbar sind starke Aktuatoraktivitäten während der Start- und Landephase. Ein Großteil der Zeit befindet sich das System im Teillastbetrieb und deckt lediglich die interne Leckage der Verbraucher.

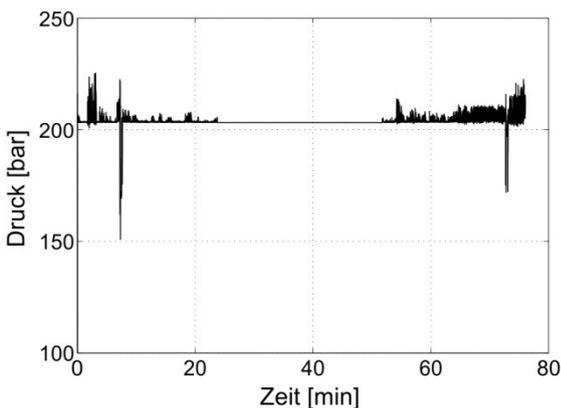


BILD 10. Pumpenausgangsdruck bei dynamischer Simulation

Der Pumpenausgangsdruck wird in BILD 10 dargestellt. Aufgrund der implementierten Pumpenkennlinie führen die Spitzenlasten zu einem reduzierten Druck. Weiterhin sind kurzzeitige Druckspitzen durch schnelle Schaltvorgänge der Aktuatorventile erkennbar.

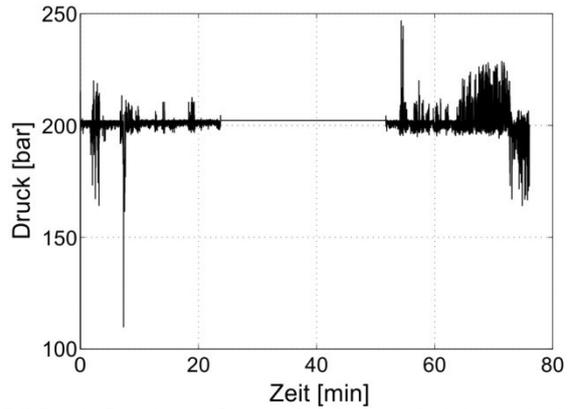


BILD 11. Druck am Querruderaktuator bei dynamischer Simulation

In BILD 11 ist beispielhaft der Druck an einem der Querruderaktuatoren dargestellt. Hier ist zu prüfen, ob der Druck an dem Aktuator während der gesamten Mission ausreicht, um die Ruder mit der geforderten Dynamik zu betreiben oder ob gegebenenfalls eine Neuauslegung von hydraulischen Komponenten notwendig ist.

Das obige Beispiel verdeutlicht die komplexen Wechselwirkungen der verschiedenen Komponenten in einem hydraulischen System, welche mit einer dynamischen Simulation detailliert untersucht werden können.

### 5.2 Thermische Simulation

In dem folgenden Beispiel erfolgt eine thermische Analyse des Systems während eines Kurzstreckenflugs. Es werden dabei keine Stellsignale kommandiert. Lediglich der Leckagevolumenstrom an den Aktuatoren wird berücksichtigt. Dem Vorgehen liegt die Annahme zugrunde, dass vornehmlich der kontinuierliche Leckagevolumenstrom und weniger die kurzen Volumenstromspitzen das thermische Verhalten des Systems beeinflussen. Ein ähnlicher Ansatz ist z. B. in [10] vorgeschlagen worden. Das Ziel dieser Untersuchungen ist die Identifizierung thermisch kritischer Flugzustände und Systembereiche. Zunächst erfolgt eine Betrachtung der Temperatur im Reservoir (siehe BILD 12).

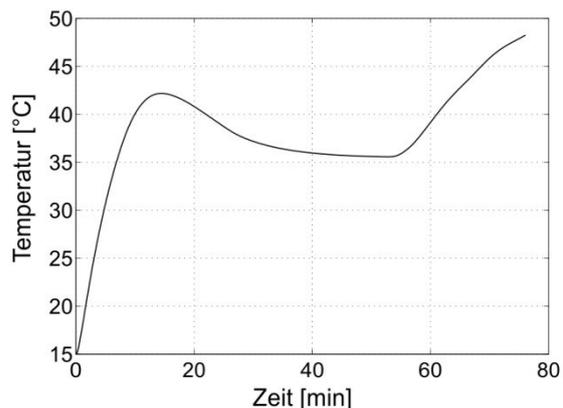


BILD 12. Reservoirtemperatur bei thermischer Simulation

Während des Starts und des Steigflugs steigt die Temperatur im System an. Durch die niedrige Umgebungstemperatur im Reiseflug erhöht sich die Wär-

meabgabe über die Rohrwände und die Reservoirtemperatur verringert sich. Erst die steigenden Umgebungstemperaturen im Sinkflug führen wieder zu einem Anstieg der Temperatur. Das Temperaturmaximum stellt sich in diesem Beispiel nach der Landung am Boden ein.

Eine Analyse des Gesamtsystems zeigt, dass in der Leckölleitung (*Case Drain*) der Pumpe die höchsten Temperaturen zu erwarten sind. Die Temperatur am Anfang der Leckölleitung wird in BILD 13 gezeigt. Der Verlauf entspricht qualitativ dem Verlauf im Reservoir.

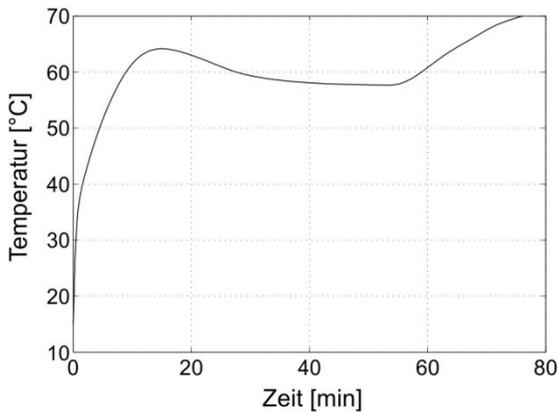


BILD 13. Temperatur in der Leckölleitung (*Case Drain*)

Die niedrigsten Temperaturen stellen sich im Flügel vor den Querruderaktuatoren ein. Der Verlauf der Temperatur ist in BILD 14 dargestellt. Dieser wird wesentlich durch die Wärmeabgabe der Rohre im Flügel beeinflusst. Das ist besonders an dem deutlichen Temperaturanstieg während des Sinkfluges erkennbar.

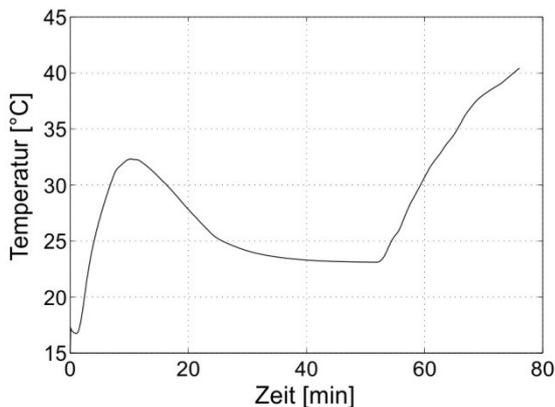


BILD 14. Temperatur vor einem Querruderaktor

Weiterführende Bewertungen des thermischen Verhaltens des Systems erfordert zusätzliche Simulationen bei kritischen Umgebungsbedingungen. Dies könnte beispielsweise die Untersuchung der maximalen Temperatur in der Leckölleitung beim Stehen am Boden mit hohen Umgebungstemperaturen sein.

### 5.3 Thermisch-Dynamische Simulation

Um die Wechselwirkungen von thermischen und dynamischen Effekten untersuchen zu können, wird eine integrierte thermisch-dynamische Simulation durchgeführt.

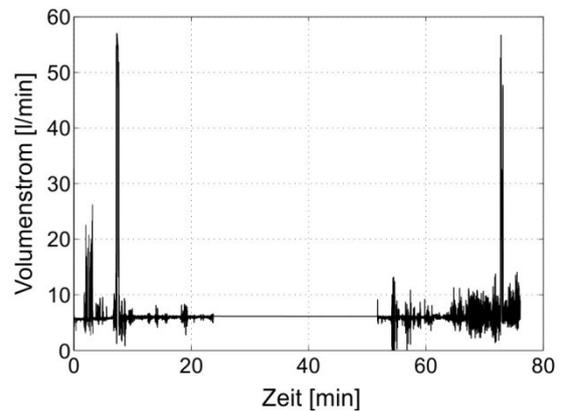


BILD 15. Pumpenvolumenstrom bei thermisch-dynamischer Simulation

Der Verlauf des Volumenstroms ist in BILD 15 dargestellt. Dieser entspricht im Wesentlichen dem im BILD 9 dargestellten Verlauf. Leichte Unterschiede treten aufgrund der temperaturabhängigen Fluideigenschaften auf.

Die Reservoirtemperatur ist in BILD 16 dargestellt. Das Einfahren der Fahrwerke nach dem Start ist als deutlicher Temperatureinbruch erkennbar. Beim Einfahrvorgang strömt kaltes Hydraulikfluid aus den Zylinderkammern zurück in das Reservoir und verursacht den dort sichtbaren Temperaturabfall.

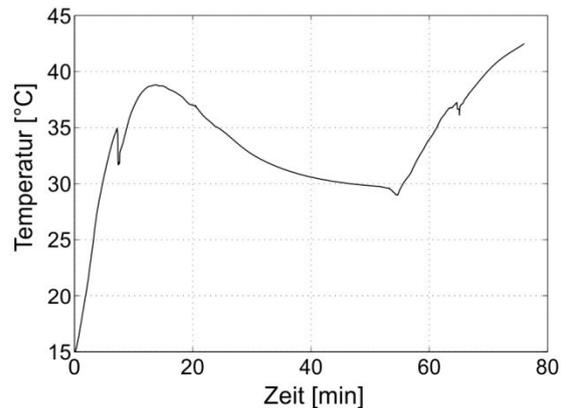


BILD 16. Reservoirtemperatur bei thermisch-dynamischer Simulation

Das kurze Beispiel zeigt, dass thermische und dynamische Analysen mit einem Modell durchführbar sind. Es sind dabei jeweils nur geringe Anpassungen notwendig.

Grundsätzlich lässt die gekoppelte thermisch-dynamische Simulation die höchste Genauigkeit erwarten, da hier die Wechselwirkung zwischen thermischen und dynamischen Effekten erfasst wird. Besonders im Vergleich zu der thermischen Simulation muss eine deutlich längere Simulationsdauer in Kauf genommen werden. Hier ist zwischen abzubildenden Effekten, zu erreichender Genauigkeit und tolerierbarer Simulationsdauer abzuwägen. So ist es vielfach nicht notwendig, vollständige Flugmissionen zu simulieren. Es kann ausreichen, kritische Systemzustände mit den jeweils dominanten Einflussgrößen abzubilden. Dies kann bei der thermischen Untersuchung eines kritischen Betriebspunktes beispielsweise das Einfahren des Fahrwerks sein. Die aufwändige Simulation der schnellen

Bewegungen der Flugsteuerungsaktuatoren ist dann möglicherweise vernachlässigbar.

Es wird deutlich, dass sämtliche Simulationsaufgaben mit nur einem Modell durchgeführt werden können. Eine Anpassung des Modells an den jeweiligen Simulationszweck kann über die geeignete Wahl der Eingangsgrößen und Parametersätze ohne Neumodellierung erfolgen.

## 6. ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

In diesem Artikel wird die Erstellung einer thermisch-dynamischen Modellbibliothek für den Entwurf von Flugzeug-Hydrauliksystemen beschrieben.

Die Auslegung hydraulischer Flugzeug-Systeme ist ein komplexer Vorgang bei dem eine Vielzahl von Anforderungen und Vorschriften zu berücksichtigen sind. Der Auslegungsprozess lässt sich grob in den Vorentwurf und den Detailentwurf aufteilen. Wichtige Aspekte des Detailentwurfes sind dynamische und thermische Simulationen.

Um den Export-, Konvertierungs- und Modellpflegeaufwand weiter zu verringern, scheint es sinnvoll beide Simulationen mit einem Modell durchführen zu können. Zu diesem Zweck wurde am Institut für FLUGZEUGSYSTEMTECHNIK der TECHNISCHEN UNIVERSITÄT HAMBURG-HARBURG eine integrierte thermisch-dynamische Modellbibliothek entwickelt. Diese ermöglicht kombinierte thermische und dynamische Untersuchungen von Flugzeug-Hydrauliksystemen in der Simulationsumgebung AMESIM.

Die Modellbibliothek basiert auf einem *Lumped Parameter* Ansatz. Die Komponenten der Bibliothek sind in einen Fluid und einen Wand- bzw. Schalenbereich aufgeteilt. In dem Fluidbereich werden Größen wie Volumenstrom, Druck und Temperatur des hydraulischen Fluides berechnet. Dies wird durch eine Reihenschaltung von kapazitiven und resistiven Anteilen erreicht. Bei Rohrmodellen ist noch die Trägheit der Fluidmasse mit zusätzlichen induktiven Anteilen abgebildet. Im Wandanteil wird der Temperaturverlauf der Wand bzw. Schale berechnet. Die beiden Bereiche sind über einen Wärmestrom miteinander gekoppelt. Weiterhin wird noch die Wärmeübertragung zwischen der Wand und der Umgebung modelliert.

In dem letzten Teil des Artikels wird die Anwendung der Modellbibliothek im Rahmen eines Fallbeispiels kurz demonstriert. Dabei werden thermische und dynamische Untersuchungen durchgeführt. Basierend auf realitätsnahen Missionsdaten wird ein Kurzstreckenflug simuliert.

Um eine noch vielseitigere Einsetzbarkeit der Modellbibliothek zu erreichen, erscheint es vielversprechend weitere Elemente zu ergänzen. Als Beispiel sind hier Modelle der *Power Transfer Unit* (PTU) und des Flap/Slat-Antriebes (*Power Control Unit*, PCU) zu nennen.

Die Bibliothek ist derzeit auf die Modellierung von eher klassischen Systemarchitekturen ausgelegt. Die hydraulische Leistungsversorgung besteht in diesem Fall aus einzelnen Komponenten, die über ein Rohrnetzwerk verbunden sind. Allgemein geht der Trend zu integrierten Baugruppen, bestehend aus Pumpe, Motor, Reservoir sowie Filtern und Ventilen. Besonders bei der Betrachtung von Fehlerfällen ist die derzeitige, sehr einfache Modellie-

rung (ein Masselement) der Wand bzw. der Schale häufig nicht ausreichend um fundierte Bewertungen vornehmen zu können. Hier scheint es sinnvoll den *Lumped Parameter* Ansatz der Strömungsberechnung zu übertragen und die Komponentenstruktur aus mehreren Masseblöcken (Kapazitäten) und Wärmeleitungselementen (Widerstände) zu kombinieren. Ein ähnlicher Ansatz wird bereits in [11] beschrieben.

## 7. LITERATUR

- [1] Frischmeier, S.: *Aircraft Hydraulic System Design and Evaluation: A Top-Down Approach*. In: The Ninth Scandinavian International Conference on Fluid Power (SICFP05), 2005
- [2] Behr, R.; Baumbach V.: *Aircraft Hydraulic Thermal Control*. In: Proceedings of the 4<sup>th</sup> International Workshop on Aircraft System Technology (AST 2013), Hamburg, 2013, S.51-59
- [3] Dunker, C.; Thielecke, F.; Homann, T.: *New Computer-Aided Methods for Preliminary Architecting and Sizing of Aircraft Hydraulic Systems*. In: Deutscher Luft- und Raumfahrtkongress, 2011
- [4] Dunker, C.; Thielecke, F.; Homann, T.: *Optimal Sizing of Pipe Networks in Aircraft Hydraulic System Preliminary Design*. In: ASME Symposium on Fluid Power & Motion Control (FPMC 2012), Bath, 2012
- [5] LMS International: *Thermal-Hydraulic Library*, 2010
- [6] Herwig, H.; Kautz, C.: *Technische Thermodynamik*. München: Pearson Studium, 2007
- [7] Verein Deutscher Ingenieure: *VDI-Wärmeatlas – Berechnungsunterlagen, Wärme- und Stoffübergänge*. 10. Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag (VDI-Buch), 2006
- [8] Polifke, W.; Kopitz, J.: *Wärmeübertragung-Grundlagen, analytische und numerische Methoden*. München: Pearson Studium, 2005
- [9] Schade, H.; Kameier, F.; Kunz, E.: *Strömungslehre*. 3. Aufl., Berlin: De Gruyter, 2007
- [10] Behr, R.; Brown, J.; Baumbach, V.: *Aircraft Thermal System Simulation - Hydraulic and Fuel*. In: Proceedings of the 3<sup>rd</sup> International Workshop on Aircraft System Technology (AST 2011), Hamburg, 2011, S.83-92
- [11] Christie, R.; Fisher, C.: *Implementation of Accurate Lumped Parameter Submodels in the Transient Thermal Analysis of the Ares I Upper Stage Thrust Vector Control Hydraulic System*. In: Proceedings of the Thermal and Fluids Analysis Workshop (TFAWS 2010), League City, 2010