Prof. Dr.-Ing. P. Pelz
Fachgebiet
Fluidsystemtechnik
Fachbereich 16 · Maschinenbau

Magdalenenstr.4
64289 Darmstadt
Telefon (0 61 51) 16 - 2153
Telefax (0 61 51) 16 - 2453
E-Mail: sekretatiat@fst.tu-armstadt.de

TECHNISCHE UNIVERSITÄT DARMSTADT

Grundlagen der Turbomaschinen und Fluidsysteme – Übung 6

Ein Luftfederdämpfer ersetzt in Fahrzeugen den hydraulischen Dämpfer und die Tragfeder durch ein einziges Bauteil und übernimmt dabei die Funktionen Federn und Dämpfen. Ein Luftfederdämpfer besteht aus mindestens zwei Teilvolumina, welche über Drosselbohrungen verbunden sind. Bei einer Einfederung des Fahrzeugs finden zwei Vorgänge statt: Eine Volumenverkleinerung bewirkt einen Druckanstieg innerhalb der Kammern, wodurch die Schnittkraft an den Anbindungen zunimmt. Zum anderen findet eine Strömung zwischen den Kammern statt, welche aufgrund der Drosselbohrungen verlustbehaftet ist. Die dabei dissipierte Energie entspricht gerade der Dämpfarbeit für diesen Vorgang.

a) Ziel dieses Aufgabenteils ist die Modellierung eines Luftfederdämpfers. Dieser besteht aus zwei Volumina. Die Beschreibung des thermodynamischen Zustands innerhalb der Volumina erfolgt mithilfe der Ihnen bekannten Energie-, Kontinuitäts- und Zustandsgleichung idealer Gase. Diese Gleichungen sind Ihnen bereits vorgegeben.

   Ihre Aufgabe ist es, die Ventile (Abbildung 1) über eine kompressible Drosselströmung zu beschreiben. Laden Sie das vorgefertigte Modell „LFD_Testrig.mo“ von der FST-Homepage herunter und öffnen Sie es im FreeModelicaEditor. Bei der Berechnung der Größen Machzahl M_e, Dichte ρ_e und Schallgeschwindigkeit a_e im engsten Ventilspalt ist zwischen unterkritischem und überkritischem Druckverhältnis zu unterscheiden. Berücksichtigen Sie dies mit einer if-then-else Abfrage.

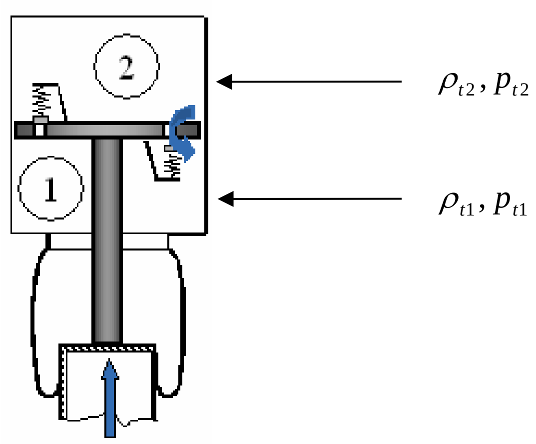

Abbildung 1: Aufbau eines Luftfederdämpfers mit zwei Volumina
(Quelle: Pelz, VDI Tagung)

   Die zu ergänzenden Formeln zur Beschreibung der kompressiblen Blendenströmung, bezogen auf Strömung von Kammer 2 in Kammer 1, finden Sie in Tabelle 1:

Prof. Dr.-Ing. P. Pelz
Fachgebiet
Fluidsystemtechnik
Fachbereich 16 · Maschinenbau

Magdalenenstr.4
64289 Darmstadt
Telefon (0 61 51) 16 - 2153
Telefax (0 61 51) 16 - 2453
E-Mail: sekretatiat@fst.tu-armstadt.de

TECHNISCHE UNIVERSITÄT DARMSTADT

<table>
<tr><td>Unterkritischer Fall, d.h. $p_1 / p_2 > 0.528$</td><td>Überkritischer Fall, d.h. $p_1 / p_2 \leq 0.528$</td></tr>
<tr><td>$M_e = \sqrt{\frac{2}{\gamma - 1}\left(\frac{p_2}{p_1}^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1\right)}$
$a_e = a_2\left(\frac{\gamma-1}{2}M_e^{\,2} + 1\right)^{-\frac{1}{2}} \mathit{mit}\ a_2 = \sqrt{\gamma \frac{p_2}{\rho_2}}$
$\rho_e = \rho_2\left(\frac{\gamma-1}{2}M_e^{\,2} + 1\right)^{-\frac{1}{\gamma-1}}$</td><td>$M_e = 1$
$a_e = 0.913\sqrt{\gamma \frac{p_2}{\rho_2}}$
$\rho_e = 0.634\rho_2$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Berechnung des Massenstroms: $\dot{m} = a_e M_e \rho_e A_b \alpha$</td></tr>
<tr><td colspan="2">Parameter:
Blendenfläche $A_b = 40\,mm^2$
Kontraktionsziffer $\alpha = 0.536$
Isentropenexponent $\gamma = 1.4$</td></tr>
</table>

Tabelle 1: Berechnung einer kompressiblen Blendenströmung
(Quelle: Vorlesung GTF - S. 293)

Zur Simulation des mo-Files öffnen Sie das Notebook „simo_Testrig.onb“. Stellen Sie die Signalquelle auf eine Amplitude von 0.01 m und eine Frequenz von 1 Hz ein. Simulieren Sie das Modell für 5 Sekunden und schauen Sie sich die Ergebnisgrößen an. Prüfen Sie die Ergebnisgrößen (Kraft, Weg, Drücke, Temperaturen, Massenstrom,…) auf Plausibilität.

b) Variieren Sie die Anregungsfrequenz mit 0.01 Hz, 5 Hz und 500 Hz bei einer Amplitude von 0.01 m. Stellen Sie sich die Kraft-Weg Hysteresekurven in der Simulationsumgebung dar. Berechnen Sie aus den Hysteresekurven die dynamische Steifigkeit des Luftfederdämpfers von Hand und schätzen Sie die Größe der Dämpfarbeit ab. Welchen qualitativen Verlauf nimmt der Frequenzgang von dynamischer Steifigkeit und Dämpfarbeit an? Wie erklären Sie sich den Zusammenhang zwischen der Erregerfrequenz und der dynamischen Steifigkeit und Dämpfarbeit für die 3 Fälle: $f << f_0$, $f = f_0$, $f >> f_0$? Die Größe f_0 stellt die Anregungsfrequenz dar, wo die Dämpfarbeit maximal wird (vgl. Übung Dimensionsanalyse).

c) Entwerfen Sie ein Simulationsmodell eines luftgedämpften 2-Massen Schwingers mit Fußpunkterregung. Derartige Modelle werden in der Fahrzeugentwicklung zur Optimierung des Fahrkomforts verwendet. Als Beurteilungsgröße für den Fahrkomfort dient die Fahrzeugaufbaubeschleunigung, welche es zu minimieren gilt.

Prof. Dr.-Ing. P. Pelz
Fachgebiet
Fluidsystemtechnik
Fachbereich 16 · Maschinenbau

Magdalenenstr.4
64289 Darmstadt
Telefon (0 61 51) 16 - 2153
Telefax (0 61 51) 16 - 2453
E-Mail: sekretatiat@fst.tu-armstadt.de

TECHNISCHE UNIVERSITÄT DARMSTADT

Als Vorlage erhalten Sie einen konventionellen 2-Massenschwinger mit Feder-Dämpfer-Bein. Öffnen Sie das mo-File „LFD_Zweimassenschwinger.mo“ im FreeModelicaEditor. Ersetzen Sie das Federbein durch den Luftfederdämpfer aus Aufgabe a). Der luftgedämpfte 2-Massenschwinger erhält den Aufbau von Abbildung 2:

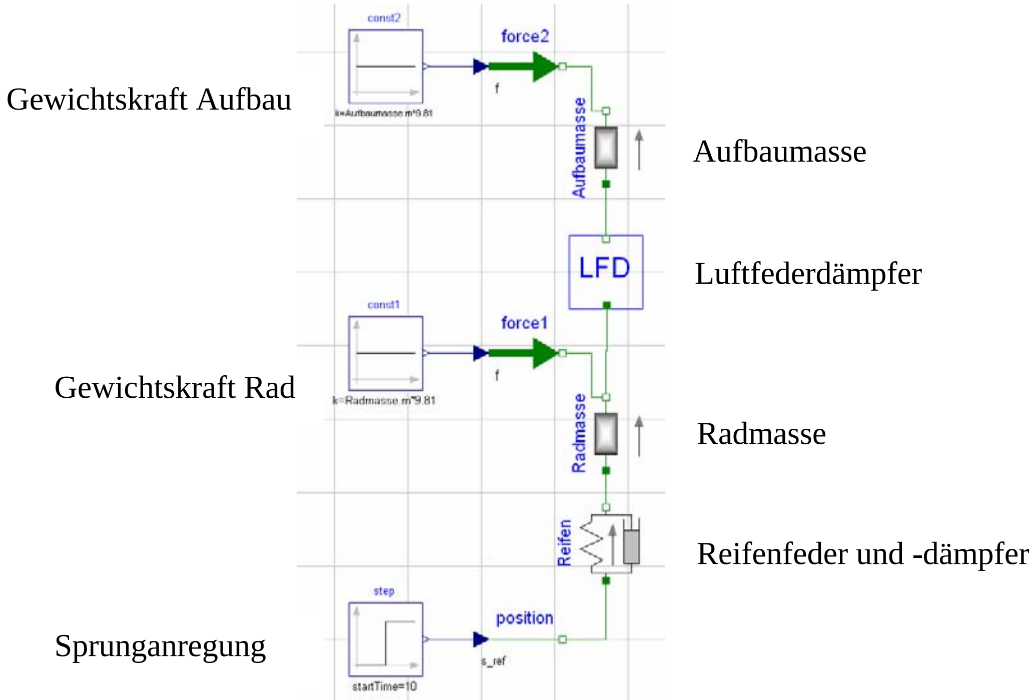

Abbildung 2: 2-Massenschwinger (Aufbaumasse, Radmasse) mit Luftfederdämpfer und Reifenfeder und –dämpfer

Zur Simulation des mo-Files öffnen Sie das Notebook „simo_Zweimassenschwinger.onb“. Simulieren Sie eine Sprungüberfahrt (Höhe $0.03\,m$, Start des Sprungs $t = 10\,s$) und variieren Sie die Drosselquerschnitte im Luftfederdämpfer mit $A_b = 0\,mm^2$, $50\,mm^2$, $200\,mm^2$. Bei welcher Drosselfläche klingt die Beschleunigung der Aufbaumasse nach der Sprunganregung am schnellsten ab? Wie erklären Sie sich hierbei den Einfluss der Drosselfläche? Warum nimmt der Spitzenwert der Beschleunigung bei $t = 10\,s$ mit steigender Drosselfläche ab?

Parameter:	
Blendenfläche	$A_b = 0 ... 200\,mm^2$
Aufbaumasse	$m_A = 743\,kg$
Radmasse	$m_R = 40\,kg$
Reifensteifigkeit	$c = 210000\,N/m$
Reifendämpfung	$d = 500\,Ns/m$
Umgebungstemperatur	$T_0 = 293\,K$

Tabelle 2: Parameter 2-Massen Schwinger