



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Masterarbeit

Dmitrij Hardekopf

Entwicklung eines CFD-Modells unter Berücksichtigung der Strukturdynamik am Beispiel eines vorgesteuerten Magnetventils

Dmitrij Hardekopf

**Entwicklung eines CFD-Modells unter Berücksichtigung
der Strukturdynamik am Beispiel eines vorgesteuerten
Magnetventils**

Masterarbeit eingereicht im Rahmen der Masterprüfung

im Studiengang Berechnung und Simulation im Maschinenbau
am Department Maschinenbau und Produktion
der Fakultät Technik und Informatik
der Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg

In Zusammenarbeit mit:

EDAG Engineering GmbH
CAE Hamburg
Karnapp 25
21079 Hamburg

Erstprüfer: Prof. Dr.-Ing. Peter Wulf
Zweitprüfer: M. Eng. Andreas Julian Ohlzen-Wendy

Abgabedatum: 05.12.2019

Zusammenfassung

Dmitrij Hardekopf

Thema der Masterarbeit:

Entwicklung eines CFD-Modells unter Berücksichtigung der Strukturmechanik am Beispiel eines vorgesteuerten Magnetventils

Stichworte:

Vorgesteuertes Magnetventil, FSI Anwendung, Numerische Strömungsmechanik, Starrkörperdynamik, implizit und explizit partitionierte Lösungsverfahren, künstliche Zusatzmassen, Arbitrary-Lagrangian-Eulerian-Methode, Gitterbewegung, Parameterstudie, Porosität, FVM

Kurzzusammenfassung:

Diese Arbeit beschäftigt sich mit der Anwendung numerischer Analyseverfahren zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses eines vorgesteuerten Magnetventils. Die etablierten CAE-Programme ermöglichen die spezifischen Solver zu kombinieren und eine Wechselwirkung zwischen unterschiedlichen Kontinuumsfeldern zu realisieren. Mit dem Einsatz der Finiten Volumen Methode wird schrittweise ein CFD-Modell entwickelt, welches die Interaktion des Ventilkolbens mit seinem umgebenden Hydrauliköl ermöglicht. Die FSI Simulation und anschließende Parameterstudie erlauben tiefere Einblicke in das Systemverhalten, so dass die Komponente für ihren Einsatzbereich numerisch optimiert werden kann.

Master Thesis Title:

Development of a CFD model under consideration of structural dynamics using the example of a pilot operated solenoid valve

Keywords:

Pilot operated solenoid valve, FSI Application, Computational Fluid Dynamics, Rigid Body Dynamics, Implicit and Explicit Coupling Methods, Artificial Added Mass Effect, Arbitrary-Lagrangian-Eulerian Formulation, Mesh Movement, Parameter Study, Porosity, FVM

Abstract:

This thesis deals with the application of numerical analysis methods to support the development process of a pilot operated solenoid valve. The established CAE programs allow to combine the specific solvers and to realize an interaction between different continuum fields. Using the finite volume method, a CFD model is developed step by step, which allows the interaction of the valve piston with its surrounding hydraulic oil. The FSI simulation and subsequent parameter study allow deeper insights into the system behavior, so that the component can be numerically optimized for its area of application.

Aufgabenstellung

Thema:

Entwicklung eines CFD-Modells unter Berücksichtigung der Strukturdynamik am Beispiel eines vorgesteuerten Magnetventils

Schwerpunkte:

Im Rahmen der Masterarbeit wird ein Modell eines vorgesteuerten Magnetventils in Form einer Fluid-Struktur-Interaktion mittels CFD entwickelt. Dazu wird ein vereinfachtes 2D-Testmodell für die prinzipielle Verknüpfung von Strömung und Starrkörperbewegung zur Ermittlung der Druckdifferenz in Abhängigkeit des Volumenstromes erstellt. Durch den Einsatz von User-Defined-Function in Kombination mit „porösen Zonen“ soll unter anderem das Kollabieren des Netzes in Kontaktbereichen unterbunden werden. Darauf aufbauend wird nach einer CFD-gerechten Aufbereitung der CAD-Daten ein Simulationsmodell eines beweglichen Kolbens erstellt. Zur Optimierung der Qualität des Modells werden die Einflussgrößen (mit und ohne Federgeometrie im Strömungsbereich, Nutzung von geometrischen Symmetrien, Abgleich von stationärer und instationärer Simulation) untersucht. Zur Validierung werden die Kennlinien aus Simulation und Versuch des Ventils gegenübergestellt. Dazu wird durch iterative Anpassung der Position der Drossel ein Arbeitspunkt auf der Kennlinie des Ventils angefahren und der Durchfluss variiert. Im Anschluß wird eine Parameterstudie an drei geometrischen Parametern (Durchmesser der Zuström-Bohrung, Durchmesser am Kolben, Federkraft im Kolben) durchgeführt.

Inhaltsverzeichnis

Zusammenfassung	II
Aufgabenstellung	III
Inhaltsverzeichnis	IV
Symbolverzeichnis	VI
Abkürzungsverzeichnis	IX
Tabellenverzeichnis	X
Abbildungsverzeichnis	XI
1 Einleitung	1
1.1 Einführung und Motivation	1
1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise	2
2 Fluid-Struktur-Interaktion.....	5
3 Theoretischen Grundlagen der FSI	9
3.1 Kinematik in der ALE-Betrachtungsweise	9
3.2 Bilanzgleichungen in der ALE-Form	11
3.2.1 Strömungsmechanik	11
3.2.2 Materialgesetz für Newtonsche Fluide	12
3.2.3 Strukturmechanik	12
3.3 Kopplungs- und Randbedingungen	13
3.4 Instabilitäten durch künstliche Zusatzmassen (Artificial Added Mass Effect)	14
4 Turbulenzmodelle.....	17
5 Geometrie und Physik des vorgesteuerten Magnetventils.....	19
6 CAE-Ressourcen.....	21
6.1 Hardware	21
6.2 Fluent ANSYS 19.1	21
6.2.1 Six DOF Solver	22
6.2.2 Räumliche und Zeitliche Diskretisierung des Fluidkörpers	22
6.2.3 Vernetzung und Netzbewegung	23
6.2.4 Lösungsstabilisierung für dynamische Randgebiete	26
6.2.5 Stabilisierung durch implizites Netz Update	27
7 Erstellen eines lauffähigen Simulationsmodells mit beweglichen Kolben (M0)	29
7.1 Rotationssymmetrische 2D-Modell	29

7.2	Auswertung der Ergebnisse des 2D-Modells	32
7.3	Schließbedingung mit User-Defined-Functions	36
7.4	Verifizierung der optimierten UDF	41
7.5	Netzstudie	43
7.6	Durchführung und Auswertung der Netzstudie	45
8	Untersuchung von drei Einflussgrößen (M1).....	49
8.1	3D-Modell	49
8.2	Ausnutzung der geometrischen Symmetrien	52
8.3	Gegenüberstellung des Halb- und Viertelmodells	55
8.4	Einfluss der Federgeometrie	57
9	Ermittlung der Drosselstellung durch Arbeitspunkte (M2) und Validierung.....	59
10	Parameterstudie (M3)	65
10.1	Steifigkeit der Kolbenfeder	65
10.2	Durchmesser der Druckfläche am Kolben	66
10.3	Durchmesser der Zuström-Bohrung	68
11	Zusammenfassung und Fazit.....	71
12	Ausblick	73
	Literatur- und Quellenverzeichnis.....	75
	A Anhang.....	A
	B Anhang	N
	Eidesstattliche Erklärung	T

Symbolverzeichnis

Skalare Größen, Mengen und Operatoren

Symbol	Bezeichnung	Einheit
A	Fläche	$[m^2]$
c	Federsteifigkeit	$[N/mm]$
d	Durchmesser	$[m]$
F_0	Vorspannkraft	$[N]$
F_C	Federkraft	$[N]$
F_d	Dämpfungskraft	$[N]$
F_f	Fluidkraft	$[N]$
F_g	Gewichtskraft	$[N]$
F_p	Druckkraft	$[N]$
F_τ	Reibungskraft	$[N]$
g	Erdbeschleunigung	$[m/s^2]$
h_{ideal}	Ideale Höhe	$[m]$
h_{min}	Mindesthöhe	$[m]$
k	Spezifische turbulente kinetische Energie	$[m^2/s^2]$
l	Länge	$[m]$
$m_{f,s}$	Elementbezogene Masse Fluid/Struktur	$[kg]$
p	Druck	$[Pa], [N/mm^2]$
Δp	Druckdifferenz, Druckverlust	$[Pa], [N/mm^2]$
Q_m	Volumenstrom	$[m^3/s]$
r_v	Viskose Widerstand	$[m^{-2}]$
S_ϕ	Quellterm	$[N/mm^3]$
t	Zeit	$[s]$
Δt	Zeitschrittweite	$[s]$
u, v	Strömungsgeschwindigkeit	$[m/s]$
\bar{u}_i	Gemittelte Strömungsgeschwindigkeit bei Indexnotation	$[m/s]$
\overline{u}'_i	Gemittelte Fluktuationsgeschwindigkeit bei Indexnotation	$[m/s]$
u_{rf}	Unterrelaxationsfaktor	$[-]$
V	Volumen	$[m^3]$
x	Position	$[m]$
\ddot{x}	Beschleunigung	$[m/s^2]$
x_T	Mindestabstand (Contact Detection Proximity Threshold)	$[m]$
x_S	Anschlagstellung (Six DOF Constrained)	$[m]$
Δx	Elementschichtbreite	$[m]$

α	Permeabilität	$[m^2]$
ε	Dissipationsrate	$[m^3/s^3]$
ζ	Widerstandsbeiwert	$[-]$
η	Dynamische Viskosität	$[kg/ms]$
η_{eff}	Effektive dynamische Viskosität	$[kg/ms]$
η_T	Wirbelviskosität	$[kg/ms]$
λ	Rohrreibungszahl	$[-]$
μ_i	Eigenwert	$[-]$
ν	Kinematische Viskosität	$[m^2/s]$
$\rho_{f,s}$	Dichte Fluid/Struktur	$[kg/m^3]$
τ	Scherspannung	$[N/mm^2]$
τ_W	Scherspannung an der Wand	$[N/mm^2]$
ϕ	Transportskalar, 0	$[m/s]$
ω	Frequenz der energiegetragenen Wirbel	$[s^{-2}]$
ω	Bewegungsrelaxationsfaktor	$[-]$
Γ	Grenzfläche	
$\Gamma_{f,s}$	Randgebiet des Fluid/-Strukturfeldes	
$\Omega_{f,s}$	Fluid/-Strukturfeld	
Ω_x	Referenzgebiet	
Ω_y	Raumgebiet	
Ω_z	Materialgebiet	
Δ	Änderung einer Größe	
∇	Nabla-Operator	

Vektorielle Größen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
\mathbf{b}	Spezifischer Volumenkraftvektor	$[m/s^2]$
\mathbf{c}	Konvektionsgeschwindigkeit	$[m/s]$
\mathbf{F}	Kraft	$[N]$
\mathbf{I}	Impuls	$[kgm/s]$
\mathbf{n}	Normalenvektor	$[-]$
\mathbf{t}	Tangentialvektor	$[-]$
\mathbf{u}	Materialgeschwindigkeit	$[m/s]$

\mathbf{u}_G	Netzknotengeschwindigkeit	$[m/s]$
\mathbf{x}	Koordinatenvektor im Referenzgebiet	$[m]$
$\dot{\mathbf{x}}$	Geschwindigkeit	$[m]$
\mathbf{x}_k	Knotenposition	$[m]$
\mathbf{y}	Koordinatenvektor im Raumgebiet	$[m]$
\mathbf{z}	Koordinatenvektor im Materialgebiet	$[m]$

Tensorielle Größen

Symbol	Bezeichnung	Einheit
\mathbf{D}	Verzerrungsgeschwindigkeitstensor	$[s^{-1}]$
\mathbf{I}	Einheitstensor	$[-]$
$\boldsymbol{\sigma}$	Cauchysche Spannungstensor	$[N/mm^2]$

Abkürzungsverzeichnis

AG	Auftraggeber
ALE	Arbitrary-Lagrangian-Eulerian-Methode
CAD	Computer Aided Design
CFD	Computational Fluid Dynamics
CFL	Courant-Friedrichs-Levy-Zahl
CSM	Computational Structural Mechanics
DBV	Druckbegrenzungsventil
DL	Dynamic Layering
DNS	Direkte numerische Simulation
DOF	Degree of Freedom
FEM	Finite Elemente Methode
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
FVM	Finite Volumen Methode
HM	Halbmodell
SST	Shear-Stress-Transport
UDF	User-Defined-Function
UDS	User-Defined-Scalar
VM	Viertelmodell

Tabellenverzeichnis

Tabelle 6-1: Hardware	21
Tabelle 6-2: Stabilisierungsparameter	27
Tabelle 7-1: Physikalische und numerische Parameter des 2D-Modells	31
Tabelle 7-2: Benutzereingabe in der UDF für das 2D-Modells	39
Tabelle 7-3: Simulationsergebnisse (t=0,0004 s.), Netzstudie	47
Tabelle 8-1: Physikalische Parameter des Halb- und Viertelmodells	55
Tabelle 8-2: Simulationseinstellungen	55
Tabelle 8-3: Ergebnisse der Gegenüberstellung des HM und VM (t = 0,00363 s)	57
Tabelle 9-1: Ergebnisse, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min	62
Tabelle 10-1: Ergebnisse t=0,00893 s, Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder	66
Tabelle 10-2: Ergebnisse, Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben	67
Tabelle 10-3: Ergebnisse zum Zeitpunkt t=0,004 s, Parameter: Zufluss-Durchmesser ..	68

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1-1	Ablaufplan der Masterthesis mit den einzelnen Meilensteinen.....	3
Abbildung 2-1	Schematische FSI ohne thermische Einflüsse	5
Abbildung 2-2	Übersicht der möglichen Kopplungsverfahren in der FSI.....	7
Abbildung 2-3	Netzbewegung mit Netzverzerrung (l.) und Gitterüberlagerung (r.) [21]	8
Abbildung 2-4	Neuernetzungsbeispiel anhand Ladungstrennung im Flug (a) t=0.01, (b) t=0.15, (c) t=0.45 [14]	8
Abbildung 3-1	Schematische Darstellung der Gebiete und Abbildungen in der ALE-Form [10].....	10
Abbildung 3-2	Schematische Darstellung des Fluid- und Strukturfeldes mit der Grenzfläche.....	14
Abbildung 5-1	CAD-Modell des vorgesteuerten Magnetventils	19
Abbildung 5-2	Querschnittansicht vom CAD-Modell des Ventils.....	20
Abbildung 5-3	Detailansicht Öffnungsspalt der Drossel	20
Abbildung 6-1	Hilfsansicht 1: Dynamic Layering, angelehnt an [1].....	24
Abbildung 6-2	Hilfsansicht 2: Dynamic Layering, angelehnt an [1].....	25
Abbildung 7-1	Vereinfachte rotationssymmetrische 2D-Modell mit Detailansicht des Netzes.....	30
Abbildung 7-2	Konturplot der Geschwindigkeit in zwei Ebenen, t=0,003 s, 2D- Modell.....	32
Abbildung 7-3	Netzbewegung, 2D-Modell	33
Abbildung 7-4	Kolbenposition, Variante 40 und 10 m/s, 2D-Modell	33
Abbildung 7-5	Fluidkraft am Kolben, Variante 10 m/s, 2D-Modell	34
Abbildung 7-6	Fluidkraft am Kolben, Variante 40 m/s, 2D-Modell	35
Abbildung 7-7	Totaldruck am Eingang, Variante 40 m/s, 2D-Modell	35
Abbildung 7-8	Unterrelaxierter viskoser Widerstand als Funktion der Zeit	38
Abbildung 7-9	Schematische Darstellung der geometrischen Kontaktgrößen	39
Abbildung 7-10	Angepasste UDF-Skriptsequenz.....	40
Abbildung 7-11	Kolbenposition, 2D-Modell mit Kontakt-UDF	41

Abbildung 7-12	Viskoser Widerstand, 2D-Modell mit Kontakt-UDF	42
Abbildung 7-13	Geschwindigkeitsplot zum Zeitpunkt $t=0,0015$ s (l.) und $t=0,0155$ s (r.), 2D-Modell mit Kontakt-UDF	42
Abbildung 7-14	Massenstrom im Kontaktbereich, 2D-Modell mit Kontakt-UDF...	43
Abbildung 7-15	Querschnittsgeometrie der Fluiddomain des Ventils	44
Abbildung 7-16	Detailansichten des Ausgangsnetzes für die Netzstudie, grobes Netz.....	45
Abbildung 7-17	Volumenstrom im Ausflusskanal, Netzstudie	46
Abbildung 7-18	Fluidkraft am Kolben in X, Netzstudie	47
Abbildung 8-1	Hilfsansicht, Querschnitt des Ventils	49
Abbildung 8-2	Halbmodell des abgeleiteten Fluidkörpers mit einzelnen Domänen	51
Abbildung 8-3	Kolbengebiet mit gelbmarkierten Neuvernetzungen	51
Abbildung 8-4	Halbmodell des magnetgesteuerten Ventils	52
Abbildung 8-5	Viertelmodell des magnetgesteuerten Ventils	54
Abbildung 8-6	Druck am Ventileingang, Gegenüberstellung VM und HM.....	56
Abbildung 8-7	Kolbenposition, Gegenüberstellung VM und HM	56
Abbildung 8-8	2D-Modell mit Federgeometrie	57
Abbildung 8-9	Einfluss der Federgeometrie auf den Volumenstrom (lokal)	58
Abbildung 9-1	Eingangsdruck, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min	60
Abbildung 9-2	Fluidkraft an der Drossel, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min	61
Abbildung 9-3	Volumenstromprofil im Zufluss, Arbeitspunkt 30 l/min.....	61
Abbildung 9-4	Eingangsdruck, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil	62
Abbildung 9-5	Vergleich der Simulationsergebnisse mit Testdaten anhand eines Druckdifferenz-Volumenstrom-Kennfeldes	63
Abbildung 10-1	Volumenstromprofil, Arbeitspunkt 20 l/min	65
Abbildung 10-2	Totaldruck am Eingang, Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder ..	65
Abbildung 10-3	Totaldruck am Eingang, Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben	67
Abbildung 10-4	Totaldruck am Eingang, Parameter: Zufluss-Durchmesser.....	68

Abbildung 10-5	Gegenüberstellung der Ergebnisse der Parameterstudie anhand der Ventilkennlinie	69
Abbildung A-1	Ursprüngliche UDF- Skriptsequenz [ANSYS Shrivastava].....	A
Abbildung A-2	Kolbenposition mit und ohne Stabilisierung, 2D-Modell, Variante 10m/s	A
Abbildung A-3	Totaldruck am Einlass, 2D-Modell, Variante 10 m/s.....	B
Abbildung A-4	Kolbenposition mit und ohne Stabilisierung, 2D-Modell, Variante 40 m/s	B
Abbildung A-5	Einfluss des Kolbenmasse auf die Kolbenposition des 2D-Modells	B
Abbildung A-6	Einfluss des Kolbenmasse auf die Fluidkraft des 2D-Modells	C
Abbildung A-7	Einfluss des Kolbenmasse auf den Totaldruck des 2D-Modells.....	C
Abbildung A-8	Einfluss des Zeitschrittes auf die Fluidkraft des 2D-Modells	C
Abbildung A-9	Makro DEFINE CG MOTION.....	D
Abbildung A-10	Geschwindigkeit im Kontaktbereich, 2D-Modell mit Kontakt-UDF	D
Abbildung A-11	Totaldruck am Einlass, 2D-Modell mit Kontakt-UDF.....	D
Abbildung A-12	Mittelfeines Netz mit Elementabmessungen	E
Abbildung A-13	Volumenstrom im Zufluss, Netzstudie.....	E
Abbildung A-14	y+-Werte grobes, mittelfeines und feines Netz v. o. n. u., Netzstudie	F
Abbildung A-15	Seitenansicht des Halbmodells des Fluidkörpers (Querschnitt).....	G
Abbildung A-16	Vorderansicht des Fluidkörpers von dem Ventil.....	G
Abbildung A-17	Querschnittansicht des Kolbengebietes, Gebietsaufteilung für Dynamic Layering mit Schnittstellen	H
Abbildung A-18	Netz des Halbmodells.....	H
Abbildung A-19	Detailansichten des Netzes (1), Halbmodell.....	I
Abbildung A-20	Detailansichten des Netzes (2), Halbmodell.....	J
Abbildung A-21	Detailansicht des Netzes, Viertelmodell.....	K
Abbildung A-22	Position der Drosselstange, 75 % des Hubbereichs.....	L

Abbildung A-23	Hilfsansicht, Position der Drosselstange in Abhängigkeit des Steuerstroms mit den Strömungsspalten	L
Abbildung A-24	Vorderansicht, Stirnseite des Kolbens, Parameter: Durchmesser der Druckfläche	M
Abbildung B-1	Detailansicht Geschwindigkeitskonturen des HM und VM, $t = 0,0035$ s	N
Abbildung B-2	Konturplot, Totaldruck, $t = 0,00893$ s, Ausgangsvariante	O
Abbildung B-3	Konturplot, Geschwindigkeitsbetrag, $t = 0,00893$ s, Ausgangsvariante	O
Abbildung B-4	Fluidkraft an der Drossel in X-Richtung, Gegenüberstellung VM und HM.....	P
Abbildung B-5	Einfluss der Federgeometrie auf die Fluidkräfte am Kolben	P
Abbildung B-6	Kolbenposition, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min	P
Abbildung B-7	Fluidkraft an der Drossel, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil.....	Q
Abbildung B-8	Kolbenposition, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil	Q
Abbildung B-9	Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Federsteifigkeit	Q
Abbildung B-10	Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder	R
Abbildung B-11	Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben.....	R
Abbildung B-12	Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben.....	R
Abbildung B-13	Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Zufluss-Durchmesser	S
Abbildung B-14	Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Zufluss-Durchmesser ...	S

1 Einleitung

1.1 Einführung und Motivation

In vielen Bereichen der Steuerungs- und Antriebstechnik besonders im Anlagen-, Maschinen-, Aggregate- und Fahrzeugbau ist die Anwendung der Hydraulik in den letzten Jahren stetig am Wachsen. Zum einen liegt es an der ständigen Optimierung und Weiterentwicklung der Komponenten des Zubehörs. Zum anderen eröffnet die zunehmende Verknüpfung mit der Elektronik im Rahmen der Mechatronik neue Einsatzgebiete für Strömungstechnik. Dazu bietet die Hydraulik nach wie vor einzigartige Leistungsdichte auf engstem Bauraum [15]. Zur Übertragung der Energie werden heute Mineralöle, schwerentflammbare Flüssigkeiten auf wasserhaltiger oder synthetischer Basis sowie Öle auf natürlicher Basis verwendet. Als Steuer- und Regelungseinrichtungen in den Hydraulikanlagen werden Ventile eingesetzt. Je nach Wirkprinzip werden sie in der DIN ISO 1219 in Wege-, Sperr-, Strom- und Druckventile eingeteilt. Ihre Schalt- und Steuersignale erhalten sie meist elektrisch oder mechanisch über ihre Betätigungselemente [28].

Aus dem Sicherheitsaspekt heraus spielen dabei Druckbegrenzungsventile (DBV) eine besondere Rolle. Seien es nun Anlagen mit toxischen Chemikalien oder Fahrzeuge ein Überlastschutz ist eine grundlegende Voraussetzung für den sicheren Betrieb. Wird der Betriebsdruck einer Anlage überschritten, könnte ohne eine Sicherheitskomponente die Lebensdauer der Bauteile drastisch reduziert werden oder eine sofortige Zerstörung des schwächsten Gliedes eintreten. Konsequenterweise ist mit einem Betriebsausfall und im schlimmsten Fall mit einer Gefährdung für Leib und Leben zu rechnen. Um das zu verhindern findet ab einer voreingestellten Druckdifferenz zwischen Ventileingang und -ausgang ein Abfluss des Mediums zum Tank oder ins Freie statt. Dieser Volumenstrom sorgt für ein Absenken des Druckes auf der Systemseite und reduziert so die Belastung. In einigen Anwendungen nutzt man diese Einrichtung um die Systemkräfte gezielt zu verändern und ein gewünschtes Systemverhalten zu erzielen. So drängen immer mehr die hohen Ansprüche an die Fahrdynamik aus dem Motorsport auf die Straßen. Ein integraler Bestandteil der Optimierung der Fahreigenschaften ist das präzise Regeln des Druckes in allen Hydraulikkomponenten. Die Bedürfnisse nach einer Steigerung des Handlings

und Performance der Fahrzeuge fördern auch in diesem Bereich eine kontinuierliche Weiterentwicklung.

Seit der Einbindung der numerischen Methoden der Struktur- und Strömungsmechanik¹ zur Unterstützung und Optimierung der Produktionsprozesse sind diese in der Industrie im umfangreichen Einsatz. Durch virtuelle Ersatzmodelle kann das Verhalten kostengünstig analysiert werden. Ein frühzeitiges Erkennen von Schwachstellen und Effizienzpotenzialen ohne physische Produktprototypen führt unmittelbar zur Senkung der Entwicklungszeit und Qualitätssteigerung. Außerdem lassen sich die Auswertegrößen an Orten betrachten, die experimentell nicht oder nur schwer erreichbar sind. Eins der Kompetenzfelder der EDAG Engineering Group AG (EDAG) ist die Simulation im CAE-Bereich. So wurde sie beauftragt eine Prüfung der Machbarkeit einer simulativen Entwicklung eines vorgesteuerten Magnetventils durchzuführen. Diese Variation des DBV nutzt den elektrischen Strom zur Regulierung der Druckdifferenz. Eine zusätzliche Zwischenkammer erlaubt einen Betrieb mit höheren Drücken und Volumenströmen als die direktgesteuerten Ventile. Der detaillierten Erläuterung zum Aufbau und Funktionsweise widmet sich Kapitel 5.

1.2 Zielsetzung und Vorgehensweise

Die ersten Kapitel vermitteln die notwendigen Grundlagen für das Verständnis der neuen Inhalte. Nach der Einarbeitung in die Theorie wird ein Fluid-Struktur-Interaktion (FSI) Modell am Beispiel des vorgesteuerten Magnetventils entwickelt. Hierzu wird ein Ablaufplan mit vier Meilensteinen ausgearbeitet. Im ersten Schritt wird ein lauffähiges Simulationsmodell eines beweglichen Kolbens erstellt (M0). Dazu wird mit vereinfachtem 2D-Modell die prinzipielle Wechselwirkung zwischen Fluid und Festkörper abgebildet. Für den Kontakt des Kolbens mit den Außenwänden werden Poröse Zonen eingeführt. Mittels User-Defined-Functions werden die Fluideigenschaften lokal verändert. Mit einer Netzstudie werden Erkenntnisse zu den Netzabmessungen und -struktur gewonnen. Als nächstes wird nach einer CFD-gerechten Aufbereitung der Fluidkörper des Ventils aus den CAD-Daten abgeleitet. Im zweiten Meilenstein (M1) werden zur Verbesserung der Qualität des Modells drei Einflussgrößen untersucht. Als erstes wird die Zeitabhängigkeit geprüft. Hierzu sollen eine stationäre und instationäre Simulation miteinander verglichen werden. Danach werden Strömungsfelder mit und ohne der Kolbenfedergeometrie gegenübergestellt und ausgewertet. Weiterhin wird die Ausnutzung der Symmetrie des Modells getestet. Im dritten Meilenstein (M2) werden drei mögliche Arbeitspunkte angefahren und mit den realen Kennlinien der Ventile validiert. (M3) Zum Schluss wird mit dem

¹ Engl. Computational Structural Mechanics und Computational Fluid Dynamics, Abk. CSM und CFD

entwickelten Modell eine Parameterstudie durchgeführt. Hierzu werden die ausgewählten Konstruktionsparameter in einem Arbeitspunkt jeweils um plus/minus zehn Prozent variiert. Der Ablaufplan mit den einzelnen Schritten wird in der Abbildung 1-1 dargestellt.

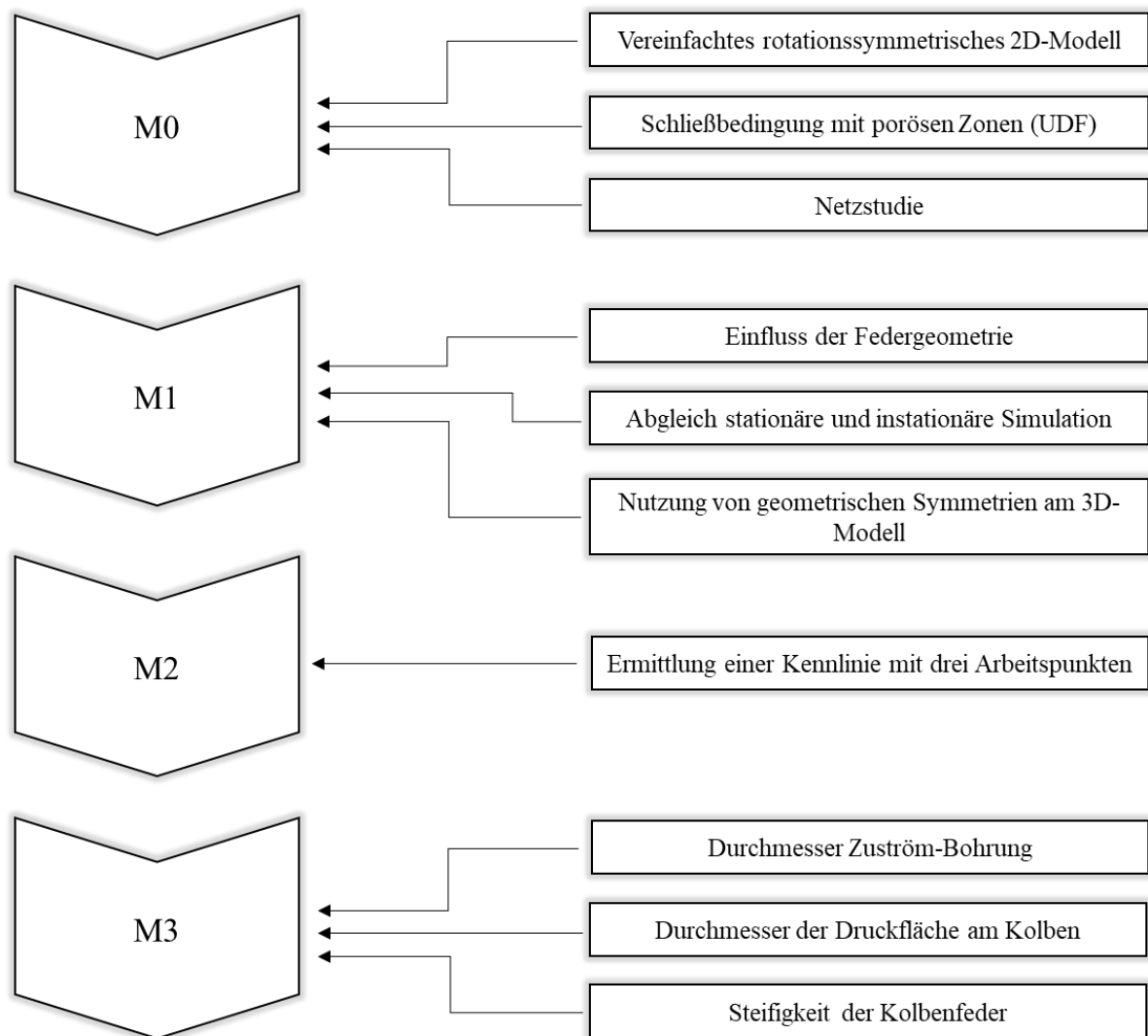


Abbildung 1-1 Ablaufplan der Masterthesis mit den einzelnen Meilensteinen

Aufgrund der frühen Entwicklungsphase werden in dieser Arbeit die Abmessungen des Ventils absichtlich nicht aufgeführt und sind nur dem Auftraggeber (AG) bekannt.

2 Fluid-Struktur-Interaktion

Angetrieben durch den Wunsch nach möglichst genauer und kosteneffizienter Prognose der technischen Vorgänge steigt kontinuierlich der Einsatz der numerischen Simulation im Entwicklungsprozess vieler Anwendungen. In vielen Fällen müssen zur Beschreibung eines Problems mehrere Disziplinen der Kontinuumsmechanik interagieren. Viele bekannte Beispiele dienen in zahlreichen wissenschaftlichen Werken als Untersuchungsgegenstände. So werden im Flugzeugbau die aerodynamischen Kräfte auf den Tragflügel untersucht. Sie verursachen eine Verbiegung der Struktur und beeinflussen damit die aerodynamischen Eigenschaften. Im Bauwesen sind bekannte Beispiele die Brücken. Der Einsturz der Tacoma Narrows Bridge im US-Bundesstaat Washington wird auf das aeroelastische Phänomen der Selbstanfachung zurückgeführt. Die Reaktion des Bauwerks resultiert infolge der Windeinwirkung in katastrophalen Schwingungen. In der Medizintechnik werden Herzklappenprothesen mit Blutströmungen simuliert, um eine hämodynamisch effektivste Einbauposition und Gestalt zu bestimmen. Im Maschinen- und Fahrzeugbau können mittels FSI unter anderem Turbinenschaufeln, Membranpumpen, Airbags sowie diverse Lager optimiert werden. Weitere Beispiele aus der Luftfahrt wären die Ladungstrennung der Abwurf tanks oder Luft-Luft-Raketen.

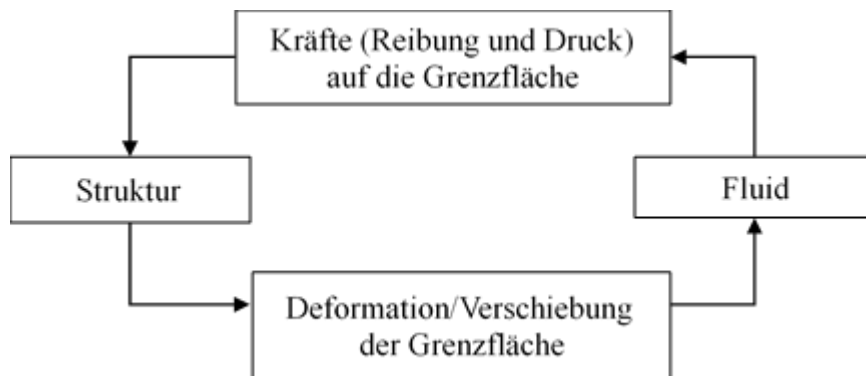


Abbildung 2-1 Schematische FSI ohne thermische Einflüsse

Die Abbildung 2-1 stellt prinzipiell das FSI-Problem dar. Der Austausch mechanischer Energie erfolgt über die Grenzfläche. Die herrschenden Strömungsverhältnisse wirken mit Druck- und Reibungskräften auf den Festkörper während dieser mit einer Deformation antwortet. Die Deformation kann entweder eine Verschiebung und oder eine Verformung der Grenzfläche sein. Die möglichen Temperatureinflüsse haben keine Relevanz für diese Arbeit und werden hier aus diesem Grund nicht aufgeführt.

Alle oben erwähnten Beispiele weisen unterschiedliche Charakteristiken auf. Die wesentliche Gemeinsamkeit ist aber die Wechselwirkung zwischen zwei physikalischen Feldern, nämlich

dem Struktur- und Strömungsfeld. Zur Beschreibung der Interaktion dieser sogenannten Mehrfeldprobleme wurden in den letzten Jahren unterschiedliche Kopplungsmethoden entwickelt. Grundsätzlich werden zwei Lösungsansätze unterschieden. Für stark bzw. voll gekoppelte Fälle vereint der monolithische Lösungsansatz die Teilsysteme in einer Formulierung und löst sie simultan [17], [18]. Demzufolge werden für beide Bereiche gleiche Geometriemodellierung sowie gleiche Diskretisierung (z.B. FEM, FVM) genutzt. Die monolithischen Verfahren bieten so die Möglichkeit das FSI-Problem mathematisch vollständig zu beschreiben. Der Datenaustausch an der Fluid-Struktur-Grenzfläche ist ohne Interpolation durchführbar. Der größte Vorteil sind die sehr guten Konvergenzeigenschaften aufgrund dieser starken Kopplung. Der Einsatz beschränkt sich zurzeit aufgrund der relativ schweren Implementierung aber nur auf den wissenschaftlichen Bereich.

Der partitionierte Ansatz nutzt dagegen die bestehenden Programme, die speziell auf die jeweiligen Gebiete optimiert wurden [21]. Folglich werden die bereits hochgetunten und effizient implementierten Softwarepakete für die Subprobleme kombiniert. Hierbei wird das Fluid- und Strukturfeld getrennt betrachtet. Dadurch ist ein unabhängiger Einsatz der auf die jeweiligen Anforderungen angepassten Techniken zur Modellierung, Diskretisierung (Zeit, Raum) und Lösung gewährleistet. Die Übertragung der kinematischen und kinetischen Randbedingungen an der Fluid-Struktur-Grenzfläche übernimmt ein zusätzlicher Kopplungsalgorithmus. Schwach gekoppelte Probleme können sequentiell verarbeitet werden. Diese Vorgehensweise wird auch als explizit bezeichnet, da die Randbedingungen jeweils aus der Lösung des anderen Subsystems stammen. Der Austausch der Kopplungsvariablen erfolgt nur einmal pro Zeitschritt und pro Richtung. Diese Fälle zeichnen sich dadurch aus, dass eine der Domains bei der Interaktion deutlich dominiert. Diese Methode ist relativ einfach implementiert, hat allerdings den Nachteil, dass bei etwas stärkeren Kopplung Stabilitäts- und Konvergenzprobleme auftreten.

Eine Abhilfe schafft der partitioniert implizite Lösungsansatz. Durch eine zusätzliche Iterationsschleife zwischen den Systemen während eines globalen Zeitschrittes wird auch die Kopplungskonvergenz bewertet. Diese „äußere“ Iteration passiert so lange bis ein dynamisches Fluid-Struktur-Gleichgewicht erreicht ist. Für einige Anwendungen, insbesondere wenn ein Added Mass Effect involviert ist, muss eventuell die Anzahl der Zwischeniterationen erhöht werden. Jedoch führt der letzte Weg auch zur einer monolithischen Lösung. Gute und detaillierte Übersichten dieser Verfahren finden sich in den Arbeiten von [25] und [16].

Die Abbildung 2-2 zeigt schematisch die erwähnten Lösungsansätze. Ist aufgrund der Belastung die elastische Verformung vernachlässigbar, vereinfacht sich das Problem. Die Bewegung eines Starrkörpers reduziert sich auf sechs Freiheitsgrade und wird mit Hilfe seiner Trägheitseigenschaften beschrieben. Beispiele aus der Praxis wären Kolbensysteme der Motoren oder aus der Hydraulik die Druckbegrenzungsventile. Der wesentliche Vorteil ist die Reduktion des Strukturteils auf die sechs Unbekannten Verschiebungen und damit Einsparung der Rechenzeit

Aufteilung des Gebietes in statische und dynamische Zonen ist möglich [1]. Folglich wird an Rechenzeit gespart, weil die geometrischen Parameter, wie z.B. die Jacobi-Determinante, nur noch bereichsweise bestimmt werden. Idealerweise ist die Frequenz der Neuvernetzung auf ein Minimum zu reduzieren, da eine Projektion der Lösung vom alten aufs neue Netz stattfinden muss und ein möglicher Anstieg der Re-Interpolationsfehler drohen kann [13]. Für Probleme mit großen Verschiebungen kann es infolge zu großer Elementverzerrung zu negativen Volumina und Netzfaltung kommen. In diesen Fällen wird eine Neuvernetzung zwingend notwendig. Je nach Anwendung muss eine Methode gewählt werden, die bei möglichst kleinen Rechenzeitzunahme möglichst wenig die Gitterqualität und -Topologie beeinflusst, sonst sind unter anderem Genauigkeitsverluste und im schlimmsten Fall Konvergenzschwierigkeiten zu befürchten. Für weitere Vertiefung in die Mesh Update Methoden sei hier auf die Arbeiten von [21], [22], [1], [13] mit algebraischen Ansätzen wie der linearen transfiniten Interpolation (TFI), elliptischen Ansätzen, Glättungstechniken (engl. Variable Diffusivity Laplacian Smoothing) sowie Ansätzen basierend auf Feder- und Materialgesetzen verwiesen.

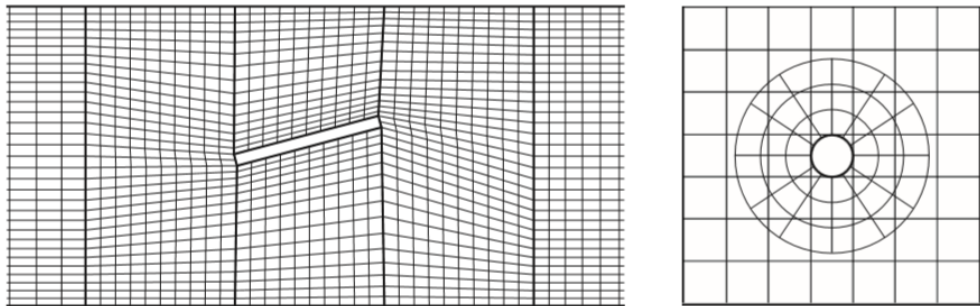


Abbildung 2-3 Netzbewegung mit Netzverzerrung (l.) und Gitterüberlagerung (r.) [21]

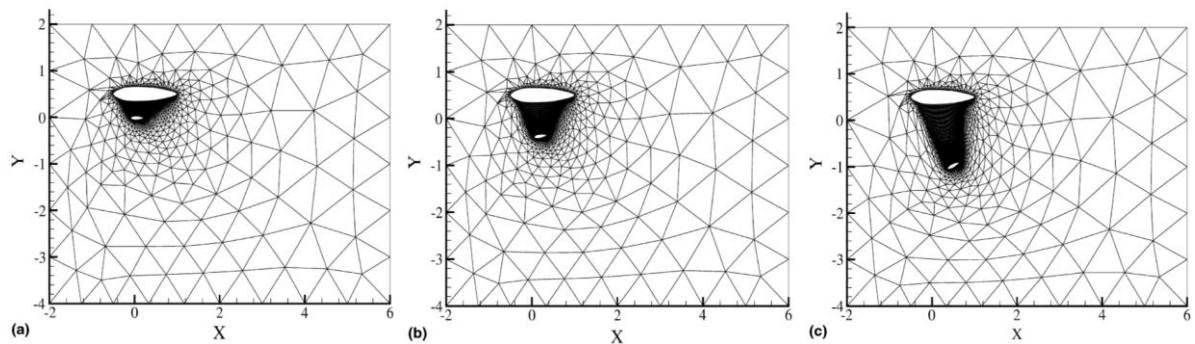


Abbildung 2-4 Neuvernetzungsbeispiel anhand Ladungstrennung im Flug (a) $t=0.01$, (b) $t=0.15$, (c) $t=0.45$ [14]

3 Theoretischen Grundlagen der FSI

Viele physikalische Prozesse der Fluide und Festkörper lassen sich durch nichtlineare partielle Differentialgleichungen beschreiben. Aufgrund ihrer Komplexität werden für die Lösungsfindung numerische Methoden wie FEM und FVM eingesetzt. Dafür müssen die betrachteten Systeme mittels Netzgittern diskretisiert werden. Das Netz bewegt und verformt sich mit dem Lagrange-Ansatz wie die Struktur. Durch die Netzknoten ist die genaue Position der Materieteilchen zu jedem Zeitpunkt bekannt. Bei Fluiden entkoppelt der Euler-Ansatz die Bewegung der Materie von dem Netz. Dabei sind die Netzelemente im Raum fixiert und man betrachtet nur die zeitliche und räumliche Änderung der Materie an diskreten Netzknoten. Der große Vorteil besteht darin, dass nun komplexe Bewegungen wie Verwirbelungen realisiert werden können. Im Gegensatz zu dem Lagrange Konzept können so mögliche Berechnungsabbrüche aufgrund zu starker Netzverzerrung komplett vermieden werden. Eine geeignete Kopplung der beiden Fluid- und Strukturfelder in der FSI ist durch die Arbitrary-Lagrangian-Eulerian (ALE) Betrachtungsweise gegeben. Damit werden die Stärken der beiden Ansätze vereint und das Netz kann unabhängig der Materie beliebig definiert bewegt werden.

Die ALE führt ein zusätzliches Referenzgebiet ein und erfasst damit die Bewegung der Fluid-domain. Dieses Hilfsgebiet ist fixiert und befindet sich zwischen den Euler und Lagrange Systemen. Anschaulich kann man sich dafür zwei nebeneinander fliegende Flugzeuge vorstellen. In der ALE sieht der Beobachter aus dem Seitenfenster ein fixiertes Flugzeug an. Aus der Euler Perspektive würde das Nachbarflugzeug sich bewegen. In der Lagrangeschen Betrachtung folgt der Beobachter den Luftteilchen [18].

3.1 Kinematik in der ALE-Betrachtungsweise

Für die Beschreibung der Kinematik durch die ALE wird zu dem Material- (Ausgangskonfiguration Ω_z) und Raumgebiet (Momentankonfiguration Ω_y) ein zusätzliches Referenzgebiet Ω_x eingeführt (siehe Abbildung 3-1). Die Koordinaten \mathbf{x} können als Netzknoten interpretiert werden.

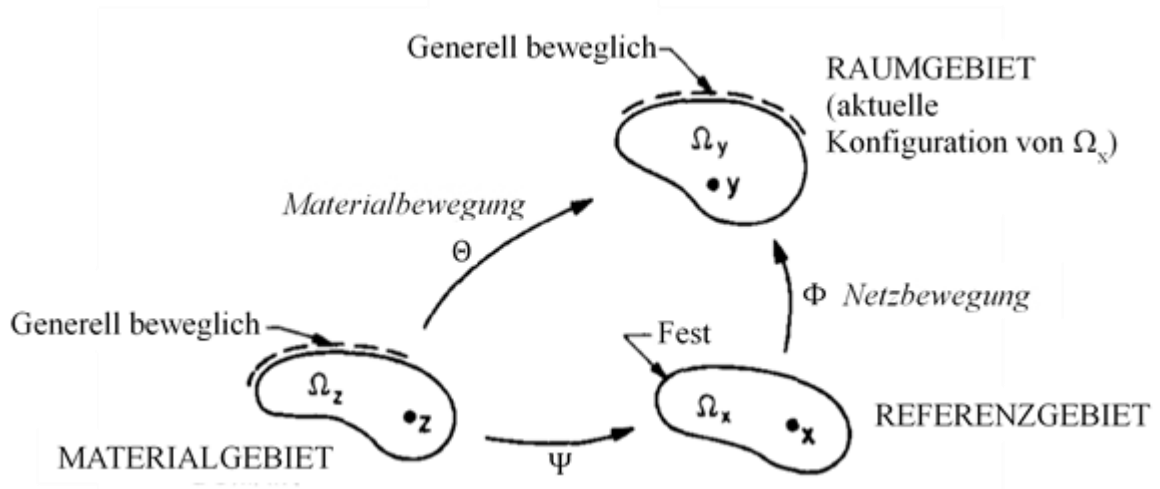


Abbildung 3-1 Schematische Darstellung der Gebiete und Abbildungen in der ALE-Form [10]

Durch die Abbildungen Φ und Ψ^{-1} kann die Bewegung bzgl. des Referenzgebiets beschrieben werden.

$$\Phi(\mathbf{x}, t) = \mathbf{y} \quad (3.1)$$

$$\Psi^{-1}(\mathbf{x}, t) = \mathbf{z} \quad (3.2)$$

Die Abbildung Φ wird als Bewegung der Netzknoten verstanden. Die partielle Ableitung nach der Zeit führt auf die Netzgeschwindigkeit \mathbf{u}^G . Analog sind die Materialgeschwindigkeit \mathbf{u} und Materialgeschwindigkeit \mathbf{w} im Referenzgebiet Ω_x bestimmt.

$$\mathbf{u}^G = \left. \frac{\partial \Phi}{\partial t} \right|_{\mathbf{x}} \quad (3.3)$$

$$\mathbf{u} = \left. \frac{\partial \Phi}{\partial t} \right|_{\mathbf{z}} \quad (3.4)$$

$$\mathbf{w} = \left. \frac{\partial \Psi}{\partial t} \right|_{\mathbf{z}} \quad (3.5)$$

Die Komposition von $\Phi(\Psi(\mathbf{z}), t)$ und ihre zeitliche Ableitung mit festgehaltenem \mathbf{z} liefert die Beziehung (Gl. 3.6) mit der Konvektionsgeschwindigkeit \mathbf{c} (Gl. 3.7)

$$\mathbf{u} = \mathbf{u}^G + \frac{\partial \Phi}{\partial \mathbf{x}} \mathbf{w} \quad (3.6)$$

$$\mathbf{c} = \mathbf{u} - \mathbf{u}^G \quad (3.7)$$

Ist die Geschwindigkeit des Netzes \mathbf{u}^G gleich der Materialgeschwindigkeit \mathbf{u} erhält man mit $\mathbf{c} = 0$ den klassischen Lagrange-Ansatz. Mit Gittergeschwindigkeit $\mathbf{u}^G = 0$ kriegt man die Darstellung im Eulerschen System. Die materielle Zeitableitung einer Größe f in einem mit \mathbf{u}^G bewegten System wird nun durch die Gl. (3.8) ausgedrückt.

$$\left. \frac{Df}{Dt} \right|_z = \left. \frac{\partial f(\mathbf{x}, t)}{\partial t} \right|_x + (\mathbf{u} - \mathbf{u}^G) \cdot \nabla f \quad (3.8)$$

Die numerische Implementierung der ALE-Methode erfordert nun eine der in Kapitel 2 erwähnten Mesh-Update Methoden, welche die Verschiebungen oder Geschwindigkeiten \mathbf{u}^G den Netzknoten zuweisen. Jetzt kann die materielle Ableitung mit den Standardmethoden gelöst werden. Für den interessierten Leser sei hier für eine detaillierte Herleitung der ALE-Kinematik auf die Arbeiten von [10] und [6] verwiesen.

3.2 Bilanzgleichungen in der ALE-Form

3.2.1 Strömungsmechanik

Die Strömungsprobleme können vollständig durch die Grund- und Konstitutivgleichungen der Kontinuumsmechanik beschrieben werden. Mittels der partiellen Differentialgleichungen werden die vorhandenen Feldgrößen, basierend auf den physikalischen Erhaltungsprinzipien, bilanziert. Die Abbildung des Fluidfeldes geschieht in der FSI üblicherweise mit dem ALE-Ansatz. Die Massenerhaltung und Impulsänderung können aus der materiellen Zeitableitung (Gl. 3.8) im bewegten System hergeleitet werden. Die Kontinuitäts- und die Navier-Stokes Gleichungen für inkompressible Fluide in der ALE-Betrachtungsweise [21] lauten

$$\left. \frac{\partial \rho}{\partial t} \right|_x + (\mathbf{u} - \mathbf{u}^G) \cdot \nabla \rho = 0 \quad (3.9)$$

$$\rho \left(\left. \frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} \right|_x + ((\mathbf{u} - \mathbf{u}^G) \cdot \nabla) \mathbf{u} \right) = \rho \mathbf{b} + \nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} \quad (3.10)$$

mit dem Cauchyschen Spannungstensor $\boldsymbol{\sigma}$ und dem spezifischen Volumenkraftvektor \mathbf{b} . Die zeitliche Ableitung ist hier bezüglich des bewegten Referenzsystems x . Damit kann auch in

einem stationären Zustand die Bewegung des Referenzgebietes berücksichtigt werden. Auf den Energieaspekt wird in der Herleitung absichtlich verzichtet, da dieser für die erste Berechnung nicht relevant ist.

3.2.2 Materialgesetz für Newtonsche Fluide

Das Materialmodell für inkompressible newtonsche Fluide ist durch den Cauchyschen Spannungstensor σ definiert. Mit dem räumlichen Verzerrungsgeschwindigkeitstensor D und dem Einheitstensor I sind die Spannungen in jedem beliebigen Punkt des betrachteten Kontinuums darstellbar.

$$\sigma = -pI + \eta D = -pI + \eta(\nabla \mathbf{u} + \nabla \mathbf{u}^T) \quad (3.11)$$

3.2.3 Strukturmechanik

In der Strukturmechanik ist man üblicherweise an der relativen Position einzelner Materiepartikel zur ihrer Ausgangskonfiguration interessiert. Daraus wird die Beanspruchung der Struktur infolge äußerer Belastung abgeleitet. Hier erlaubt der Lagrange-Ansatz in der CSM den Gitternetzpunkten direkt den Materiepunkten zu folgen und damit die aktuellen Koordinaten zu bestimmen. Diese Eigenschaft nutzt man unter anderem zur Ermittlung von Geschwindigkeiten der Grenzflächenknoten. In Fällen mit vernachlässigbar kleinen Verformung der Struktur kann das System noch vereinfacht werden. So ist die Kinematik nur durch sechs Freiheitsgrade vollständig abgebildet.

Das Magnetventil wird in dieser Arbeit als Starrkörper idealisiert. Das Kippen und Taumeln, sowie das Drehen um die rotationssymmetrische Achse wird ausgeschlossen. Der Ventilkolben besitzt dadurch nur einen translatorischen Freiheitsgrad x , welcher von der Kolbenführung vorgegeben wird. Die Bewegungsgleichung wird auch über die Impulserhaltung aufgestellt. Für Starrkörper werden dabei alle eingepprägten Kräfte mit der Trägheitskraft aufsummiert. Im Falle der FSI sind es die Federkraft F_c , Gewichtskraft F_g , Dämpfungskraft F_d und die Fluidkraft F_f . Folglich ist das dynamische Kräftegleichgewicht

$$\frac{D\mathbf{I}}{Dt} = \frac{D}{Dt} \int_V \rho \dot{x} dV = \sum \mathbf{F} \quad (3.12)$$

$$m\ddot{x} = F_c + F_g + F_d + F_f. \quad (3.13)$$

Die Fluidkraft besteht aus einem Druck- und Reibungsanteil

$$F_f = F_p + F_\tau. \quad (3.14)$$

Der Druck p wirkt senkrecht auf die außen Flächen A des Körpers. Die Integration mit dem Normalenvektor n liefert die Druckkraft F_p

$$F_p = \int_A p \mathbf{n} dA = \sum_{i=1}^n p_i \mathbf{n}_i dA_i. \quad (3.15)$$

Die tangential wirkenden Reibungskräfte F_τ an den Oberflächen des Körpers berechnen sich mit dem Tangentialvektor t

$$F_\tau = \int_A \tau \mathbf{t} dA = \sum_{i=1}^n \tau_i \mathbf{t}_i dA_i. \quad (3.16)$$

Da Öle sich wie Newtonsche Fluide verhalten ist die vorhandene Schubspannung τ proportional zu dem Geschwindigkeitsgefälle. Der Proportionalitätsfaktor ist die dynamische Viskosität η .

$$\tau = \eta \frac{du}{dn} \quad (3.17)$$

3.3 Kopplungs- und Randbedingungen

Mit dem partitionierten Lösungsansatz, der in den meisten CAE-Programmen verwendet wird, werden die CFD und CSM mit den spezifischen Solvern separat gelöst. Das Koppeln des Fluid- und Strukturfeldes (Ω_f, Ω_s) wird durch die Randbedingungen an der Grenzfläche Γ erreicht. Die Kontinuität der Verschiebung sorgt für die Gleichsetzung der Lage und Form der Grenzfläche in beiden Gebieten. Mit der kinematischen Bedingung lässt sich die gleiche Geschwindigkeit des Fluids an der Wand wie die des Festkörpers erzwingen. Die dynamische Bedingung erfüllt das Kräftegleichgewicht. Zur Unterscheidung der Teilprobleme werden die Fluid- und Festkörpergrößen durch die Indizes f und s gekennzeichnet [18].

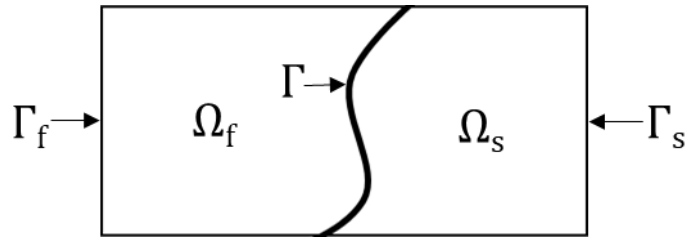


Abbildung 3-2 Schematische Darstellung des Fluid- und Strukturfeldes mit der Grenzfläche

Kontinuität der Verschiebung:

$$\mathbf{x}_f(t) = \mathbf{x}_s(t) \text{ auf } \Gamma \quad (3.18)$$

Kontinuität der Geschwindigkeit:

$$\mathbf{u}_f(\mathbf{x}, t) = \mathbf{u}_s(\mathbf{x}, t) \text{ auf } \Gamma \quad (3.19)$$

Kontinuität der Oberflächenkräfte:

$$\mathbf{n}_f \cdot \boldsymbol{\sigma}_f = -\mathbf{n}_s \cdot \boldsymbol{\sigma}_s \text{ auf } \Gamma \quad (3.20)$$

Auf den restlichen Fluidwänden Γ_f wirkt die Wandhaftung (Neumann). Der Zufluss und Ausfluss sind mit der Dirichlet-Bedingung versehen. Die Strömungsgrößen erhalten dort feste Werte. Die kinematischen Bedingungen werden analog für die Aktualisierung des Netzes verwendet.

3.4 Instabilitäten durch künstliche Zusatzmassen (Artificial Added Mass Effect)

Das Durchsetzen der partitionierten Algorithmen in der Behandlung oberflächengekoppelter FSI gegenüber den monolithischen Ansätzen in der Praxis ist sicherlich auch auf ihre Effizienz zurückzuführen. Der modulare Einsatz von Software ermöglicht eine Vereinigung der Berechnungswerkzeuge verschiedener physikalischer Disziplinen. Durch das Teilen des Problems werden die zu lösende Gleichungssysteme reduziert. Die iterativen Gleichungslöser haben statt einem schlecht zwei gut konditionierte Systeme. Der Nachteil gegenüber monolithischen

Ansätzen besteht allerdings in den Stabilitätseigenschaften. Der sogenannte Added Mass Effect sorgt dabei bei impliziten für Konvergenzkomplifikationen und bei expliziten Verfahren für Instabilitäten.

Zur Erklärung der Bewegung eines Pendels in einem Fluid wurde das Konzept der zusätzlichen Masse (engl. Added Mass) von Friedrich Wilhelm Bessel 1828 vorgestellt. Er stellte eine Verlängerung der Periodendauer des Pendels in einer Flüssigkeit im Vergleich zum Vakuum fest. Daraus schloss er auf eine Veränderung der effektiven Masse des Systems [27]. Dieses Phänomen lässt sich folgendermaßen beschreiben. Erfährt ein Körper in einem Strömungsfeld eine Beschleunigung, so wird auch ein Teil des umgebenden Fluids um ihn herum beschleunigt. Die Druckkräfte auf den Körper müssen zunehmen, um das Fluid zu verdrängen. Der Anteil der Kraft für die Verdrängung des Fluids wird über die zusätzliche Masse ausgedrückt.

Bei der Behandlung der FSI mit inkompressiblen Fluiden und dünnwandigen Strukturen kann dieser Effekt zur Verletzung der Kontinuitätsbedingungen führen. Bei einfach (explizit) gestaffelten Kopplungsalgorithmen resultiert es in einer Instabilität der numerischen Lösung. Das Problem liegt hier in der Übergabe der Kopplungsvariablen. Das geschieht nur einmal pro Zeitschritt und nur einmal pro Richtung (vgl. Abbildung 2-2). Die Ermittlung der Lage der Grenzfläche zum Zeitpunkt t_{n+1} basiert auf den Ergebnissen aus dem aktuellen Zeitschritt t_n . Die übergebene Fluidkraft wirkt dabei wie eine künstlich erzeugte Masse auf das Beschleunigungsfeld der Struktur. Durch die Inkompressibilität führt so jeder Fehler in der Beschreibung der Grenzflächenlage zu einer sofortigen Druckreaktion. Als Folge stimmen das Druck- und Verschiebungsfeld nicht mehr überein. Im nächsten Integrationsschritt werden die Fluidkräfte entsprechend falsch. Diese Fehlerfortpflanzung führt zu einem Aufschaukeln der Kräfte im System. Bedauerlicherweise wird die Destabilisierung durch Verkleinerung des Zeitschrittes noch weiter verstärkt und tritt noch früher ein. Die Beobachtungen und Untersuchungen von [16] und [8] ergeben, dass die Instabilität ein spezifisches Problem des expliziten Verfahrens ist. Sie zeigen, dass der Artificial Added Mass Effect von folgenden Parametern beeinflusst wird:

- Je größer das Massendichteverhältnis $\frac{\rho_f}{\rho_s}$ desto größer die Instabilität (Hohe virtuelle Zusatzmasse)
- Während die Erhöhung der Viskosität die Wirkung verstärkt, bringt die Erhöhung der Struktursteifigkeit eine leichte Abschwächung
- Bei Verkleinerung des Zeitschrittes tritt die Instabilität viel früher auf und wird verstärkt
- Zeitintegrationsverfahren
- Inkompressibilität oder geringe Kompressibilität der Fluide

In [8] wird mittels eines Added Mass Operators das Systemverhalten bezüglich verschiedenen Zeitintegrationsverfahren analysiert. Daraus werden Stabilitätsbedingungen an der Fluid-Struktur-Grenzfläche abgeleitet unter welchen ein stabiles Verhalten theoretisch möglich wäre (Gl. 3.21). Die elementbezogenen Massen des Fluids und der Struktur werden durch m_f und m_s dargestellt.

$$\frac{m_f}{m_s} \max \mu_i < C \quad \text{mit} \quad \mu_i \geq 1 \quad (3.21)$$

Für die Zeitdiskretisierung der Strukturseite mit generalized- α Zeitintegration und der Fluidseite mit Backward-Euler (Fluent) ist der Parameter $C = 3$. Höherwertige Verfahren drücken den Wert weiter nach unten. Das bedeutet, dass eine Steigerung der Genauigkeit das Verhalten negativ beeinflusst. Die Eigenwerte μ_i des Added Mass Operators berücksichtigen die Geometrie des verdrängten Fluidgebiets und sind analytisch nur für sehr einfache Fälle bestimmbar. Ein ausführliches Beispiel hierzu findet sich in [4]. Ist die Gl. (3.21) nicht erfüllt, so dominiert der Added Mass Effekt und gibt die Unterschranke des Zeitschrittes vor, allerdings muss dieser für eine hinreichend genau Approximation klein genug sein. Damit ist der explizit partitionierte Lösungsansatz nur beschränkt einsetzbar.

Bei der Herleitung der Stabilitätsbedingung wird außerdem zur Vereinfachung auf die Nichtlinearitäten (Konvektion, Geometrie, Material) der Modelle verzichtet. Mit voranschreitender Simulationszeit nehmen sie aber zu und beeinflussen den Added Mass Operator, was eine Vorhersage noch zusätzlich erschwert.

Ist der oben erwähnte Rahmen nicht einzuhalten, muss mit dem implizit partitionierten Ansatz (iterativ gestaffelte Verfahren) gearbeitet werden. Durch eine zusätzliche Iterationsschleife zwischen den Feldern während eines Zeitschrittes werden die kinematischen und dynamischen Kopplungsbedingungen eingehalten. Das Verfahren wird damit zwar rechenintensiver, der Erhalt von Masse, Impuls und Energie an der Grenzfläche ist aber gewährleistet. Das Ergebnis der FSI wird folglich gegen die monolithische Lösung streben.

4 Turbulenzmodelle

Oft treten in beweglichen Fluiden instationäre und chaotische dreidimensionale Verwirbelungen auf. Dieses Turbulenzphänomen ist charakteristisch für die meisten technischen Strömungen. Die Struktur unterscheidet sich zu laminaren Fluidfeldern durch vorhandene stochastische Schwankungsgrößen. Verstärkte turbulente Diffusionseffekte in einem Rohr sorgen zum Beispiel für einen quadratischen Anstieg des Druckverlustes, während in laminarer Strömung dieser proportional zu der mittleren Geschwindigkeit verläuft. Die Turbulenz setzt ein, wenn die Reynoldszahl einen kritischen Wert Re_{kr} überschreitet. Die Navier-Stokes-Gleichungen sind grundsätzlich in der Lage mit der DNS² diese Vorgänge vollständig zu beschreiben. Da die Turbulenzen und Wirbel aber in einem großen räumlichen und zeitlichen Skalenbereich auftreten, müssten die Netze der FVM entsprechend fein aufgelöst werden. Für praxisrelevante Simulationen wäre der Rechenaufwand unverträglich groß. Deshalb bedient man sich der sogenannten Reynolds-Averaged-Navier-Stokes Gleichungen. Diese von Reynolds eingeführte Methode erfasst die turbulente Instationarität in einer Summe aus gemittelten Strömungs- \bar{u}_i und Fluktuationsgeschwindigkeiten $\overline{u_i'}$. So entstehen die gemittelten Erhaltungsgleichungen mit sechs zusätzlichen Unbekannten, den sogenannten Reynolds-Spannungen τ^{RS} [11], [7].

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (4.1)$$

$$\frac{\partial(\rho\bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho\bar{u}_i\bar{u}_j + \overline{\rho u_i' u_j'}) = -\frac{\partial\bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial\bar{\tau}_{ij}}{\partial x_j} \quad (4.2)$$

$$\tau^{RS} = \overline{\rho u_i' u_j'} \quad (4.3)$$

Für die Lösung der hochfrequenten Schwankungsgrößen $\overline{u_i'}$ werden in dieser Arbeit die in der Industrie am meisten verbreiteten und etablierten Turbulenzmodelle eingesetzt. Die innen zugrunde liegende Wirbelviskositätshypothese von Boussinesq (1877) korreliert die unbekanntenen Reynolds-Spannungen mit den bekannten mittleren Strömungsgrößen (Gl. 4.4).

$$-\overline{\rho u_i' u_j'} = \eta_T \left(\frac{\partial\bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial\bar{u}_j}{\partial x_i} \right) \quad (4.4)$$

² Direkte numerische Simulation

Bei dem Standard $k - \varepsilon$ Modell (Launder und Spalding) werden hierfür zwei weitere Transportgrößen eingeführt. So wird die Wirbelviskosität η_T durch turbulente kinetische Energie k und Dissipationsrate ε wiedergegeben (Gl. 4.5). Die empirische Größe C_η ist 0,09.

$$\eta_T = \rho C_\eta \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (4.5)$$

Wobei η_T als Teil der Summe mit η die effektive Viskosität η_{eff} darstellen.

$$\eta_{eff} = \eta + \eta_T \quad (4.6)$$

Es liefert gute Ergebnisse für Strömungen mit hohen Reynoldszahlen, wo globale Strömungsstrukturen von Interesse sind. Problematisch sind Druckgradienten bedingte Grenzschichtablösungen und Staupunkte. Die Ablösung wird zu spät erkannt und ein zu kleines Ablösegebiet ermittelt [12]. So könnten beispielhaft fehlerhafte Prognosen für Strömungsabriss an Tragflächen in Aerodynamik entstehen. In der Nähe der Wände müssen oft zur Auflösung der Grenzschicht extra angepasste Wandfunktionen ($y^+ \geq 30$) eingesetzt werden. Leider stimmen bei kleineren Reynoldszahlen ($Re \approx 10^4 - 10^6$) die getroffenen Annahmen der Wandfunktionen nicht mehr. Die optimierte Variante in ANSYS Fluent erlaubt mit Enhanced Wall Treatment auf den Einsatz von Wandfunktionen zu verzichten [1].

Der zweite Vertreter der Zwei-Gleichungsmodelle ist das $k - \omega$ Modell (Wilcox). Die charakteristische Frequenz der energietragenden Wirbel ω kann dabei als Verhältnis der Dissipationsrate und turbulenten kinetischen Energie interpretiert werden (vgl. Gl. 4.7). Die Berechnung der wandnahen Strömung ist hier deutlich genauer. Die viskose Unterschicht wird nun komplett aufgelöst. Dies erfordert eine feinere Vernetzung mit wandnächsten Gitterpunkt $y^+ \approx 1$ [1]. Allerdings ist die Qualität der Simulation der freien Außenströmung deutlich schlechter als die des $k - \varepsilon$ Modells [19].

$$\omega = \frac{\varepsilon}{k} \quad (4.7)$$

Menter nutzt die Stärken der beiden Modelle in seinem Shear-Stress-Transport $k - \omega$ Modell (SST). Er bündelt die guten Eigenschaften so, dass in Wandnähe das $k - \omega$ und im restlichen Strömungsfeld das $k - \varepsilon$ wirken. Die Transformation von ω erfolgt dabei gemäß 4.7. Zurzeit verdrängt das SST $k - \omega$ das $k - \varepsilon$ als das neue Standard-Turbulenzmodell für die Industrie [12].

Die vorgestellten Modelle basieren auf starken Vereinfachungen und empirisch gewonnen Erkenntnissen und sind eher ingenieurmäßige Approximationen. Sie erwiesen sich jedoch als hinreichend genau für industrielle Anwendungen. Einzelheiten zu den vorgestellten und weiteren Turbulenzmodellen können der angegebenen Literatur entnommen werden.

5 Geometrie und Physik des vorgesteuerten Magnetventils

In diesem Kapitel werden der Aufbau und die Funktionsweise des vorgesteuerten Magnetventils vorgestellt. Die Abbildung 5-1 zeigt das zu untersuchende CAD-Modell. Auf der Stirnfläche des goldfarbenen Bauteils befindet sich der Zufluss. Die acht rotationssymmetrisch angeordneten Ausflüsse und ein Rückströmkanal führen zu der Niederdruckseite.

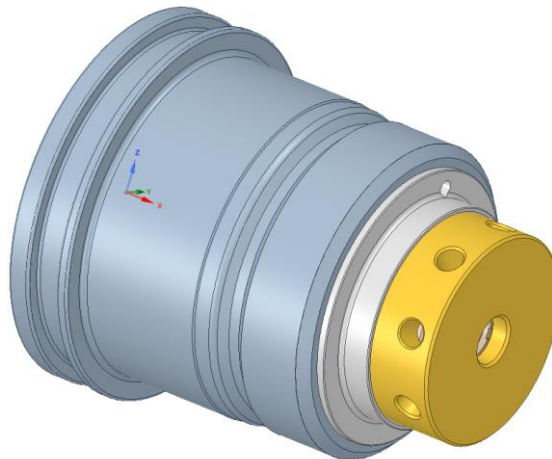


Abbildung 5-1 CAD-Modell des vorgesteuerten Magnetventils

In der nachfolgenden Grafik wird zur Erläuterung der Funktionsweise und des Innenlebens die Querschnittsansicht betrachtet. Die roten Pfeile symbolisieren den Strompfad des Öls. In der Zwischenkammer hinter dem Kolben (grüner Bereich) kann sich, durch die kleine mittige Bohrung gedämpft, der Öldruck der Hochdruckseite aufbauen (vgl. Abbildung 5-3, blauer Pfeil). Auf der Stirnseite des Kolbens befinden sich zwei kleine Kerben (türkiser Pfeil), die die direkt dem Hochdruck ausgesetzte (rote) Fläche von einem Ringspalt (orange Fläche) trennen. So findet auch im Zuflussbereich der Druckaufbau etwas gedämpft statt und der Kolben wird bei Druckschlägen nicht aufgestoßen.

Beim Überschreiten der maximal zulässigen Drücke im Hydrauliksystem, wird ein Volumenstrom von der Hochdruck auf die Niederdruckseite gezwungen. Durch das gezielte Öffnen des Kolbens können die Systemkräfte und damit die Belastung reduziert werden. Der Bewegungsfreiheitsgrad des Kolbens wird von der Führung (goldfarbenedes Bauteil) vorgegeben. In der Ausgangsstellung befindet er sich auf der rechten Seite am Anschlag im Kontakt mit dem goldfarbenen Bauteil.

Die zweite aktive Baugruppe ist die Drosselstange mit dem Magneten. Auch hier ist die relevante Bewegung translatorisch entlang der Drosselachse. Je nach Einstellung der Drosselung des abströmenden Öls zwischen der Zwischenkammer (grüner Bereich) und dem

6 CAE-Ressourcen

Dieses Kapitel befasst sich mit der eingesetzten Soft- und Hardware. Zuerst werden die Workstation der Firma EDAG vorgestellt. Danach werden die Simulationssoftware und die eingesetzten Solver erläutert. Zum Schluss wird über ihre Eigenschaften berichtet. Dabei wird besonders auf die Diskretisierung, Netzbewegung und Stabilisierungsmethoden eingegangen.

6.1 Hardware

Für die numerische Simulation stehen die Workstations der Marke HP mit dem Betriebssystem Windows 10 Pro zur Verfügung. Die Hardware wurde seitens EDAG extra für die speziellen Anforderungen der CAE ausgewählt und zusammengestellt. Der Berechnungsingenieur ist daher in der Lage Modellgrößen mit einigen Millionen Knoten problemlos zu berechnen. In Anbetracht der bevorstehenden Aufgabe werden die relevanten technischen Daten in Tabelle 6-1 zusammengefasst. Die Workstation 2 (WS 2) wird nur für Vergleichszwecke und im Falle zu hoher Berechnungszeiten auf der WS 1 eingesetzt.

Tabelle 6-1: Hardware

Komponente	Technische Daten	
	Workstation 1	Workstation 2
Prozessoren	Intel® Xeon® Gold 6128 CPU 3,40 und 3,39 GHz	Intel® Xeon® Gold 6132 CPU 2,60 und 2,59 GHz
Kerne	2 x 6	2 x 14
Systemtyp	64 Bit Betriebssystem	64 Bit Betriebssystem
Arbeitsspeicher (RAM)	128 GB	192 GB

Für den reibungslosen Ablauf der Berechnung ist darauf zu achten, dass ausreichend Arbeitsspeicher- und Festplattenkapazität vorhanden ist. Während die Prozessortaktfrequenz und die Anzahl der eingesetzten Kerne eine Aussage über die Berechnungsgeschwindigkeit liefern kann, begrenzt der Arbeitsspeicher die maximale Größe der zu lösenden Gleichungssysteme im verwendeten CAE- Programm.

6.2 Fluent ANSYS 19.1

Die nichtlinearen gekoppelten Differentialgleichungssysteme zur Abbildung von Strömungsvorgängen mit Festkörpern sind nur für sehr einfache Fälle analytisch lösbar. In der Industrie sind die meisten technischen Vorgänge jedoch so komplex, dass ihre Lösung nur durch

numerische Simulationswerkzeuge möglich wird. Einer der führenden Anbieter in diesem Segment ist die Firma ANSYS, Inc. Mit ihrer Produktpalette vereint sie unter anderem die Pre- und Postprocessing Tools sowie spezielle Solver für verschiedene physikalische Anwendungen.

Die Kopplung von Struktur- und Fluidmechanik mit Starrkörpern wird in dieser Arbeit mit dem ANSYS Fluent Solver und damit mit einem explizit partitionierten Lösungsverfahren umgesetzt. Dieser Löser integriert in seinem Code einen Six Degree of Freedom Solver (Six DOF), der die Bewegungsgleichung der Strukturseite behandelt. Der große Vorteil ist offensichtlich. Nur die Fluidomain wird vernetzt und es müssen nur die strömungstechnischen Aspekte berücksichtigt werden, wie z.B. Grenzschichtauflösung. Der Ingenieursaufwand fällt für die Geometrieaufbereitung und Vernetzung inklusive Modellierung von Nichtlinearitäten auf der Strukturseite komplett weg. Dazu reduzieren die sechs Freiheitsgrade der Strukturseite erheblich das zu lösende Gleichungssystem. Das wiederum führt zu einer deutlichen Einsparung der Rechenzeit und eingesetzten Rechenleistung.

6.2.1 Six DOF Solver

Die strukturseitige Lösung der Bewegungsgleichung übernimmt in Fluent der integrierte Six DOF Solver. Zur Berechnung der Kinematik des Schwerpunktes eines Starrkörpers werden die auf ihn wirkenden Kräfte und Momente genutzt. Mittels numerischer Integration werden die Fluidkräfte aus Druck und Schubspannungen an der Körperoberfläche berechnet. Zusätzliche aufgeprägte Kräfte wie Schub- und Federdämpferkräfte, sowie Momente können mittels User-Defined-Functions (Abk. UDF) definiert werden. Die UDFs werden in dem Kapitel 7.3 detaillierter erläutert. Der Benutzer hat außerdem die Möglichkeit die Bewegung sowie die Trägheitseigenschaften mehrerer Körper vorzugeben. Für passive Bewegungen mit einem Freiheitsgrad infolge des Kräftegleichgewichts zwischen dem Volumenkörper und dem Fluid werden die Federsteifigkeiten (n. Hooke) und Vorspannkräfte bzw. -momente direkt im Six DOF Modul eingetragen. Eine weitere Einstellung erlaubt es den Hubbereich zu begrenzen (Six DOF Constrained), um das Kollabieren des Netzes zu unterbinden. Das Netzupdate erfolgt je nach gewählter Methode automatisch. Diese Kombination mit ANSYS Fluent Solver und dem dynamischen Netzmodell kann für viele Anwendungen wie z. B. Hydraulikventile, Motorkolben, Ladungstrennung in Betracht kommen [1].

6.2.2 Räumliche und Zeitliche Diskretisierung des Fluidkörpers

Für die numerische Berechnung der Erhaltungsgleichungen kommt in Fluent die Finite-Volumen-Methode (FVM) zum Einsatz. Es ist das am häufigsten verwendete Lösungsverfahren für

CFD. Dazu wird das Rechengebiet in finite Kontrollvolumina so genannte Zellen unterteilt. So entsteht ein Rechengitter über die gesamte Fluidomain. Für jede der Zellen wird die lokale Bilanz, also die ALE-Integralform der Erhaltungsgleichungen betrachtet und ausgewertet (siehe Gl. 6.1, vgl. Kapitel 3.2). Das erlaubt die kontinuierliche Verteilung der gesuchten Größe z. B. des Druckes über einem Element in einem Mittelwert zusammenzufassen. Durch die Approximation der einzelnen Integrale entsteht ein nichtlineares algebraisches Gleichungssystem mit den diskreten Unbekannten ϕ in den Mittelpunkten der Zellen. Für nähere Informationen zu der Finite-Volumen-Methode wird hier auf die einschlägige Literatur verwiesen. Eine detaillierte Herleitung findet sich z. B. in [7].

$$\frac{d}{dt} \int_V \rho \phi dV + \int_{\partial V} \rho \phi (\vec{u} - \vec{u}_g) \cdot d\vec{A} = \int_{\partial V} \Gamma \nabla \phi \cdot d\vec{A} + \int_V S_\phi dV \quad (6.1)$$

Zur Interpolation der Momentengleichungen werden die Second Order Upwind Scheme eingesetzt. Verfahren niedrigerer Ordnung beziehen weniger Nachbarzellen in die Approximation mit ein und erfordern konsequenterweise feinere Netze.

Die zeitliche Diskretisierung des instationären Terms wird mit dem Euler-Rückwärtsverfahren 1. Ordnung durchgeführt. Wegen dem Added Mass Effect wird hier aus Stabilitätsgründen auf Zeitintegrationsverfahren höherer Genauigkeit verzichtet.

6.2.3 Vernetzung und Netzbewegung

Das dynamische Netzmodell (engl. Dynamic Mesh Model) in ANSYS findet Anwendung bei Problemen mit sich zeitlich änderndem Gebietsrand. Es ist ebenso geeignet für die gängigen mathematischen Modelle wie Turbulenz, Energie, Phasen etc. Unter bestimmten Bedingungen kann es auch für stationäre Fälle eingesetzt werden, setzt aber im Normalfall eine transiente Analyse voraus. Die Bewegung des Randgebietes erfolgt durch eine definierte Benutzervorgabe oder aus der Interaktion mit dem Fluid.

In Fluent stehen drei Netzupdate Methoden zur Auswahl. Für kleine Verformungen kann die Netzverzerrung basierend auf Glättungsmethoden (wie Hooksche Gesetz, Laplace, linear elastischer Körper) verwendet werden. Die Konnektivität und die Anzahl der Knoten bleiben bewahrt. Bei Bewegungen von Starrkörpern können die Elementverformungen allerdings zu stark werden. Die Grenzflächen Verschiebung ist im Vergleich zu lokalen Elementgröße sehr groß. Zu starke Dehnung oder Stauchung der Elemente führt dabei zu Genauigkeitsverlusten und im Extremfall zu einer Netzfaltung, die einen sofortigen Berechnungsabbruch auslöst. Um das zu

vermeiden wird das Berechnungsgitter neuvernetzt. Das geschieht auf zwei verschiedenen Weisen.

In unstrukturierten Gebieten aus Tetraedern bzw. Dreiecken werden beim Überschreiten der vorgegebenen Qualitätskriterien (Schiefe und Größe) in der unmittelbaren Nähe der Struktur-Fluid-Grenzfläche neue Elemente erzeugt.

Für Netze mit Prismen- oder Hexaeder Elementen kann das sogenannte Dynamic Layering (DL) angewandt werden. Dabei werden ganze Elementschichten entweder auf oder abgebaut. Diese Vernetzungsmethode erlaubt eine „ideale“ Höhe h_{ideal} des Elements auf den Grenzflächen anzugeben.

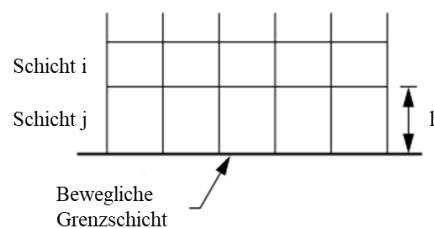


Abbildung 6-1 Hilfsansicht 1: Dynamic Layering, angelehnt an [1]

Die Schicht j wird in zwei neue aufgeteilt, wenn die Mindesthöhe h_{min} in der Gl. (6.2) größer als die rechte Seite wird (vgl. Abbildung 6-1).

$$h_{min} > (1 + \alpha_s)h_{ideal} \quad (6.2)$$

Die Komprimierung erfolgt so lange die Gl. (6.3) stimmt. Wird dieser Wert unterschritten werden die zwei Nachbarschichten i und j verschmolzen.

$$h_{min} < \alpha_c h_{ideal} \quad (6.3)$$

Zur Auswahl steht die höhen- und verhältnisbasierte Option. Die Höhe der neuen Schichten bleibt konstant. Mittels UDF kann man aber diesen Parameter auch orts- und/oder zeitabhängig gestalten.

Es ist darauf zu achten, dass die Layering Zone nur aus Hexaeder und/oder Prismen besteht. Die Zellschichten der dynamischen Gebiete müssen durchgehende Face Zonen aufweisen oder man nutzt die Sliding Interfaces (vgl. Abbildung 6-2). Diese Schnittstellen erlauben zwei nicht konforme Netze zu verbinden.

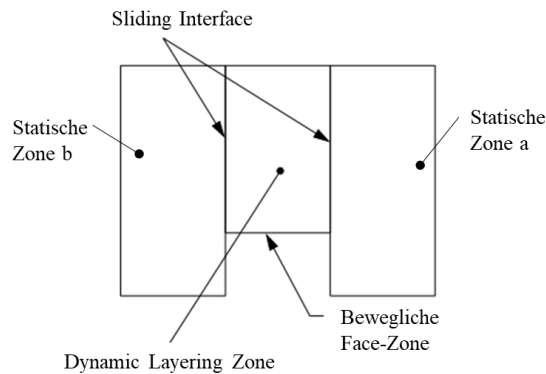


Abbildung 6-2 Hilfsansicht 2: Dynamic Layering, angelehnt an [1]

Da die Verschiebung des Kolbens deutlich größer als lokale Elementgröße sein wird, muss auf eine der Neuvernetzungsmethoden zugegriffen werden. Die rotationssymmetrische Geometrie des Fluidkörpers von dem Magnetventil erlaubt eine Schichtweise Vernetzung in den dynamischen Bereichen. Außerdem ist die zweite Methode deutlich weniger rechenintensiv als die erste. Aus diesen Gründen wird das Dynamic Layering in dieser Arbeit eingesetzt. Für unsere Simulation werden die Default Einstellungen für die Split α_s und Collapse α_c Faktoren mit 0,4 und 0,2 übernommen. Die ideale Höhe beträgt 0,025 mm.

Die Qualität des Gitters ist signifikant für die Genauigkeit der Approximation von Flächen- und Volumenintegralen. Um den Diskretisierungsfehler zu minimieren, muss das erzeugte Netz die strömungstechnischen Aspekte berücksichtigen und den numerischen Anforderungen der eingesetzten Verfahren genügen. Aus diesen Gründen werden hier noch die verwendeten Netzkriterien aufgeführt.

Zum einen muss sich die Vernetzung grundsätzlich nach den Feldfunktionen ausrichten. Folglich müssen Bereiche mit wachsenden Feldgradienten feiner aufgelöst werden. Zum Beispiel zeichnen sich die Grenzschichten von Strömungen durch sehr steile Geschwindigkeitsgradienten aus. Für die Abschätzung der Höhe des an der Wand anliegenden Elements wird üblicherweise der dimensionslose Wandabstand y^+ genutzt. Das universelle Wandgesetz stellt eine Beziehung mit der kinematischen Viskosität ν und der Dichte ρ zu dem aktuellen Wandabstand y her (siehe Gl. 6.4). Für das verwendete Turbulenzmodell $SST - k - \omega$ nach Menter sollte der wandnächste Gitterpunkt $y^+ \approx 1$ besitzen und die viskose Unter- und die Übergangsschicht mit mindestens 10 Elementen aufgelöst sein [19]. Die Wandschubspannung τ_W muss aus Testrechnungen gewonnen werden, wenn keine passenden Näherungsformeln existieren.

$$y^+ = \frac{y}{\nu} \sqrt{\frac{\tau_W}{\rho}} \quad (6.4)$$

Zum anderen um Konvergenzprobleme und numerische Diffusionseffekte zu vermeiden werden Empfehlungen von ANSYS bzgl. der geometrischen Form der Elemente übernommen. Die Schiefe (engl. Skewness) darf den Wert 0,8 nicht überschreiten. Für die minimale Orthogonalität liegt die untere Grenze mit 0,2 im akzeptablen Bereich. Außerdem wird die Wachstumsrate der Elemente (engl. Smoothness) auf maximal 20 % begrenzt.

Wegen der komplexen Geometrie des Fluidkörper und dem Dynamic Layering erfolgt die Diskretisierung mit einem hybriden Netz. Dadurch wird das Modell überwiegend aus Hexaedern und Prismen (Grenzschichten) aufgebaut. Außerdem bieten die Hexaeder einen Rechenzeitvorteil gegenüber anderen Elementen. Die Tetraeder dienen der Auffüllung. Das Preprocessing geschieht mit ANSYS Meshing. Dieses Vernetzungstool kombiniert eine Reihe von Netzgeneratoren (ICEM CFD, TGRID, VFX-Mesh, Gambit) für unterschiedliche Solver. Durch Ausnutzung ihrer Stärken ist er in der Lage CFD-optimierte Gitter mit gewünschter Qualität zu erstellen.

6.2.4 Lösungstabilisierung für dynamische Randgebiete

Für Fälle mit starker Fluid-Struktur Interaktion entstehen oft Instabilitäten. Um dem entgegen zu wirken wird in Fluent ein Boundary Source Koeffizient eingeführt. Er verbessert die Dominanz der diagonalen Matrizen in den Zellen am Rand des bewegten Körpers. Zwei Methoden sind für diesen Parameter vorhanden:

- Volumenbasierte Methode:

Mit dem Zellenvolumen V werden die diagonalen Einträge der linearen Matrix der diskretisierten Gleichung der Massenerhaltung (a_{ij}) als $a_{ij,s}$ neu skaliert:

$$a_{ij,s} = a_{ij} + KV \text{ mit } i = j \forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\} \quad (6.5)$$

- Koeffizientenbasierte Methode:

Hier werden die diagonalen Einträge in der linearen Matrix direkt mit einem Skalierungsfaktor K modifiziert:

$$a_{ij,s} = a_{ij} + Ka_{ij} \text{ mit } i = j \forall i, j \in \{1, 2, \dots, n\} \quad (6.6)$$

Hierbei ist n die Zellennummer. Der Skalierungsfaktor K beeinflusst nur die Rate der Konvergenz aber nicht die konvergierte Lösung [1]. Als Folge werden mehr Iterationen pro Zeitschritt gebraucht. Der Einsatz dieser Methoden sollte sich nur auf die Zonen des Starrkörpers oder der System Kopplung beschränken. Der geeignete Skalierungsfaktor variiert je nach Lastfall (Interaktion) und gewähltem Zeitschritt. Sein Wert soll gerade eben eine Divergenz verhindern. Ein zu hoher Wert führt zu einem unphysikalischen Verhalten [3].

6.2.5 Stabilisierung durch implizites Netz Update

Eine weitere Methode zur Stabilisierung der Lösung ist das implizite Netz Update. Für transiente Probleme ist man dadurch in der Lage die neuen Positionen der Gitterknoten während eines Zeitschrittes zu aktualisieren und nicht nur am Anfang, wie es bei reinen expliziten partitionierten Lösungsansätzen passiert (siehe Gl. 6.7). Mit der basierend auf dem Strömungsfeld berechneten Knotenposition $x_{computed,k}$ und einem Bewegungsrelaxationsfaktor ω [0,1] wird so die tatsächliche Knotenposition x_k bei der k -ten Iteration ermittelt. Dadurch können größere Zeitschritte für die Berechnung gewählt werden. Diese Methode eignet sich vor allem für Anwendungen, wo das Strömungsfeld stark die Netzbewegung bestimmt. Die Netzaktualisierung richtet sich allein nach der konvergierten Lösung des Fluids [1]. Das sorgt zwar für eine stärkere Kopplung ist aber in der Regel nicht so effizient wie die Kopplung der implizit partitionierten Verfahren. Nichts desto trotz führt das implizite Netz Update zu einem robusteren Löserverhalten:

$$x_k = \omega(x_{computed,k}) + (1 - \omega)x_{k-1} \quad (6.7)$$

In der entsprechenden Registerkarte wird von dem Benutzer die Eingabe des Update Intervalls, des Bewegungsrelaxationsfaktors ω und des Residuums erwartet. Um die relativ starken Instabilitäten zu vermeiden werden iterativ nach mehreren Testrechnungen folgende Parameterwerte ermittelt (Tabelle 6-2).

Tabelle 6-2: Stabilisierungsparameter

Update Intervall	Bewegungsrelaxationsfaktor ω	Residuum	Skalierungsfaktor K (Volumenbasiert)
1=jede Iteration	0,1	1,00E-05	80

7 Erstellen eines lauffähigen Simulationsmodells mit beweglichen Kolben (M0)

In den folgenden Kapiteln wird die Entstehung des Simulationsmodells von dem vorgesteuerten Magnetventil erläutert. Nach der Vorstellung des Solvers wird im Meilenstein (M0) anhand eines vereinfachten rotationssymmetrischen 2D-Modells das prinzipielle Systemverhalten analysiert und eine Schließbedingung des Kolbens in der Anschlagstellung entwickelt. Für den Kontakt wird basierend auf dem Ansatz von Sourabh Shrivastava und Adam Anderson (ANSYS, Inc.) mittels User-Defined-Functions die Porosität lokal verändert. Danach wird zur Abschätzung der benötigten Elementabmessung für das 3D-Modell eine Netzstudie anhand des Querschnitts von dem Fluidkörper des Ventils durchgeführt.

7.1 Rotationssymmetrische 2D-Modell

Für die Einarbeitung und die prinzipielle Verknüpfung von Strömung und Starrkörperbewegung wird ein vereinfachtes rotationssymmetrisches 2D-Testmodell zur Ermittlung der Druckdifferenz über dem Ventil in Abhängigkeit des Volumenstromes erstellt.

Der Fluidkörper des Ersatzventils wird hierfür als ein Flächenmodell aufgebaut. In Anbetracht der dynamischen Vorgänge wird die Geometrie in mehrere Zonen eingeteilt (vgl. Abbildung 7-1). Die dynamischen Gebiete und die statischen Ränder müssen explizit im Dynamic Mesh Eingabefenster (GUI) deklariert werden. So erkennt Fluent welche Bereiche nur passiv mitbewegt und welche mit der Layering Methode während der Simulation neuvernetzt werden. Als Schnittstelle zwischen zwei an einander vorbei gleitenden Domänen wird die Sliding Interface mit Matching Option verwendet. An dieser Stelle sei noch erwähnt, dass die Elemente auf beiden Seiten ungefähr gleich groß sein sollten, um den Interpolationsfehler zu minimieren. Die simple rechteckige Geometrie eignet sich besonders für ein orthogonales Gitter. Es wird ein strukturiertes Netz bestehend aus 28635 Viereck Elementen generiert (vgl. Detailansicht in Abbildung 7-1). Die Diskretisierung in den Dynamic Layering Zonen wird mit einer Elementschichtbreite $\Delta x = 2,22 \cdot 10^{-2} \text{ mm}$ versehen, so dass auch in der Nähe des Kontaktes eine Mindestauflösung vorhanden ist.

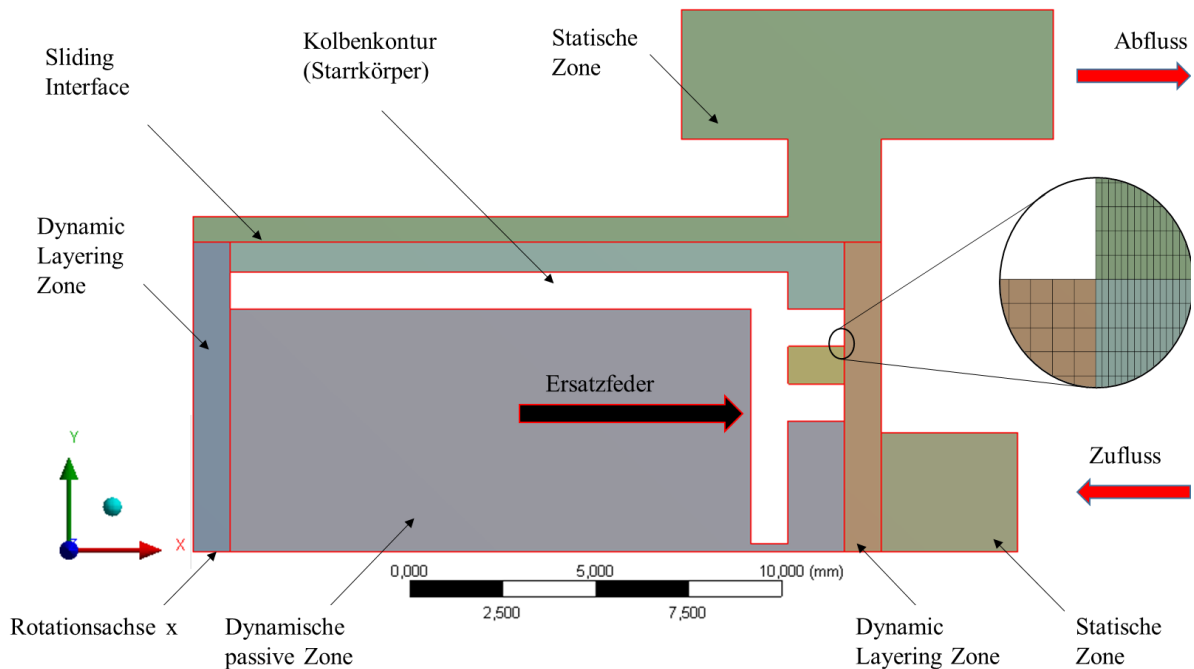


Abbildung 7-1 Vereinfachte rotationssymmetrische 2D-Modell mit Detailansicht des Netzes

Die Ausnutzung der Rotationssymmetrie setzt voraus, dass es keine Gradienten in Richtung senkrecht zur Ebene gibt. Bei komplexen nichtlinearen Modellen ist es oft schwierig zu gewährleisten, vor allem wenn Turbulenzen vorhanden sind. Für unsere Testzwecke reicht die Annahme jedoch aus. Bei Unsicherheit sollte aber stets ein Abgleich mit einem 3D-Modell erfolgen. Für die Rotationsbedingung muss in Fluent das Modell in der XY-Ebene liegen. Die X-Achse ist als Rotationsachse zu definieren. Eine weitere Restriktion fordert, dass keine Knoten sich unterhalb dieser Achse befinden.

Grundsätzlich wird versucht ähnliche Verhältnisse wie die des tatsächlichen Modells herzustellen. An den Wänden herrscht die Haftbedingung. Die Oberflächen werden im ersten Ansatz als hydraulisch glatt angenommen. Es ist immer dann der Fall, wenn die Rauigkeit in der viskosen Unterschicht vollkommen eingetaucht ist. Sollte in späteren Arbeiten die Oberflächengüte berücksichtigt werden, so darf kein $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell verwendet werden. Dort wird die Grenzschichtauflösung nicht ausreichend berücksichtigt [1]. Für nähere Informationen zu diesem Thema sei hier auf [5] verwiesen. Am Ausfluss herrscht ein Relativdruck $p = 0$ Pa. Der Gesamte Hubweg beträgt 2 mm. Der Kolben hat nur ein Freiheitsgrad in X-Richtung und steht zu Beginn in der Mittelstellung. Nach Angaben des AGs betragen die Dichte und Viskosität des Öls $876,5 \text{ kg/m}^3$ und $0,01838 \text{ Ns/m}^2$ bei $20 \text{ }^\circ\text{C}$. Der Kolben ist aus Stahl und wiegt $0,0054 \text{ kg}$. Die Federeigenschaften werden direkt im Six DOF Solver Eingabemenu eingegeben und wirken im Schwerpunkt des Starrkörpers. Für die Kolbenfeder wurde eine der möglichen Steifigkeiten $c = 20,5 \text{ N/mm}$ mit einer Vorspannkraft $F_0 = 100 \text{ N}$ gewählt. Die Gewichtskraft wird aufgrund der geringen Kolbenmasse im ersten Ansatz vernachlässigt.

Für Testzwecke wurden zwei Varianten mit Zuflussgeschwindigkeit $u_1 = 10$ und $u_2 = 40$ m/s gerechnet. Mit einem Zuflussradius r von 3,2 mm entspricht es Volumenströmen von 77,21 und 19,30 l/min. Die Druck-Geschwindigkeits-Kopplung wird mit Pressure Implicit with Splitting of Operators (Issa, 1986) realisiert. PISO eignet sich besonders gut für transiente Probleme mit großen Zeitschritten [1]. Für die Wahl des Turbulenzmodells wird im Zuflussbereich die Reynolds-Zahl nach Gl. (7.1) bestimmt. Die schwache Überschreitung von Re_{kr} deutet auf mögliche Turbulenzen. Zu diesem Zweck wird das Standard $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell eingesetzt.

$$Re = \frac{\rho \cdot u_0 \cdot r \cdot 2}{\eta} > Re_{kr} \quad (7.1)$$

$$Re_{kr} \approx 2300 \quad (7.2)$$

$$Re|_{u_1} = 3052,01; Re|_{u_2} = 12208,05$$

Der Startwert für den Zeitschritt wird nach der Courant-Friedrichs-Lewy-Zahl (CFL) mit Gl. (7.3) bestimmt. Mit der kleinsten Zellenweite $\Delta x = 2,22 \cdot 10^{-2}$ mm und einer Zuflussgeschwindigkeit $u = 40$ m/s ergibt das ein Δt von $5,55 \cdot 10^{-7}$ s.

$$CFL = u \frac{\Delta t}{\Delta x} \leq 1 \quad (7.3)$$

Aufgrund des impliziten Zeitintegrationsverfahrens kann die Zeitschrittgröße nach einigen Teilstrechungen auf 10^{-5} s erhöht werden. Ein größeres Δt ist auch vorteilhaft im Hinblick auf den Mass Added Effect und führt zu einem stabileren Berechnungslauf. Dazu wirkt sich das positiv auf die Berechnungszeit aus. Grundsätzlich soll aber natürlich darauf geachtet werden, dass die herrschenden physikalischen Prozesse genügend genau aufgelöst werden. Außerdem ist beim Dynamic Layering darauf zu achten, dass pro Zeitschritt maximal nur eine Elementschicht entstehen bzw. abgebaut wird, wenn kein implizites Netz Update aktiviert ist. Die nachfolgende Tabelle 7-1 fasst die erwähnten Simulationsparameter zusammen.

Tabelle 7-1: Physikalische und numerische Parameter des 2D-Modells

Masse	Dichte Öl	Dynamische Viskosität	Vorspannkraft	Federrate
[kg]	[kg/m ³]	[Ns/m ²]	[N]	[N/m]
0,005	876,5	0,01838	100	20500
Scheme	Turbulenzmodell	Zeitschritt	Iterationen pro Zeitschritt	CFD-Residuen
[-]	[-]	[s]	[-]	[-]
PISO	k-ε	1,00E-05	50	≤ 0,0001

7.2 Auswertung der Ergebnisse des 2D-Modells

In diesem Abschnitt werden die Ergebnisse des 2D-Modells vorgestellt. Die gewünschten Zielgrößen werden nur in einer Ebene ermittelt. Das berechnete Strömungsfeld herrscht aufgrund der Rotationssymmetrie aber auch in allen Ebenen um die Drehachse. Der Vorteil dieser Vorgehensweise ist, dass relativ kurze Berechnungszeiten im Vergleich zu einem 3D-Modell erreicht werden. In der Abbildung 7-2 sind zwei solcher Ebene um 90° versetzt dargestellt. Der Konturplot visualisiert beispielhaft den Geschwindigkeitsbetrag der Variante $u_2 = 40$ m/s zum Zeitpunkt $t = 0,003$ s.

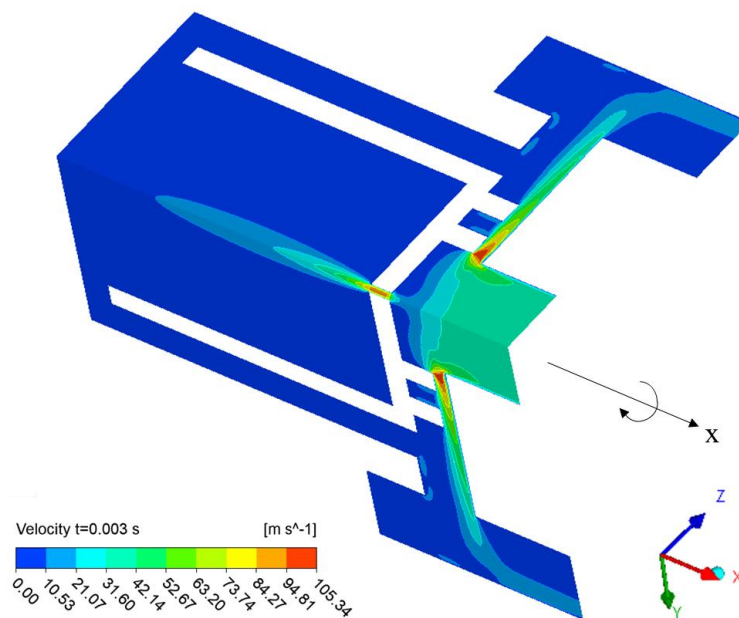


Abbildung 7-2 Konturplot der Geschwindigkeit in zwei Ebenen, $t=0,003$ s, 2D-Modell

Die maximalen Geschwindigkeiten sind in der Kolbenbohrung und im Spaltbereich aufzutreffen. Bereits bei diesem sehr vereinfachten Modell musste der Ausflussbereich wegen der Rückströmung (engl. Reversed Flow) vergrößert werden. In der Anfangsphase wurde aufgrund der Kolbenbewegung ein „Einsaugen“ des Fluids festgestellt. Bei diesem Reversed Flow fließt ein Volumenstrom über den Ausfluss nicht nur wie im Normalfall hinaus sondern auch wieder hinein. Bis zu einem gewissen Grad ist es akzeptabel. Irgendwann bricht jedoch die Berechnung ab, da die Massenkonservierung nicht mehr erhalten bleibt. Fluent meldet auch prozentual wie viele der Ausflussflächen davon betroffen sind. Wenn die Physik es zulässt, ist ein möglicher Ausweg den Ausfluss weiter stromabwärts zu verlegen.

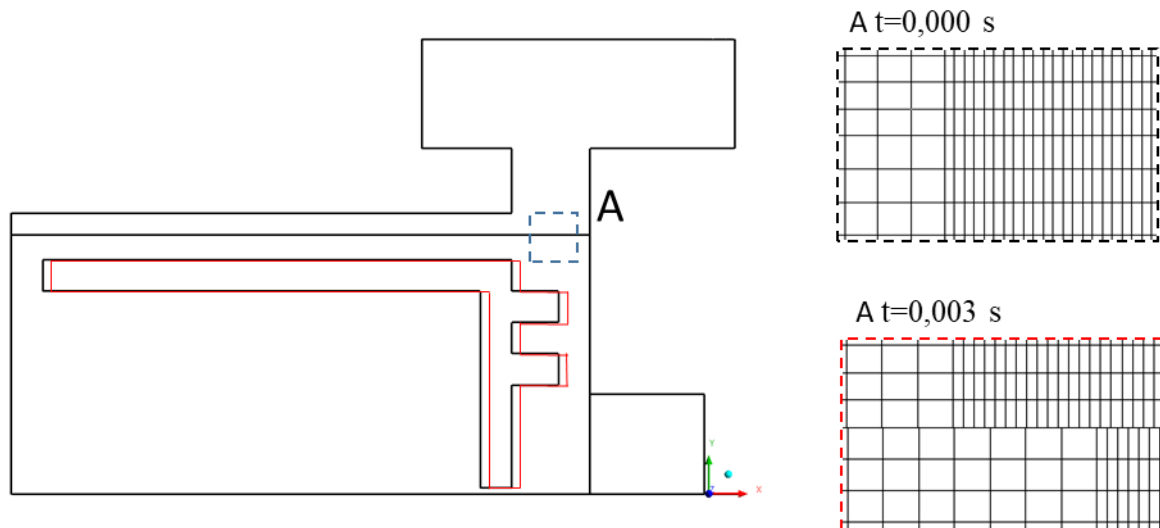


Abbildung 7-3 Netzbewegung, 2D-Modell

Die Abbildung 7-3 zeigt die Endposition des Kolbens und die Bewegung des Netzes jeweils zur Anfang- und Endzeit der Variante 40 m/s. Die dynamische Zone und der Layering Bereich werden entlang der Sliding Interface geschoben (vgl. Detailansicht A in Abbildung 7-3). Der Starrkörper angetrieben durch die Federkraft bewegt sich in X-Richtung zu der Zuflusseite. Die Elementschichten werden an der rechten ab und an der linken Außenwand wiederaufgebaut.

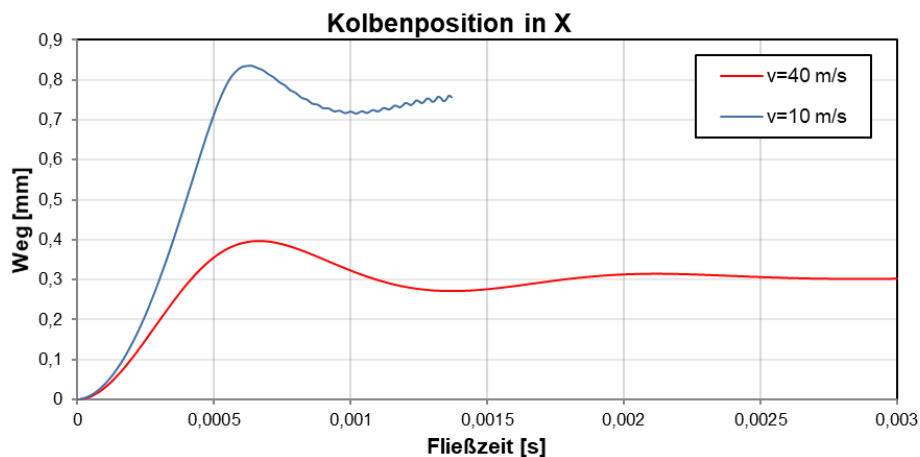


Abbildung 7-4 Kolbenposition, Variante 40 und 10 m/s, 2D-Modell

Wie erwartet wird bei der Variante 40 m/s ein stationärer Zustand erreicht (vgl. Abbildung 7-4). Nach einem kurzen Einschwingvorgang verharrt der Kolben bei 0,302 mm Hubweg. Mit 10 m/s fährt er fast in seine Endstellung und ist relativ nah an der rechten Außenwand. Die

Interaktion zwischen dem Starrkörper und Fluid zu diesem Zeitpunkt scheint für den Solver nicht mehr aus eigener Kraft stabilisierbar und die Berechnung bricht ab.

Bei der Betrachtung der angreifenden Fluidkräfte am Kolben (rote Kurve, Abbildung 7-5) wird eine mit der Zeit ansteigende Kraftamplitude gesehen. Die Frequenz ist so klein, dass man eine Resonanzanregung ausschließen kann. Die Instabilität schaukelt sich langsam auf und führt zu einer Divergenz. Ähnliche fatale Oszillationen werden auch bei anderen Zielgrößen beobachtet (siehe Anhang, Abbildung A-3). Dieses Verhalten ist typisch für den Mass Added Effect. Weitere Untersuchungen bezüglich des Einflusses der Kolbenmasse und des Zeitschrittes bestätigen das (Abbildung A-6 - Abbildung A-8). Aus diesem Grund wird zur Stabilisierung die koeffizientenbasierte Methode eingesetzt. Nach einigen Testrechnungen wurde iterativ ein Stabilisierungsfaktor von 0,5 für die Kolbenkontur ermittelt. Die blaue Kurve in Abbildung 7-5 bildet die stabilisierte Fluidkraft ab. Mit der Zeit stellt sich nun ein stationäres Plateau ein und die Lösung konvergiert.

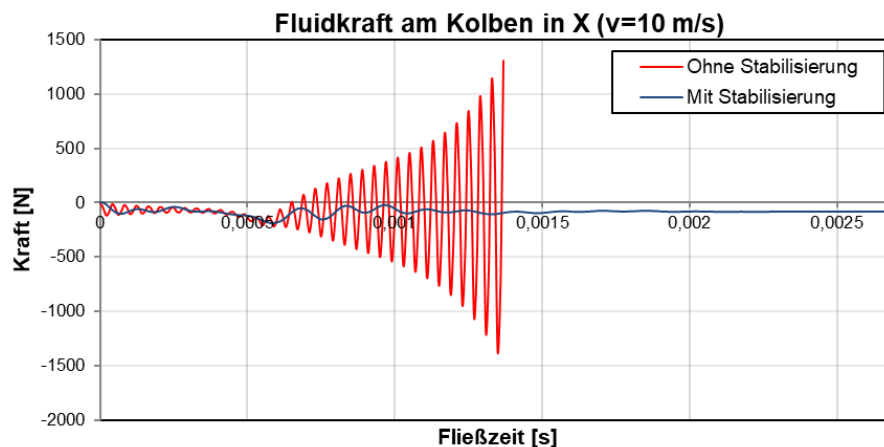


Abbildung 7-5 Fluidkraft am Kolben, Variante 10 m/s, 2D-Modell

Um die Wirkung der Stabilisierung zu verifizieren, wird die Variante 40 m/s auch zwangsstabilisiert. In der Abbildung 7-6 zeigt die Fluidkraft auch Mass Added verursachte Oszillationen, diese klingen aber mit der Zeit ab. Die blaue stabilisierte Kurve schwingt zwar am Anfang auch relativ stark auf, reduziert die Amplitude aber deutlich schneller und hat eine längere Periodendauer. Beide Kurven konvergieren gegen den gleichen stationären Wert.

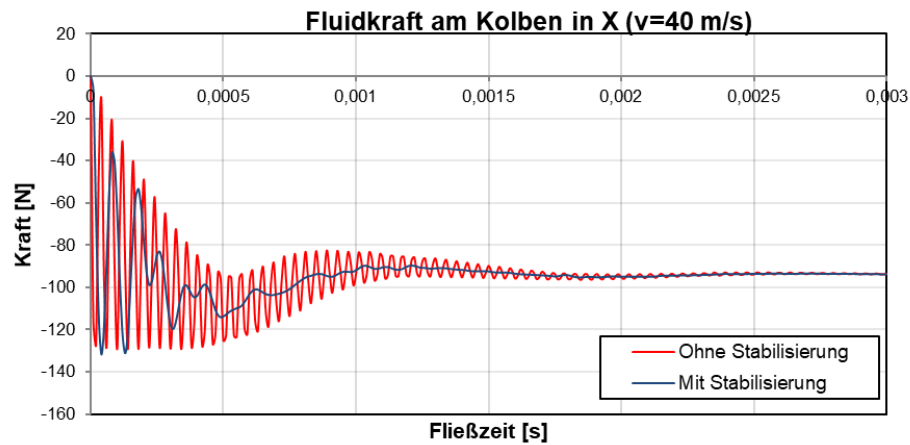


Abbildung 7-6 Fluidkraft am Kolben, Variante 40 m/s, 2D-Modell

Zum Endzeitpunkt sollte sich ein Gleichgewicht zwischen der Feder- und Fluidkraft inklusive der Vorspannkraft F_0 einstellen. Um das zu prüfen wird mit der Fluidkraft F_f zum Zeitpunkt ($t = 0,003$ s) die Kräftebilanz am Kolben nach der Beziehung (Gl. 7.4) aufgestellt.

$$F_0 - cx_{t=0,003} = F_{ft=0,003} \quad (7.4)$$

$$93,81 \text{ N} \approx 93,67 \text{ N}$$

Rechte und linke Seite stimmen demnach fast über ein. Die relativ kleine Abweichung zwischen den Kräften ist möglicherweise durch eine unzureichende Raum-Diskretisierung und oder zu kurze Simulationszeit entstanden.

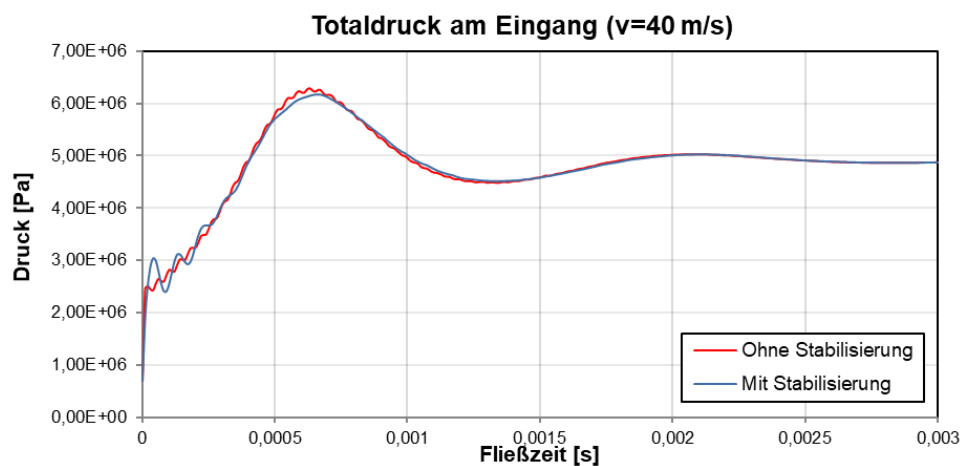


Abbildung 7-7 Totaldruck am Eingang, Variante 40 m/s, 2D-Modell

Mit der Überwachung des Totaldruckes am Eingang lässt sich so eine Druckdifferenz in Abhängigkeit des Volumenstromes ermitteln (vgl. Abbildung 7-7). Zusammenfassend wird festgestellt, dass der eintretende Added Mass Effect maßgeblich die Ergebnisverläufe der Zielgrößen beeinträchtigt. Bei dem Testmodell variiert die Interaktionsstärke zwischen dem Fluid- und Festkörper je nach Lastfall und sich einstellendem Strömungsfeld. Vor allem in der Nähe der rechten Anschlagstellung ist die eintretende Instabilität deutlich erkennbar. Man ist auf eine Kopplungsstabilisierung angewiesen, um alle Arbeitspunkte des Ersatzventils zu simulieren. Die eingesetzte Lösungsstabilisierung hat keinen Einfluss auf den stationären Zustand, führt jedoch zu längeren Berechnungszeiten.

7.3 Schließbedingung mit User-Defined-Functions

In den Endstellungen des Hubes trifft der Kolben jeweils auf eine Seitenwand. Um den Kontakt zu modellieren und das Schließen des Ventils abzubilden nutzt ANSYS die Eigenschaft der Porosität eines Stoffes. Die Porosität gibt Auskunft über die Hohlraumdicke und ist maßgeblich für den Widerstand bei der Durchströmung. Die Permeabilität α quantifiziert die vorhandene Durchlässigkeit. Das porous Media Modell von Fluent implementiert hierfür einen zusätzlichen Quellterm S_i in die Erhaltungsgleichungen. Für einfache homogene Medien ist dieser:

$$S_i = \left(\frac{\eta}{\alpha} \mathbf{u}_i + C_2 0,5\rho|\mathbf{u}|\mathbf{u}_i\right) \quad (7.5)$$

$r_v = \frac{1}{\alpha}$: Viskoser Widerstand (engl. Viscous Resistance, invertierte Permeabilität)

C_2 : Inertial Resistance Faktor

η : Dynamische Viskosität

Mit Vernachlässigung der Konvektions- und Diffusionsterme in laminaren und stationären Strömungen entspricht so der Druckverlust Δp im porösen Gebiet dem Darcy's Gesetz:

$$\Delta p = -\frac{\eta}{\alpha} \vec{u} \quad (7.6)$$

Nach DIN 18130-1 gelten Untergründe mit einem Durchflussigkeitsbeiwert $k_f < 10^{-8}$ als sehr schwach bzw. fast undurchlässig. Mit der Gl. 7.7 lässt sich der Permeabilität α ermitteln.

$$k_f = \alpha \frac{\rho g}{\eta} \quad (7.7)$$

Der viskose Widerstand r_v ist damit $1/\alpha \approx 4,7 \cdot 10^{12} \text{ m}^{-2}$. Nach Angaben von ANSYS Support sind aber bereits Werte in der achten Potenz ausreichend.

Zur Erzeugung einer porösen Zone gibt es zwei Taktiken, entweder interaktiv über die Fluent Benutzeroberfläche oder mittels User-Defined-Functions. In der ersten Variante wird beim Überschreiten eines Mindestabstandes zwischen den beiden Kontaktflächen sofort eine poröse Zone im Schließbereich erzeugt. Der Druckverlust nimmt schlagartig zu und verhindert das Durchfließen (Strömungsblockade). Da in dünnen Spalten oft relativ schnelle Geschwindigkeiten herrschen, führt so ein sprunghafter Anstieg oft zu Konvergenzschwierigkeiten.

Einen verbesserten Ansatz für die Schließbedingung liefern Adam Anderson und Sourabh Shrivastava von ANSYS, Inc. Darin gelingt es ihnen den Druckverlust kontrolliert ansteigen zu lassen. Im Kontaktbereich wird dafür lokal die Viskosität oder der viskose Widerstand manipuliert. Mittels User-Defined-Functions (UDF) schreiben sie dafür einen Programmcode.

UDFs sind in Programmiersprache C geschriebene Funktionen. Sie erlauben eine Erweiterung der Funktionalität von Fluent und verbessern so seine Eigenschaften. Der Benutzer greift dabei auf die speziell für den Solver entwickelte Makro-Bibliothek zu. Nach dem Kompilieren können diese Funktionen über den GUI in den entsprechenden Eingabefenstern angehängt werden und gelangen so in die Berechnungsschleife. Das Kompilieren übernimmt in dieser Arbeit Microsoft Visual Studio 2017.

An dieser Stelle wird kurz die Funktionsweise des entwickelten Skriptes vorgestellt. Für den Kontakt definiert Adam Anderson in seiner UDF einen User-Defined-Skalar (UDS). Beim Überschreiten des vorgegebenen Mindestabstandes (Contact Detection Proximity Threshold, GUI) werden zuerst alle beteiligten Faces der beiden Kontaktflächen identifiziert. Danach werden ihnen Randbedingungen mithilfe des Kontaktflächenverhältnisses zugewiesen. Fluent löst nun für diesen Skalar separat eine Transportgleichung mehr, auf dieselbe Weise wie für die Standard Erhaltungsgrößen. Zum Schluss werden basierend auf dem Gradienten des UDS alle Zellen markiert und ihr viskoser Widerstand bzw. Viskosität in der laufenden Simulation erhöht. Sourabh Shrivastava erweitert den Code und implementiert eine Unterrelaxation. Der viskose Widerstand wird so eine Funktion der Spaltgröße oder Zeit, was schlussendlich zu robusteren Berechnungsläufen führt.

Für die Unterrelaxation nutzt Shrivastava eine rekursive Folge (vgl. Gl. 7.8). Der angestrebte Grenzwert gibt den maximalen viskosen Widerstand r_{vmax} an. Die Konvergenz-

geschwindigkeit wird mit dem Unterrelaxationsfaktor u_{rf} reguliert. Je kleiner der Faktor, desto sanfter die Anfangssteigung und desto länger braucht der Algorithmus bis zum Grenzwert. Das Update erfolgt einmal pro Zeitschritt. Die Abbildung 7-8 zeigt den Funktionsverlauf für das 2D-Testmodell mit $r_{vmax} = 1,0 \cdot 10^8 \text{ m}^{-2}$ und $u_{rf} = 0,005$. Der maximale viskose Widerstand wird ca. nach 1000 Zeitschritten erreicht.

$$r_{v(n+1)} = u_{rf}r_{vmax} + (1 - u_{rf})r_{v(n)} \quad (7.8)$$

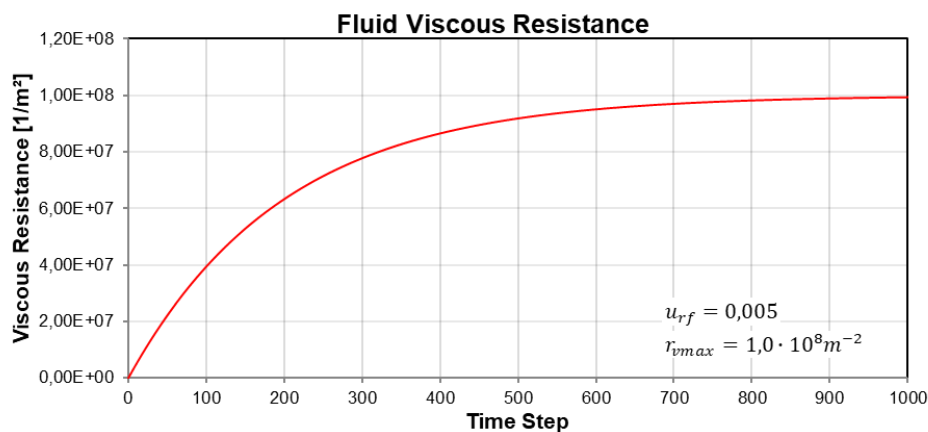


Abbildung 7-8 Unterrelaxierter viskoser Widerstand als Funktion der Zeit

In dem Programmierskript baut er für die rekursive Folge eine Schleife ein, die nach dem Aufruf alle Widerstandswerte der Zellen im Fluidkörper aktualisiert. Der Aufruf der Schleife geschieht am Anfang jedes Zeitschrittes über das DEFINE_ADJUST (resistance_update,d) Makro.

Der Einsatz dieser UDF in Kombination mit dem Six DOF Solver lieferte keine befriedigenden Ergebnisse. Der Algorithmus startete wie geplant nach dem Überschreiten des Mindestabstandes (Proximity Threshold) der beiden Kontaktflächen. Die Porosität fällt allerdings in der Anschlagstellung des Ventils (Six DOF Constrained) wieder ab. Zur besseren Vorstellung zeigt die nachfolgende Abbildung 7-9 schematisch die erwähnten Größen.

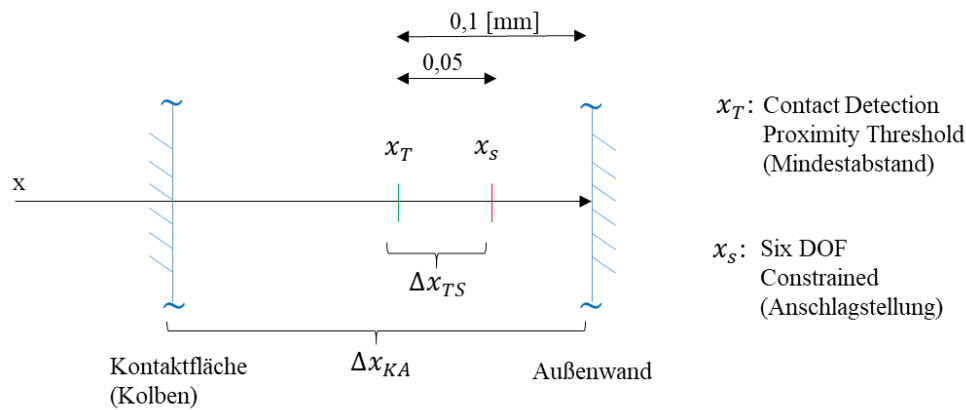


Abbildung 7-9 Schematische Darstellung der geometrischen Kontaktgrößen

Also musste eine zusätzliche Bedingung definiert werden, die den Zustand am Ende des Hubes berücksichtigt. Dazu wurde eine weitere if Abfrage (Codezeilen 452-473 in Abbildung 7-10) geschrieben und eine statische Variable $c1$ eingeführt. Die ergänzte Anweisung prüft, ob die Kolbenfläche sich in der Nähe des Anschlages befindet. Mit der Gl. 7.9 (Codezeile 452) ist es immer der Fall, wenn mindestens 50% des Abstandes zwischen dem Proximity Threshold x_T und Anschlagstellung x_S durchquert sind. Die aktuelle Spaltgröße ist Δx_{KA} .

$$\frac{x_T - \Delta x_{KA}}{\Delta x_{TS}} > 0,5 \quad (7.9)$$

Der Statusindikator $flag_cont$ gibt zusätzlich an, ob der Kontakt aktiv ist. Zusammen mit der Gl. (7.9) wird nun auch in der Anschlagstellung die Schleife mit dem Anstieg der Porosität fortgesetzt. Mit der Variablen $c1$ wird verhindert, dass die letzte if-Abfrage (Zustand außerhalb des Kontaktes) ungeplant startet. Damit ist es nun möglich drei statt zwei Zustände zu beschreiben, einmal außerhalb des Kontaktes, Kontakt Zwischenbereich und die Anschlagstellung des Ventils. In der Tabelle 7-2 sind die gewählten Parameterwerte des 2D-Modells für die UDF. Der Proximity Threshold x_T wird im Contact Detection Menüfenster auf 0,1 mm gesetzt. Über den Six DOF Constrained Parameter (GUI) wird die Breite des Restspalts nach dem Schließen mit 0,05 mm vorgegeben. Folglich wird das Kollabieren des Netzes verhindert.

Tabelle 7-2: Benutzereingabe in der UDF für das 2D-Modells

r_{vmin} [m ⁻²]	r_{vmax} [m ⁻²]	u_{rf} [-]	Δx_{TS} [m]
0	10 ⁸	0,005	0,00005

```

417 DEFINE_ADJUST(resistance_update,d)
418 {
419   Thread *t;
420   cell_t c;
421   if (current_time_adjust!=CURRENT_TIME)
422   {
423     flag_cont=contact_flag_cont;
424     contact_flag_cont=0;
425     current_time_adjust=CURRENT_TIME;
426     if (flag_cont==1) /* bedingte Anweisung für die Aktualisierung des visk. Widerstandes, Zustand Zwischenbereich*/
427     {
428       thread_loop_c(t,d)
429       {
430         begin_c_loop_int(c,t)
431         {
432           C_potential_grad(c,t)=C_gradient_history(c,t);
433           C_resistance_old(c,t) = C_resistance_trans(c,t);
434           if (C_gradient_history(c,t) < contact_critical_grad) /* Definiert den Bereich ausserhalb des Kontaktes*/
435           {
436             C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MIN;
437             C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t); /*Urf-Folge FLUID_RES_MIN=0*/
438           }
439           if (C_gradient_history(c,t) > contact_critical_grad) /*Definiert den Kontaktbereich*/
440           {
441             C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MAX;
442             C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t); /*Urf-Folge FLUID_RES_MAX=1.E+8*/
443             Message0("Kontakt Zwischenbereich: %fn", C_resistance_trans(c,t));
444           }
445         }
446         end_c_loop_int(c,t)
447       }
448     }
449
450     /* _____ Zusätzlich eingebaute bedingte Anweisung mit Schleife fuer den Kolben in der Anschlagstellung _____ */
451
452     if ((contact_lenght_fl-gap_d_o_new)/abstand>0.5 && flag_cont==0) /*Pruefung der Anschlagstellung*/
453     {
454       c1=1; /*statische Variable c1, hindert die nächste Anweisung so lange Zustand Anschlagstellung aktiv*/
455       thread_loop_c(t,d)
456       {
457         begin_c_loop_int(c,t)
458         {
459           C_potential_grad(c,t)=C_gradient_history(c,t);
460           C_resistance_old(c,t) = C_resistance_trans(c,t);
461           if (C_gradient_history(c,t) < contact_critical_grad) /* Definiert den Bereich ausserhalb des Kontaktes*/
462           {
463             C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MIN;
464             C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t); /*Urf-Folge FLUID_RES_MIN=0*/
465           }
466           if (C_gradient_history(c,t) > contact_critical_grad) /*Definiert den Kontaktbereich*/
467           {
468             C_resistance(c,t)= FLUID_RES_MAX;
469             C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t); /*Urf-Folge FLUID_RES_MAX=1.E+8*/
470           }
471         }
472         end_c_loop_int(c,t)
473       }
474     }
475
476     if (flag_cont==0 && c1==0) /*optimierte bedingte Anweisung für die Aktualisierung außerhalb des Kontaktzustandes*/
477     {
478       thread_loop_c(t,d)
479       {
480         begin_c_loop_int(c,t)
481         {
482           C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MIN;
483           C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t); /*Urf-Folge FLUID_RES_MIN=0*/
484         }
485         end_c_loop_int(c,t)
486       }
487     }
488 }

```

Abbildung 7-10 Angepasste UDF-Skriptsequenz

Die gesamte UDF besteht aus ca. 550 Zeilen Code und ist damit relativ lang. Aus diesem Grund wird hier auf die Erläuterung verzichtet. Für den interessierten Leser sei hier für eine ausführliche Beschreibung und die Implementation in Fluent auf die Beispiele von ANSYS verwiesen [20], [2]. Die Bedeutung der verwendeten Makros in der UDF können dem ANSYS Hilfesystem-Modul bzw. Fluent Dokumentation entnommen werden. Die ursprüngliche Programmcodesequenz befindet sich im Anhang in der Abbildung A-1. Die vollständige UDF ist auf dem zugehörigen Datenträger der Masterthesis als `contact_porous_resistance_opt.c` Datei abgelegt.

7.4 Verifizierung der optimierten UDF

Für die Verifizierung der optimierten UDF wird das Schließen mit dem Ersatzventil simuliert. Der Kolben wird hierfür weggesteuert in den Kontakt geschoben. Für diesen Zweck wird das Makro `DEFINE CG MOTION` geschrieben und in den Code integriert (Anhang, Abbildung A-9). Dadurch wird ein plötzliches Aufschieben des Kolbens verhindert, falls der Druck auf der Hochdruckseite nach dem Schließen zu sehr ansteigt. Außerdem sind so größere Volumenströme im Kontaktspace umsetzbar.

Die Randbedingungen werden bis auf die Zuflussgeschwindigkeit mit 2 m/s beibehalten. Das erstellte Makro versetzt den Kolben mit einer konstanten Geschwindigkeit von 0,555 m/s in Bewegung. Der Starrkörper wird so lange gegen die rechte Außenwand gefahren bis ein 0,05 mm breiter Spalt bleibt. Das folgende Diagramm zeigt die Position des Schwerpunktes in X-Richtung.

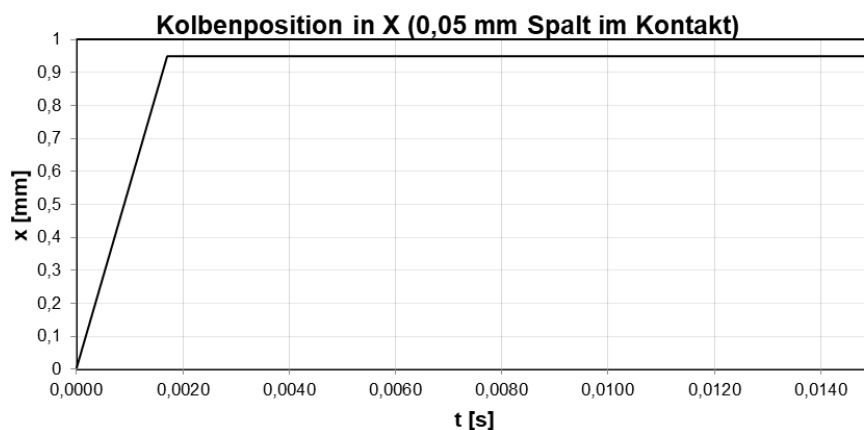


Abbildung 7-11 Kolbenposition, 2D-Modell mit Kontakt-UDF

Nach dem Überschreiten des Mindestabstands $x_T = 0,1$ mm (Proximity Threshold) wird in den Zellen die Porosität allmählich angepasst. Zum Zeitpunkt $t = 0,00165$ s beginnt der viskose

Widerstand im Spalt entsprechend der rekursiven Folge aus der Gl. (7.8) zu wachsen. Die UDF erlaubt außerdem den neuen Skalar im Postprocessing zu visualisieren und zu messen. Die aufgenommene Kurve des Viskosen Widerstands ist in der Abbildung 7-12 zu sehen. Dabei wird der gesamte Fluidkörper überwacht und die maximalen Werte über der Zeit aufgezeichnet. Mit einer Zeitschrittweite von $1,00E - 5$ s wird auch hier der r_{vmax} nach ca. 1000 Zeitschritten erreicht.

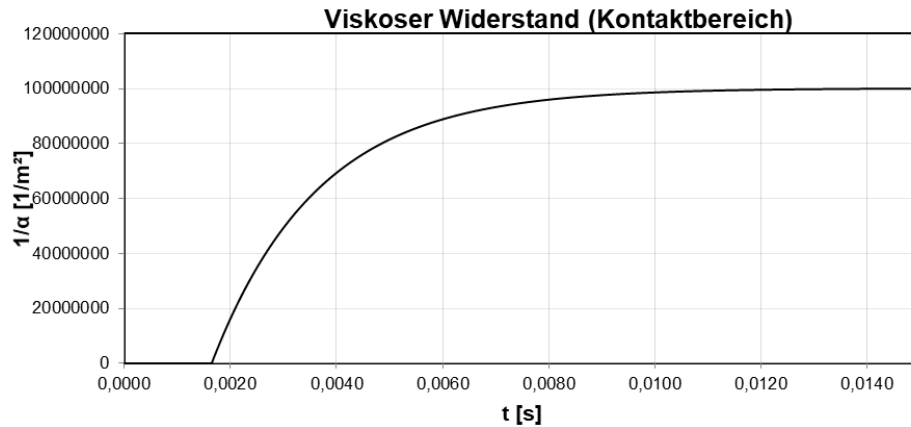


Abbildung 7-12 Viskoser Widerstand, 2D-Modell mit Kontakt-UDF

Der nächste Konturplot visualisiert die Geschwindigkeiten kurz vor und nach dem Verschließen. Auf der linken Seite erkennt man zum Zeitpunkt $t = 0,0015$ s, wie sich der Fluss auf die Kolbenbohrung und den Spaltkanal verteilt. Im Spaltbereich herrschen Strömungsgeschwindigkeiten bis zu 35 m/s. Auf der rechten Seite ist der Zeitpunkt $t = 0,015$ s dargestellt. Durch die Erhöhung des viskosen Widerstands geschieht nun die Entweichung des Fluids größtenteils nur noch über die Bohrung. Während im verbleibenden Spalt die Geschwindigkeit auf $1,7$ m/s fällt, steigt sie in der Bohrung auf 686 m/s (siehe Anhang, Abbildung A-10).

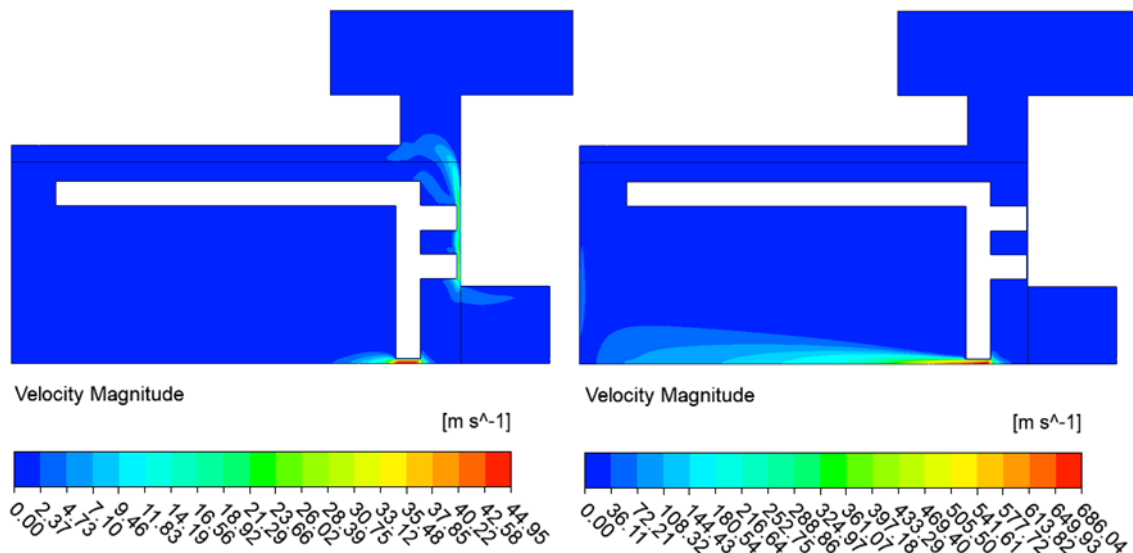


Abbildung 7-13 Geschwindigkeitsplot zum Zeitpunkt $t=0,0015$ s (l.) und $t=0,0155$ s (r.), 2D-Modell mit Kontakt-UDF

Um die direkten Auswirkungen zu verdeutlichen wird der Verlauf des Massenstroms im Kontaktbereich ausgewertet. Nach dem Einsetzen der UDF ist ein relativ steiler Abfall der Kurve zu verzeichnen. Im auskonvergierten Zustand fällt der Massenstrom von den anfänglichen 0,083 kg/s auf 0,0021 kg/s. Nach dem Schließen des Ventils ergibt sich so eine Reduktion um 97,46 Prozentpunkte.

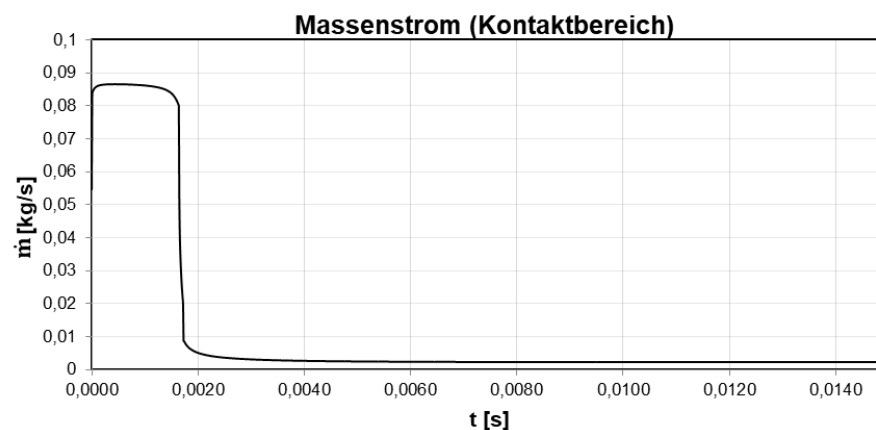


Abbildung 7-14 Massenstrom im Kontaktbereich, 2D-Modell mit Kontakt-UDF

In diesem Abschnitt gewonnene Erkenntnisse bestätigen nochmal die Eignung der UDF zur Simulation des Kontaktes. Der optimierte Code startet und arbeitet kontinuierlich in allen vordefinierten Zuständen. Zu vermerken ist noch, dass trotz der Unterrelaxation der Porosität nach dem Schließen die Reduktion des Massenstroms zwar nicht schlagartig (Fall ohne UDF), dennoch relativ steil ist. Im Druckdiagramm wird an dieser Stelle eine Druckspitze registriert (vgl. Anhang, Abbildung A-11). Für einen glatteren Verlauf und bei möglichen Stabilitätsschwierigkeiten empfiehlt es sich den Unterrelaxationsparameter u_{rf} weiter zu verringern. Im Ausblick lassen sich eventuell noch bessere Funktionen für den viskosen Widerstand entwickeln. Nach Anforderung für kleinere Leckageströme ist ein größerer r_{vmax} nach Kapitel 7.3 Gl. (7.7) zu wählen.

7.5 Netzstudie

Bei Verfeinerung der räumlichen und zeitlichen Schrittweiten erlaubt die Konsistenz der FVM die diskreten Gleichungen in die exakten Feldfunktionen zu überführen. In der Theorie sollten damit die angestrebten Lösungen in der CFD stets Gitter unabhängig sein. Aus diesem Grund wird in diesem Kapitel eine provisorische Netzstudie durchgeführt. Das Ziel ist es durch systematische Netzverfeinerung Elementabmessungen für das 3D-Modell zu bestimmen.

Bei komplexen Modellen, die aus mehrere Millionen Gitterzellen bestehen, kann sich eine Netzstudie oft als sehr problematisch erweisen. Auf einer Seite ist sie aufgrund von hohen Rechenzeiten relativ schwer zu organisieren. Auf der anderen Seite müssten unter Umständen mehrere Vernetzungsschleifen vollzogen werden. Da der Zeitrahmen und die Rechenressourcen der Masterarbeit begrenzt sind, wird eine starke Vereinfachung vorgenommen. Die Fluid-domain des Ventils wird halbiert und ein Querschnitt extrahiert. Die Ableitung des Fluidkörpers aus dem CAD-Modell des Ventils wird in Kapitel 8 vorgestellt. In der XY-Ebene besitzt die Flächengeometrie die gleichen Konturen wie der 3D-Fluidkörper. Rechts in der Abbildung 7-15 wird der entstandene Körper mit dem vergrößerten Ausflussgebiet (schwarzer Umriss) dargestellt. Die türkise Linie ist die Rotationsachse. Die Symmetriebedingung wird analog dem Einführungsbeispiel aus Kapitel 7.1 angewandt. Links in der Grafik ist für eine bessere Vorstellung eine Projektion des zu berechnenden Gebiets um 180° .



Abbildung 7-15 Querschnittsgeometrie der Fluidomain des Ventils

Bei der Generierung des Gitters wird auch hier versucht die erwähnten Qualitätskriterien einzuhalten. Die maximale Elementgröße beträgt $0,075\text{ mm}$. Die Randelementhöhe ist $0,025\text{ mm}$. Das Netz besteht überwiegend aus Viereck Elementen. Die Dreiecke dienen der Auffüllung. Es ist vorteilhaft die Geometrie von vorn herein etwas vorzubereiten und für den Vernetzer in geeignete Bereiche aufzusplitten. Dadurch können die automatisierten Vernetzungstechniken optimal eingesetzt und lokal nach justiert werden. Das erfordert jedoch einige Erfahrung im Umgang mit ANSYS Meshing. Die Grenzschichtbereiche werden mit dem Inflationalgorithmus von ANSYS strukturiert aufgelöst. In Abbildung 7-16 können die Detailansichten mit den vorhandenen Abmessungen betrachtet werden. Besonders wurde auf den Spalt an der Drossel geachtet, so dass mindestens 7-8 Elemente über Spaltbreite vorhanden sind (Detailansicht C).

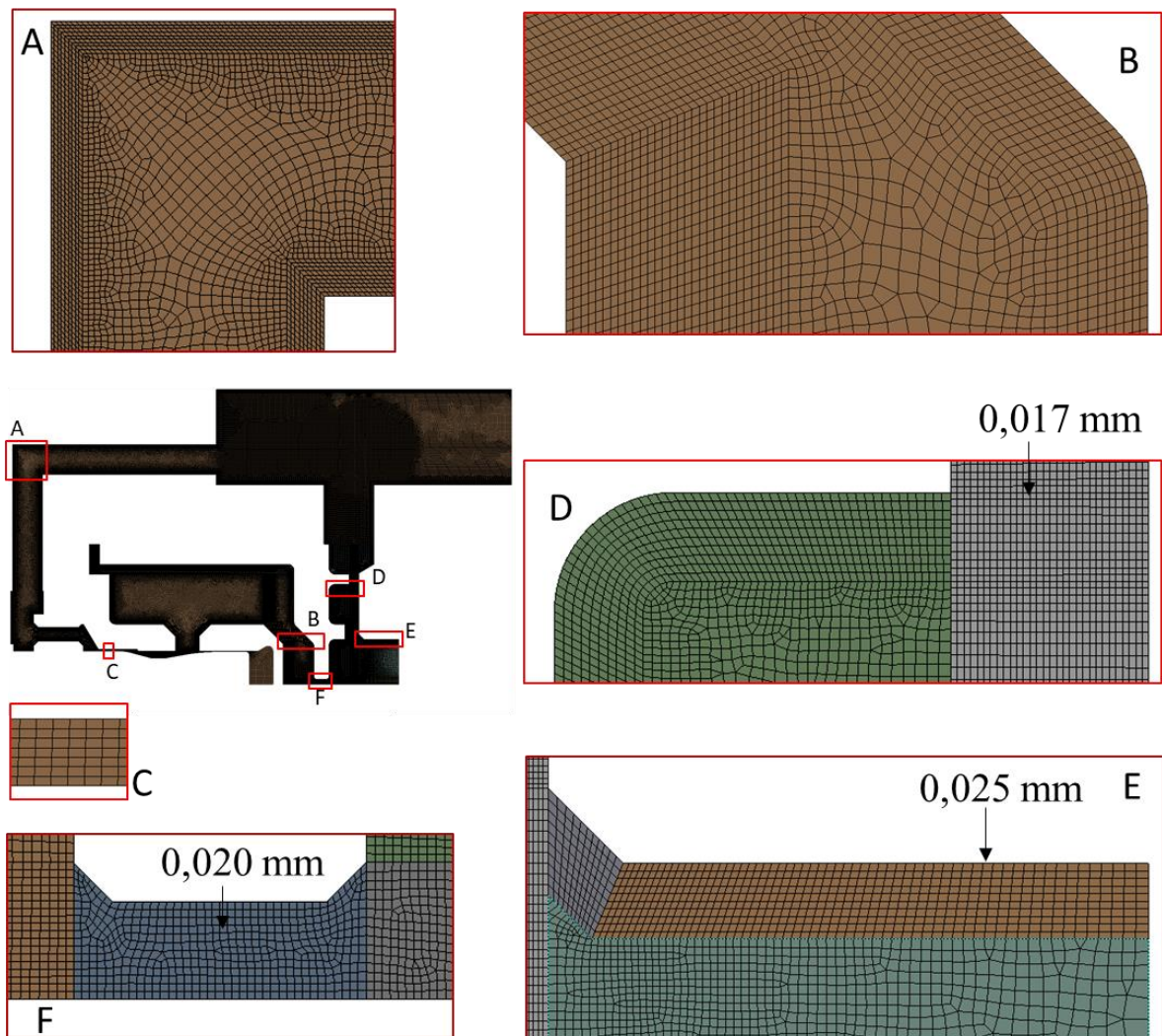


Abbildung 7-16 Detailansichten des Ausgangsnetzes für die Netzstudie, grobes Netz

7.6 Durchführung und Auswertung der Netzstudie

Für diese Analyse spielt die Starrkörperbewegung eine untergeordnete Rolle. Folglich wird der Kolben festgehalten. Der Relativdruck p_0 am Einlass beträgt 4 MPa und verschwindet am Auslass (vgl. Abbildung 7-15). Die Wahl der Randbedingung beruht auf den vorhandenen Kennlinien der Ventile. Der Druckwert befindet sich im mittleren Bereich des Kennfeldes. Die Turbulenz wird mit dem $SST\ k - \omega$ Modell abgebildet. Dieses Modell liefert eine bessere Performance im Bereich kleinerer Reynoldszahlen als das Standard $k - \epsilon$, allerdings muss der dimensionlose Wandabstand $y^+ \approx 1$ sein. Ansonsten werden die Randbedingungen des Einführungsbeispiels übernommen (Tabelle 7-1). Alle Simulationen laufen auf der Workstation 1 (Tabelle 6-1).

Für die Netzstudie wird das Zellengitter basierend auf dem Geschwindigkeitsgradienten verfeinert. Dafür analysiert Fluent nach einem Rechnungslauf alle ermittelten Gradienten und

normiert sie auf den maximalen in der Domain. Alle Zellen die oberhalb eines vorgegebenen Grenzwertes im Bereich $[0,1]$ liegen werden zuerst markiert. Während der Verfeinerung werden bei den gewählten Einstellungen die markierten Elemente geviertelt und geachtelt. Im ersten Verfeinerungszyklus wird der Grenzwert auf 0,01 und im zweiten auf 0,001 gesetzt. So entstehen insgesamt drei verschiedene Netze.

- Grobes Netz: 146.444 Zellen
- Mittelfeines Netz: 341.228 Zellen
- Feines Netz: 553.850 Zellen

Im Vergleich zu anderen beiden Modellen wird bei dem feinen Netz eine relativ hohe Auflösung erzielt und damit eine hinreichende Genauigkeit erwartet. In der Untersuchung dient es deshalb als Referenz. Für eine aussagekräftige Beurteilung werden globale als auch lokale Größen gegenübergestellt. So wird der Volumenstrom in dem radial angeordnetem Ausflusskanal im Hochdruckgebiet gemessen (vgl. Abbildung 7-15, schwarzer Pfeil).

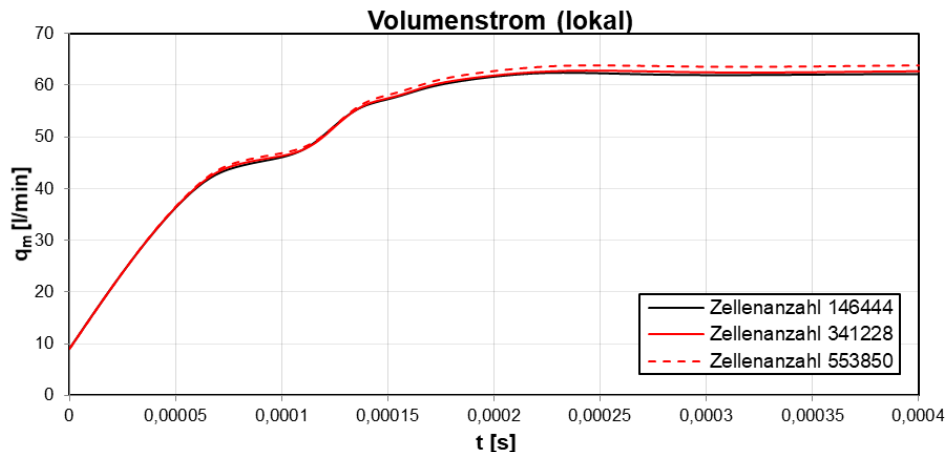


Abbildung 7-17 Volumenstrom im Ausflusskanal, Netzstudie

In der Anfangsphase sind die Volumenströme nahe identisch (siehe Abbildung 7-17). Im weiteren Simulationsverlauf werden jedoch einige Differenzen ersichtlich. Im stationären Zustand bei $t = 0,004$ s wird mit dem feinen Netz ein Wert von 63,82 l/min erreicht. Die qualitativ schlechteren Netze liegen beide etwas unterhalb. Die maximale Abweichung des groben Netzes beträgt 2,55 Prozentpunkte.

Die Auswertung der Fluidkraft am Kolben wird an der Abbildung 7-18 veranschaulicht. Das Mittelfeine Netz erreicht zum Zeitpunkt $t = 0,0004$ s einen Wert von 173,32 N. Der Unterschied zur Referenz um 2,15 Prozentpunkte liegt allerdings im akzeptablen Bereich. Eine deutliche Verschlechterung zeigt die Performance des gröbereren Netzes. Hier kristallisiert sich ein Abfall der Messgröße um 7,91 % heraus, welches nicht mehr vernachlässigbar ist.

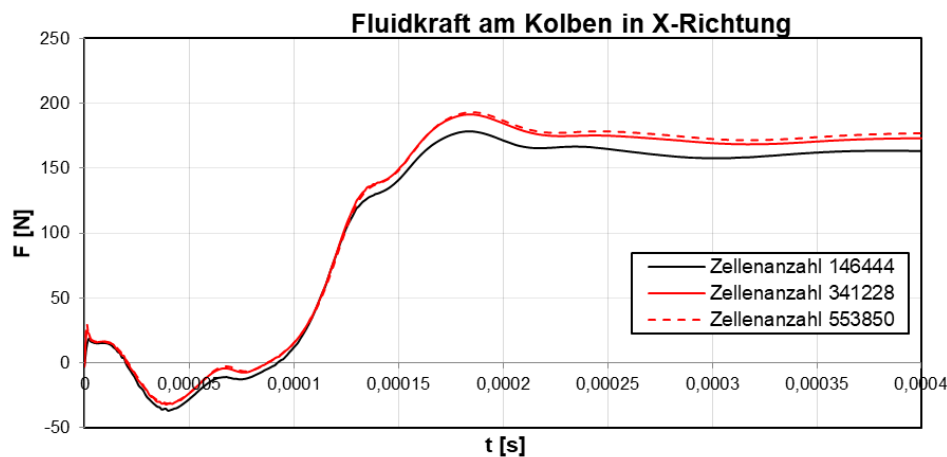


Abbildung 7-18 Fluidkraft am Kolben in X, Netzstudie

Der Tabelle 7-3 lassen sich alle ermittelten Auswertegrößen und festgestellten Abweichungen entnehmen. Auffällig ist auch die Änderung der Berechnungsdauer. Eine relativ geringe Verbesserung der Genauigkeit wird mit einer um Faktor 8,5 längeren Berechnungszeit erkaufte.

Tabelle 7-3: Simulationsergebnisse ($t=0,0004$ s.), Netzstudie

Elemente Anzahl	Volumen- strom	Abweichung	Kraft	Abweichung	Berech- nungszeit	Faktor
[-]	[l/min]	[%]	[N]	[%]	[h]	[-]
553850	63,82	-	177,12	-	3,31	-
341228	62,78	1,63	173,32	2,15	1,12	2,96
146444	62,19	2,55	163,11	7,91	0,39	8,49

Die Simulationsergebnisse der Studie, lassen den Schluss zu, dass das mittelfeine Netz einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Berechnungszeit erzielt. Die Prüfung der y^+ Werte zeigt auch, bis auf ein Paar lokale Ausreißer, befriedigende Resultate. Die wandnächsten Gitterpunkte befinden sich größten Teils bei $y^+ \approx 1$ (vgl. Abbildung A-14). Hier sei noch erwähnt, dass der y^+ Wert nur bei den aktuellen Randbedingungen gilt und kann sich unter Umständen ändern. Damit werden die Elementabmessungen dieses Netzes für das 3D-Modell übernommen (siehe Abbildung A-12). An dieser Stelle sei aber ausdrücklich darauf hingewiesen, dass aufgrund der getroffenen Vereinfachungen diese Vorgehensweise nur eine Näherung ist. Dieser Ansatz liefert nur eine Orientierung in welcher Größenordnung die Elementabmessungen sein könnten. Letztendlich kann nur die Validierung mit realen Testdaten eine verlässliche Aussage über die Güte des 3D-Netzes geben.

8 Untersuchung von drei Einflussgrößen (M1)

Dieses Kapitel dient zur Vorstellung des CFD-Modells des vorgesteuerten Magnetventils. Nach der sachgemäßen Geometrieaufbereitung wird die Erstellung der Parameter erläutert. Zur Realisierung der Netzbewegung wird eine Aufteilung des Fluidkörpers in mehrere Gebiete unternommen. Für die Verbesserung der Qualität des Berechnungsmodells werden drei festgelegten Einflussgrößen untersucht. Hierzu wird die Ausnutzung der geometrischen Symmetrien geprüft. Weiterhin wird ein Abgleich einer stationären und instationären Simulation gemacht. Abschließend wird der Einfluss der Federgeometrie auf die Strömung analysiert.

8.1 3D-Modell

Der Ausgangspunkt einer numerischen Simulation ist das CAD-Modell. Im Design Modeler von ANSYS wird aus diesen CAD-Daten der Strömungsraum abgeleitet. Da das Rechengitter auch in starkem Maße die Rechenzeit beeinflusst, ist es sinnvoll das so gut wie nur nötig und nicht wie möglich zu erstellen. Aus diesem Grund kann die Geometrie in allen Bereichen, die keinen Einfluss auf das globale Strömungsverhalten haben, vereinfacht werden. Damit lässt sich die Anzahl der Zellen und folglich das zu lösende Gleichungssystem mit vertretbarem Verlust an Genauigkeit reduzieren. Mit der Annahme, dass sich im stationären Zustand ein Gleichgewicht zwischen den angreifenden Kräften an dem Magneten (Graues Bauteil) einstellt, wird

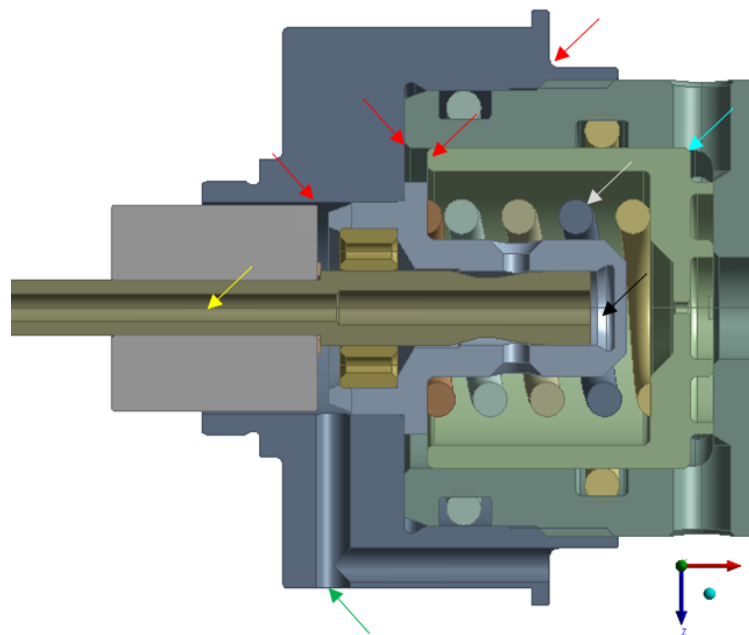


Abbildung 8-1 Hilfsansicht, Querschnitt des Ventils

im ersten Ansatz der komplette Raum links vernachlässigt (siehe Abbildung 8-1). Auch anschließende Bereiche mit stehendem Fluid tragen nichts bei. So wird die Bohrung in der Drossel (Gelber Pfeil) und das Gebiet vor der Drossel entfernt (Schwarzer Pfeil). Anders entstünde hier

eine hohe Anzahl an Elementen vor allem um den Spalt zu diskretisieren. Die Fasen und Radien auf der Rückseite des Kolbens werden gelöscht (Rote Pfeile). Die Verrundung an der Stirnseite des Kolbens wird in eine Fase umgewandelt (Türkiser Pfeil). Dadurch werden allzu stark verzehrte Elemente vermieden. Am Außenkanal wird der senkrechte Ausfluss verschlossen, da dieser nur infolge der Fertigung entstand und keine Funktion erfüllt (Grüner Pfeil). Die Federgeometrie wird ebenfalls herausgenommen (Silberner Pfeil). Der Einfluss der Federgeometrie wird im Kapitel 8.4 erläutert.

Da der Fluidkörper aus dem Festkörper extrahiert wird, ist es zwingend notwendig bereits in dieser Vorbereitungsphase die Konstruktionsparameter für die spätere Parameterstudie festzulegen. Ein nachträgliches Einpflegen kann unter Umständen sehr umfangreiche Bearbeitungsschleifen erfordern und folglich einen großen Einfluss auf die Projektdauer haben. Hierfür stehen in ANSYS zwei Möglichkeiten zur Verfügung. Die Parametrisierung erfolgt über eine Verknüpfung mit einem externen CAD-Programm oder direkt in den CAD-Tools von ANSYS (Design Modeler, Space Claim). Der Nachteil einer internen Bearbeitung mit einem STEP-Modell ist der fehlende Zugriff auf die Konstruktionsparameter des CAD-Modells. Aus diesem Grund müssen die gewünschten Parameter mit den internen geometrischen Operationen erstellt werden. Hierzu wird als erstes der Zufluss des Kolbens verschlossen. Im nächsten Schritt wird ein Zylinder mit parametrisiertem Durchmesser erstellt. Mittels boolescher Operationen entsteht ein neuer Zufluss. Mit Volumenkörperverlängerung (Solid Extension, Beta Optionen) können einfache Körper assoziativ modifiziert werden. So ist der Benutzer in der Lage eine Fläche oder ganze Flächenverbände eines Körpers direkt zu verschieben ohne dass der Solid seine Gestalt verliert. Ähnlich wird auch in Space Claim die Funktion „Flächen ziehen“ angewandt. Damit lässt sich der zweite Parameter Durchmesser der Druckfläche am Kolben erstellen. Die Kerbe (vgl. Abbildung 5-3) musste jedoch zu Beginn der Operation gelöscht und nachhinein zusätzlich erzeugt werden. Hierzu wurden im Parametermanager die Hilfsgeometrieabmessungen und Positionen mit den Parametern über mathematische Ausdrücke miteinander verknüpft. Dort lassen sich auch die Parameterwerte steuern. Des Weiteren kann die Position des Kolbens und der Drossel entlang der X-Achse verschoben werden. Da der Magnet sich mit der Drosselstange bewegt, ist darauf zu achten, dass auch der Magnetgebiet sich vergrößert.

In den nachfolgenden Testrechnungen traten die bereits im Kapitel 7.2 erwähnten Rückströmungen auf. Aus diesem Grund wurde der Fluidkörper um den Ausflussraum erweitert (vgl. Abbildung 8-2, grauer Bereich). Zusätzlich wurden die acht Ausflusskanäle um 11 mm verlängert (rote Pfeile). Für die korrekte Ausbildung der Strömung wurde der Zufluss ebenfalls um 3 mm in die Länge gezogen (gelber Pfeil). In der Abbildung 8-2 ist der Querschnitt als Halbmodell des abgeleiteten Fluidkörpers dargestellt.

Im nächsten Schritt wird der Fluidkörper in fünf Gebiete unterteilt. Das Kolbengebiet besteht aus der Hochdruckseite mit den acht radial angeordneten Kanälen (braun) und der Niederdruckseite (dunkelbeige) verbunden über vier Leitungen zu dem Drosselgebiet (grün). Weitere sechs Kanäle führen zu dem Magnetraum (blau), welcher über den Außenkanal im Ausflussgebiet mündet. Diese Einteilung entkoppelt die Einzeldomains voneinander. So muss nach der Aktualisierung der Parameter nicht das komplette Modell neu vernetzt werden.

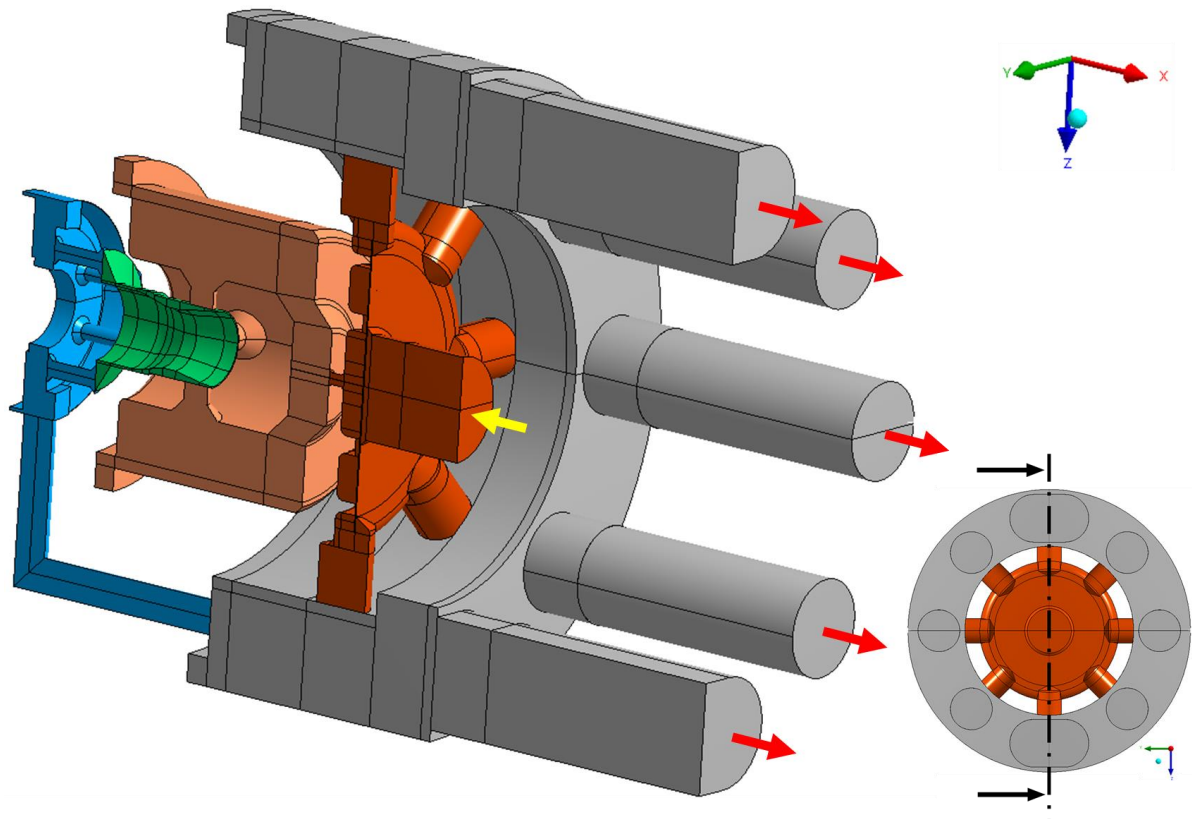


Abbildung 8-2 Halbmodell des abgeleiteten Fluidkörpers mit einzelnen Domänen

Die Zonen, die einer Neuvernetzung unterliegen, sind in der Abbildung 8-3 gelb markiert. Diese Aufteilung ermöglicht dem Kolben bei minimalen Neuvernetzungsaufwand den gesamten Hubweg abzufahren. Die DL Methode setzt dort wie bereits erwähnt durchgehende Hexaeder oder Prismen Schichten voraus. Für die Relativbewegung und notwendige Vernetzung werden die dynamischen Bereiche abgetrennt (keine Knotenkoinzidenz). Die Kopplung ist durch ‚Matching‘ und statische Interfaces umgesetzt (vgl. Anhang, Abbildung A-17).

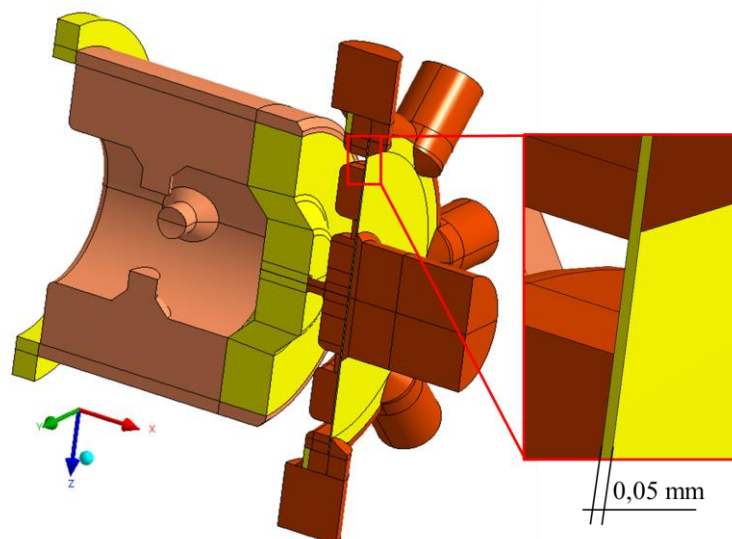


Abbildung 8-3 Kolbengebiet mit gelbmarkierten Neuvernetzungszonen

Der Kolben befindet sich am Anschlag an der rechten Außenwand. Die verbleibende Spaltgröße ist 0,05 mm. Die Six DOF Constrained Bedingung verhindert eine weitere Bewegung in positive X-Richtung und damit die Kollabierung des Netzes. Die Zonen für die Gitterbewegung mit DL müssen komplett die Kolbenkontur abdecken. Sie müssen zwar nichtdurchgehend sein, müssen sich jedoch über den gesamten Durchmesser erstrecken.

Um ein möglichst strukturiertes Netz zu erzielen, wird die Fluidgeometrie in weitere Blöcke geschnitten. Das ermöglicht den optimalen Einsatz der blockbasierten Vernetzungsmethoden Multizone und Sweep. Um Konflikte während der Vernetzung zu vermeiden wurde als nächstes eine Vernetzungsabfolge über das Arbeitsblatt (ANSYS Meshing) festgelegt. Bei Parametrisierung ist darauf zu achten, dass die Vernetzungsalgorithmen geometriebasiert sind. Entstehen neue Flächen oder Kanten nach Aktualisierung eines Parameters muss eventuell lokale Netzsteuerung angepasst werden. Außerdem ist zu prüfen, ob die aktuellen Einstellungen noch sinnvoll sind. Empfehlenswert ist hier auch die Arbeit mit der aktivierten Option der „Propagation Property“ der Komponenten. Neu erzeugten geometrischen Objekte werden so automatisch den vorhandenen Komponenten zugeordnet.

8.2 Ausnutzung der geometrischen Symmetrien

Mit den Abmessungen aus der Netzstudie entstand ein hybrides Gitter mit ca. 40 Mio. Zellen. Auch hier richtet sich das Netz nach dem Strömungsfeld. Die Verdichtung erfolgt an Stellen

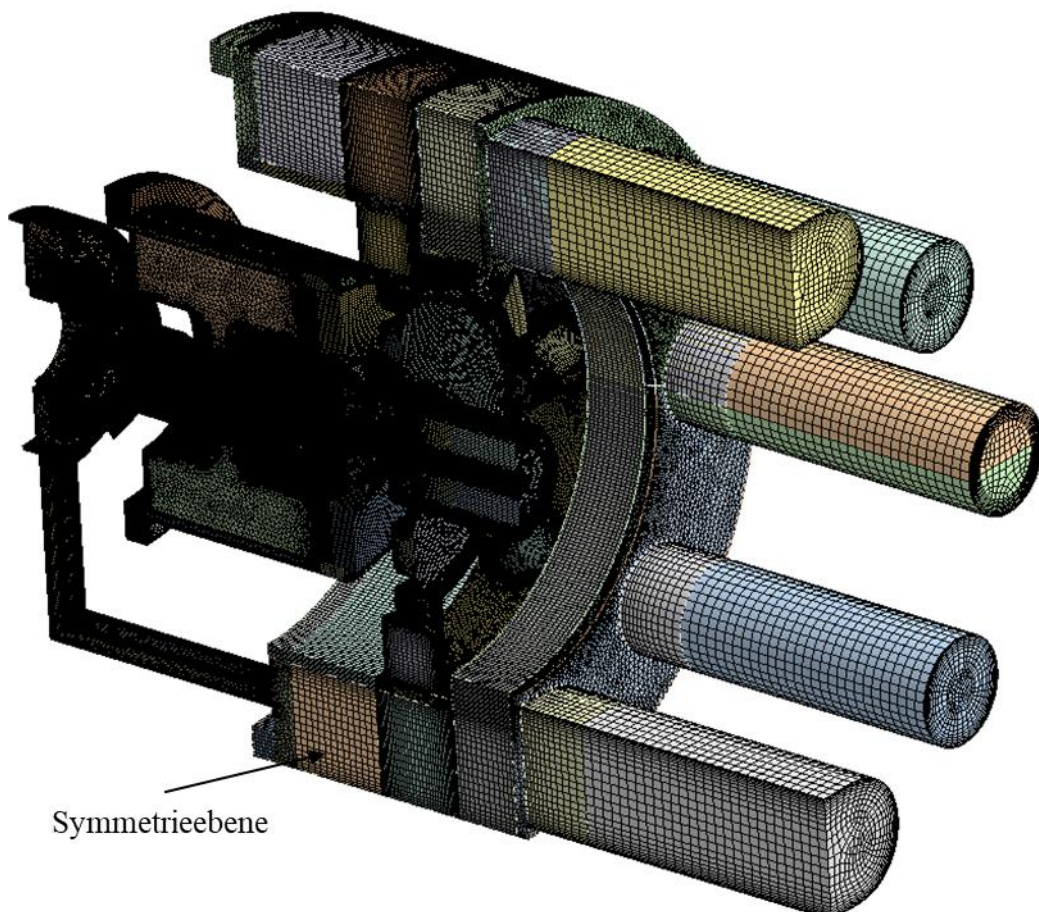


Abbildung 8-4 Halbmodell des magnetgesteuerten Ventils

mit hohen Gradienten. Im Bereich der Kolbenbohrung und der Spalte ist daher eine relativ feine Auflösung. Zum Einsatz kommen überwiegend lineare Hexaeder und dreieckige Prismen. Komplexe Geometrien und Auffüllungen werden mit Tetraedern aufgefüllt. Nach dem Anrechnen konnte eine Berechnungszeit von ca. 60 – 80 Tagen abgeschätzt werden. Im Rahmen der Masterarbeit ist es mit den vorhandenen Ressourcen nicht realisierbar. Aus diesem Grund wurde die Vernetzung etwas vergrößert. Im Kolbengebiet ist die maximale Elementgröße 0,3 mm. Die neue Randlementhöhe beträgt 0,03 mm. Die Auflösung im Spaltbereich an der Stirnseite des Kolbens ist 0,025 mm und an der Drosselstange 0,01 mm. Zusätzlich wurde der symmetrische Aufbau ausgenutzt. Mit einem Schnitt in der XZ-Ebene wie in der Abbildung 8-2 wurde das Modell auf 5.199.566 Zellen halbiert. Die Detailansichten des entstandenen Netzes aus Abbildung 8-4 können im Anhang in den Abbildung A-18 bis Abbildung A-20 betrachtet werden.

Um eine weitere Reduktion der Berechnungszeit zu erzielen, wurde das Halbmodell (HM) nochmals in der XY-Ebene geteilt. Der Außenkanal ist jedoch nur symmetrisch zu der XZ-Ebene. Die Anwendung der Symmetriebedingung würde zu zwei Außenkanälen führen. Aus diesem Grund wird sein Durchmesser soweit verkleinert, dass der gleiche Druckverlust Δp wie bei der Ausgangsvariante stattfindet. In einer Parallelschaltung von Rohren gilt [26]:

$$\Delta p_{ges} = \Delta p_1 = \Delta p_2 \quad (8.1)$$

Der Druckverlust lässt sich in inkompressiblen Rohrströmungen nach Gl. (8.2) berechnen

$$\Delta p_v = \frac{\rho u^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \sum \zeta_i \right) \quad (8.2)$$

Zur Bestimmung der Strömungsverhältnisse im Außenkanal wurde nach den ersten Rechnungen mit der mittleren Geschwindigkeit u von 5,93 m/s und einer charakteristischen Länge von 0,0015 m die Reynoldszahl mit 424 bestimmt. Die ermittelte Reynoldszahl liegt unter dem kritischen Wert und ist charakteristisch für laminare Strömung. Damit ist in der Gl. (8.2) die Rohrreibungszahl $\lambda = 64/Re$.³ Durch die Gleichsetzung der Druckverluste des Halb- und Viertelmodells mit $u = Q_m/A$ wird mit Gl. (8.4) der Rohrdurchmesser des Viertelmodells d_{VM} bestimmt. Die Aufteilung des Kanals halbiert auch den Volumenstrom Q_m also gilt:

$$\Delta p_{HM} = \Delta p_{VM} \quad (8.3)$$

³ Die Druckverlustgleichung übergeht in das Gesetz von Hagen-Poiseuille

$$\frac{\rho \left(\frac{Q_m}{A_{HM}} \right)^2}{2} \left(\frac{64}{Re_{HM}} \frac{l}{d_{HM}} + \sum \zeta_i \right) = \frac{\rho \left(\frac{Q_m}{2A_{VM}} \right)^2}{2} \left(\frac{64}{Re_{VM}} \frac{l}{d_{VM}} + \sum \zeta_i \right) \quad (8.4)$$

$$\frac{d_{VM}}{d_{HM}} = \sqrt[4]{0,5} = 0,841 \quad (8.5)$$

Das erzeugte Viertelmodell (VM) besitzt 2.599.940 Elemente und zwei Symmetrieebenen (vgl. Abbildung 8-5).

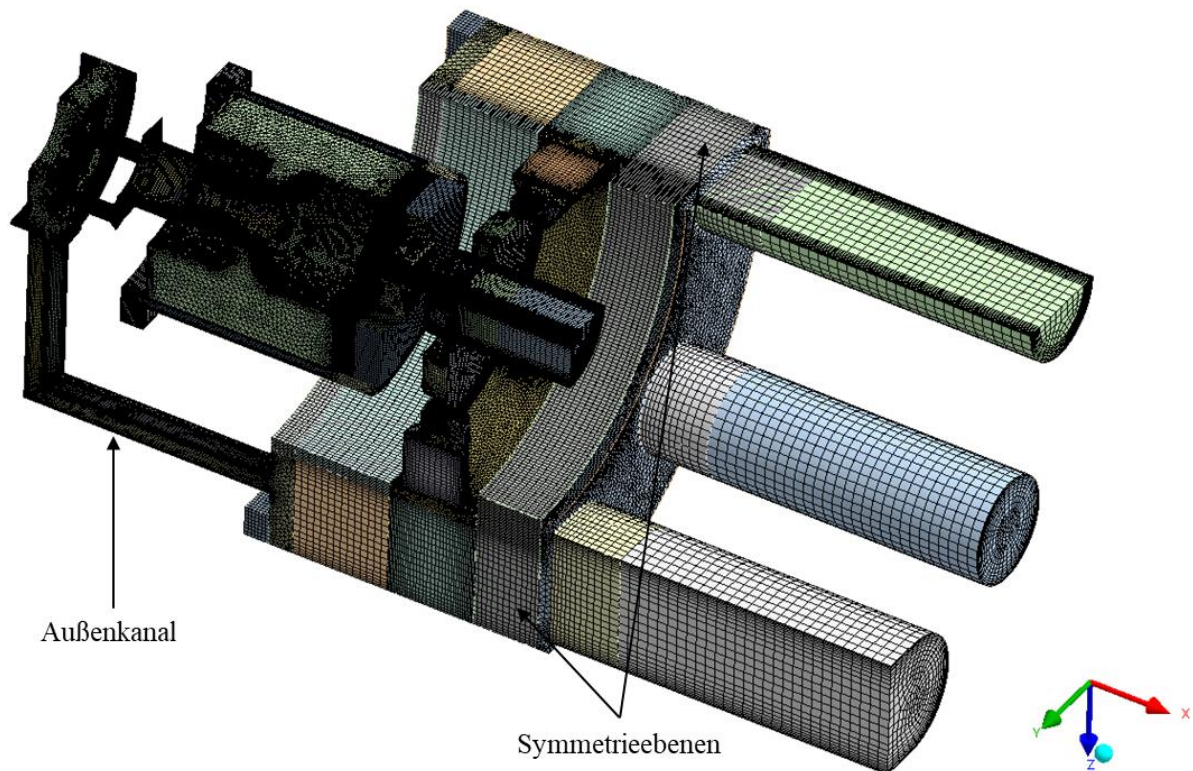


Abbildung 8-5 Viertelmodell des magnetgesteuerten Ventils

8.3 Gegenüberstellung des Halb- und Viertelmodells

Für den Vergleich der erstellten Modelle wird ein möglicher Arbeitspunkt simuliert. Dazu wird der Zufluss mit einer konstanten Strömungsgeschwindigkeit $u = 10$ m/s beaufschlagt. Das entspricht einem Volumenstrom von 9,54 l/min. Der Relativdruck in den Ausflüssen ist weiterhin $p = 0$ Pa. Die Ausnutzung der Symmetrie erfordert auch die Anpassung der Kolbenmasse und Federeigenschaften. Im Halbmodell werden die Parameter mit dem Korrekturfaktor 0,5 und im Viertelmodell mit 0,25 multipliziert (vgl. Tabelle 8-1). Die Vorspannkraft resultiert aus dem verbleibenden Spalt (0,05 mm) zwischen dem Kolbenstirnfläche und der Außenwand. Die Dichte und Viskosität von Öl bleiben unverändert (vgl. Tabelle 7-1). Die aktuelle Drosselstange position liegt bei 75 Prozent des Hubbereichs (siehe Anhang, Abbildung A-22). Im ersten Ansatz werden die Gravitationskräfte und Reibung in der Kolbenführung vernachlässigt.

Tabelle 8-1: Physikalische Parameter des Halb- und Viertelmodells

Modell	Kolbenmasse [kg]	Vorspannkraft [N]	Federrate [N/m]
Ausgang	0,0054	1,025	20500
HM	0,0027	0,51	10250
VM	0,0014	0,26	5125

Die ermittelten Reynoldszahlen im Zufluss nach 7.1 mit [10; 20,96; 31,44] m/s sind [2145,95; 6746,67; 8995,24]. Die Turbulenz wird aufgrund der relativ niedrigen Reynolds-Zahlenwerte mit dem $SST - k - \omega$ Modell abgebildet. Zur Stabilisierung müssen sowohl die Lösungsstabilisierung als auch das Implizite Netz Update eingesetzt werden. Der volumenbasierte Stabilisierungsparameter K wird auch hier iterativ bestimmt. Bei der Update Methode werden die voreingestellten Werte übernommen (vgl. Tabelle 6-2). Die Druck-Geschwindigkeitskopplung übernimmt das Coupled Verfahren, da dieses ein stabileres Lösungsverhalten als PISO aufweist. Der Nachteil ist hingegen die höhere Berechnungszeit [1]. Die Bestimmung des Zeitschrittes geschieht auf dieselbe Weise wie im Kapitel 7.1 beschrieben. Die Simulationseinstellungen sind in der Tabelle 8-2 übersichtlich dargestellt.

Tabelle 8-2: Simulationseinstellungen

Scheme [-]	Turbulenzmodell [-]	Zeitschritt [s]	Iterationen pro Zeitschritt [-]	CFD-Residuen [-]
Coupled	$SST - k - \omega$	1,00E-05	50	$\leq 0,0001$

Für die Gegenüberstellung werden der Totaldruck am Ventileinlass, die Kolbenbewegung sowie die Fluidkräfte an der Drossel erfasst. Das Diagramm in der Abbildung 8-6 zeigt die ermittelten Verläufe des HM und VM. In der Anfangsphase baut sich der Druck auf der Hochdruckseite auf und erreicht sein Maximum. Noch überwiegen die Druckkräfte auf der Stirnfläche und der Kolben wird in negative X-Richtung beschleunigt. Die Spaltbreite im Kontaktbereich nimmt zu und ein größerer Volumenstrom kann entweichen. Während der Druck im Zufluss

allmählich abfällt, baut er sich in der Zwischenkammer langsam auf bis sich ein Gleichgewicht zwischen der Feder und Fluidkraft einstellt. Die Kurve des VM ist in den ersten Zeitschritten nahe identisch dem HM. Nach dem Maximum fällt sie schneller ab und verläuft parallel bis zum Ende unterhalb der HM Kurve. Die stufenartigen Sprünge entstehen jedes Mal, wenn eine neue Schicht aufgebaut bzw. abgebaut wird. Die Auswertegrößen schwingen bei dem Ereignis kurzzeitig auf.

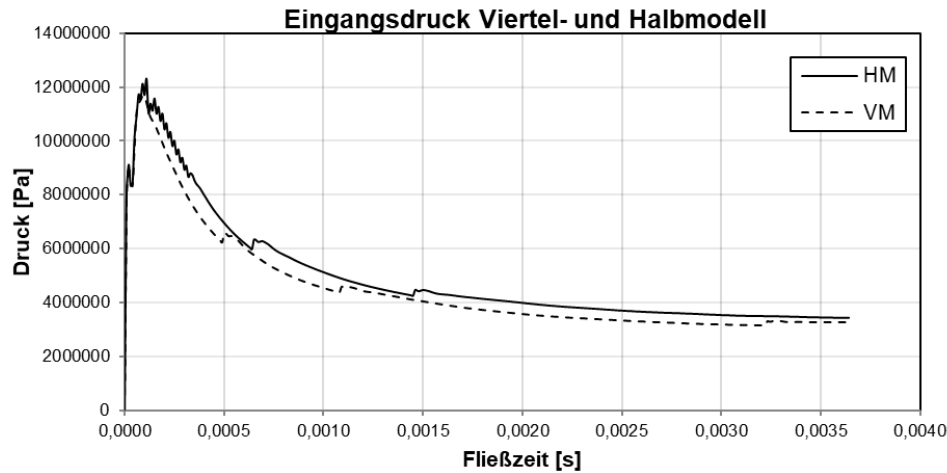


Abbildung 8-6 Druck am Ventileingang, Gegenüberstellung VM und HM

Die Antwort der Kolbenposition ist in der Abbildung 8-7 zu sehen. Auch hier ist das Verhalten ähnlich. Zu Beginn ist durch den Druckaufbau ein kurzes Aufstoßen des Starrkörpers zu verzeichnen. Danach strebt die Bewegung gegen einen stationären Zustand.

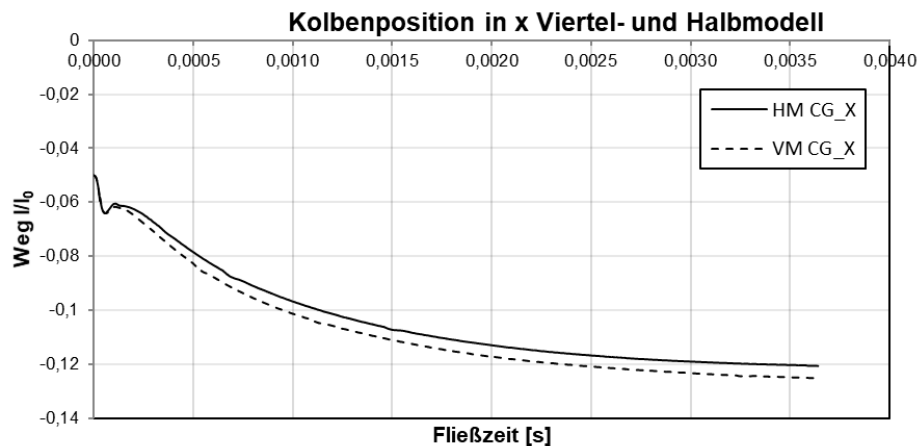


Abbildung 8-7 Kolbenposition, Gegenüberstellung VM und HM

Die Ergebnisse der beiden Modelle zum Zeitpunkt $t = 0,00363$ s sind in Tabellenform weiter unten festgehalten. Ergänzend zeigt im Anhang die Abbildung B-1 den Geschwindigkeitsplot im Kontaktbereich. Übersichtshalber wird nur das Strömungsfeld in der XY-Ebene betrachtet. Das ist die Symmetrieebene des VM und eine Schnittebene im HM. Die Konturen zum Zeitpunkt $t = 0,0035$ s weisen in Details leichte Unterschiede auf. Die Hauptströmung bleibt aber

durch die zusätzliche Symmetriebedingung unbeeinflusst und die Geschwindigkeitsbeträge stimmen quantitativ fast über ein.

Tabelle 8-3: Ergebnisse der Gegenüberstellung des HM und VM ($t = 0,00363$ s)

Modell	Kolbenposition [-]	Eingangsdruck [MPa]	Berechnungszeit [h]
HM	-0,121	3,43	166,02
VM	-0,125	3,27	88,48

Die Druckabweichung des VM beträgt 4,7 Prozentpunkte. Die Berechnungszeit auf der Workstation 1 dauert nur noch halb so lange. Die Fluidkräfte müssen aufgrund der Symmetrie bei der Auswertung mit einem Korrekturfaktor von 2 bei dem HM und 4 bei dem VM multipliziert werden (vgl. Anhang, Abbildung B-4). Die Massenstromdifferenz zwischen dem Zufluss und Ausfluss liegt unter 1 Prozentpunkt. Der Vergleich zeigt, dass die Zielgrößen auch relativ genau mit dem Viertelmodell bestimmt werden können. Durch die deutlich kürzere Berechnungszeit können in der begrenzten Projektzeit mehr Design Variationen untersucht werden. Folglich werden alle weiteren Simulationen mit dem Viertelmodell durchgeführt. Parallel wurde eine Vergleichsrechnung auf der WS 2 mit dem Halbmodell organisiert. Die Berechnungsdauer auf der 28 Kerne Maschine belief sich auf 82,58 h und konnte um Faktor 2,01 reduziert werden.

Da die Wirkung der Feder auf das Strömungsfeld nur durch einen beweglichen Körper realisiert werden kann, ist eine stationäre Berechnung in diesem Fall nicht machbar.

8.4 Einfluss der Federgeometrie

In Fluent ist die Berücksichtigung der Feder nur über ihre mechanischen Eigenschaften realisierbar. Für die Modellierung des Festkörpers und seiner Deformation müsste eine separate transiente CSM-Analyse zugeschaltet werden. Die Kopplung würde erheblich den numerischen

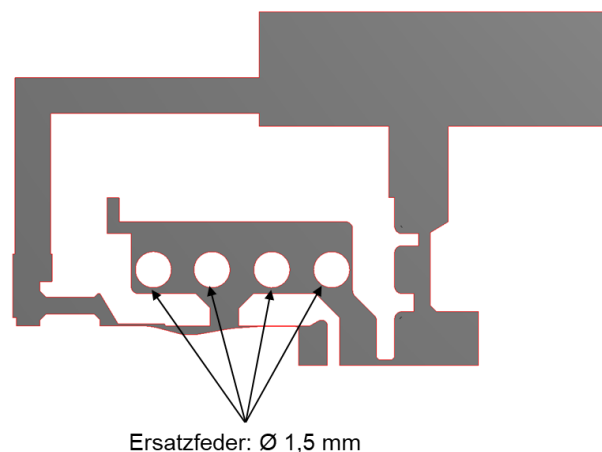


Abbildung 8-8 2D-Modell mit Federgeometrie

Aufwand erhöhen. Zum einen wäre ein weiteres Gleichungssystem der Strukturseite und eine Kopplungsschleife zu lösen. Zum anderen müsste ein rechenintensiveres Neuvernetzungsalgorithmus verwendet werden (vgl. Kapitel 6.2.3). Also untersucht der nächste Schritt den Einfluss der Federgeometrie auf die Zielgrößen. Dazu wird das Modell aus der Netzstudie um eine Ersatzfedergeometrie erweitert. Es werden vier Kreise mit einem Durchmesser von 1,5 mm hinter dem Kolben angeordnet (siehe Abbildung 8-8). Die Randbedingungen bleiben unverändert. Da die Lage des Federschwerpunkts sich während der Bewegung fast kaum ändert, bleibt ihre Trägheit für die Berechnung erstmal außen vor.

In der nächsten Grafik ist der Volumenstrom in dem radialen Ausflusskanal über der Fließzeit aufgezeichnet. Während der ganzen Simulationszeit ist die Differenz zwischen den beiden Verläufen nahe Null. Das gleiche Verhalten wird auch bei anderen Größen konstatiert. Beispielsweise können die Kräfte im Anhang in der Abbildung B-5 verglichen werden.

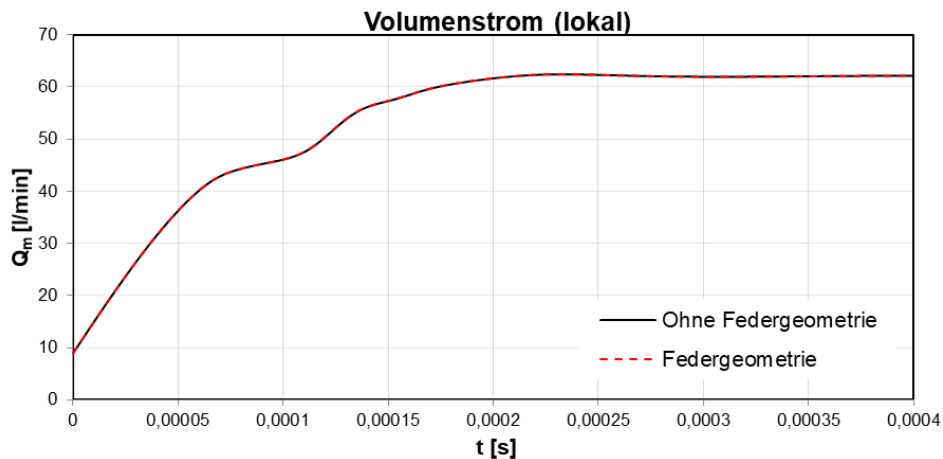


Abbildung 8-9 Einfluss der Federgeometrie auf den Volumenstrom (lokal)

Die Abweichungen des Modells ohne der Federgeometrie betragen für den Volumenstrom 0,14 und der Fluidkraft am Kolben 0,13 Prozent. Aufgrund der relativ langsamen Strömungsgeschwindigkeiten in der Zwischenkammer ist der Druckverlust durch den neuen Körper marginal. Damit hat die Federgeometrie im stationären Zustand nur minimalen Einfluss auf die Zielgrößen und wird für die Simulation des 3D-Modells vernachlässigt.

9 Ermittlung der Drosselstellung durch Arbeitspunkte (M2) und Validierung

Das Betriebsverhalten von Ventilen wird anhand ihrer Kennfelder charakterisiert. Die stationäre Relation zwischen der Druckdifferenz bzw. dem Druckverlust zwischen dem Ein- und Ausgang des vorgesteuerten Magnetventils und dem Volumenstrom wird so für einen ordnungsgemäßen Gebrauch in übersichtlicher Form dargeboten.

Zum Zwecke der Validierung des entwickelten 3D-Modells werden aus Testversuchen vorhandene Kennlinien ähnlich aufgebauter Ventile herangezogen und mit den Simulationsdaten verglichen. Die Bewertung erfolgt anhand der globalen Zielgrößen. Da keine dynamischen Testdaten vorliegen liegt der Fokus der Untersuchung auf dem Totaldruck am Ventileinlass (Mittelwert) im stationären Zustand. Zusätzlich wird die Schwerpunktposition des Kolbens aufgezeichnet. Die Fluidkraft an der Drossel soll weitere Erkenntnisse über die Magnetbelastung liefern. Das Schreiben der Diagrammwerte geschieht jeden Zeitschritt und der Konturplots alle 0,00025 s.

Für ein möglichst aussagekräftiges Ergebnis wird stichprobenartig über dem gesamten Arbeitsbereich verteilt, die Systemantwort überwacht. Hierzu werden in der FSI drei Arbeitspunkte angefahren und ausgewertet. Die Randbedingungen und Simulationsparameter wurden im Kapitel 8.3 ausführlich beschrieben und wurden unverändert übernommen.

- Arbeitspunkt 1: 9,54 l/min
- Arbeitspunkt 2: 20 l/min
- Arbeitspunkt 3: 30 l/min

Es entspricht den folgenden Zuflussgeschwindigkeiten [10; 20,96; 31,44] m/s. Die Position der Drosselstange liegt bei 75 % des Hubwegs (vgl. Anhang, Abbildung A-22). Um die Berechnungszeit zu reduzieren, werden die Arbeitspunkte direkt nacheinander simuliert. Der Zeitpunkt des stationären Zustandes ist a priori unbekannt. Fluent bietet jedoch die Möglichkeit in die laufende Berechnung einzugreifen und die Einstellungen zu ändern. Alternativ kann auch der aktuelle Berechnungsstand exportiert und angepasst werden⁴. Basierend auf dem stationären Strömungsfeld des vorherigen Arbeitspunktes wird die Simulation mit der neuen Randbedingung fortgeführt.

Die Abbildung 9-1 stellt den berechneten Eingangsdruck über der Fließzeit dar. Gestartet wird aus dem bereits ermittelten Zustand vom Zeitpunkt $t=0,00363$ s. Im ersten Arbeitspunkt betrug die Druckdifferenz über dem Ventil 3,27 MPa (Relativdruck im Ausfluss $p \approx 0$ Pa). Nach der Anpassung der Zuflussgeschwindigkeit auf 20,96 m/s entsteht kurzzeitig eine Druckspitze von

⁴ In Fluent: file / export / case and data files

22,25 MPa, welche relativ schnell abklingt (vgl. Abbildung 9-1, Detailansichten). Diese Ausreißer entstehen auch zum Teil numerisch bedingt und sind deshalb sehr kritisch zu betrachten. Nach 0,0095 s wird auch der zweite Arbeitspunkt erreicht. Es findet keine weitere Absenkung mehr statt. Die Zielgrößen verändern sich nur noch unbedeutend schwach. Der Verlauf konvergiert mit 7,3 MPa gegen den stationären Zustand. Durch die höheren Kräfte wird auch der Kolben weiter nach hinten in Richtung Magnetraum verlagert. Dabei legt er

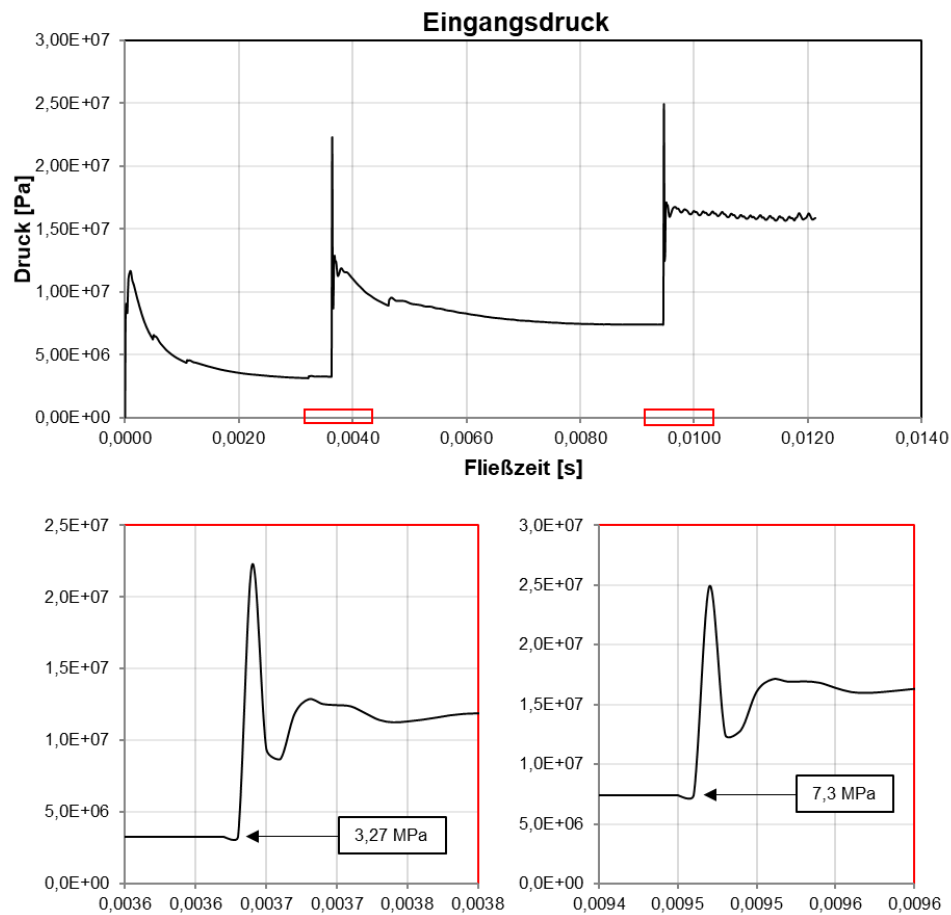


Abbildung 9-1 Eingangsdruk, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min

16,3 Prozent seines Hubes zurück und verweilt in der Stellung (siehe Anhang, Abbildung B-6). Nach der weiteren Zunahme der Zuflussgeschwindigkeit auf 31,44 m/s wird in den ersten Zeitschritten ähnliches Verhalten beobachtet. Nach einem sprunghaftem Anstieg fällt der Druck von 24,91 MPa relativ schnell ab, schwingt jedoch danach mit einer kleinen Amplitude weiter. Die Oszillation bleibt nicht konstant und wächst langsam über der Zeit an. Andere Zielgrößen sind analog betroffen. Die Fluidkraft an der Drossel verläuft zwar bis zum zweiten Arbeitspunkt stabil, die numerisch-induzierte Schwingung kann danach aber nicht mehr eingedämmt werden (vgl. Abbildung 9-2). Die gewählte Stabilisierung reicht nicht für den dritten Arbeitspunkt aus.

Die Berechnung bricht infolge eines Netzfehlers⁵ ab. Der Vernetzungsalgorithmus kommt der entstandenen Schwingung des Starrkörpers nicht mehr hinterher.

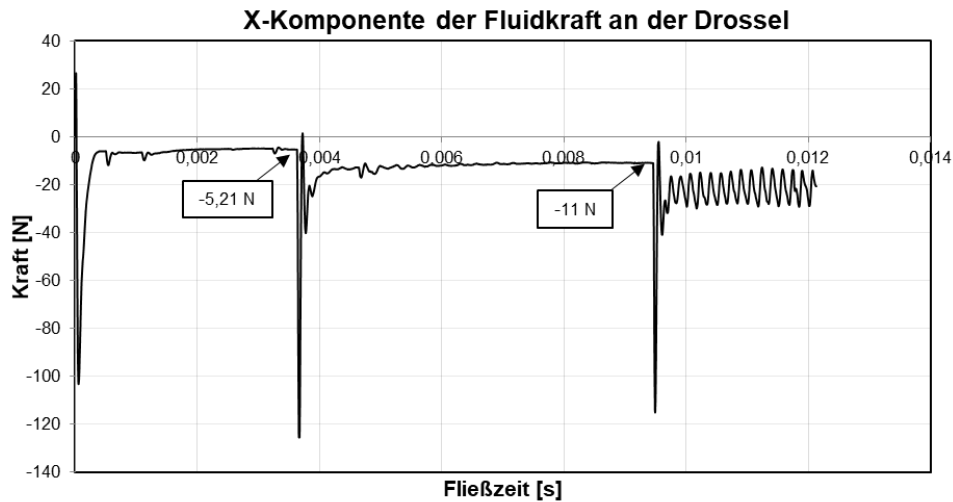


Abbildung 9-2 Fluidkraft an der Drossel, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min

Um dem System mehr Zeit für die Stabilisierung zu geben, wird für den dritten Arbeitspunkt ein Geschwindigkeitsprofil erstellt. Der Volumenstrom steigt nicht mehr sprunghaft an, sondern wird linear gemäß Abbildung 9-3 in den ersten 100 Zeitschritten erhöht. Aufgrund der Symmetriebedingung wurde die Funktion bereits mit Faktor 4 korrigiert.

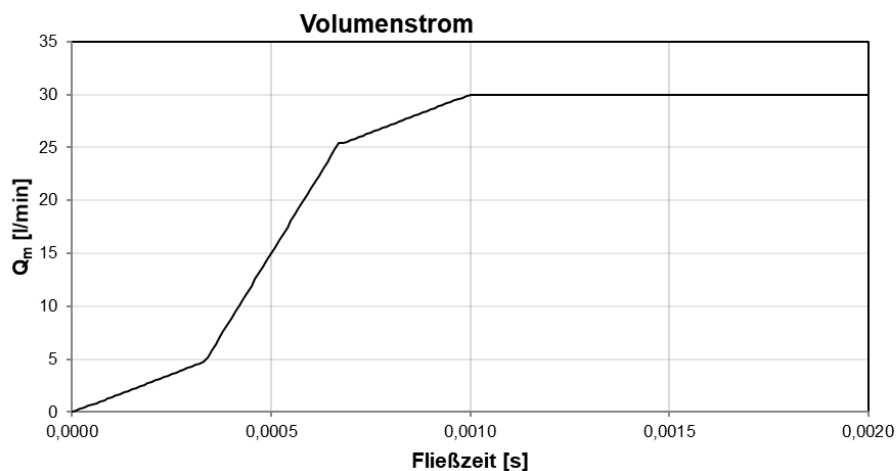


Abbildung 9-3 Volumenstromprofil im Zufluss, Arbeitspunkt 30 l/min

Der neue Übergang führt zu einem glatteren Verlauf der Auswertgrößen. Allerdings lassen sich die Oszillationen nicht komplett beseitigen. Der konvergierte Druck liegt im Mittel bei 13,66 MPa und besitzt eine konstante Amplitude von 0,06 MPa. Im Maximum steigt die

⁵ Fluent: Dynamic Mesh Failure

Systembelastung auf 28,8 MPa. In der Endstellung des Kolbens (17,8 %) beträgt die gemittelte Fluidkraft -19,14 N (vgl. Anhang, Abbildung B-7, Abbildung B-8). Hier bestätigt sich, dass die Stabilisierungsparameter auch von der Stärke der Interaktion abhängen und notfalls angepasst werden müssen.

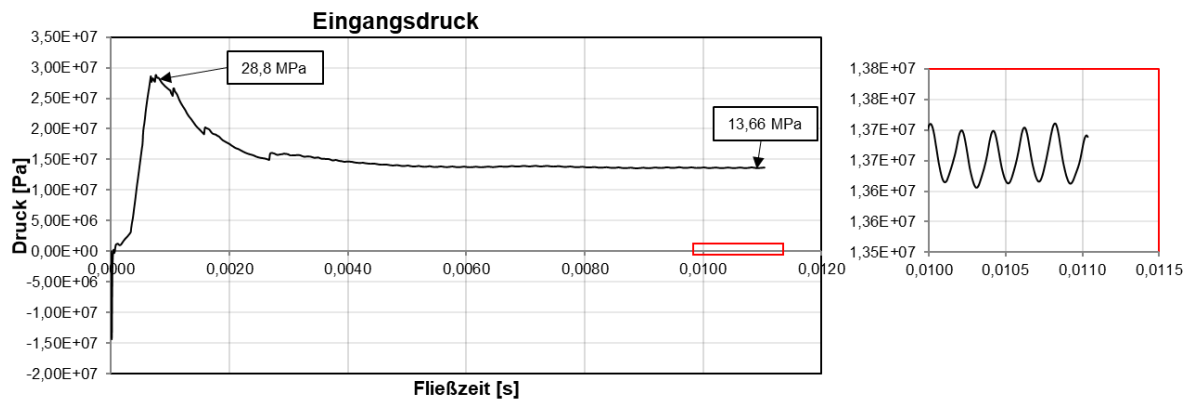


Abbildung 9-4 Eingangsdruk, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil

In der nachfolgenden Tabelle 9-1 werden die Ergebnisse der drei Arbeitspunkte zusammengefasst. Trotz der relativ kleinen Verschiebung des Kolbens werden auf der Workstation 1 sehr hohe Berechnungszeiten erzielt.

Tabelle 9-1: Ergebnisse, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min

Arbeitspunkt	Druckdifferenz [MPa]	Fluidkraft (Drossel) [N]	Kolbenposition [%]	Berechnungszeit [h]
1	3,27	-5,21	-12,5	88,48
2	7,3	-11	-16,3	134,41
3	13,66	-19,14	-17,8	257,92

Zur Kontrolle werden die gewonnenen Daten in das Kennfeld eines bereits getesteten Ventils eingetragen (siehe Abbildung 9-5). Je Drosselstellung zeigt es über dem gesamten Arbeitsbereich entsprechende Kennlinien. Die Position der Drosselstange wird über den Steuerstrom gesteuert und bestimmt maßgeblich die Strömungsverhältnisse. Stromlos (0 A) befindet sich die Drosselstange am vorderen Anschlag. Mit 1,6 A wird sie auf die gegenüberliegende Seite angezogen. Die konusartige Form erlaubt dabei die Spaltgröße zwischen der Drossel und ihrer Führung zu regulieren (vgl. Anhang, Abbildung A-23). So ist in den erwähnten Stellungen der Spalt am kleinsten und die Drosselung am größten. Dadurch kann sich mehr Druck in der Kammer hinter dem Kolben aufbauen. Folglich braucht es mehr Energie um den gleichen Volumenstrom durchzuzwängen und es bilden sich höhere

Druckdifferenzen. Die Zwischenpositionen [0,7; 0,29] A sorgen mit einem größeren Spalt für weniger Widerstand. Die Kennlinien verlaufen relativ flach.

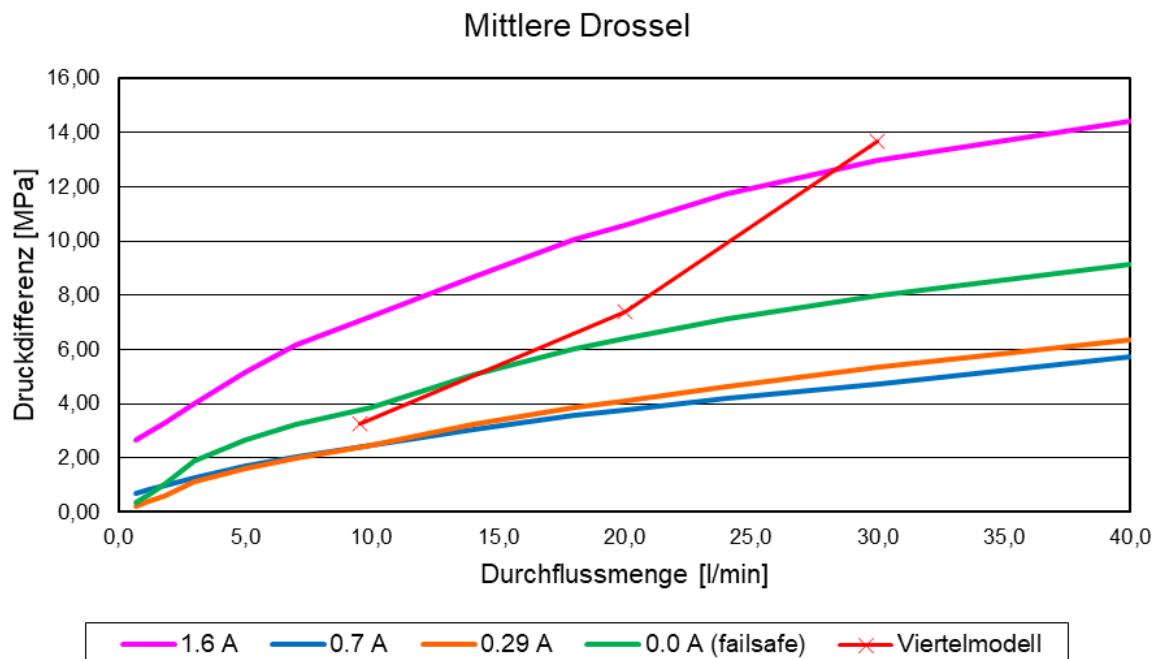


Abbildung 9-5 Vergleich der Simulationsergebnisse mit Testdaten anhand eines Druckdifferenz-Volumenstrom-Kennfeldes

Die Kurve des Viertelmodells liegt mit ihren Werten in der Größenordnung (vgl. Abbildung 9-5, rote Linie) der Testdaten. Die aktuelle Drosselposition ist in der Nähe von 0,7 und 0,29 A. Im ersten Arbeitspunkt 9,54 l/min trifft die Simulation relativ gut die Messwerte. Danach steigt die Druckdifferenz quadratisch an. Im Weiteren werden die möglichen Ursachen für die Abweichung diskutiert.

Im Allgemeinen verhält sich die Druckdifferenz bzw. der Druckverlust Δp_v in Rohrleitungen und Einbauten nach der Beziehung in Gl. (9.1). Der Widerstandsbeiwert ζ hängt von der Oberflächenbeschaffenheit der Geometrie und vom Strömungszustand ab [26]. Auf der einen Seite weist das Referenzventil einige konstruktive Unterschiede auf. So ist bei dem FSI-Modell die gesamte Ausflusskanalfläche um 4,78 Prozent erweitert und die Einlassfläche um 9,09 Prozent verengt worden. Hierdurch ist möglicherweise die Turbulenzentwicklung begünstigt worden, so dass der Δp_v proportional zum Quadrat des Volumenstroms gemäß Gl. (9.3) verläuft. Wohingegen die gemessenen Kennlinien eher laminarer Natur sind (vgl. Gl. 9.2). Auf der anderen Seite befinden sich die ermittelten Reynoldszahlen im Übergangsbereich $2300 < Re < 10000$.⁶

⁶ Siehe Moody-Diagramm

Trotz der Überschreitung der kritischen Grenze dominieren im Fluidfeld eventuell doch noch die Reibungskräfte, so dass die Annahme einer Turbulenz im Modell nicht korrekt war. Natürlich darf auch die Vergrößerung des Netzes als mögliche Fehlerquelle nicht außer Acht gelassen werden. Möglicherweise ist die hohe Abweichung im dritten Arbeitspunkt darauf zurückzuführen. Für aufbauende und weiterführende Arbeiten wird auch ein Abgleich mit einer laminaren Rechnung und einem feineren Netz empfohlen. Eine finale Bewertung kann jedoch nur auf Basis der Testdaten des simulierten Modells erfolgen.

$$\Delta p_v = \zeta \frac{\rho}{2} u^2 \quad (9.1)$$

Laminare Strömung:

$$\Delta p_v = \zeta \frac{\rho}{2} u^2 \sim Q \quad (9.2)$$

Turbulente Strömung:

$$\Delta p_v = \zeta \frac{\rho}{2} u^2 \sim Q^2 \quad (9.3)$$

10 Parameterstudie (M3)

Durch den Einsatz von CAE lässt sich ein numerischer Prüfstand in den Entwicklungsprozess problemlos integrieren. Mit geringem Aufwand können Modellvarianten ohne kostenaufwendige Prototypen und Tests untersucht werden. So wird in diesem Kapitel abschließend eine Parameterstudie mit dem entwickelten FSI-Modell des vorgesteuerten Magnetventils durchgeführt. Hierzu werden die ausgewählten konstruktiven Parameter jeweils um plus/minus zehn Prozent geändert und im Arbeitspunkt 2 der Ausgangsvariante gegenübergestellt. Aus Stabilitätsgründen wird die Zuflussgeschwindigkeit linear ansteigend aufgebracht, so dass ein Volumenstrom gemäß Abbildung 10-1 am Ventileingang herrscht.

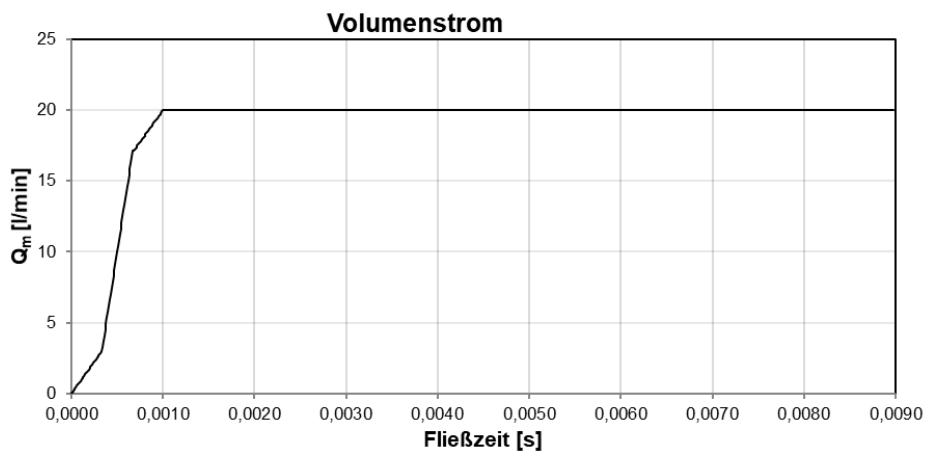


Abbildung 10-1 Volumenstromprofil, Arbeitspunkt 20 l/min

10.1 Steifigkeit der Kolbenfeder

Als Erstes wird die Steifigkeit der Kolbenfeder verändert. Die Anpassung des Parameters erfolgt direkt über das Six DOF Eingabefeld in Fluent. Die neuen Vorspannkkräfte müssen entsprechend aktualisiert werden. Es ergeben sich folgende Werte [(4,61 N/mm, 0,23 N), (5,64 N/mm, 0,28 N)]. Von den drei untersuchten Parametern ist der Änderungsaufwand hier am

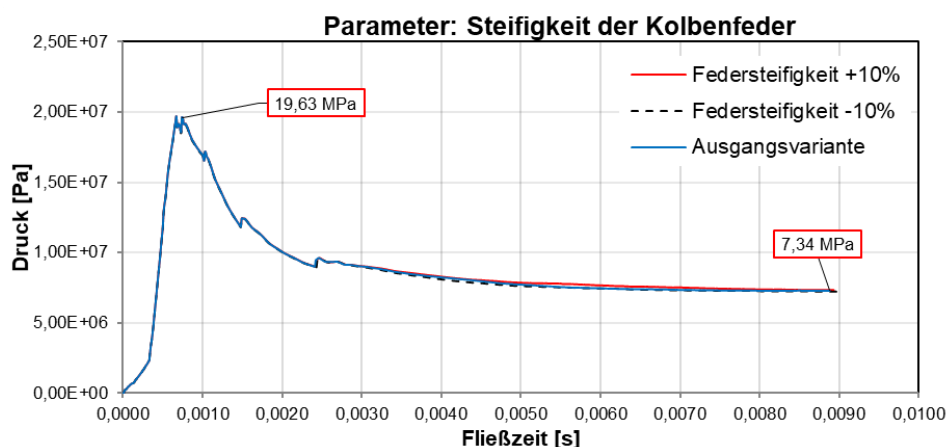


Abbildung 10-2 Totaldruck am Eingang, Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder

geringsten, da bei Geometrievorbereitung und Netzerstellung dieser nicht berücksichtigt werden muss. Die Abbildung 10-2 visualisiert die berechneten Kurven des Totaldruckes am Eingang. Die Verläufe liegen fast über einander. Zum Zeitpunkt $t=0,00893$ s sind alle Auswertegrößen konvergiert. Die Ausgangsvariante erreicht dabei eine Druckdifferenz über dem Ventil von 7,296 MPa. Die Versteifung der Feder lässt den Druck um 0,6 Prozentpunkte auf 7,34 MPa anwachsen. Die Abschwächung hingegen bewirkt einen Abfall um 1,05 Prozentpunkte auf 7,22 MPa. Ähnlich ist das Verhalten bei der Fluidkraft an der Drossel und der Kolbenposition. Die maximale Abweichung dort beträgt 1,14 Prozent. Die Diagramme der letzten Größen können im Anhang (Abbildung B-9, Abbildung B-10) betrachtet werden. Die Ergebnisse der Simulation sind in der Tabelle 10-1 aufgeführt. Die Berechnungsdauer auf der WS 1 beträgt 212,4 h und auf der WS 2 133,74 h. Die Konturplots in Abbildung B-2 und Abbildung B-3 sollen zur besseren Vorstellung beispielhaft Einblicke in die Druckverteilung und Strömungsfeld im System gewähren (siehe Anhang).

Tabelle 10-1: Ergebnisse $t=0,00893$ s, Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder

Variante	Druckdifferenz	Fluidkraft (Drossel)	Kolbenposition	Berechnungszeit	
				WS 1	WS2
[-]	[MPa]	[N]	[%]	[h]	[h]
Ausgangsvariante	7,296	-10,43	-16,31		133,74
Federsteifigkeit +10 %	7,34	-10,55	-16,29	212,4	
Federsteifigkeit -10 %	7,22	-10,42	-16,4	212,4	

Zusammenfassend lässt sich sagen, dass die Zielgrößen der Parameteränderung folgen. Eine Erhöhung der Federsteifigkeit führt zu einer Erhöhung der Zielgrößen. Eine Reduktion führt entsprechend zu einer umgekehrten Reaktion. Die ermittelten Werte unterscheiden sich nur geringfügig, so dass die Abweichung bei der aktuellen Variation vernachlässigbar klein ist.

10.2 Durchmesser der Druckfläche am Kolben

Im nächsten Schritt wird der Einfluss der Druckfläche am Kolben analysiert. Hierzu wird ihr Durchmesser modifiziert. Der Innenring behält dabei seine Breite und wird radial verschoben. Der Außenring ist fest. Die Vorderansicht der Komponente befindet sich im Anhang (Abbildung A-24). In der Ausgangsvariante besitzt der Zufluss den gleichen Radius wie die Druckfläche (vgl. Abbildung 5-2). Über den Parameter Manager in ANSYS werden die gewünschten Werte direkt oder als Design Points tabellarisch eingegeben. Die Aktualisierung der Geometrie und des Netzes läuft dank der bereits erstellten Parameter vollkommen automatisiert ab.

In der nachfolgenden Grafik werden die Auswirkungen anhand der Druckdiagramme veranschaulicht. Die Vergrößerung des Durchmessers resultiert in einer Zunahme des Eingangsdrucks über der gesamten Simulationszeit (rote Kurve). Während dieser im Maximum auf 23,87 MPa ansteigt, werden im stationären Zustand 11,67 MPa erreicht. Gegenüber dem Ausgangsmodell ist es ein Anstieg um Faktor 1,6. Durch den Eingriff in die Geometrie ändert sich auch

das Strömungsfeld dahingehend, dass sich größere Druckkräfte in der Zwischenkammer hinter dem Kolben aufbauen und ein größerer Volumenstrom durch die Bohrung im Kolben fließt. Dadurch kommt der Starrkörper schneller zum Stehen (-13,7 % des Hubweges) und die Belastung der Drosselstange erhöht sich auf -15,9 N. Durch das frühere Anhalten reduziert sich auch die Simulationszeit. Der Verlauf konvergiert zum Zeitpunkt $t=0,0062$ s. Die Verkleinerung des Durchmessers führt hingegen zu einer fatalen Destabilisierung. In der Anfangsphase

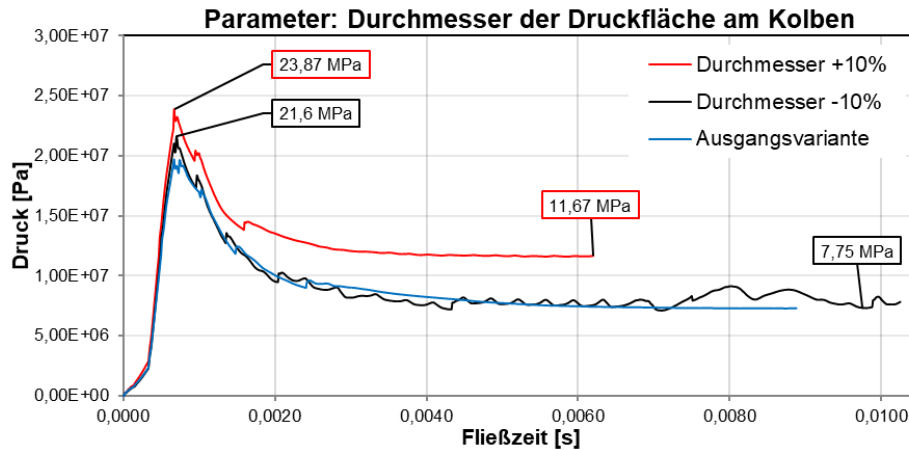


Abbildung 10-3 Totaldruck am Eingang, Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben

sind die Werte relativ stabil und überlagern sich mit der Referenz. Mit voranschreitender Simulationszeit wächst die Instabilität und die Berechnung wird abgebrochen. Der erreichte Mittelwert liegt bei 7,75 MPa, ist aber aufgrund der aufgetretenen Komplikationen nicht verwertbar. Die Ergebnisse der Variante sind in Tabelle 10-2 dargestellt. Die Kurven der Kolbenposition und Fluidkraft befinden sich im Anhang (Abbildung B-11, Abbildung B-12). Aufgrund des begrenzten Rahmens der Masterarbeit wurde die plus zehn Prozent Variante auf der 28 Kerne Maschine berechnet.

Tabelle 10-2: Ergebnisse, Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben

Variante	Druckdifferenz	Fluidkraft (Drossel)	Kolbenposition	Berechnungszeit	
				WS 1	WS 2
[-]	[MPa]	[N]	[%]	[h]	[h]
Ausgangsvariante	7,296	-10,43	-16,31		133,74
Durchmesser +10 %	11,67	-15,9	-13,7		64,9
Durchmesser -10 %	7,75	-11,5	-16,6	220,67	

Die Analyse hat ergeben, dass positive Umgestaltung der Kolbenfläche zu größeren und sich schneller aufbauenden Druckfeldern innerhalb des Ventils führt. Die Reduzierung des Durchmessers hat hingegen einen relativ kleinen Einfluss auf die Druckdifferenz. Durch die neue Geometrie entstehen Strömungsverhältnisse, die das Lösungsverhalten negativ beeinträchtigen. Die aufgetretenen Schwingungen deuten auf eine unzureichende Stabilisierung hin. Für weitere Arbeiten wird empfohlen für die letzte Variante die Stabilisierungseinstellungen anzupassen, um aussagekräftige Resultate zu erhalten.

10.3 Durchmesser der Zufließ-Bohrung

Als Letztes wird der Durchmesser der Zufließ-Bohrung variiert. Die Aktualisierung der Geometrie und des Netzes erfolgt analog dem zweiten Parameter. Zu beachten sei hier, dass auch die Zuflussgeschwindigkeit angepasst werden muss, um den geforderten Volumenstrom im Arbeitspunkt 2 zu erzeugen [(-10%, 25,88 m/s), (+10%, 17,32 m/s)]. In der Abbildung 10-4 werden die ermittelten Daten präsentiert. Aufgrund der begrenzten Bearbeitungszeit werden die Berechnungen zum Zeitpunkt $t=0,004$ s unterbrochen. Die Entwicklung der überwachten Größen wird dennoch erkennbar. Die Aufweitung des Einlasses reduziert den Eingangsdruck und damit die Druckdifferenz um Faktor 0,76 auf 6,49 MPa. Die Reaktion auf die Einlassverengung ist deutlich sensitiver. Der Druck steigt auf 13,02 MPa und ist um Faktor 1,58 größer als der der Ausgangsvariante. Damit bestätigt sich die Hypothese der verengten Einlassfläche als eine mögliche Ursache für die Abweichung der Kennlinien im Kapitel 9. Mit 23,74 MPa hat es den größten Druckanstieg von allen drei Parametern.

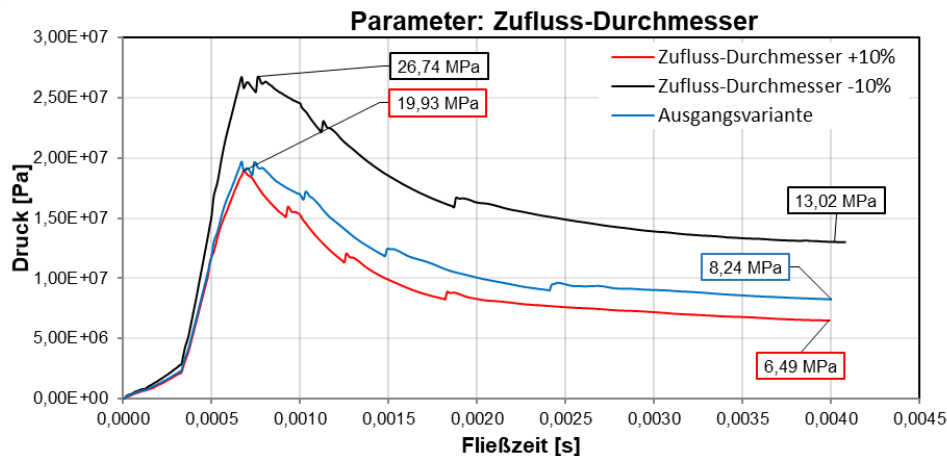


Abbildung 10-4 Totaldruck am Eingang, Parameter: Zufluss-Durchmesser

Die Verläufe der Fluidkraft an der Drossel und der Kolbenposition können im Anhang (Abbildung B-13, Abbildung B-14) betrachtet werden. Die Belastung der Drossel erreicht ihren Höchstwert mit -17,95 N bei der minus zehn Prozent Variante. Die gewonnenen Ergebnisse sind in der Tabelle 10-3 erfasst.

Tabelle 10-3: Ergebnisse zum Zeitpunkt $t=0,004$ s, Parameter: Zufluss-Durchmesser

Variante	Druckdif- ferenz	Fluidkraft (Drossel)	Kolben- position	Berechnungszeit	
				WS 1	WS2
[-]	[MPa]	[N]	[%]	[h]	[h]
Ausgangsvariante	8,24	-11,73	-15,6		-
Zufluss-Durchmesser +10 %	6,49	-9,8	-16,3	99,32	
Zufluss-Durchmesser -10 %	13,02	-17,95	-14	80,06	

Aus den Beobachtungen lässt sich schließen, dass das System auf die Herabsetzung des Durchmessers deutlich stärker reagiert. Für eine präzisere Modifikation müssen in diese Richtung

kleinere Schritte in der Geometrieänderung vorgenommen werden. Die Verkleinerung führt hier zum Anstieg der Zielgrößen, während die Vergrößerung den umgekehrten Effekt hat. Die Variation des Zufluss-Parameters hat keine Auswirkungen auf die Stabilität des Verfahrens.

Für einen besseren Vergleich werden alle gerechneten Varianten in das Kennfeld des Ventils aus dem Kapitel 9 eingetragen. In der Abbildung 10-5 sind im zweiten Arbeitspunkt bei 20 l/min die ermittelten Druckdifferenzen aus der Variation des Durchmessers der Druckfläche und Einlasses dargestellt.

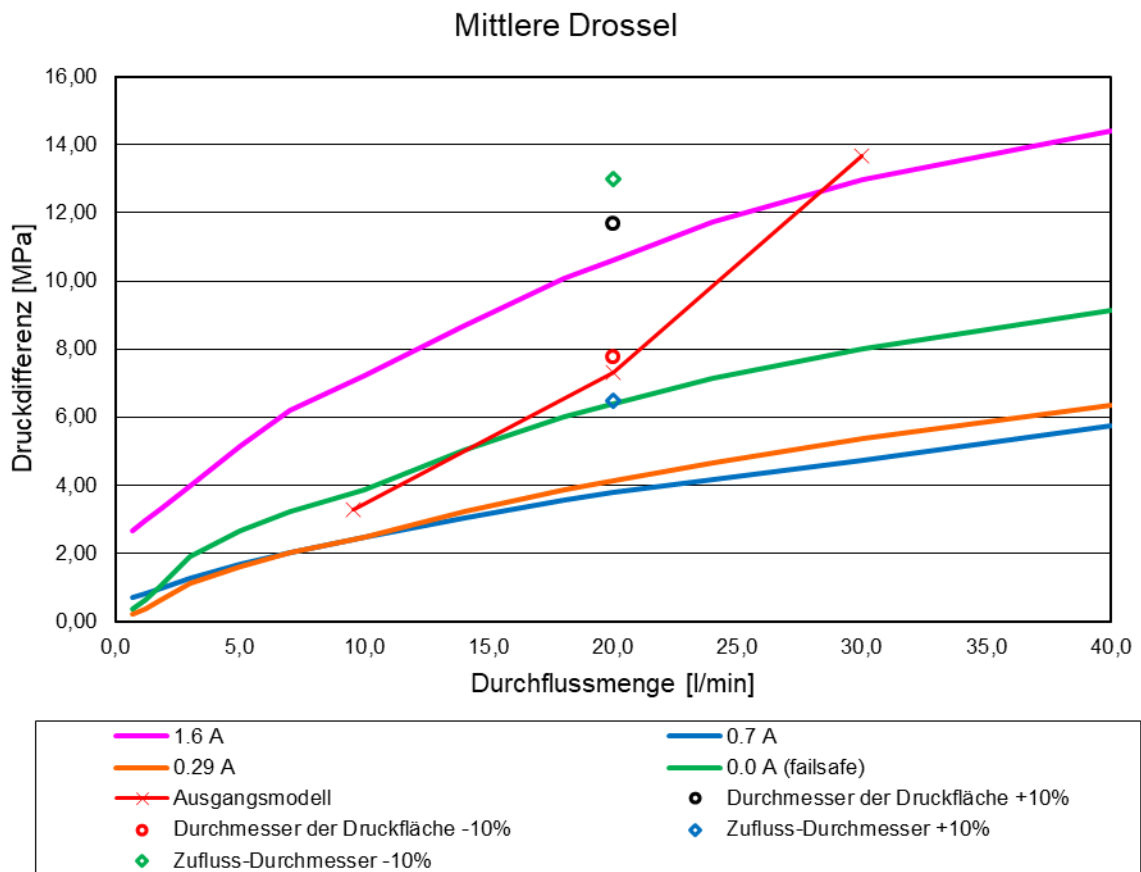


Abbildung 10-5 Gegenüberstellung der Ergebnisse der Parameterstudie anhand der Ventilkennlinie

Die Parameterstudie führt zu einem tieferen Verständnis des Systemverhaltens bei Variation der konstruktiven Parameter. Trotz eines Relativvergleichs anhand des FSI-Modells ist die Tendenz deutlich erkennbar und auf das reale Modell übertragbar. Von den drei untersuchten Parametern hat den größten Einfluss auf die Druckdifferenz der Zufluss-Durchmesser. Das System reagiert weniger stark auf die Anpassung der Kolbendruckfläche. Weiterhin wird festgestellt, dass die Änderung der beiden Parameter auf das System umgekehrt wirkt. Die Vergrößerung des Zuflusses führt zu kleineren Druckdifferenzen, während die Zunahme der Kolbendruckfläche genau das Gegenteil bewirkt. Die Verkleinerung bewirkt ein gegenläufiges Resultat. Der Anstieg ist deutlich sensitiver als der Abfall der Druckdifferenz bezüglich der Variation der Parameter. Den kleinsten Einfluss hat die Federsteifigkeit. Die Abweichungen gegenüber der Ausgangsvariante im Vergleich mit anderen Parametern sind vernachlässigbar klein.

11 Zusammenfassung und Fazit

In der vorliegenden Masterarbeit wurde gemeinsam mit der Firma EDAG Engineering AG ein CFD-Modell zur Unterstützung des Entwicklungsprozesses eines vorgesteuerten Magnetventils erarbeitet. Für das Pre- und Postprocessing wird das CAE-Softwarepaket ANSYS 19.1 mit dem CFD-Solver Fluent eingesetzt. Zur Berücksichtigung der Wechselwirkung des Fluids mit der Struktur wurden zuerst die Lösungsmethoden der Fluid-Struktur-Interaktion mit ihren Stärken und Schwächen erläutert. Ein besonderes Augenmerk lag dabei auf dem Artificial Added Mass Effect. Bei dem eingesetzten explizit partitionierten Verfahren ist dieses Phänomen unter bestimmten Bedingungen für Instabilitäten verantwortlich.

Zur Realisierung der Verschiebung des Kopplungsrandes zwischen den beteiligten Kontinuumsfeldern wurden die gängigsten Gitterbewegungsalgorithmen vorgestellt. Basierend auf der Fluidkörpergeometrie und der Bewegung des Starrkörpers wurde unter dem Blickwinkel der Berechnungszeit die Dynamic Layering Methode gewählt. Zur Abbildung der Schließbedingung des Kolbens in der Anschlagstellung sind die User-Defined-Functions von Adam Anderson und Sourabh Shrivastava optimiert worden. Um mögliche Konvergenzprobleme auszuschließen, wurde durch eine zeitliche Unterrelaxierung die Porosität lokal im Kontaktbereich angepasst. Anhand eines vereinfachten rotationssymmetrischen 2D-Modells wird die Kontakt-UDF verifiziert. Bereits hier treten die inhärenten Instabilitäten auf, die jedoch durch iterative Anpassung der Stabilisierungsparameter eingedämmt werden.

Basierend auf einer provisorischen Netzstudie und unter Einhaltung geltender Qualitätskriterien wurde ein 3D-Modell des Fluidkörpers mit relativ feinem Gitter erstellt. Aufgrund der begrenzten Rechenressourcen musste eine Vergrößerung vorgenommen werden. Die Untersuchungen zur Ausnutzung der geometrischen Symmetrien wiesen relativ kleine Genauigkeitsverluste auf, so dass das Gleichungssystem um 75 Prozent und die Berechnungsdauer um mehr als die Hälfte reduziert werden konnten. Die Validierung des entstandenen Viertelmodells wurde anhand der Testdaten ähnlich aufgebauter Ventile durchgeführt. Die ermittelten Kennlinien sind in der Größenordnung der Testdaten. Die Ursachen für die vorhandenen Abweichungen wurden ausführlich diskutiert. Die endgültige Beurteilung ist jedoch nur auf Basis der Messwerte aus Versuchen mit dem simulierten Modell möglich.

Anschließend wurde eine Parameterstudie durchgeführt. Von den drei untersuchten konstruktiven Parametern hat die größten Auswirkungen auf die Zielgrößen der Zufluss-Durchmesser. Die Änderung des Durchmessers der Druckfläche des Kolbens führt zu einem umgekehrten Verhalten, die Ergebnisse weichen aber betragsmäßig nur geringfügig ab. Den schwächsten Einfluss hat die Federsteifigkeit. Durch den Relativvergleich wird die Sensitivität der Reaktion

bezüglich der Variation der Parameter erkennbar und ein tieferes Verständnis für das Systemverhalten wird vermittelt.

Das entwickelte FSI-Modell kann zur Optimierung der Konstruktion eingesetzt werden. Es ermöglicht leichtere Modifizierbarkeit von Produkteigenschaften und bietet durch den numerischen Prüfstand Einsparungspotenziale für Material- und Personalkosten.

12 Ausblick

Die im Rahmen dieser Arbeit neu gewonnenen Kenntnisse über die FSI und die Modellierung mit ANSYS bieten eine solide Grundlage zur Implementierung der CAE-Methode im Entwicklungsprozess. Aus den vorgestellten Fähigkeiten des Six DOF Solvers und Fluent wird erkenntlich, dass mehrere Starrkörper im Strömungsfeld simultan verarbeitet werden können. Für zukünftige Arbeiten und präzisere Prognosen kann das Gebiet mit dem Magneten miteinbezogen werden. Außerdem erlaubt Fluent nichtkonforme Netze durch Interfaces zu verknüpfen und ganze Domains auszutauschen (Zone Append). Dadurch entsteht eine weitere Parametrisierungsoption. Für weitere Design Variationen muss kein komplett neues Gitter generiert werden, stattdessen werden nur die interessierenden Bereiche ausgetauscht oder erweitert. Nach einer Umgestaltung des gewünschten Bauteils im CAD-System, zum Beispiel der Drosselstange, wird nur noch das Drosselgebiet neuvernetzt und ins bestehende Netz eingesetzt. Das steigert die Flexibilität. Wenn die Geometrie es zulässt, können nach dem gleichen Prinzip bereits erstellte Domains in später folgenden Analysen für andere Ventile eingesetzt werden.

Die räumliche Diskretisierung der komplexen Konturen des Magnetventils führt unmittelbar zu großen Gleichungssystemen. Die Berechnungszeiten ließen sich auf einer doppelt so leistungstarken Maschine zwar halbieren, waren jedoch trotzdem relativ lang und unüblich für die Praxis. Hier empfiehlt es sich auf Rechencluster umzusteigen. So wären die geforderte Netzqualität realisierbar und die Simulationen auf eine Nachtlänge reduzierbar.

Das entwickelte FSI-Modell lässt sich durch den Einsatz von UDF weiter ausbauen. In den nachfolgenden Arbeiten könnten so die Reibung in der Führung des Kolbens berücksichtigt werden. Aufgrund der ermittelten Reynoldszahlen ist außerdem ein Abgleich mit einer laminaren Rechnung durchzuführen. Im Falle unüberwindbarer Instabilitäten aufgrund Artificial Added Mass Effects ist auf das implizit partitionierte Lösungsverfahren mit CSM auszuweichen (System Coupling in [1]).

Literatur- und Quellenverzeichnis

- [1] ANSYS: Fluent Dokumentation. ANSYS Hilfesystem, Release 19.1., ANSYS, Inc., 2019.
- [2] ANSYS: Using Contact Detection in a Two-way Coupled Analysis. Example: Flow Control Membrane. ANSYS, Inc., 2015.
- [3] Berg, T.: Fluent Workshop. Simulating Sinkage & Trim for Planing Boat Hulls. Ansys Inc. 2015.
- [4] Causin, P., Gerbeau, J., Nobile, F.: Added-mass effect in the design of partitioned algorithms for fluid-structure problems. [Research Report] RR-5084, INRIA. 2004. Inria-00071499.
- [5] Cebeci, T., Cousteix, J.: Modeling and Computation of Boundary-Layer Flows. Horizon Publishing, California, Springer, Heidelberg, 2005.
- [6] Donea, J., Huerta, A., Ponthot, J., Rodriguez-Ferran, A.: Encyclopedia of Computational Mechanics. Volume 1: Fundamentals. Chapter 14: Arbitrary Lagrangian-Eulerian Methods. John Wiley & Sons, Ltd, 2004.
- [7] Ferziger, J., H., Peric, M.: Numerische Strömungsmechanik. Springer-Verlag, Berlin Heidelberg, 2008.
- [8] Förster, C., Wall, W., A., Ramm, E.: The artificial added mass effect in sequential staggered fluid-structure interaction algorithms. University of Stuttgart, Institut of Structural Mechanics, Deutschland, 2006.
- [9] Hölting, B., Coldewey, W., G.: Hydrogeologie. Einführung in die Allgemeine und Angewandte Hydrogeologie. Springer Verlag Berlin Heidelberg, 2013.
- [10] Hughes, T., J., R., Liu, W., K., Zimmermann, T., K.: Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering. (s. 329-349) Lagrangian-Eulerian Finite Element Formulation for Incompressible Viscous Flows. North-Holland Publishing Company, 1981.
- [11] Laurien, E., Oertel, H., Jr.: Numerische Strömungsmechanik. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2013.
- [12] Lecheler, S.: Numerische Strömungsberechnung. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2018.

- [13] Löhner, R.: Applied computational fluid dynamics techniques. An introduction based on finite element methods. John Wiley & Sons Ltd. Chichester, England, 2008.
- [14] Masud, A., Bhanabagvanwala, M., Khurram, R., A.: An adaptive mesh rezoning scheme for moving boundary flows and fluid-structure interaction. *Computer & Fluids* (77-91), www.sciencedirect.com, Elsevier, 2007.
- [15] Matthies, H., J., Renius, K., T.: Einführung in die Ölhydraulik. Springer Vieweg, Wiesbaden, 2014.
- [16] Mok, D., P.: Partionierte Lösungsansätze in der Strukturmechanik und der Fluid-Struktur-Interaktion. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Baustatik, 2001.
- [17] Morinishi, K., Fukui, T.: An Eulerian approach for fluid-structure interaction problems. *Computers and Fluids*, vol. 35, 2012.
- [18] Richter, T.: Fluid-Structure Interactions: Models, Analysis and Finite Elements. Springer International Publishing AG, 2017.
- [19] Schwarze, R.: CFD-Modellierung. Grundlagen und Anwendungen bei Strömungsprozessen. Springer Vieweg, Berlin Heidelberg, 2013.
- [20] Shrivastava, S.: Contact Detection: UDF under-relaxation of porous resistance with time and contact-gap. Ansys, Inc., 2019.
- [21] Souli, M., Benson, D., J.: Arbitrary Lagrange-Eulerian and Fluid-Structure Interaction. ISTE Ltd John Wiley & Sons, Inc., England, 2010.
- [22] Spekreijse, S.: Elliptic grid generation based on Laplace equations and algebraic transformations. *Journal of Computational Physics*, vol. 118, 1995.
- [23] Tezduyar, T., E., Bazilevs, Y., Takizawa, K.: Computational Fluid-Structure Interaction: Methods and Applications. John Wiley & Sons Ltd., Chichester, England, 2013.
- [24] Tezduyar, T., E., Bazilevs, Y., Takizawa, K.: Fluid-Structure Interaction and Flows with Moving Boundaries and Interfaces. *Encyclopedia of Computational Mechanics Second Edition, Part 2 Fluids* (eds. E. Stein, R. De Borst and T.J.R. Hughes), Wiley, <http://dx.doi.org/10.1002/9781119176817.ecm2069>, 2017.
- [25] Von Scheven, M.: Effiziente Algorithmen für die Fluid-Struktur-Wechselwirkung. Dissertation, Universität Stuttgart, Institut für Baustatik und Baudynamik, 2009.
- [26] Watter, H.: Hydraulik und Pneumatik. Springer, Vieweg & Sohn, Wiesbaden, 2007.

- [27] Wikipedia: https://de.wikipedia.org/wiki/Zusätzliche_Masse, 10.2019.
- [28] Will, D., Gebhardt, N.: *Hydraulik. Grundlagen, Komponenten, Schaltungen*. Springer-Verlag, Berlin-Heidelberg, 2011.

A Anhang

```

404 DEFINE_ADJUST(resistance_update,d)
405 {
406   Thread *t;
407   cell_t c;
408   if (current_time_adjust!=CURRENT_TIME)
409   {
410     flag_cont=contact_flag_cont;
411     contact_flag_cont=0;
412     current_time_adjust=CURRENT_TIME;
413   }
414   if (flag_cont==1)
415   {
416     thread_loop_c(t,d)
417     {
418       begin_c_loop_int(c,t)
419       {
420         C_potential_grad(c,t)=C_gradient_history(c,t);
421         C_resistance_old(c,t) = C_resistance_trans(c,t);
422         if (C_gradient_history(c,t) < contact_critical_grad)
423         {
424           C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MIN;
425           C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t);
426         }
427         else
428         {
429           C_resistance(c,t)= FLUID_RES_MAX;
430           C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t);
431         }
432       }
433     end_c_loop_int(c,t)
434   }
435 }
436 else if (flag_cont==0)
437 {
438   thread_loop_c(t,d)
439   {
440     begin_c_loop_int(c,t)
441     {
442       C_resistance(c,t)=FLUID_RES_MIN;
443       C_resistance_trans(c,t) = C_resistance(c,t)*urf + (1-urf)*C_resistance_trans(c,t);
444     }
445     end_c_loop_int(c,t)
446   }
447 }
448 }
449 }

```

Abbildung A-1 Ursprüngliche UDF- Skriptsequenz [ANSYS Shrivastava]

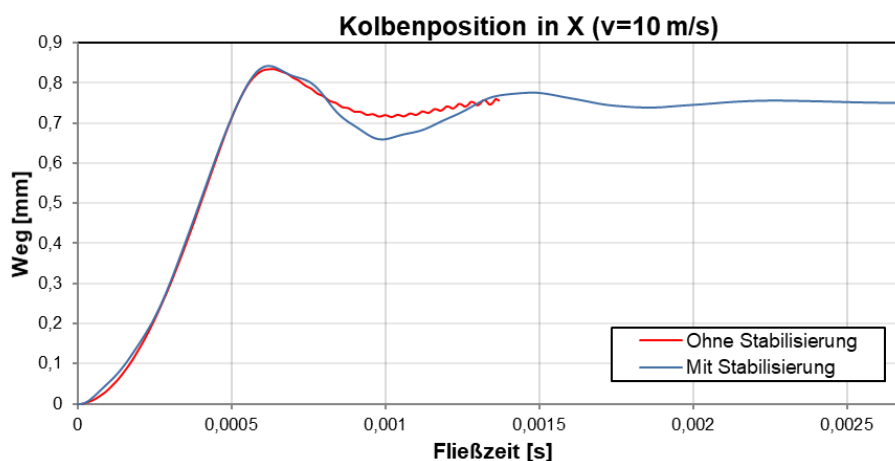


Abbildung A-2 Kolbenposition mit und ohne Stabilisierung, 2D-Modell, Variante 10m/s

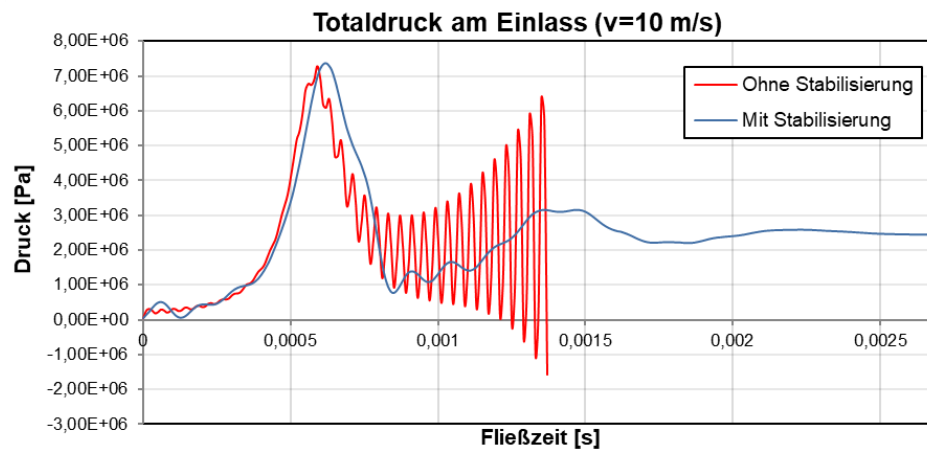


Abbildung A-3 Totaldruck am Einlass, 2D-Modell, Variante 10 m/s

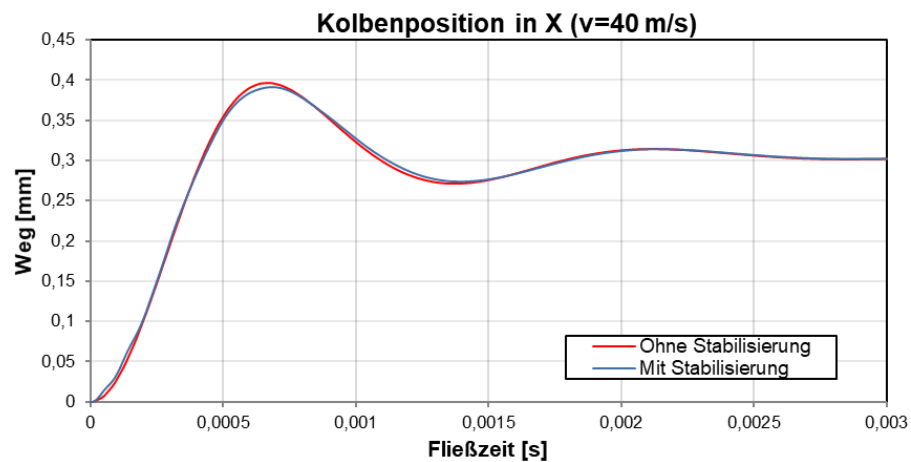


Abbildung A-4 Kolbenposition mit und ohne Stabilisierung, 2D-Modell, Variante 40 m/s

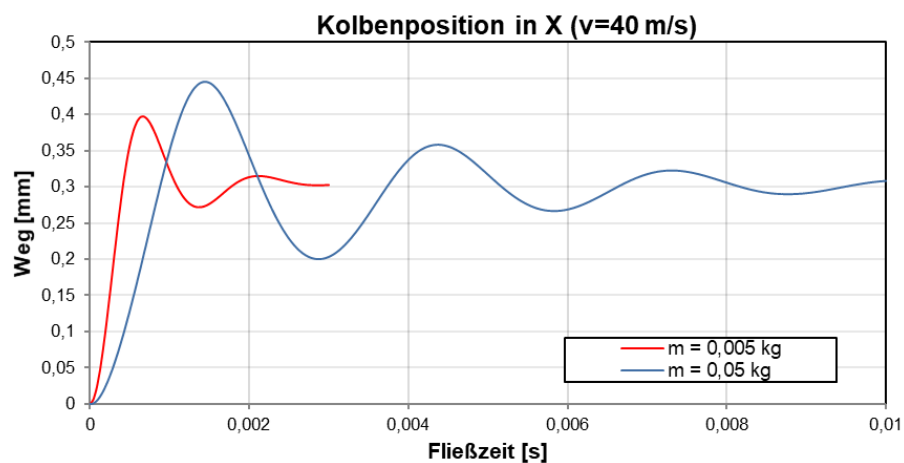


Abbildung A-5 Einfluss des Kolbenmasse auf die Kolbenposition des 2D-Modells

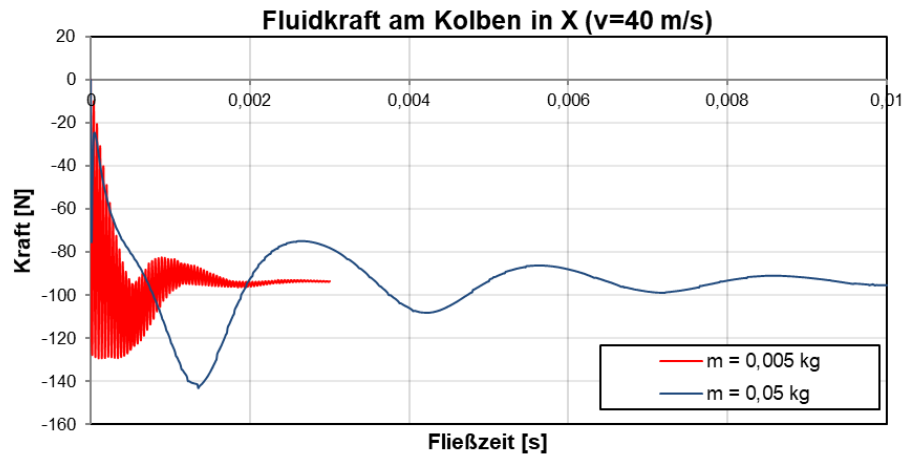


Abbildung A-6 Einfluss des Kolbenmasse auf die Fluidkraft des 2D-Modells

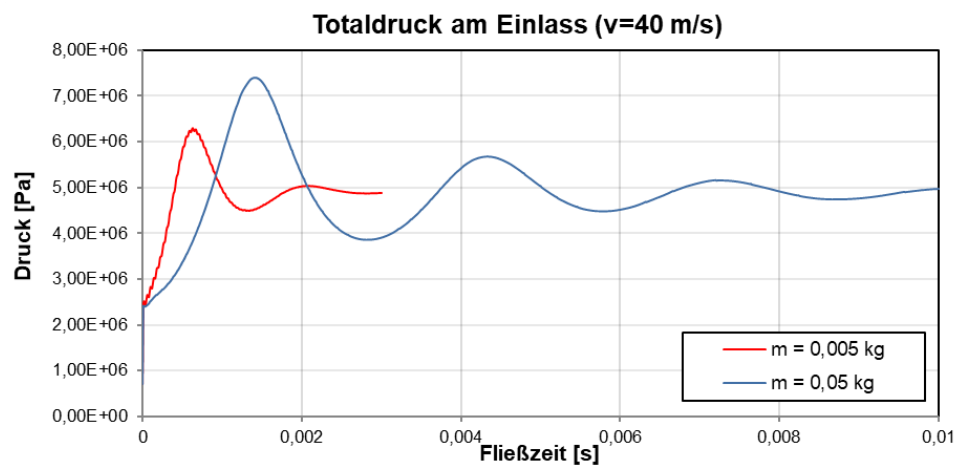


Abbildung A-7 Einfluss des Kolbenmasse auf den Totaldruck des 2D-Modells

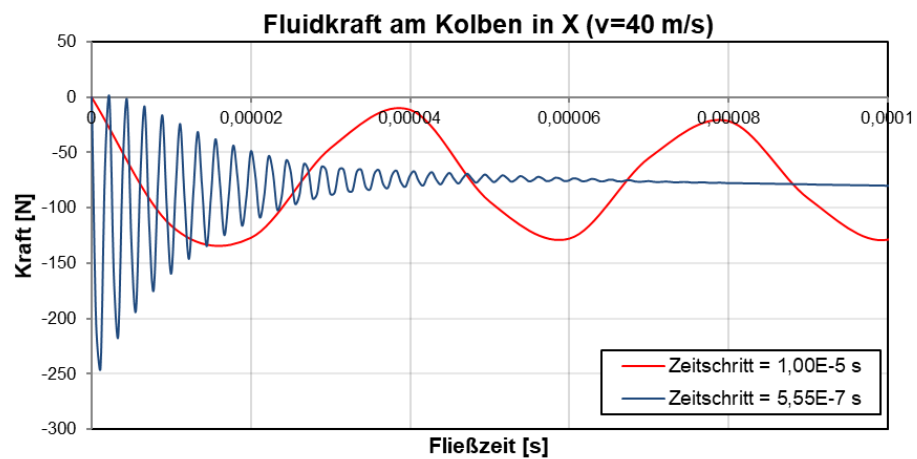


Abbildung A-8 Einfluss des Zeitschrittes auf die Fluidkraft des 2D-Modells

```

4  #include "udf.h"
5
6  static real v_prev = 0.555;           /*Benutzervorgabe konstante Geschwindigkeit [m/s]*/
7  static real timestop = 0.00166;     /*Zeitschranke, Geschwindigkeit auf Null gesetzt [s]*/
8
9  DEFINE_CG_MOTION(piston,dt,vel,omega,time,dtime)
10 {
11     Thread *t;
12     face_t f;
13     real NV_VEC(A);
14     real force_x, dv;
15     real currenttime;
16     currenttime = CURRENT_TIME;
17
18     /* reset velocities */
19     NV_S(vel, =, 0.0);
20     NV_S(omega, =, 0.0);
21     if (!Data_Valid_P())
22         return;
23     /* get the thread pointer for which this motion is defined */
24     /*t = DT_THREAD(dt);*/
25
26     if (currenttime < timestop)
27     {
28         vel[0] = v_prev;
29     }
30     if (currenttime > timestop)
31     {
32         vel[0] = 0;
33     }
34     Message("time = %f, x_vel = %f, x_force = %f\n", currenttime, vel[0]);
35 }

```

Abbildung A-9 Makro DEFINE CG MOTION

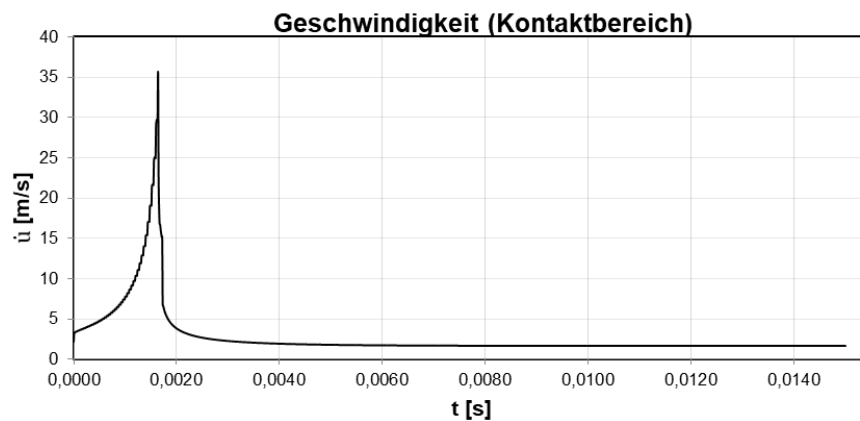


Abbildung A-10 Geschwindigkeit im Kontaktbereich, 2D-Modell mit Kontakt-UDF

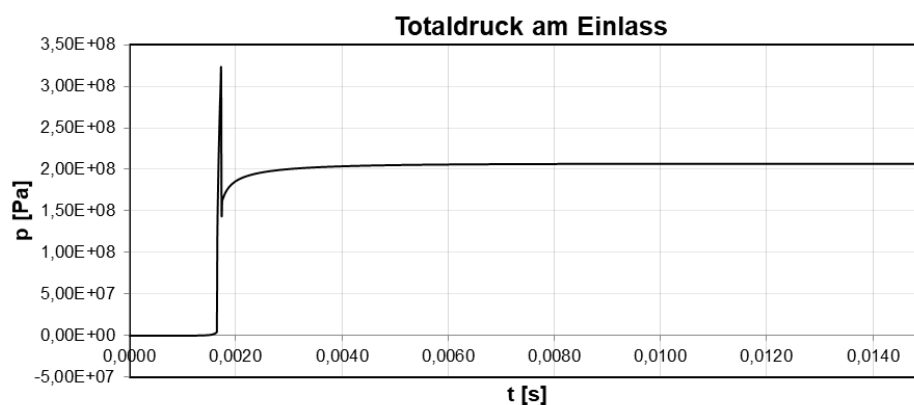


Abbildung A-11 Totaldruck am Einlass, 2D-Modell mit Kontakt-UDF

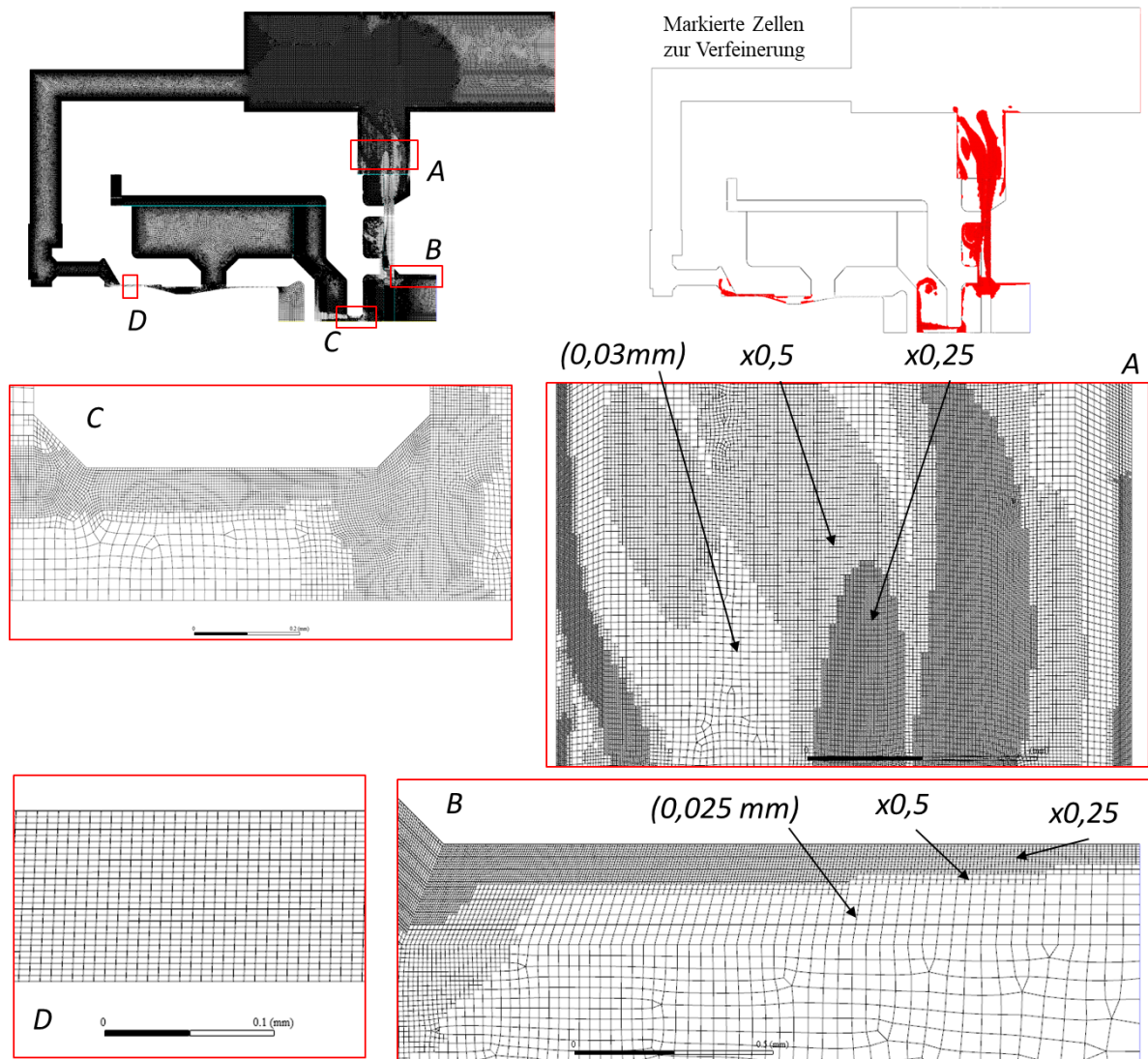


Abbildung A-12 Mittelfines Netz mit Elementabmessungen

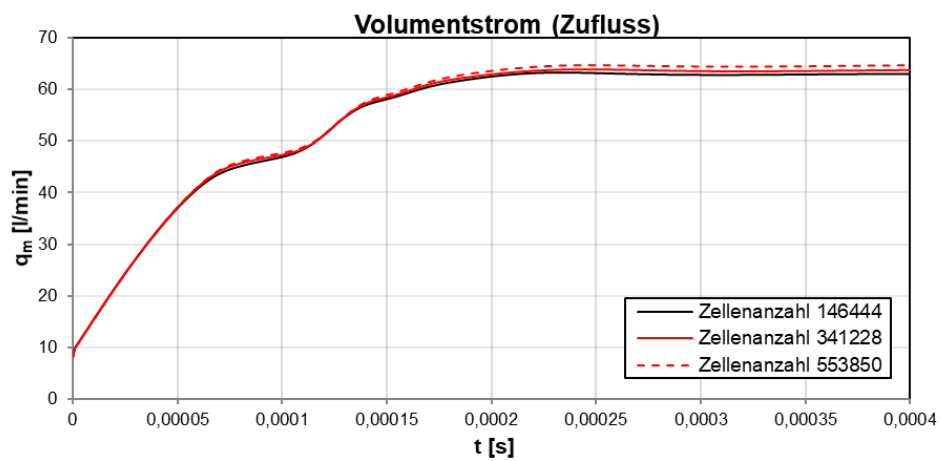


Abbildung A-13 Volumenstrom im Zufluss, Netzstudie

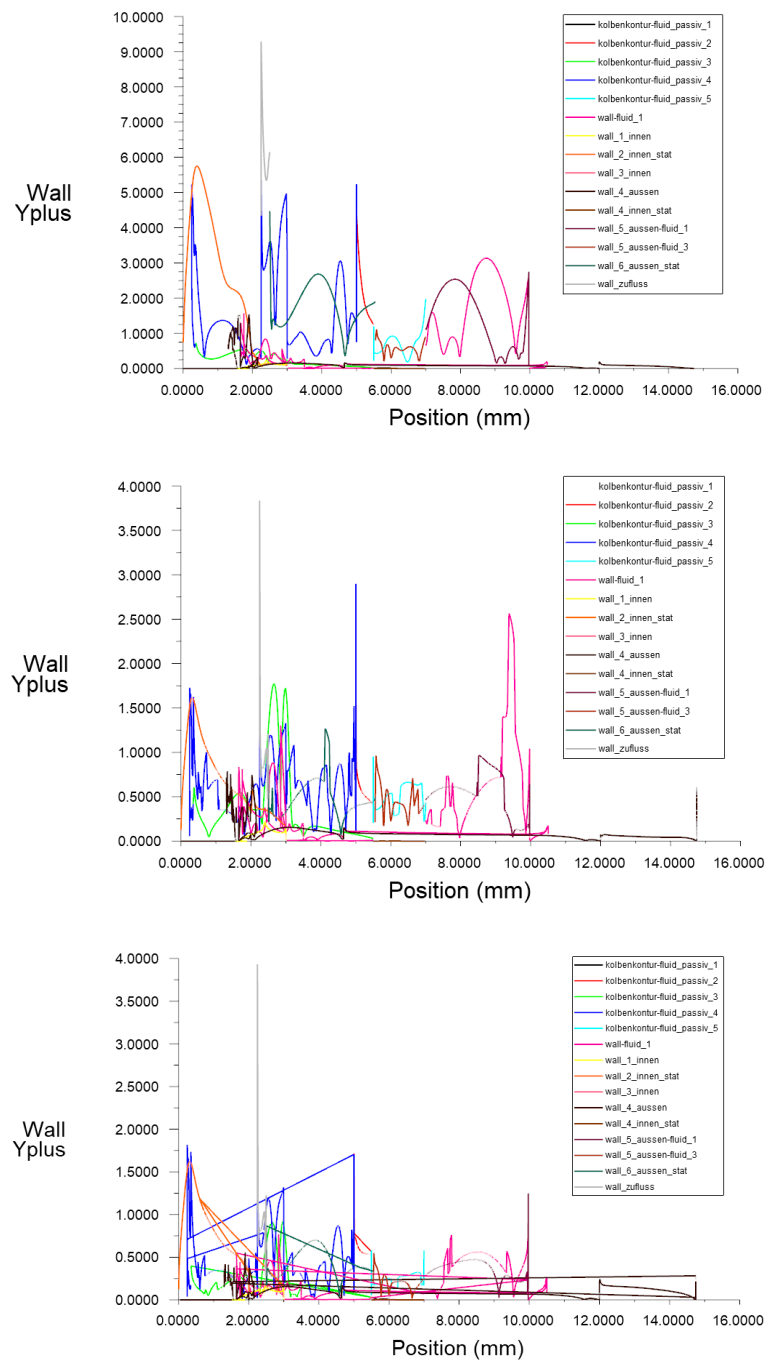


Abbildung A-14 y^+ -Werte grobes, mittelfines und feines Netz v. o. n. u., Netzstudie

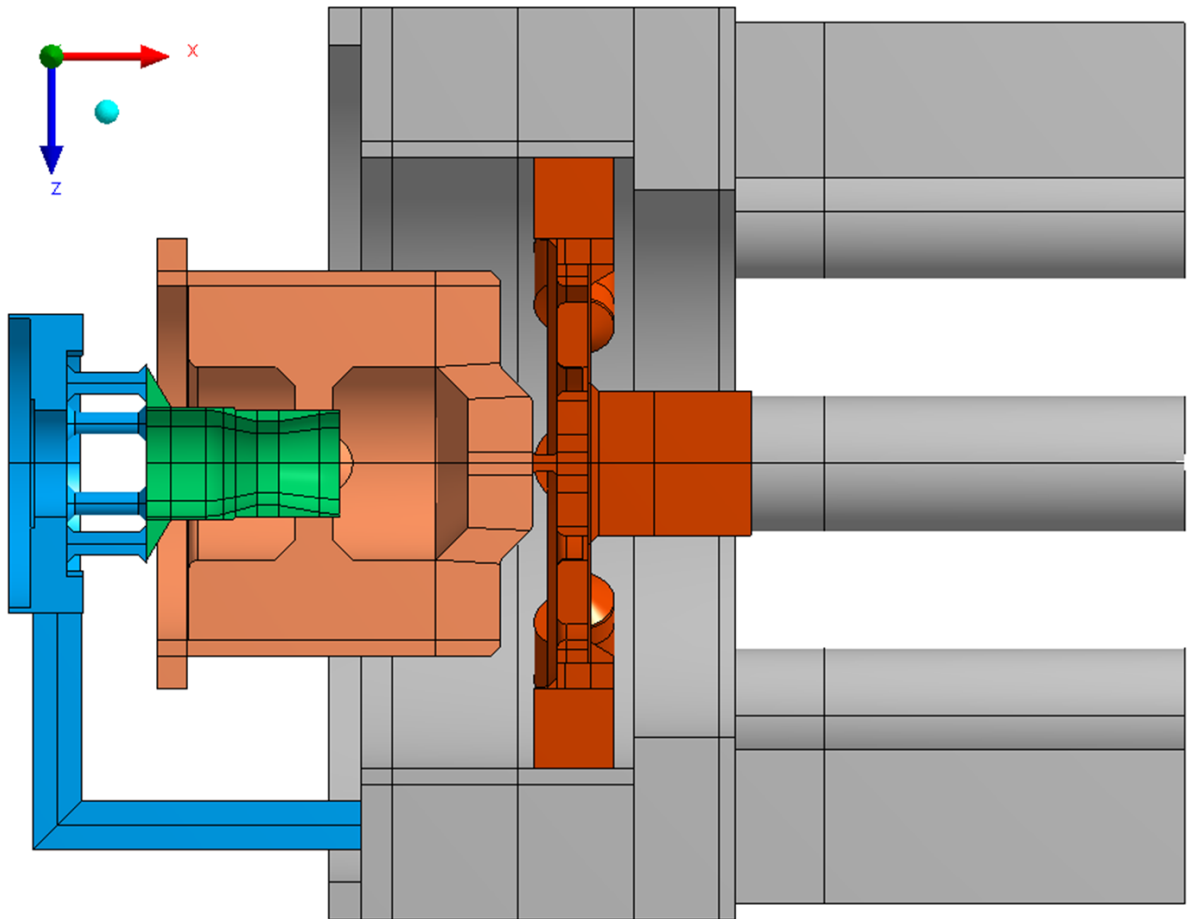


Abbildung A-15 Seitenansicht des Halbmodells des Fluidkörpers (Querschnitt)

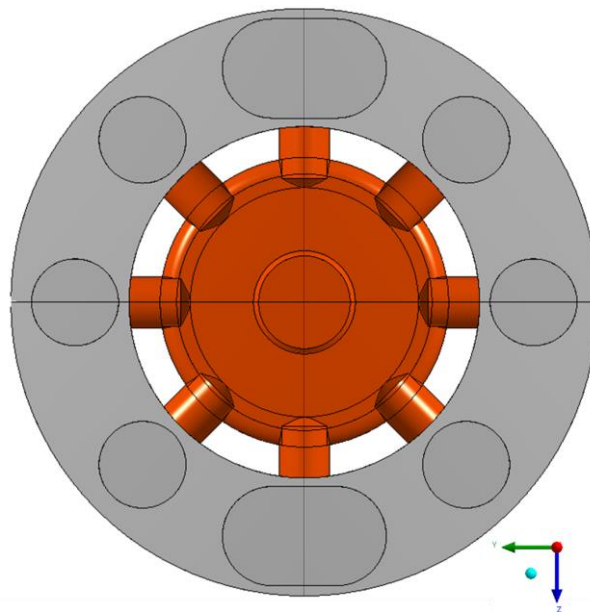


Abbildung A-16 Vorderansicht des Fluidkörpers von dem Ventil

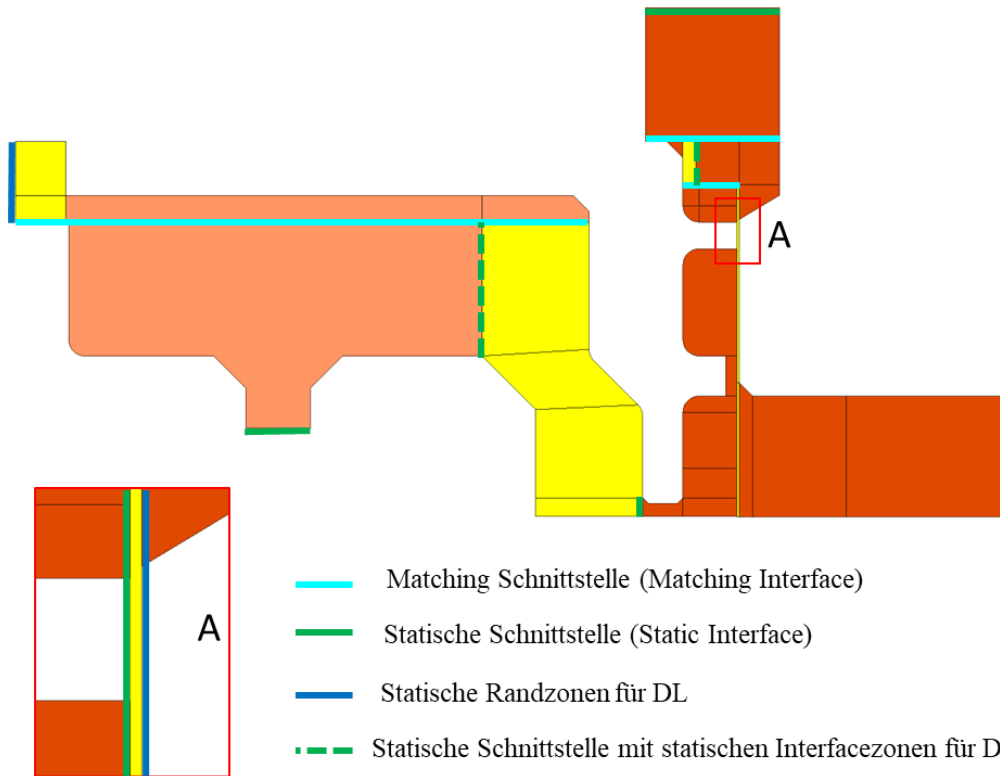


Abbildung A-17 Querschnittansicht des Kolbengebietes, Gebietsaufteilung für Dynamic Layering mit Schnittstellen

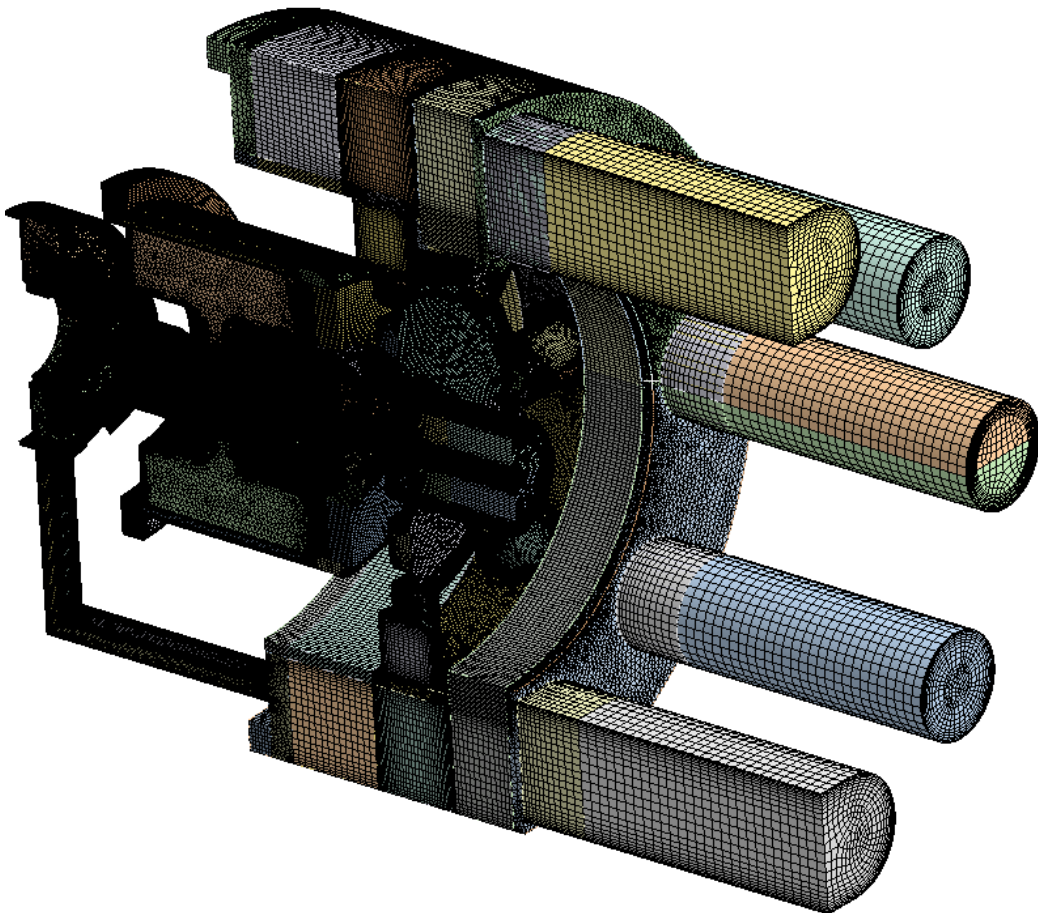


Abbildung A-18 Netz des Halbmodells

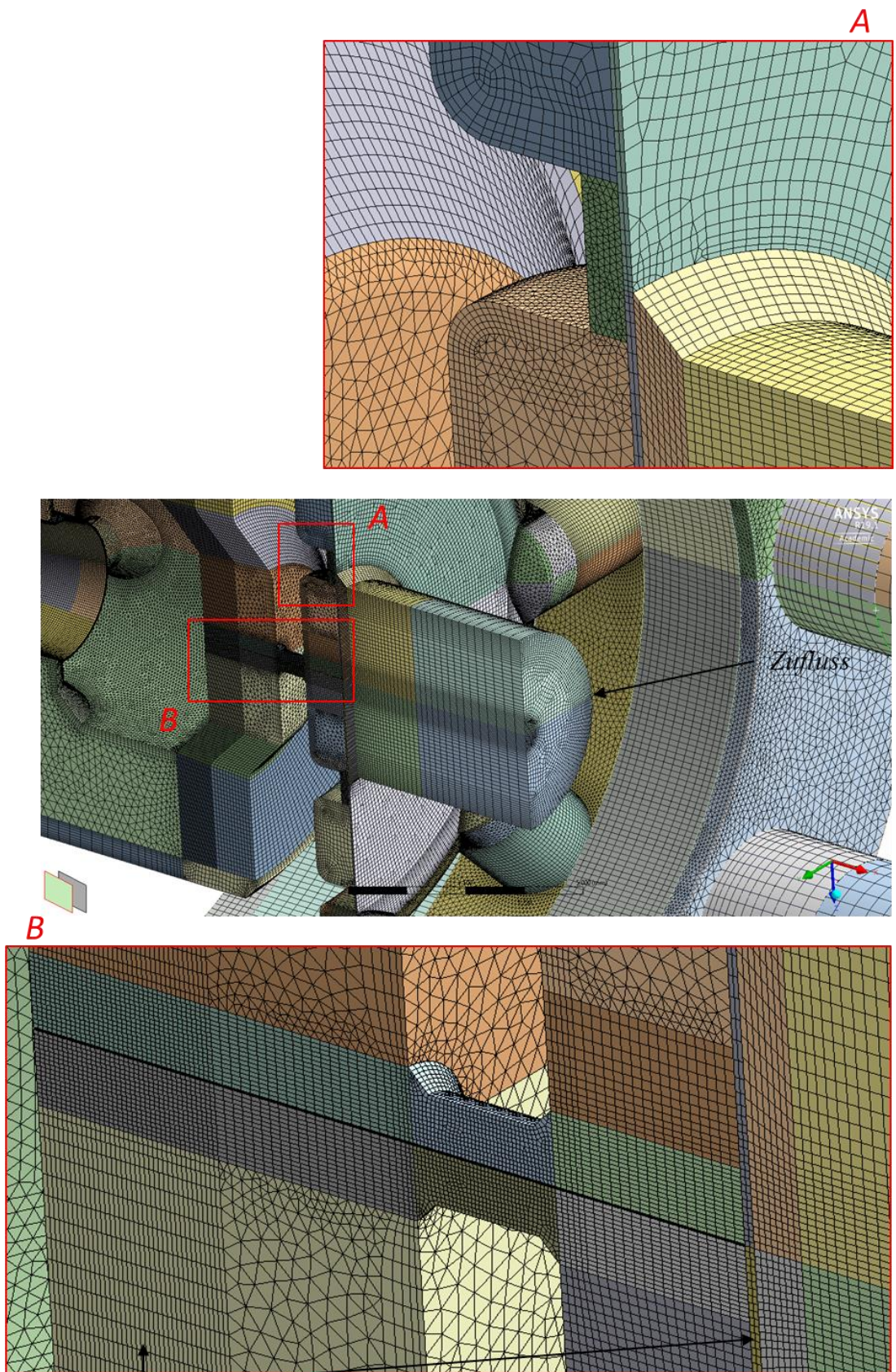


Abbildung A-19 Detailansichten des Netzes (1), Halbmodell

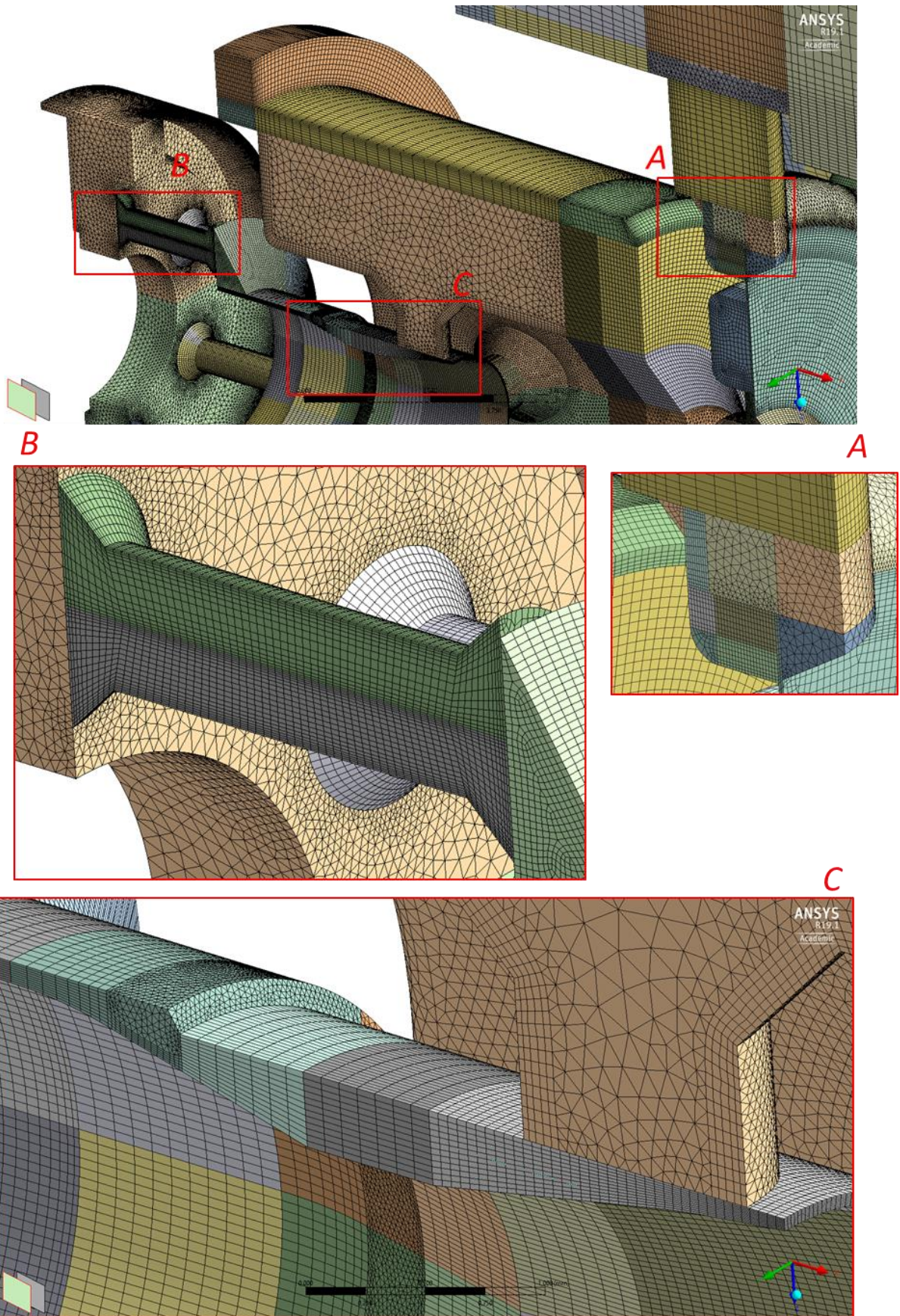


Abbildung A-20 Detailansichten des Netzes (2), Halbmodell

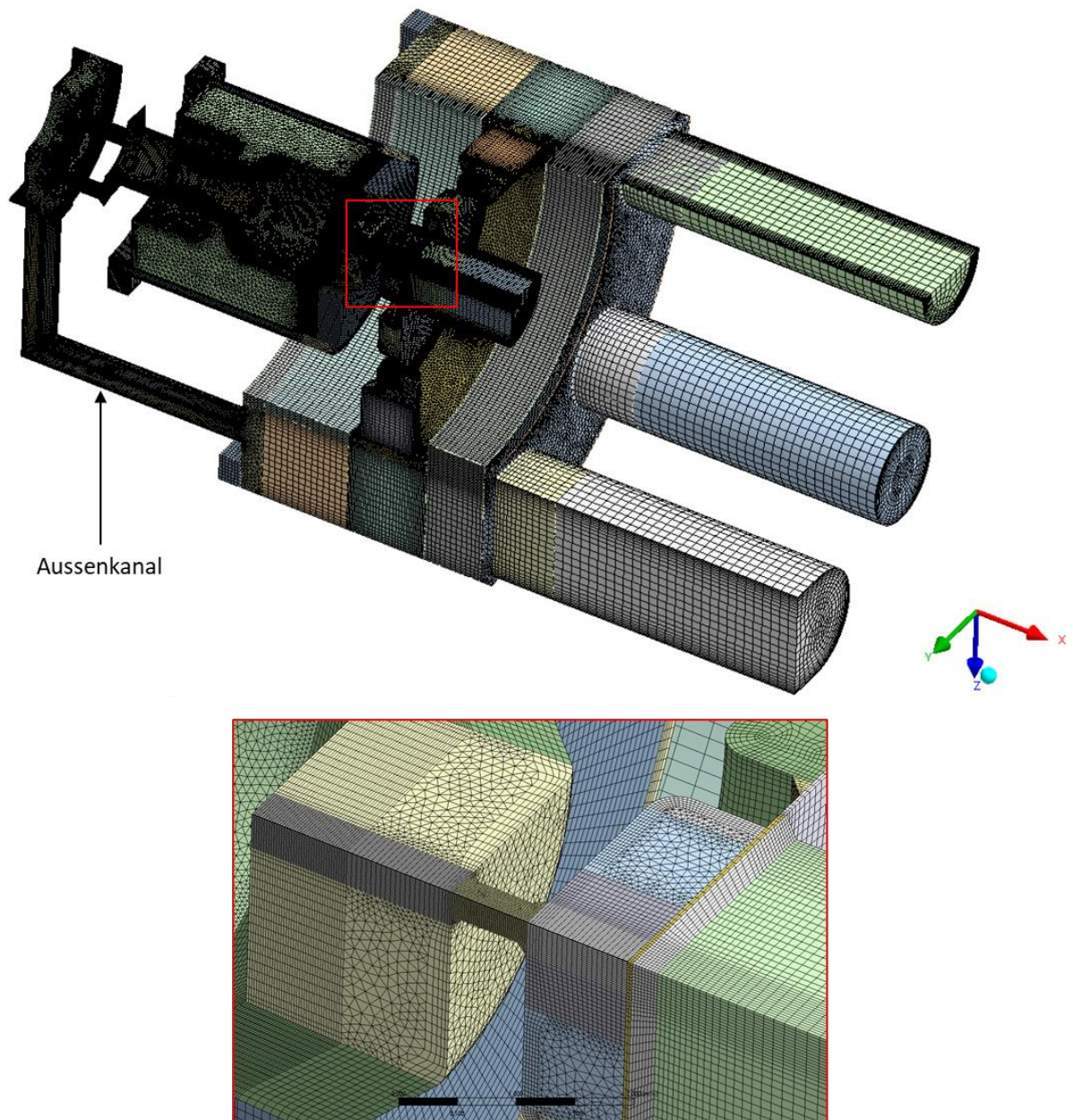


Abbildung A-21 *Detailansicht des Netzes, Viertelmodell*

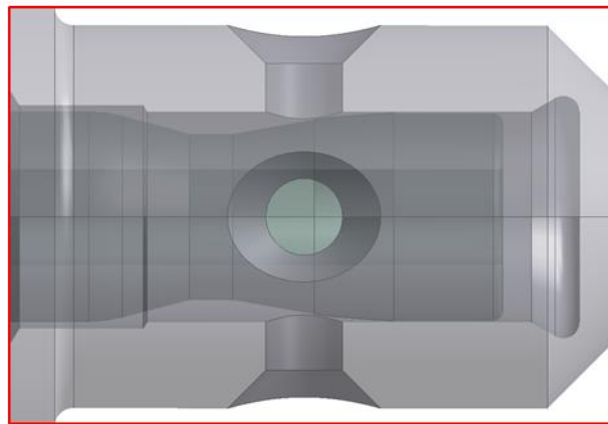
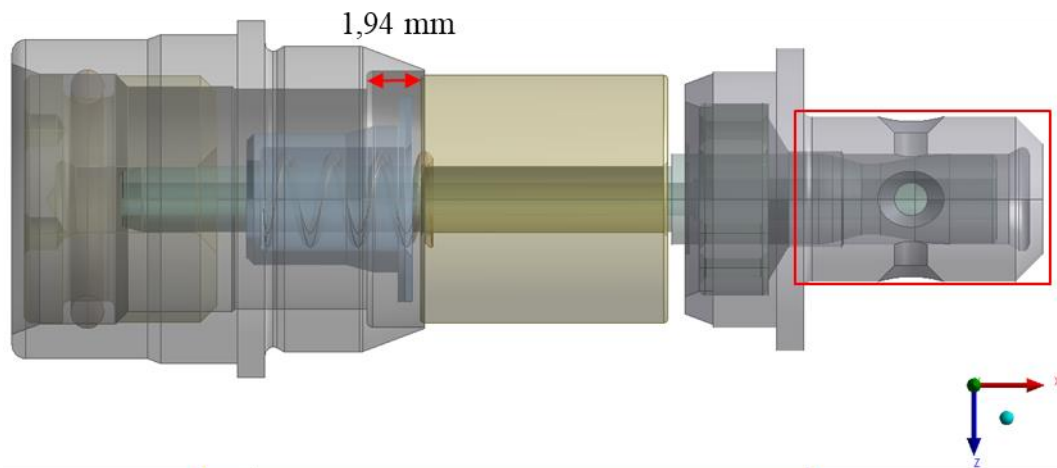


Abbildung A-22 Position der Drosselstange, 75 % des Hubbereichs

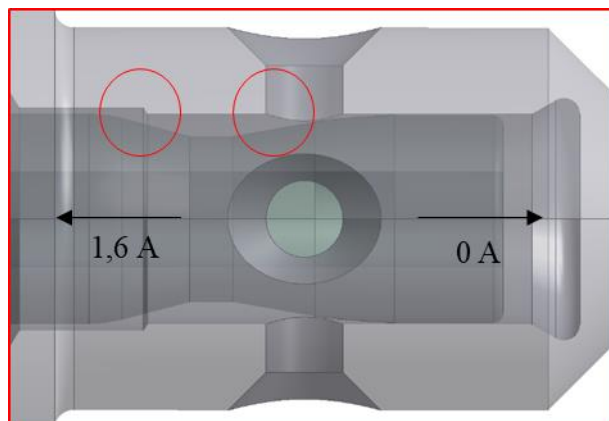


Abbildung A-23 Hilfsansicht, Position der Drosselstange in Abhängigkeit des Steuerstroms mit den Strömungsspalten

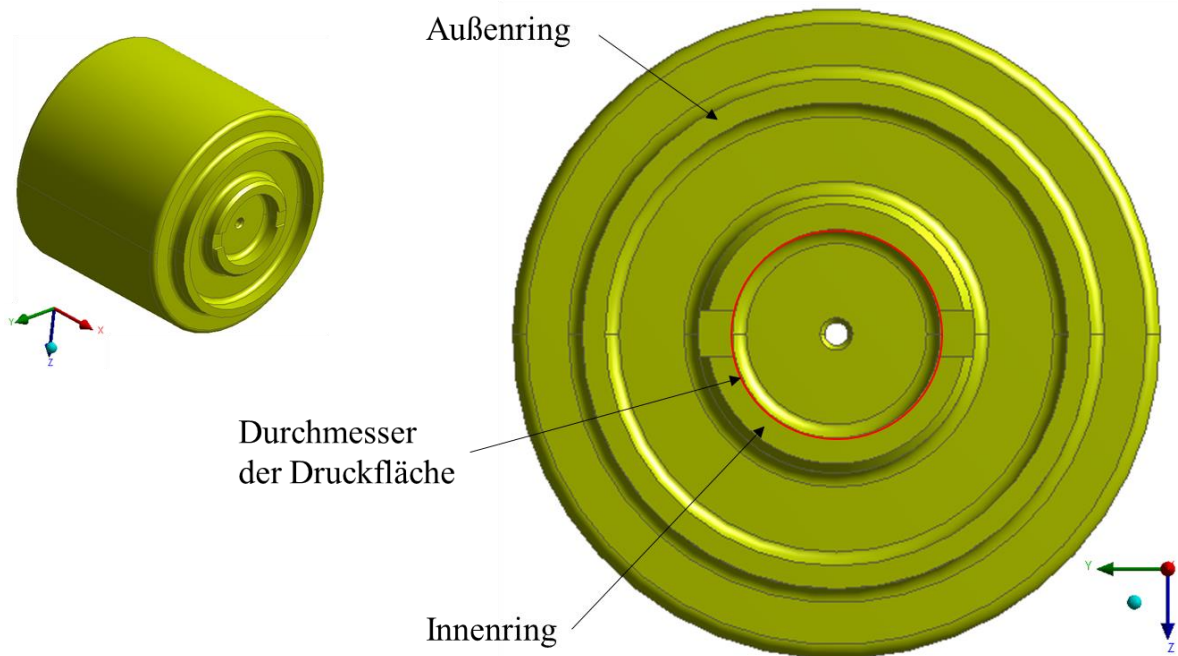


Abbildung A-24 Vorderansicht, Stirnseite des Kolbens, Parameter: Durchmesser der Druckfläche

B Anhang

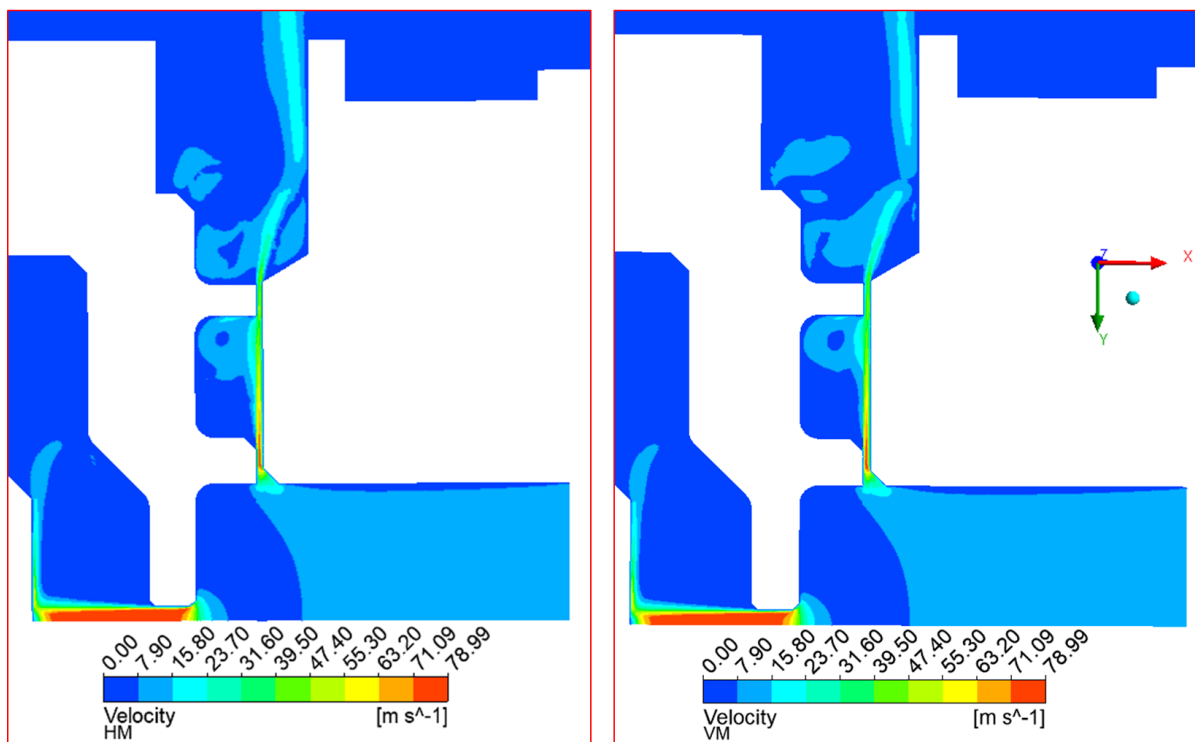
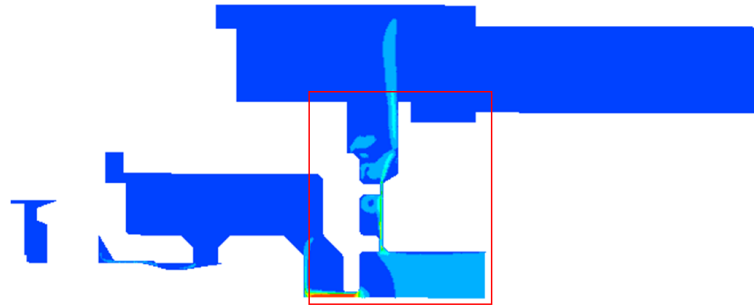


Abbildung B-1 *Detailansicht Geschwindigkeitskonturen des HM und VM, $t=0,0035$ s*

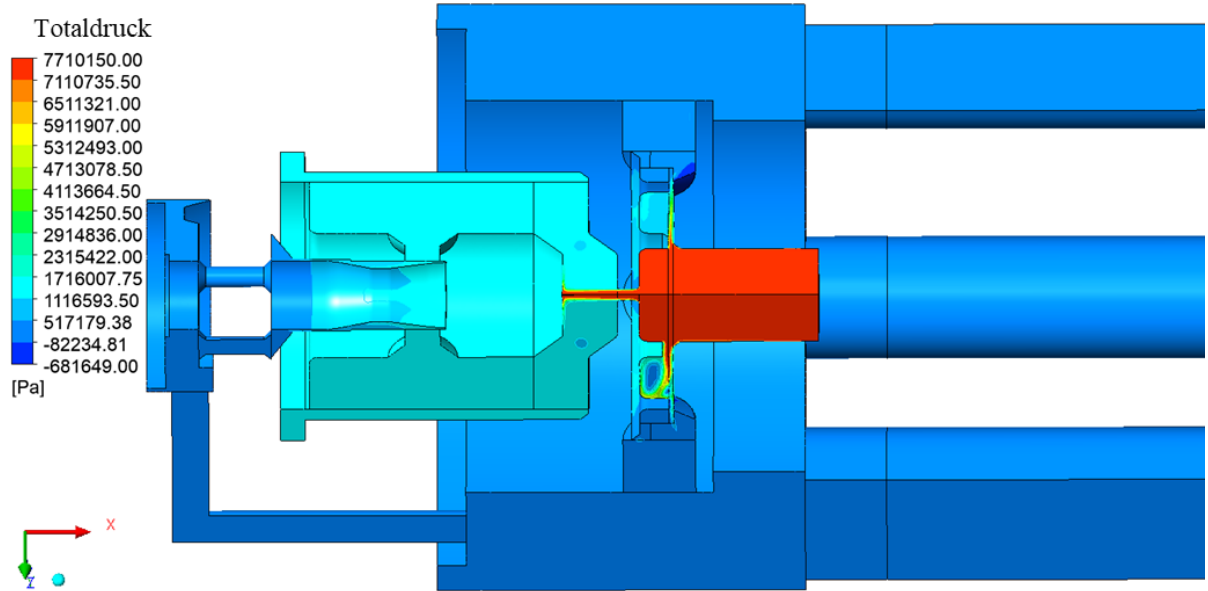


Abbildung B-2 Konturplot, Totaldruck, $t=0,00893$ s, Ausgangsvariante

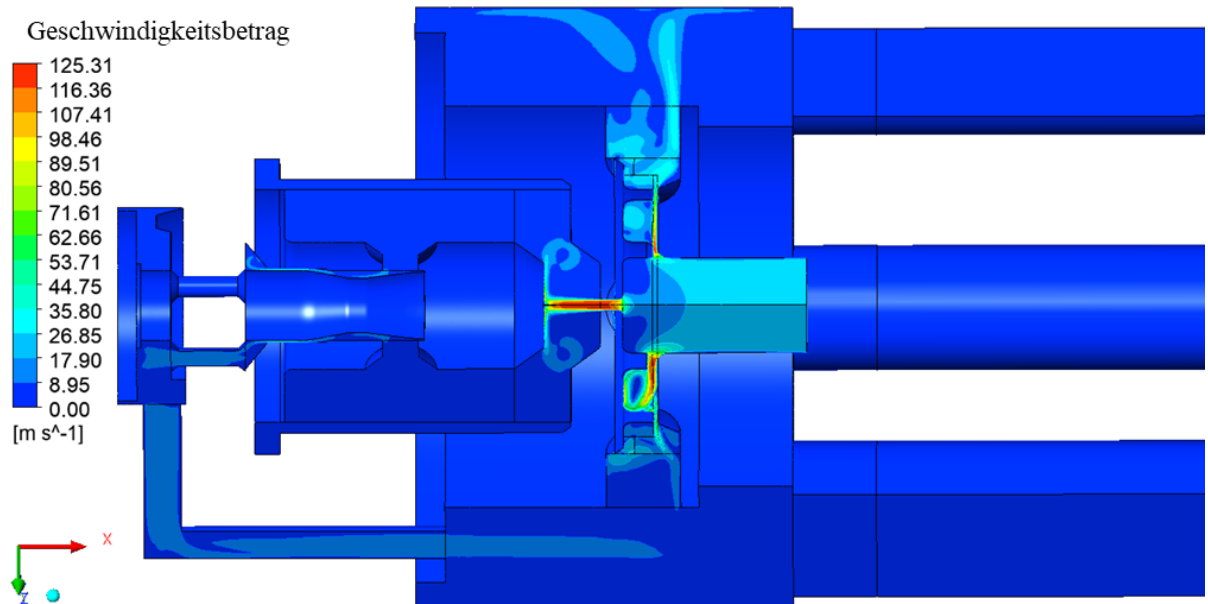


Abbildung B-3 Konturplot, Geschwindigkeitsbetrag, $t=0,00893$ s, Ausgangsvariante

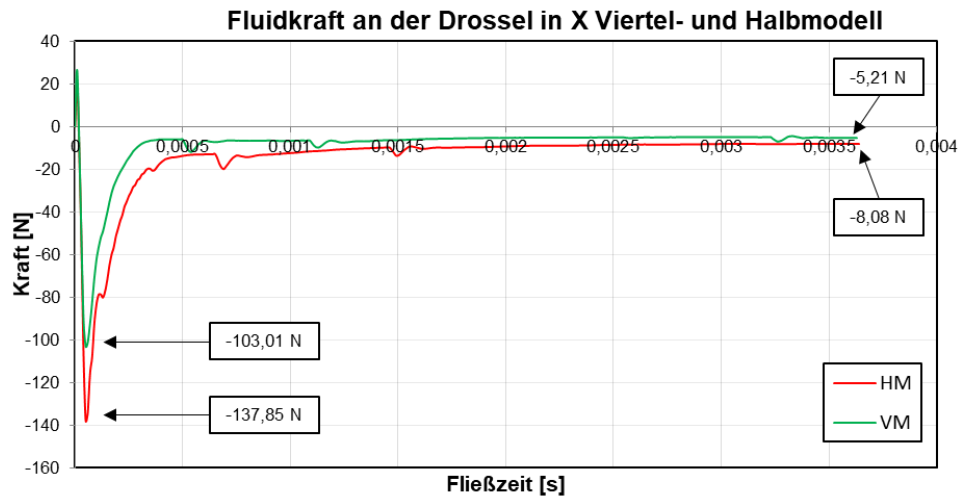


Abbildung B-4 Fluidkraft an der Drossel in X-Richtung, Gegenüberstellung VM und HM

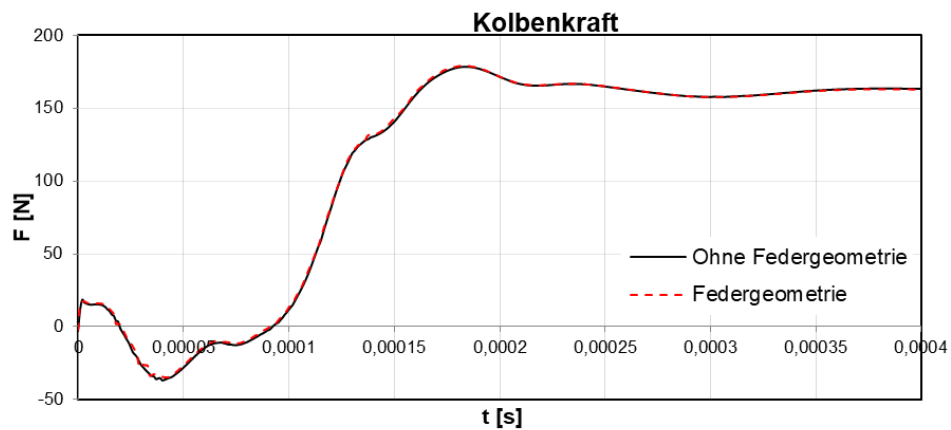


Abbildung B-5 Einfluss der Federgeometrie auf die Fluidkräfte am Kolben

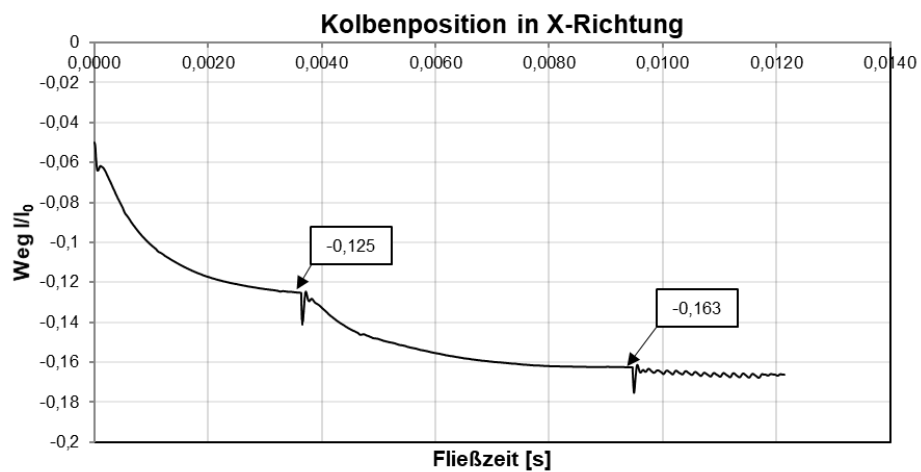


Abbildung B-6 Kolbenposition, Arbeitspunkte [9,54; 20; 30] l/min

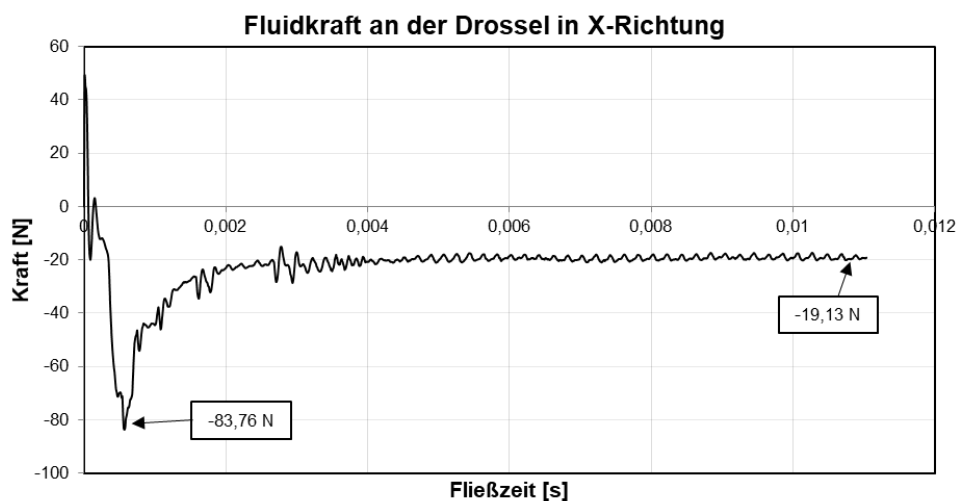


Abbildung B-7 Fluidkraft an der Drossel, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil

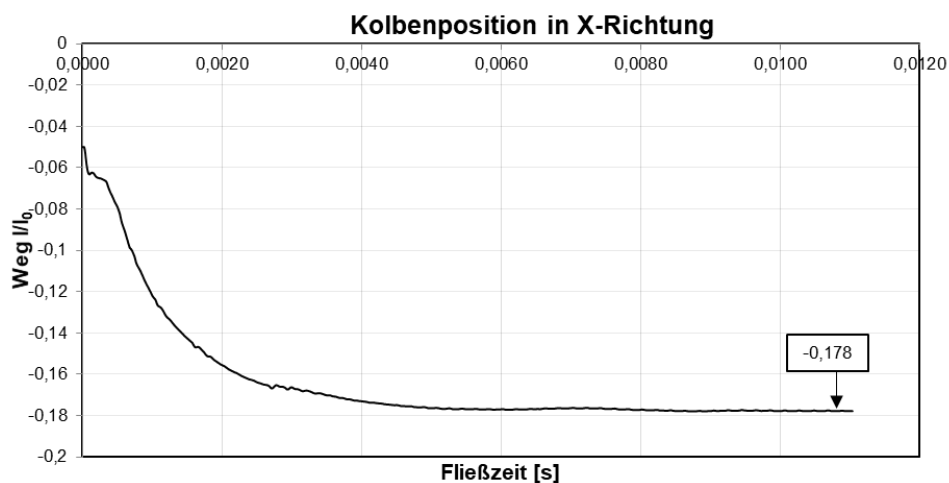


Abbildung B-8 Kolbenposition, Arbeitspunkt 30 l/min mit Geschwindigkeitsprofil

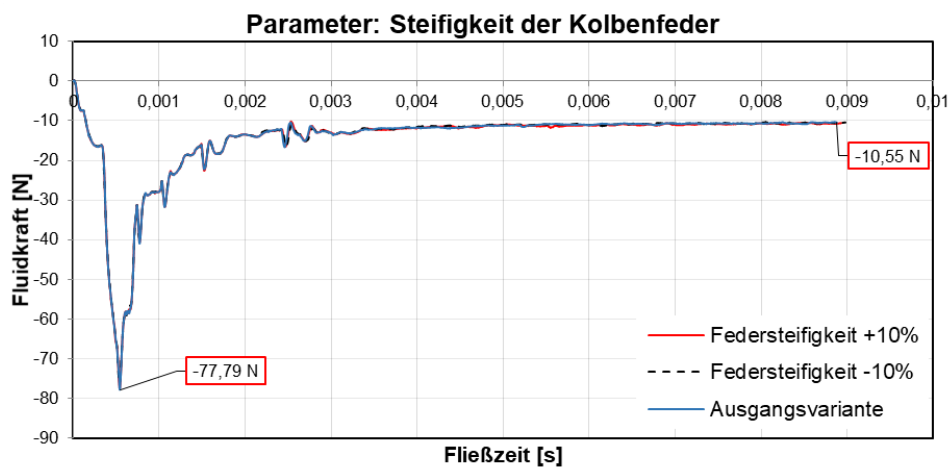


Abbildung B-9 Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Federsteifigkeit

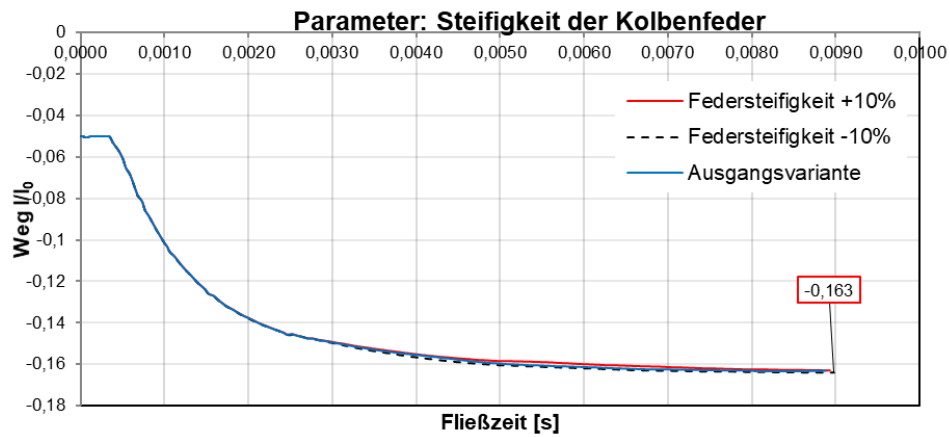


Abbildung B-10 Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Steifigkeit der Kolbenfeder

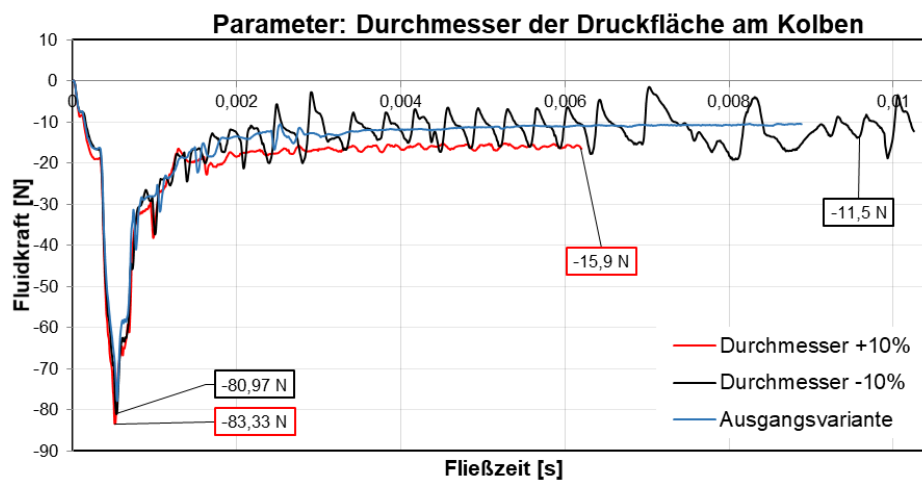


Abbildung B-11 Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben

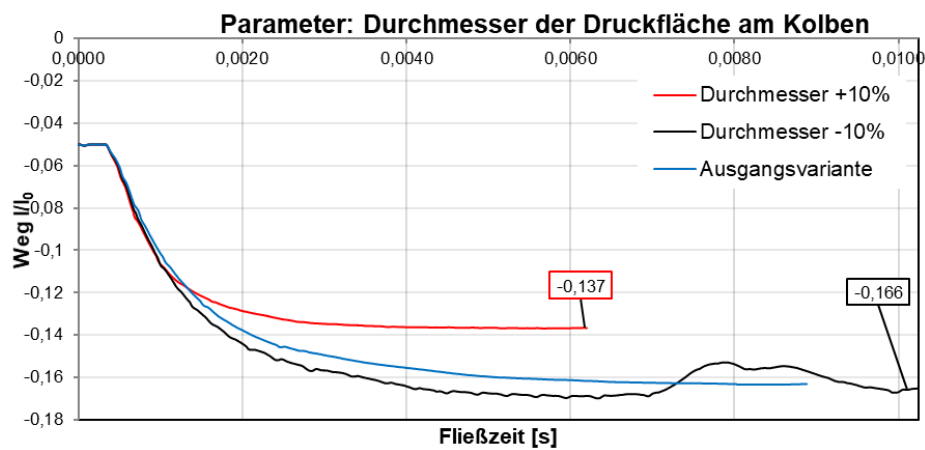


Abbildung B-12 Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Durchmesser der Druckfläche am Kolben

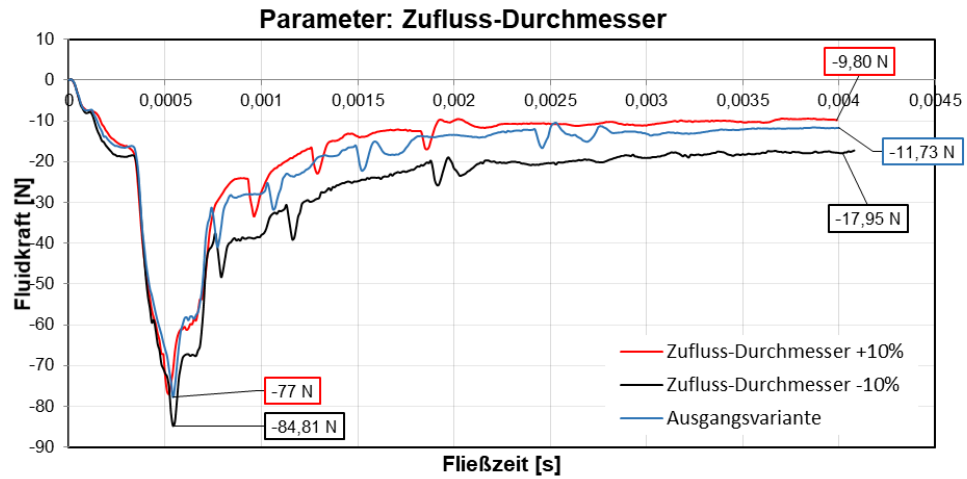


Abbildung B-13 Fluidkraft an der Drossel (X-Richtung), Parameter: Zufluss-Durchmesser

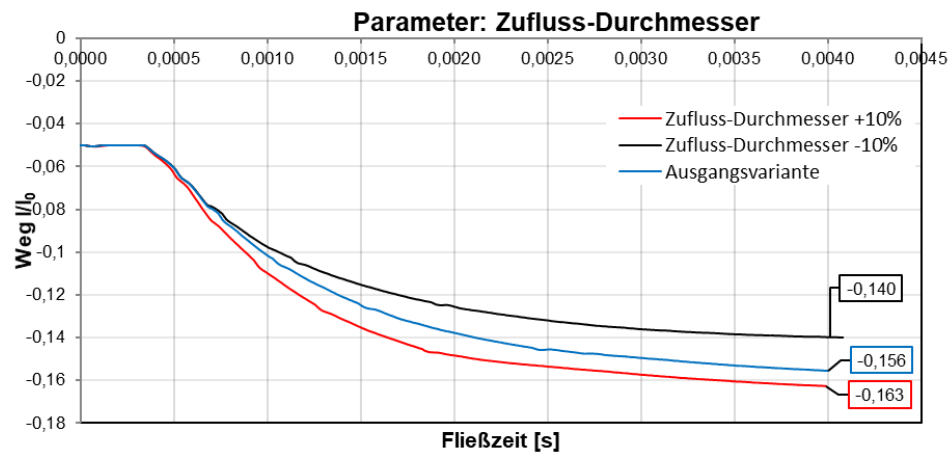


Abbildung B-14 Kolbenposition (X-Richtung), Parameter: Zufluss-Durchmesser

Eidesstattliche Erklärung



Hochschule für Angewandte Wissenschaften Hamburg
Hamburg University of Applied Sciences

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung einer Abschlussarbeit

Gemäß der Allgemeinen Prüfungs- und Studienordnung ist zusammen mit der Abschlussarbeit eine schriftliche Erklärung abzugeben, in der der Studierende bestätigt, dass die Abschlussarbeit „– bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit [(§ 18 Abs. 1 APSO-TI-BM bzw. § 21 Abs. 1 APSO-INGI)] – ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt wurden. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich zu machen.“

Quelle: § 16 Abs. 5 APSO-TI-BM bzw. § 15 Abs. 6 APSO-INGI

Dieses Blatt, mit der folgenden Erklärung, ist nach Fertigstellung der Abschlussarbeit durch den Studierenden auszufüllen und jeweils mit Originalunterschrift als letztes Blatt in das Prüfungsexemplar der Abschlussarbeit einzubinden.

Eine unrichtig abgegebene Erklärung kann -auch nachträglich- zur Ungültigkeit des Studienabschlusses führen.

Erklärung zur selbstständigen Bearbeitung der Arbeit

Hiermit versichere ich,

Name: Hardekopf

Vorname: Dmitrij

dass ich die vorliegende Masterarbeit bzw. bei einer Gruppenarbeit die entsprechend gekennzeichneten Teile der Arbeit – mit dem Thema:

Entwicklung eines CFD-Modells unter Berücksichtigung der Strukturdynamik am Beispiel eines vorgesteuerten Magnetventils

ohne fremde Hilfe selbstständig verfasst und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt habe. Wörtlich oder dem Sinn nach aus anderen Werken entnommene Stellen sind unter Angabe der Quellen kenntlich gemacht.

- die folgende Aussage ist bei Gruppenarbeiten auszufüllen und entfällt bei Einzelarbeiten -

Die Kennzeichnung der von mir erstellten und verantworteten Teile der Masterarbeit ist erfolgt durch:

Ort

Datum

Unterschrift im Original