



Numerische Simulation von rotierenden Verdrängerpumpen

Diplomarbeit

zur Erlangung des akademischen Grades eines
Diplom-Ingenieurs

Studienrichtung : Wirtschaftsingenieurwesen-Maschinenbau

Stephan Klomberg

Technische Universität Graz

Erzherzog-Johann-Universität

Fakultät für Maschinenbau und Wirtschaftswissenschaften

Betreuer: Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Jaberg
Ass.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Helmut Benigni
Dipl.-Ing. Jürgen Schiffer

Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen

Graz, 06/2011

Vorwort und Danksagung

Diese Diplomarbeit entstand am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen an der Technischen Universität Graz unter der Leitung von Herrn Prof. Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Jaberg.

Ein besonderer Dank gebührt meinem direkten Ansprechpartner Dipl.-Ing. Jürgen Schiffer, der mir immer mit guten Ratschlägen zur Seite gestanden ist und mit seiner freundlichen und engagierten Betreuung der Arbeit die korrekte Richtung gegeben hat. Außerdem möchte ich mich bei Dipl.-Ing. Dr. techn. Helmut Benigni bedanken, der mir bei Problemen immer mit neuen Ideen oder Ansätzen helfen konnte.

Natürlich gilt der größte Dank meiner Familie, die mich schon in meiner schulischen, aber vor allem in meiner universitären Ausbildung moralisch und finanziell unterstützt hat. Dadurch konnte ich 6 schöne Jahre in Graz erleben und genießen.

EIDESSTATTLICHE ERKLÄRUNG

Ich erkläre an Eides statt, dass ich die vorliegende Arbeit selbstständig verfasst, andere als die angegebenen Quellen/Hilfsmittel nicht benutzt, und die den benutzten Quellen wörtlich und inhaltlich entnommene Stellen als solche kenntlich gemacht habe.

Graz, am
.....
(Unterschrift)

STATUTORY DECLARATION

I declare that I have authored this thesis independently, that I have not used other than the declared sources / resources, and that I have explicitly marked all material which has been quoted either literally or by content from the used sources.

.....
date
.....
(signature)

Zusammenfassung

Diese Arbeit befasst sich mit der numerischen Simulation von Verdrängermaschinen, im Speziellen aber mit der dreidimensionalen Berechnung einer Drehkolbenpumpe und deren Vergleich mit Messergebnissen. Die Simulation erfolgt mit der neuen Berechnungsmethode "Immersed Solid", die speziell für den Einsatz bei Verdrängermaschinen entwickelt wurde.

Diese Arbeit ist dabei in 3 größere Abschnitte strukturiert. Der erste Teil behandelt generelle theoretische Grundlagen über Verdrängermaschinen und besonders von Drehkolbenpumpen. Weiters wird die Referenzdrehkolbenpumpe mit ihren Messresultaten erklärt. Der zweite Abschnitt widmet sich einerseits der allgemeinen numerischen Strömungsmechanik, und andererseits umfasst dieser Abschnitt eine Literaturrecherche über die bisher entwickelten und angewandten Ansätze zur Simulation von Verdrängermaschinen. Im dritten Teil wird das Berechnungsprogramm ANSYS CFX 12.1 beschrieben. Die Auswertung und Bewertung der ersten Ergebnisse, sowie die daraus folgenden optimierten Einstellungen für eine realitätsgetreue Referenzrechnung und deren Vergleich mit Messergebnissen erwarten Sie ebenfalls in diesem letzten Abschnitt.

Am Ende folgt eine Beurteilung der Genauigkeit und Zweckmäßigkeit der verwendeten Rechenmethode und ein Ausblick auf nötige zukünftige Entwicklungen der "Immersed Solid" Methode.

Abstract

This diploma thesis deals with the numerical simulation of displacement machines, but focuses particularly on the three-dimensional calculation of a positive displacement pump and its comparison with measured results. Simulation is performed with a new calculation method called "Immersed Solid", which was specifically developed for the use with displacement machines.

The project is divided into 3 major parts. The first part deals with general theoretical principles of displacement machines and especially of positive displacement pumps. Furthermore the reference positive displacement pump including the measured results is explained. The second chapter is devoted to the general computational fluid dynamics on the one hand and to a literature research on the previously developed and applied approaches on the simulation of displacement machines on the other. In the third part a computation program, the so called ANSYS CFX 12.1 is described. Also part of this third chapter is the evaluation and assessment of initial results as well as the subsequent optimal settings for an accurate reference calculation and the comparison of those test results.

Finally the accuracy and appropriateness of the computational method used is assessed and an outlook is given on the "Immersed Solid" method's necessary future developments.

Inhaltsverzeichnis

Nomenklatur.....	1
Abkürzungsverzeichnis	4
1 Einleitung	5
2 Rotierende Verdrängermaschinen	7
3 Die Drehkolbenpumpe	10
3.1 Auslegung rotierender Drehkolbenpumpen	11
3.2 Spaltvolumenströme in Drehkolbenpumpen	13
3.2.1 Spaltvolumenströme in Umfangs- und Verdrängerspalten	13
3.2.2 Spaltvolumenströme in Stirnspalten	14
3.3 Pulsation in Drehkolbenpumpen	15
3.3.1 Pulsationsarten	15
3.3.2 Reduktion der Pulsationen.....	16
3.4 Kavitation	17
4 Referenzpumpe.....	20
5 Computational Fluid Dynamics	23
6 Numerische Strömungssimulation von Verdrängerpumpen.....	25
6.1 Arbitrary Lagrangian Eulerian Method	25
6.2 Fictitious Domain Method	30
6.3 Anwendung von ANSYS CFX zur Simulation von Drehkolbenpumpen.....	32
6.3.1 Einsatz der Methode „Moving Mesh“	32
6.3.2 Einsatz der Methode „Immersed Solid“	34
7 Erstellung der Modellgeometrie der Referenzpumpe.....	37
7.1 Ansys Workbench	37
7.2 Aufbau des Fluidbereiches	38
7.3 Kolbenbauformen.....	41
8 Netzgenerierung.....	42
8.1 ANSYS Meshing	43
8.2 Kriterien der Gitterqualität	44
8.3 Generierte Rechengitter der Drehkolbenpumpe	45

8.3.1	Gleichbleibende Eigenschaften der Rechengitter.....	45
8.3.2	Aufbau eines Rechengitters.....	47
9	Aufbau des CFD Berechnungsmodells	53
9.1	Immersed Solid Methode (IMS)	54
9.2	Domainbeschreibung	56
9.3	Randbedingungen.....	58
9.4	Analysetyp	59
9.5	Initialisierung	60
9.6	Solvereinstellungen.....	60
9.7	Turbulenzmodelle	63
9.7.1	k- ϵ Modell.....	64
9.7.2	SST Modell	64
9.8	Ausgabeoption	65
10	Auswertung	66
11	Ergebnisse	68
11.1	Erste Berechnungen	69
11.2	Sensitivitätsanalyse	73
11.2.1	Gitterfeinheit	74
11.2.2	Größe der Spalte	75
11.2.3	Anzahl der Grenzschichten im Spalt.....	78
11.2.4	Winkelauflösung	81
11.2.5	Simulation mit „2,5D“ Modell und Drehkolben P2G	84
11.2.6	Numerische Simulation der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P3G	89
11.2.7	Numerische Simulation der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P3S	91
11.3	Optimiertes Rechensetup und Vergleich mit Realmaschine	93
11.3.1	Optimiertes Rechensetup der Drehkolbenpumpe mit dem Drehkolben P2G ...	93
11.3.2	Vergleich der Messung - CFD anhand der Referenzpumpe P2G	94
11.3.3	Vergleich FFT Analyse der Messung zu CFD	102
11.3.4	Vergleich der Turbulenzmodelle k- ϵ und SST bzw. laminare Annahme.....	104
11.3.5	Anwendung der optimierten Einstellungen auf den Kolben P3G.....	107

12	Schlussfolgerungen/ Ausblick	112
13	Abbildungsverzeichnis	114
14	Tabellenverzeichnis	116
15	Literaturverzeichnis	117
16	Anhang.....	119

Nomenklatur

Symbol	Beschreibung	Einheit
Lateinische Buchstaben		
a	Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A_{ein}	Fläche am Einlass	m^2
a_p	zentraler Kontrollvolumenkoeffizient	
A_R	Rotorquerschnitt	mm^2
A_V	Arbeitsraumquerschnitt	mm^2
b	Kolbentiefe	mm
c	Geschwindigkeit	m/s
C	Mittelwert der Diagonalkoeffizienten der Impulsgl.	
c_{aus}	Geschwindigkeit am Auslass	m/s
c_{ein}	Geschwindigkeit am Einlass	m/s
C_μ	Konstante für die Berechnung der Wirbelviskosität	
c_p	spezifische Wärmekapazität	$\text{J}/(\text{kg K})$
D	Kolbendurchmesser	mm
ΔQ	Förderstromabfall	l/min bzw. m^3/h
Δp	Druckdifferenz	bar
$\Delta p_{E(\%)}$	Druckdifferenz am Eintritt	bar
Δp_{Stat}	statische Druckdifferenz	bar
f	Frequenz	Hz
g	Erdbeschleunigung	m/s^2
H	Förderhöhe	m
H_{Sgeo}	geodätische Förderhöhe	m
h_v	Verlusthöhe	m
l_A	Achsabstand	mm
k	turbulente kinetische Energie	m^2/s^2
L	effektive Länge des Spaltes	mm
\dot{m}	Massenstrom allgemein	kg/s
\dot{m}_{aus}	Massenstrom am Auslass	kg/s
\dot{m}_{ein}	Massenstrom am Einlass	kg/s
M_{geom}	geometrisches Moment am Kolben	Nm
M_{Reib}	Reibmoment am Kolben	Nm
n	Drehzahl	rpm

p	Druck	bar
p_0	Umgebungsdruck	bar
p_{aus}	Druck am Auslass	bar
p_D	Druck auf der Druckseite	bar
$p_{D,S}$	Dampfdruck auf der Saugseite	bar
p_{ein}	Druck am Einlass	bar
P_N	Nutzleistung	W
p_S	Druck auf der Saugseite	bar
$p_{tot,S}$	Totaldruck auf der Saugseite	bar
Q	Durchfluss	l/min bzw. m ³ /h
r	Kolbenradius	mm
r_ϕ	absolutes Residuum	
\tilde{r}_ϕ	normalisiertes Residuum	
s	Spaltbreite allgemein	mm
S	Quellterm bei Immersed Solid Methode	
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
T_{zK1}	Drehmoment am Kolben 1	Nm
T_{zK2}	Drehmoment am Kolben 2	Nm
U	Umfangsgeschwindigkeit des Kolbens bei D	m/s
\vec{v}	vektorielle Umfangsgeschwindigkeit	m/s
\dot{V}	Volumenstrom allgemein	l/min bzw. m ³ /h
V_{IMS}	Kontrollvolumen	
\dot{V}_{sp}	Spaltstrom	l/min bzw. m ³ /h
\dot{V}_{th}	theoretischer Volumenstrom	l/min bzw. m ³ /h
Y	spezifische Nutzarbeit	Nm/kg
z	Anzahl der Verdrängerräume	--

Griechische Buchstaben

π	Druckverhältnis	--
η_{Vol}	volumetrischer Wirkungsgrad	--
ρ	Dichte	kg/m ³
ζ	Widerstandsbeiwert	--
δ_u	Ungleichförmigkeitsgrad	--
τ	Scherspannung	N/m ²
η	dynamische Viskosität	Pa s
λ	Wärmeleitfähigkeit	W/(m K)

ω	Winkelgeschwindigkeit	U/s
α	Skalierungsfaktor des Quellterms	--
$\Delta\phi$	Maß für die Größe der Lösungsvariable ϕ	--
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
μ_T	Wirbelviskosität	$\text{kg}/(\text{m s})$
ε	turbulente Dissipationsrate	m^2/s^2

Indizes und andere Zeichen

i	Index
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten in x, y, z Richtung
x, y, z	Komponenten in x, y, z Richtung

Abkürzungsverzeichnis

2D	zweidimensional
2,5D	zwei-ein halb-dimensional
3D	dreidimensional
RB1	R and b edingung 1
RB2	R and b edingung 2
ALE	A rbitrary L agrangian E ulerian
CAD	C omputer A ided D esign
CFA	C ontinuous F orcing A pproach
CFD	C omputational F luid D ynamics
DFA	D iscrete F orcing A pproach
FD	F ictitious D omain
FFT	F ast F ourier T ransform
FMALE	F ixed M eshes A rbitrary L agrangian E ulerian
IMS	I mmersed S olid
MFR	M ass F low R ate
MO	M assflow O utlet
NPSH	N et P ositive S uction H ead
NPSHA	N et P ositive S uction H ead A vailable
NPSHR	N et P ositive S uction H ead R equired
P2G	P umpe, 2 -flügelig, g erade
P3G	P umpe, 3 -flügelig, g erade
P3S	P umpe, 3 -flügelig, s chräg
PO	P ressure O utlet
RANS	R eynolds A veraged N avier S tokes
RMS	R oot M ean S quare
RNG	R enormalization G roup T heory
RSM	R eynolds S tress M odel
SST	S hear S tress T ransport
WA	W inkelauflösung

1 Einleitung

In der Entwicklung und Auslegung von hydraulischen Strömungsmaschinen, wie zum Beispiel Kreiselpumpen oder Francisturbinen, wird heutzutage vorwiegend die numerische Strömungsmechanik eingesetzt. Die dabei verwendeten Berechnungsmethoden kommen bei einem Vergleich mit Messungen zu den fast gleichen Ergebnissen, sind jedoch in ihrer Anwendung oft nicht so zeitintensiv wie Versuche und vor allem viel billiger. Außerdem können bei numerischen Simulationen sehr einfach Aussagen über Ablösepunkte oder Sekundär- und Drallströmungen getroffen werden. Die numerische Evaluierung einer Strömungsmaschine nach all ihren Einzelheiten hat in den letzten Jahren in der Industrie an Wichtigkeit zugenommen, um Zeit und Kosten bei der Realisierung von neuen Produkten zu sparen.

Der numerischen Simulation eines Teilgebietes der hydraulischen Strömungsmaschinen, den Verdrängermaschinen, wurde bisher nicht viel Beachtung geschenkt, da bei dieser Art von Maschinen viele physikalische Phänomene gleichzeitig auftreten. Bei einer Verdrängermaschine, wie zum Beispiel einer Drehkolbenpumpe, entstehen folgende Probleme:

- Instationäre Strömung infolge des zeitlich ungleichmäßigen Förderverhaltens
- Eine turbulente Strömung benötigt ein entsprechendes Modell
- Sehr kleiner Spalt um die Kolben verursacht eine aufwändige Spaltauflösung
- Jede Pumpe ist bei schlechter Auslegung kavitationsgefährdet
- Transport von Partikeln oder hochviskosen Medien je nach Pumpenanwendung
- Ständig sich ändernder Strömungsraum mit komplexen Verschneidungen und Volumen, die isoliert sind und gegeben falls sich während einer Rotation auflösen

Die bisher verwendeten Ansätze für die Simulation von Verdrängerpumpen beruhten fast alle auf „Moving Mesh“. Dabei muss für jeden Zeitschritt ein neues Gitter erstellt werden oder das Netz verformt sich aufgrund der Rotorbewegung mit. Mit diesen Methoden können die oben genannten Fragestellungen zwar sehr gut beantwortet werden, aber der Aufwand solcher Berechnungen in der Vorbereitung ist kompliziert und langwierig und die Simulationszeit steigt schon bei einfachen zweidimensionalen Modellen enorm an. Wegen den fehlenden Rechenkapazitäten und der Komplexität wurde eine dreidimensionale Simulation einer Drehkolbenpumpe bisher noch sehr selten durchgeführt.

Durch die Entwicklung der neuen Methode „Immersed Solid“ soll eine dreidimensionale Simulation mit einer viel geringeren Vorbereitung und einer verkraftbaren Simulationszeit ermöglicht werden. Bei „Immersed Solid“ wird für das Strömungsmedium nur ein stationäres Gitter benötigt. Das Netz der Rotoren wird in dieses Gitter eingesetzt und die zwei Gitter überlappen sich. Der zeitliche Aufwand für die Erstellung der Gitter wird dabei deutlich verringert.

Die numerischen Simulationen in dieser Diplomarbeit wurden mit ANSYS CFX 12.1 durchgeführt.

Da der „Immersed Solid“ Ansatz neu und noch nicht ganz ausgereift ist, müssen für die Berechnungen einige Vereinfachungen getroffen werden:

- Verwendung eines inkompressiblen Fluides (Wasser)
- Isothermes Fluid
- Einphasenfluid (Kavitation kann mit „Immersed Solid“ noch nicht berechnet werden)

Das Hauptziel dieser Arbeit ist die Untersuchung der neuen Anwendung für den speziellen Fall einer Drehkolbenpumpe. Nach erfolgter Erprobung wird eine Referenzkennlinie berechnet, deren man Messergebnisse gegenüberstellen kann. Das Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen hat eine solche Pumpe vermessen, was den einmaligen Vergleich zwischen CFD und Messung ermöglicht.

Ein wichtiger Nebepunkt des Projektes beschäftigt sich mit dem Stand der Simulation von Verdrängermaschinen. Dabei werden an Hand von einigen Beispielen die bisherigen Simulationenmethoden erläutert und aufgezeigt, was sich vor allem in den letzten 15 Jahren in diesem speziellen Gebiet der numerischen Strömungsmechanik entwickelt hat.

Außerdem wird ein Überblick über die theoretischen Grundlagen von Verdrängerpumpen geschaffen. Dies schließt auch eine Erklärung der Referenzpumpe mit ihren Messergebnissen ein.

Die Untersuchung der „Immersed Solid“ Methode beginnt mit der Modellerstellung, geht weiter über die Gittergenerierung bis hin zu den wichtigen Einstellungen in ANSYS-Pre. Nach einer gründlichen Validierung der Möglichkeiten bezüglich Gitter und Optionen in ANSYS-Pre erfolgen die Auswertung der Ergebnisse und der Vergleich der Referenzkennlinie mit den Messergebnissen.

In der Zusammenfassung am Ende wird ein Resümee über die „Immersed Solid“ Methode gezogen, um ihre Vor- und Nachteile, aber auch die Verbesserungsmöglichkeiten, zu diskutieren.

2 Rotierende Verdrängermaschinen

Die rotierenden Verdrängermaschinen decken ein weites Spektrum an Anwendungsmöglichkeiten und Fluideigenschaften ab. Es gibt deshalb sehr viele unterschiedliche Bauarten, die aber alle nach dem gleichen Prinzip arbeiten:

Das Fluid wird angesaugt, durch den Verdränger in einzelne Volumina aufgeteilt, die dann im Arbeitsraum durch die Pumpe zur Druckseite verschoben werden. Im Gegensatz zu Strömungsmaschinen ist die Durchströmung meist nicht kontinuierlich.

Bei den rotierenden Verdrängermaschinen wird zwischen Pumpen und Verdichtern unterschieden. Verdichter finden Anwendung in der Vakuumtechnik. Pumpen werden in der chemischen- und verfahrenstechnischen Industrie, der Abwasser- und Klärtechnik, sowie der Lebensmittel- und pharmazeutischen Industrie angewendet.

Rotierende Verdrängerpumpen werden zur Förderung reiner Fluide und Flüssigkeits-Feststoffgemischen verwendet. Es können Volumenströme von $0,0004 \text{ m}^3/\text{h}$ – $1000 \text{ m}^3/\text{h}$ gefördert werden und die dynamische Viskosität der Fluide kann bis zu 10000 Pas betragen. Die rotierenden Verdrängerverdichter haben ihren Einsatzbereich im Niederdruckbereich ($p_D=100 - 800 \text{ kPa abs.}$) und dem Vakuumbereich (bis $p=0,133 \text{ bar abs.}$). Sie erreichen Volumenströme von $20 - 80000 \text{ m}^3/\text{h}$ und Druckverhältnisse von $\pi= 1,5 - 4$.

Einige Grundeigenschaften von rotierenden Verdrängerpumpen sind: [1]

- Ein geometrisch definiertes Volumen wird pro Pumpenumdrehung verdrängt und ist weitgehend von der Drehzahl abhängig.
- Rotierende Verdrängerpumpen weisen lineare drucksteife Stellkennlinien auf. (Abbildung 2.2)
- Nur wenige Bauarten können Trockenlauf standhalten.
- Ein mehr oder weniger zeitlich pulsierender Förderstrom tritt bei einigen Bauarten auf.
- Interne Leckströme sind bei viskosen Fluiden klein, bei niedrig viskosen Medien stellt sich eine Druckdifferenzabhängigkeit des Förderstromes ein.
- Zwischen der Saug- und Druckseite ist immer mindestens eine Spalt- oder Gleitdichtung wirksam.

Abbildung 2.1 zeigt eine Übersicht der verschiedenen Bauarten von rotierenden Verdrängermaschinen. Die meisten der unten angeführten Maschinen werden zur Förderung von zähen Flüssigkeiten oder Flüssigkeit- Feststoffmischungen verwendet. Für den Druck und Vakuumbereich kommen v.a. die Zahnmaschine, die Drehschiebermaschine und der Flüssigkeitsringverdichter in Frage. Die Drehkolbenpumpe ist für alle Bereiche anwendbar. [2]

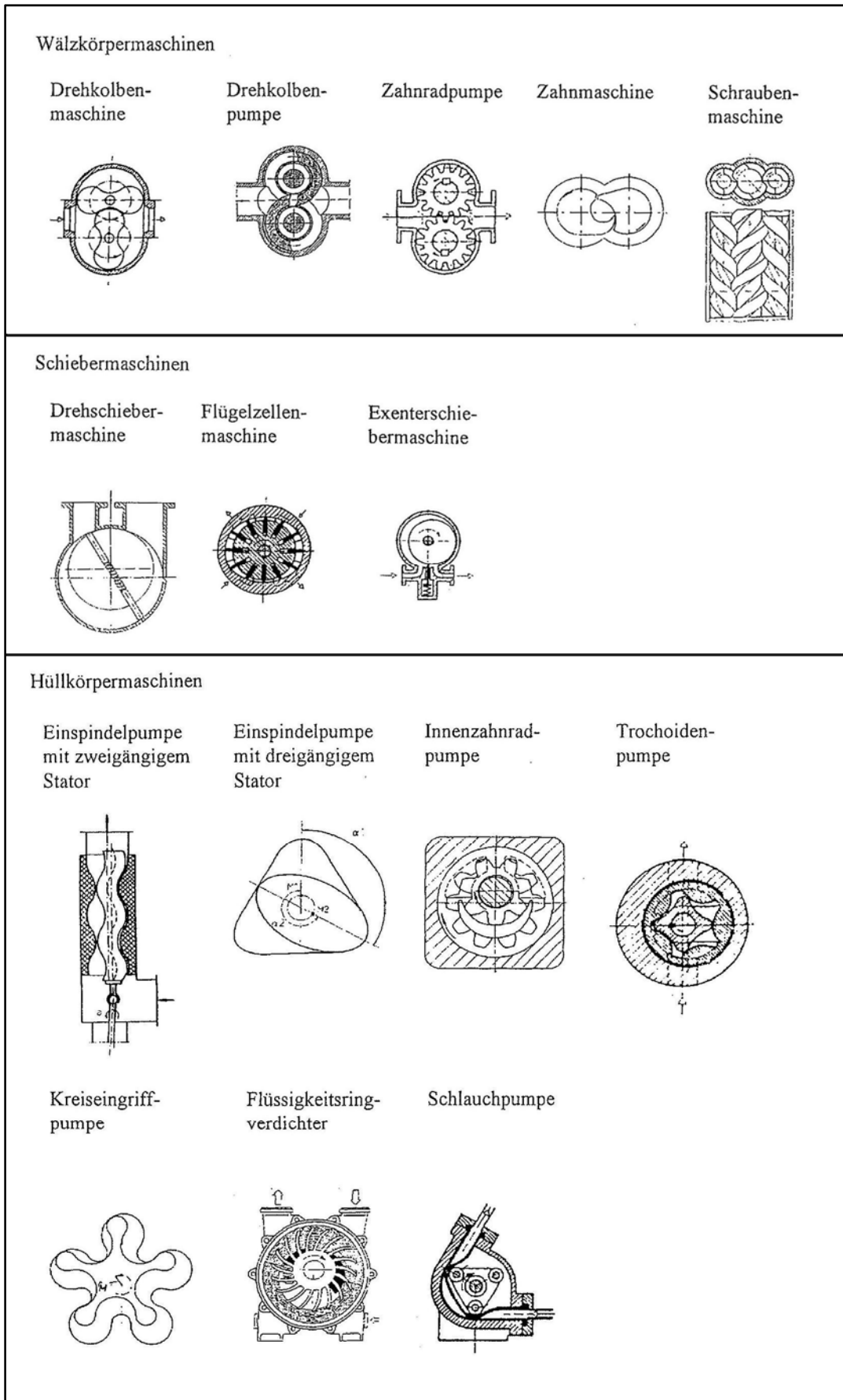


Abbildung 2.1: Bauarten rotierender Verdrängermaschinen [2]

Aufgrund der jeweiligen Eigenschaften und Anwendungsgebiete gibt es eine Vielzahl an Bauartenvarianten von rotierenden Verdrängermaschinen.

Die Wälzkörpermaschinen können einen treibenden (Zahnradpumpe oder innengelagerte Schraubenspindelpumpe) oder einen nicht treibenden Eingriff (Drehkolbenpumpe oder außengelagerte Schraubenspindelpumpe) aufweisen. Ein nicht treibender Eingriff wird auch als kämmend bezeichnet. Dabei erfolgt die Momentenübertragung durch ein außenliegendes Zahnradgetriebe. Verdrängermaschinen mit treibendem Eingriff sind nicht lange trockenlaufgeeignet, aber sie können trocken und benetzt selbstentlüftend ansaugen.

Bei Schiebermaschinen treten gleitende Dichtungslinien des Arbeitsraumes auf. Gegenüber den Wälzkörpermaschinen mit definiertem Abstandsspalt haben diese Pumpen eine bessere innere Dichtheit, die zusätzlich durch konstruktiv vorgesehene Verschleißreserven verbessert wird. Diese Bauarten sind nicht trockenlaufgeeignet, können aber benetzt selbstentlüftend ansaugen.

Als Hüllkörpermaschinen werden zum Beispiel Trochoiden-, Innenzahnrad- oder Schlauchpumpen bezeichnet. Die Schlauchpumpe oder Einspindelpumpe sind spezielle Varianten, da sich bei diesen Bauarten durch die geometrische Abstimmung häufig ein Quetschspalt bildet. Bei Schlauchpumpen entsteht dieser Spalt zum Beispiel über Rollen oder geschmierte Gleitkörper. Verdrängerpumpen mit Quetschspalt können selbstentlüftend ansaugen und sind zum Teil trockenlaufgeeignet.

Wegen ihren drucksteifen Drossel- und Stellkennlinien sind rotierende Verdrängermaschinen im Allgemeinen auch als Drossierpumpen geeignet. [1]

Rotierende Verdrängermaschinen weisen eine typische Verdrängercharakteristik $\Delta p = f(\dot{V}, n)$ auf. Diese ist in Abbildung 2.2 dargestellt. Sie haben einen relativ starken Anstieg der spezifischen Nutzarbeit (bzw. steigenden Förderdruck) bei sinkendem Volumenstrom. Zum Absinken kommt es dadurch, dass die inneren Spaltverluste zwischen den Verdrängern und Verdränger - Gehäuse mit steigendem Förderdruck und abnehmender Drehzahl steigen. [2]

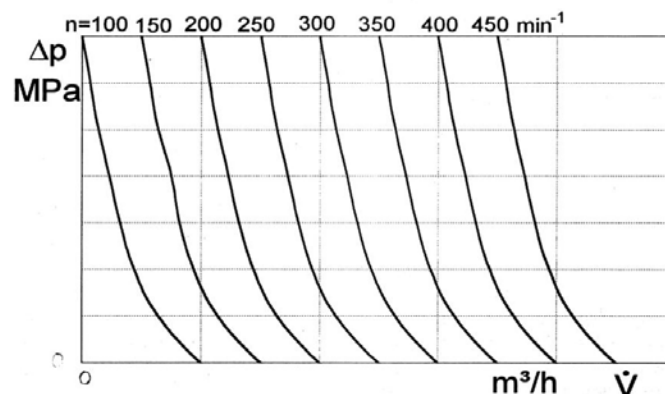


Abbildung 2.2: Typische Betriebskennlinie einer rotierenden Verdrängermaschine [2]

3 Die Drehkolbenpumpe

Die Drehkolbenpumpe, auch Kreiskolbenpumpe genannt, besteht aus zwei Rotoren, die auf zwei Wellen angeordnet sind. Ein Rotor wird direkt angetrieben, der zweite außerhalb des Arbeitsraumes über Zahnräder. Beide Rotoren werden in Wälzlagern geführt. Dadurch wird ein berührungsfreies und unwuchtfreies Arbeiten der Rotoren gewährleistet. Der Spalt zwischen den Verdrängern und zwischen Verdränger und Gehäuse muss möglichst gering und konstant gehalten werden, um Rückströmungen vom Druckstutzen in den Saugstutzen zu vermeiden. Je nach Viskosität des Mediums ergeben sich dadurch Spaltweiten von $s = 0,15 - 0,5$ mm. Pumpen, die zur Förderung von Fluiden mit höherer Temperatur ($>150^{\circ}\text{C}$) eingesetzt werden, benötigen eine Spaltvergrößerung auf $s = 0,4 - 1,0$ mm, um die Längenausdehnung von Gehäuse und Rotoren zu berücksichtigen.

Die Betriebsdrehzahlen von Kreiskolbenpumpen sind möglichst hoch zu wählen, um ein kleines Leistungsgewicht zu erhalten. Die maximalen Drehzahlen sind abhängig von:

- der Kolbenflügelart und ihrer Anzahl
- der Viskosität
- der Größe der Maschine
- dem Druck am Einlauf

Wegen diesen Einflüssen werden Kreiskolbenpumpen mit relativ niedrigen Drehzahlen von $n = 60 - 760 \text{ min}^{-1}$ betrieben. [2] [3]

Bei mehrflügeligen Pumpen wird die Druckdifferenz in kleine Schritte aufgeteilt. Je mehr Kammern zwischen der Saug- und Druckseite liegen, desto geringer ist die Druckdifferenz zwischen zwei benachbarten Stufen, weshalb der Rückstromverlust sinkt. Das heißt, die Pumpe dichtet bei einer höheren Flügelanzahl besser ab und der Wirkungsgrad steigt. Diese Erkenntnis gilt vor allem für die Kopf- und Stirnspalte. Beim Flankenspalt zwischen zwei Kolben wird jedoch immer die gesamte Druckdifferenz abgebaut. Aus diesem Grund sind geringe Spalte besonders bei hohen Drehzahlen enorm wichtig. [4]

Bei einer definierten Spaltweite muss bei steigendem Förderdruck Δp die Drehzahl erhöht werden, um den Durchfluss Q konstant zu halten. Je größer die Spaltweite, umso höher muss die Drehzahl steigen. Wird die Antriebsdrehzahl nicht erhöht, dann steigt der innere Spaltstrom, und der volumetrische Wirkungsgrad sinkt mit zunehmendem Druck ab. Bei zu geringer Drehzahl wird das Fluid im Pumpenraum umgewälzt und es kommt keine effektive Förderung zustande, da die eingesetzte Arbeit in Form von Wärme auf das Fluid übertragen wird.

Nach einer Studie der Firma Vogelsang ist der Einsatz einer kleinen Drehkolbenpumpe bei hohen Drehzahlen wirtschaftlicher als der Einsatz einer großen Pumpe mit niedrigen Drehzahlen. Die Investitionskosten und die Verschleiß-Ersatzteilkosten von kleinen Pumpen sind geringer und die

Standzeiten höher. Probleme entstehen nur beim Transport von hochviskosen Medien mit hohen Drehzahlen. Bei einer hohen Drehzahl kann die Kammer nicht mehr ganz gefüllt werden, weshalb der volumetrische Wirkungsgrad absinkt. Andererseits werden die Spalte bei sehr zähen Medien besser abgedichtet und der Wirkungsgrad steigt wieder. Trotzdem muss bei der Pumpenauslegung die Viskosität beachtet werden, um die optimale Drehzahl und den besten Wirkungsgrad zu erreichen. [5]

Im Bezug auf die Druckerhöhung kann gesagt werden, dass bei kleinen Drücken eine niedrige Drehzahl realisierbar, aber bei großen Drücken eine hohe Drehzahl zwingend ist. [4]

3.1 Auslegung rotierender Drehkolbenpumpen

Der Volumenstrom bzw. der Massenstrom und die spezifische Nutzarbeit sind hauptsächlich abhängig von der Drehzahl und der Geometrie der Kolben und Spalte.

Die Rotorgeometrie beeinflusst nicht nur den theoretischen Volumenstrom, sondern hat vor allem eine große Bedeutung für Pulsations- und Kavitationsüberlegungen. In Abbildung 3.1 sind ein paar häufig verwendete gerade (d.h. nicht in sich verwundene) Rotorgeometrien veranschaulicht.

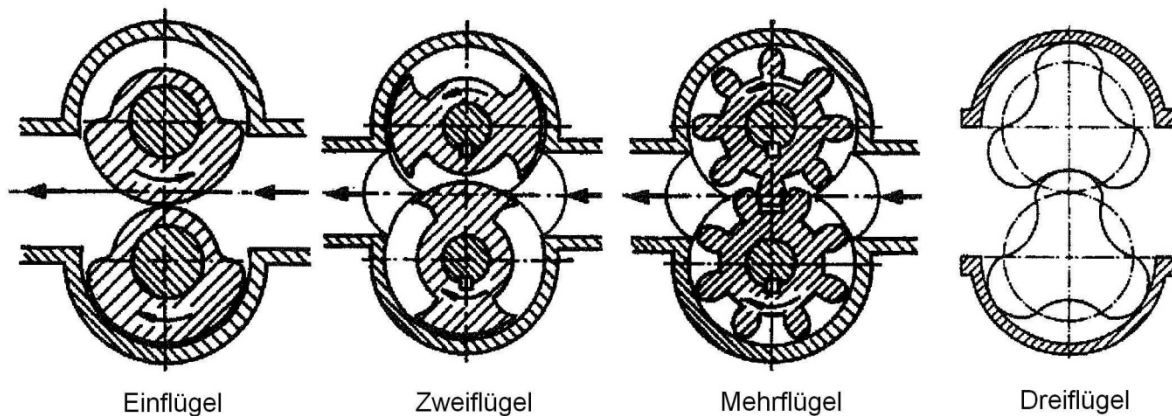


Abbildung 3.1: Unterschiedliche Rotorgestaltung bei Drehkolbenpumpen [1]

Das Verhältnis Arbeitsraumquerschnitt A_V zu Rotorquerschnitt A_R kennzeichnet die Ausnützung der Maschine. Das Verhältnis sollte je nach Bauart in folgendem Bereich liegen:

$$\frac{A_V}{A_R} = 0,60 - 0,78 \quad (1)$$

3.2 Spaltvolumenströme in Drehkolbenpumpen

In der Pumpe wird der Druck von der Saugseite zur Druckseite erhöht. Durch die entstehende Druckdifferenz kommt es zu einer Rückströmung in den Spalten in Richtung Saugseite. In Abbildung 3.3 sind die Leckströme am Beispiel einer Zahnradpumpe dargestellt.

- Stirnleckstrom a
- Lagerleckstrom b
- Kopfleckstrom c
- Flankenleckstrom d

Der gesamte Spaltvolumenstrom ergibt sich aus der Summe der einzelnen Leckströme.

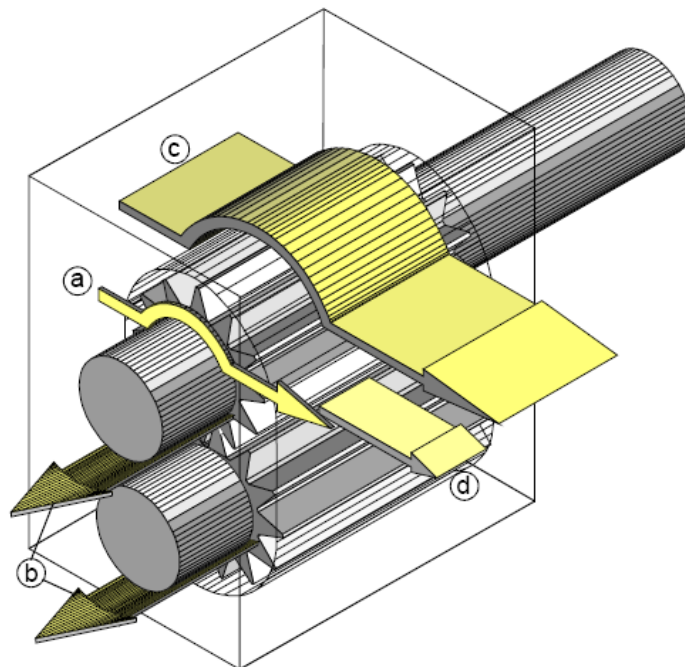


Abbildung 3.3: Spaltvolumenströme in einer Zahnradpumpe [6]

3.2.1 Spaltvolumenströme in Umfangs- und Verdrängerspalten

Der Gesamtdruckabfall in Umfangs- und Verdrängerspalten ist wie folgt definiert:

$$\Delta p = \zeta * \frac{\rho}{2} * c_{sp,K}^2 \quad (6)$$

Bei viskosen Medien herrscht im Spalt laminare Strömung, bei der der Druckabfall mit der kinematischen Zähigkeit ansteigt. Der Druckverlustbeiwert ζ ist abhängig von der Reynoldszahl und somit bei gleicher Spaltgeometrie von der Viskosität.

$$Re = \frac{c_{Sp,K} * s}{\nu} \quad (7)$$

Das laminare Geschwindigkeitsprofil im Spalt ist in Abbildung 3.4 dargestellt.

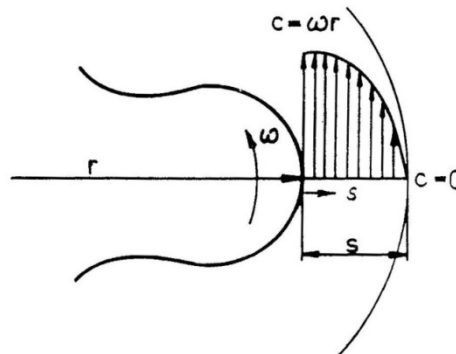


Abbildung 3.4: Geschwindigkeitsprofil zwischen Rotor und Gehäuse [2]

Für viskose Medien mit Newtonschem Verhalten kann eine lineare Abhängigkeit des Druckverlustbeiwertes von der kinematischen Zähigkeit ν angenommen werden. In Bezug auf die Werte von Wasser folgt:

$$\zeta = \zeta_W * \frac{\nu}{\nu_W} \quad (8)$$

Gleichung 8 eingesetzt in den Druckabfall aus Gleichung 6:

$$\Delta p = \zeta_W * \frac{\nu}{\nu_W} * \frac{\rho}{2} * \frac{\dot{V}_{Sp,K}^2}{b^2 * s^2} \quad (9)$$

Daraus folgt der Spaltvolumenstrom für den Kopfspalt:

$$\dot{V}_{Sp,K} = b * s * \sqrt{\frac{2}{\rho} * \frac{\Delta p * \nu_W}{\zeta_W * \nu}} \quad (10)$$

3.2.2 Spaltvolumenströme in Stirnspalten

Der Spaltvolumenstrom in den Stirnspalten wird mit dem entsprechenden Druckverlustbeiwert ζ_{St} beschrieben.

$$\Delta p = \zeta_{St} * \frac{\nu}{\nu_W} * \frac{\rho}{2} * c_{Sp,S}^2 \quad (11)$$

Die Stirnspalte sind Flächenspalte und setzen sich aus 3 Verlustarten zusammen:

- Eintrittsverlust mit Verlustbeiwert ζ_E
- Austrittsverlust mit Verlustbeiwert ζ_A
- Druckverlust im Spalt entsteht durch Spaltreibung $\zeta = \lambda * \frac{L}{s_{Sp,S}}$

Somit folgt für den Druckverlust:

$$\Delta p = \frac{\rho}{2} * c_{Sp}^2 * \frac{v}{v_W} * \left(\zeta_E + \lambda * \frac{L}{s_{Sp,S}} + \zeta_A \right) \quad (12)$$

Je höher die Drehzahl bei gleichbleibender Spaltbreite, desto geringer sind die Spaltverluste. Die Viskosität hat einen großen Einfluss auf die Spaltverluste. Steigt die Viskosität, dann sinken die Spaltvolumenströme ab und dadurch steigt der Wirkungsgrad. Es ist wichtig, dass die Spalte je nach Anwendung der Pumpe angepasst werden, da sich die Viskosität bei verschiedenen Anwendungen stark unterscheiden kann. [7]

3.3 Pulsation in Drehkolbenpumpen

Drehkolbenpumpen haben einen ungleichmäßigen Förderprozess, durch den Pulsationen entstehen. Diese Pulsationen sind vor allem bei Pumpen mit geraden Rotoren sehr ausgeprägt.

3.3.1 Pulsationsarten

In Kreiskolbenpumpen gibt es zum Einen die Förderstrom- bzw. Massenspulation und zum Anderen die Druckspulation.

Die Förderstromspulation ist vor allem von der Geometrie der Rotoren und des Arbeitsraumes abhängig und wird deshalb mit dem Ungleichförmigkeitsgrad beschrieben. Der Ungleichförmigkeitsgrad δ_u für zwei- und dreiflügelige Drehkolben ergibt sich aus dem Rotordurchmesser D und dem Achsabstand I_A der Rotoren. [1]

$$\delta_u = \frac{2 * (D - I_A)^2}{D^2 + 2 * D * I_A - 3 * I_A^2} \quad (13)$$

Der Fördervorgang wird in Abbildung 3.5 veranschaulicht. Der ideale Kreiskolben ($z=\infty$) fördert konstant (a.). Bei zweiflügeligen, geraden Drehkolben (b.) wird pro Umdrehung 4 Mal ausgeschoben, bei dreiflügeligen, geraden Drehkolben 6 Mal (c.)

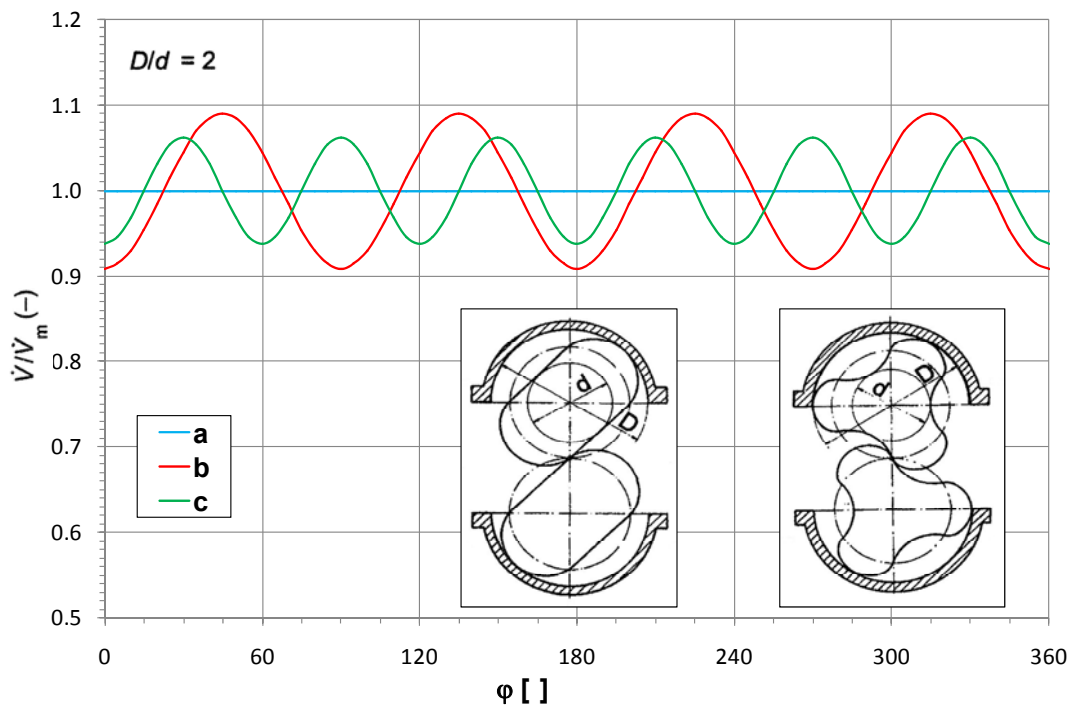


Abbildung 3.5: Förderstimpulation von Drehkolbenpumpen [1]

Die Druckpulsationen sind vom Verdrängerprofil und der Eingriffsspaltweite abhängig. Zur Druckerhöhung des Fluids kommt es in dem Zeitpunkt, in dem sich der Arbeitsraum zum Druckstutzen hin öffnet. Die Erregerfrequenz dieser Druckerhöhung beträgt:

$$f = z * n \quad (14)$$

Die Amplitude der Strömungsschwankungen sinkt mit zunehmender Anzahl der Verdrängerräume ab, während die Pulsationsfrequenz steigt. [2]

3.3.2 Reduktion der Pulsationen

Die Strömungsschwankungen in Drehkolbenpumpen können mit 3 Methoden reduziert werden.

1.) 2 parallele Strömungen:

Dafür werden zwei idente Pumpen benötigt, deren Rotoren um $\frac{1}{2}$ Phase versetzt arbeiten. Die Pulsationen können auf <5% reduziert werden. Die Pumpe arbeitet zwar ruhig und leise, aber es wird eine aufwändige Konstruktion benötigt, da man zwei getrennte Kammern benötigt. [8]

2.) Pulsationsfreie, spiralförmige (verwundene) Rotoren:

Das Öffnen der Arbeitskammer bzw. das Ausschleiben des Mediums aus der Förderkammer erfolgt nicht schlagartig auf einmal, sondern kontinuierlich, wenn sich die Förderkammer schraubenförmig öffnet.

Weitere Vorteile dieser sogenannten Wendelkolbenpumpen sind ein besseres Ansaugverhalten bei hohen Geschwindigkeiten und ein verbessertes Kavitationsverhalten. Als Nachteil bei spiralförmigen Kolben sind die auftretenden Axialkräfte zu werten. [8]

3.) Trapezförmige Öffnung des Druck- und Saugstutzens:

Durch trapezförmige Querschnitte in den Saug- und Drucköffnungen wird die Strömung in Pumpen mit spiralförmigen Rotoren zusätzlich beruhigt. [2]

3.4 Kavitation

Der Dampfdruck der Förderflüssigkeit sollte an keiner Stelle in der Saugleitung und der Pumpe unterschritten werden, da sonst Kavitation und deren Folgeerscheinungen auftreten. Örtliche Geschwindigkeiten können die mittlere Geschwindigkeit im Saugstutzen übersteigen, weshalb der statische Druck an diesen Stellen sinkt und den Dampfdruck des Fluids unterschreitet. Dabei spielt die Bauart und die konstruktive Ausführung der Pumpe eine große Rolle. Kommt es zu örtlichen Verdampfungen der Förderflüssigkeit, bei denen der Dampfdruck des Fluids unterschritten wird, dann können sich Dampfblasen in der Größe von einigen μm bis zu einigen Millimetern bei voll ausgebildeter Kavitation bilden. Zwischen den Dampfblasen und der Flüssigkeit entsteht ein Gleichgewichtszustand, der dann gestört wird, wenn die Dampfblasen von der Strömung des Mediums in Bereiche höherer statischer Drücke transportiert werden. Dort brechen sie auf und geben schlagartig sehr viel Energie frei. In Bauteiloberflächennähe können diese Implosionen den Werkstoff zerstören. [2]

In rotierenden Verdrängerpumpen können folgende Kavitationsarten auftreten:

- Saugseitenkavitation:
Sie tritt im Saugstutzen und Saugbereich auf und ist von der geodätischen Saughöhe und dem Arbeitspunkt abhängig. (Abbildung 3.6 a)
- Arbeitsraumkavitation:
Die geometrische Form und die Umlaufgeschwindigkeit der Verdränger bestimmt die Kavitation im Arbeitsraum oder in Teilarbeitsräumen. (Abbildung 3.6 a)
- Spaltkavitation:
In Spalten treten meist große Geschwindigkeiten auf und deshalb sinkt der statische Druck. Es kann eine periodische, drehwinkelabhängige oder dauernde Kavitation entstehen. (Abbildung 3.6 b)

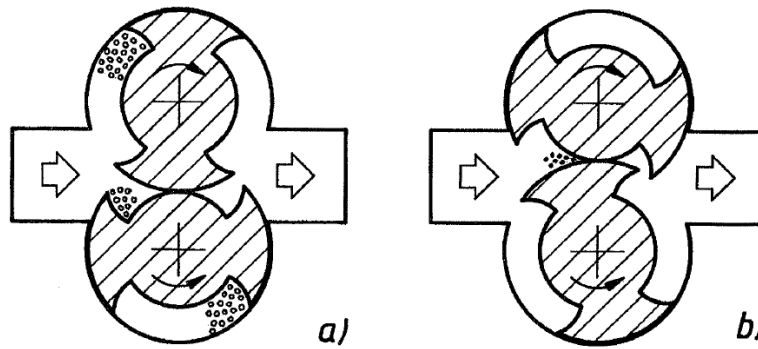


Abbildung 3.6: Kavitationsarten bei Drehkolbenpumpen [1]

Wegen unterschiedlichen Kavitationsgeräuschen kann die Art der Kavitation akustisch zugeordnet werden. Die Spaltkavitation erkennt man am „zischenden“ Geräusch. Die Verdrängungs- bzw. Arbeitsraumkavitation ist durch starke Druckschläge und den Strömungszusammenbruch gekennzeichnet, weshalb diese Kavitationsart immer vermieden werden muss. [7]

Alle Verdrängerpumpen sind selbstansaugend. In Abhängigkeit der Viskosität können sie für geodätische Saughöhen bis zu 7m eingesetzt werden. Bei viskosen und hochviskosen Fluiden wird trotzdem oft eine Zulaufhöhe oder eine Zuführschnecke benötigt.

Die Saugfähigkeit ist von dem NPSH- Verhalten bzw. von der maximal zulässigen Kavitation abhängig. Die Kavitation ist wiederum eine Funktion des saugseitigen Druckes, der geodätischen Saughöhe und des Rohrleitungswiderstandes. [2] [3]

Die Kavitationsgefahr wird mit Hilfe der (Netto) Energiehöhe über Dampf- oder Sättigungsdruck am Bezugsquerschnitt definiert, der meistens in der Mitte des Saugstutzens liegt. Aus der englischen Literatur erfolgt die Abkürzung NPSH (Net Positive Suction Head).

Abbildung 3.7 zeigt eine einfache Pumpenanlage. Für diese Anlage kann der NPSH- Wert der Anlage ($NPSH_{An}$) berechnet und der der Pumpe ($NPSH_{Pu}$) gemessen werden. Die Pumpenkennziffer wird auch NPSHR (Net Positive Suction Head Required) und der Anlagenwert als NPSHA (Net Positive Suction Head Available) bezeichnet.

Bei einer zeitlich konstant fördernden Pumpe (pulsationsfrei) erfolgt die Berechnung des NPSH Wertes der Anlage:

$$NPSH_{An} = \frac{p_{tot,S} - p_d}{\rho * g} = \frac{p_0 - p_d}{\rho * g} - h_V - H_{Sgeo} \quad (15)$$

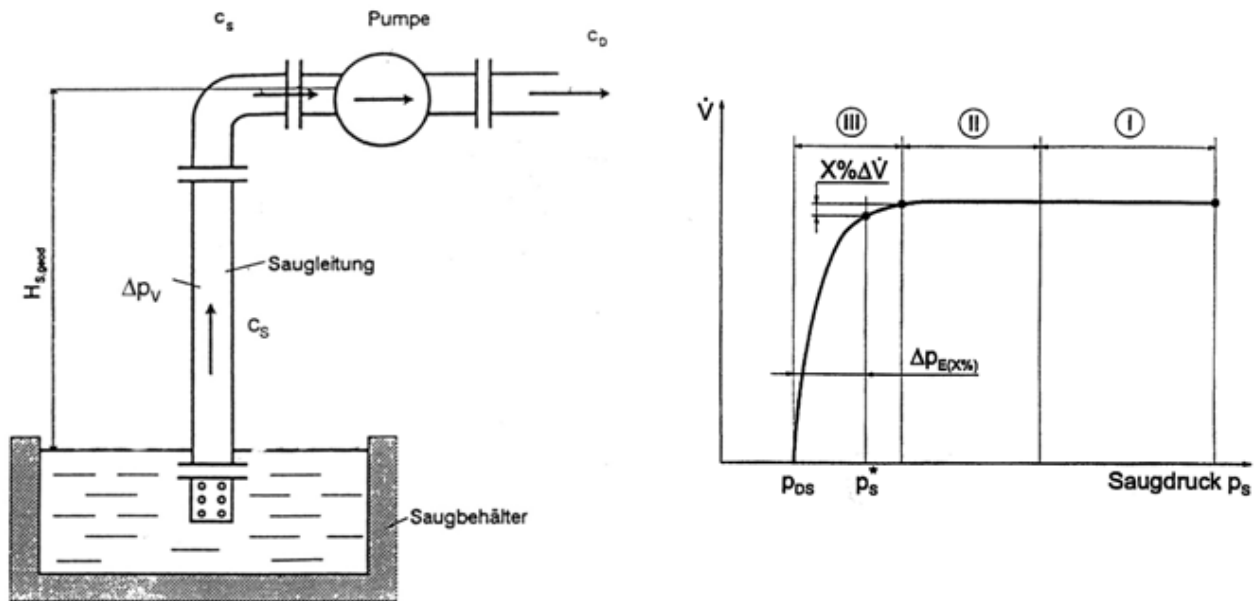


Abbildung 3.7: Aufbau einer Pumpenanlage [2] und Saugkennlinie für NPSHR [1]

Der NPSH Wert der Pumpe wird experimentell aus den Saugkennlinien bestimmt. Dabei wird der Volumenstrom in Abhängigkeit vom totalen Saugdruck p_s bei konstanter Förderhöhe und Drehzahl für ein bestimmtes Fluid dargestellt. Als Bedingung für die Arbeitsraumkavitation gilt der Förderstromabfall ($x \% \Delta \dot{V}$, meist 3%).

$$NPSH_{Pu}(\%) = \frac{\Delta p_{E(x\%)}}{\rho * g} = \frac{p_{S(x\%)} - p_{D,S}}{\rho * g} \quad (16)$$

Die Saugkennlinien bestehen aus 3 Zonen (Abbildung 3.7):

- I. keine Kavitation $\Delta \dot{V} = 0$
- II. beginnende kurzzeitige Kavitation $\Delta \dot{V} \approx 0$
- III. ausgebildete Kavitation $\Delta \dot{V} > 0$

Der NPSHR Wert definiert grundsätzlich einen Verlust an Druckhöhe bei einem bestimmten Förderstromabfall.

Für den Betrieb einer Pumpe muss immer gelten, dass der $NPSH_{An}$ Wert immer größer als der $NPSH_{Pu}$ Wert ist, um Kavitation zu vermeiden.

4 Referenzpumpe

Das Ziel dieser Arbeit war die Durchführung einer numerischen Strömungssimulation einer Referenz-Drehkolbenpumpe. Die Drehkolbenpumpe wurde deshalb für die Berechnung ausgewählt, da das Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen diese Pumpe am Prüfstand vermessen hat. Es gibt daher umfangreiche Messergebnisse für die Drehkolbenpumpe mit verschiedenen Verdrängertypen, sodass der numerischen Simulation Vergleichsergebnisse vorliegen.

In Abbildung 4.1 ist eine schematische Darstellung der Drehkolbenpumpe mit geraden, 2-flügeligen Kolben zu sehen. Die Kolben haben einen Außendurchmesser von 80 mm und eine Höhe von 110 mm. Ihr Achsabstand beträgt 120 mm und die Öffnung am Eintritt und Austritt ist 120 x 95 mm groß. Das Gehäuse ist für alle Kolbenbauarten gleich, da diese Pumpe variabel aufgebaut werden kann.

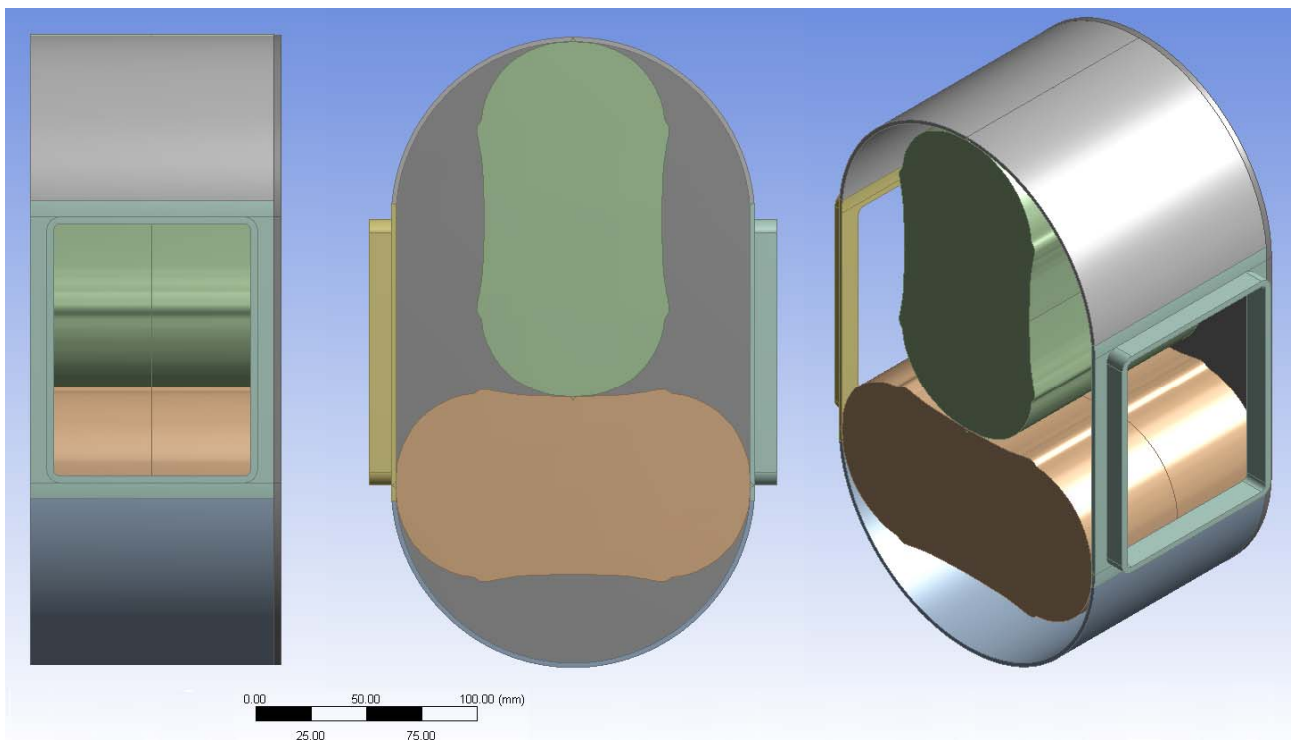


Abbildung 4.1: Skizze der Drehkolbenpumpe

Die Berechnung der Drehkolbenpumpe erfolgte mit drei unterschiedlichen Kolbenbauformen. Die meisten Rechnungen wurden mit dem einfachsten Kolben, dem 2-flügeligen, geraden Drehkolben mit der Bezeichnung P2G durchgeführt. Um einen Vergleich im Förderverhalten und den Druckpulsationen zu erhalten, wurden noch 2 weitere Kolben verwendet. Das sind die Drehkolben P3G (3-flügelig, gerade) und P3S (3-flügelig, gewandelt). Die Bezeichnung P steht für "Pumpe", die Zahl für die Anzahl der Flügel und S für "schräg" bzw. G für "gerade".

Eine Referenzpumpe mit den Drehkolben P2G und P3S wurde am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen vermessen und liefert wichtige Messergebnisse, die in Kapitel 11.3 "Optimiertes Rechensetup und Vergleich mit Realmaschine" mit den CFD Berechnungsergebnissen verglichen werden. Der Drehkolben P3G hat die gleiche Grundfläche wie der Kolben P3S, ist aber nicht gewendelt. Dieser wurde erstellt, um einen Übergang zwischen den 2 Extrema P2S und P3G zu erkennen. Messergebnisse für den Kolben P3G für Vergleiche liegen keine vor.

In Abbildung 4.2 ist die Versuchsauswertung des Kolben P2G dargestellt. In diesem Diagramm sind die Differenzdruck- Durchfluss- Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen abgebildet. Die Steigung der Linien ist konstant und sie verlaufen nahezu parallel. Die rot markierte Kennlinie für $n=300$ rpm stellt die Referenzdrehzahl für die CFD Berechnungen dar.

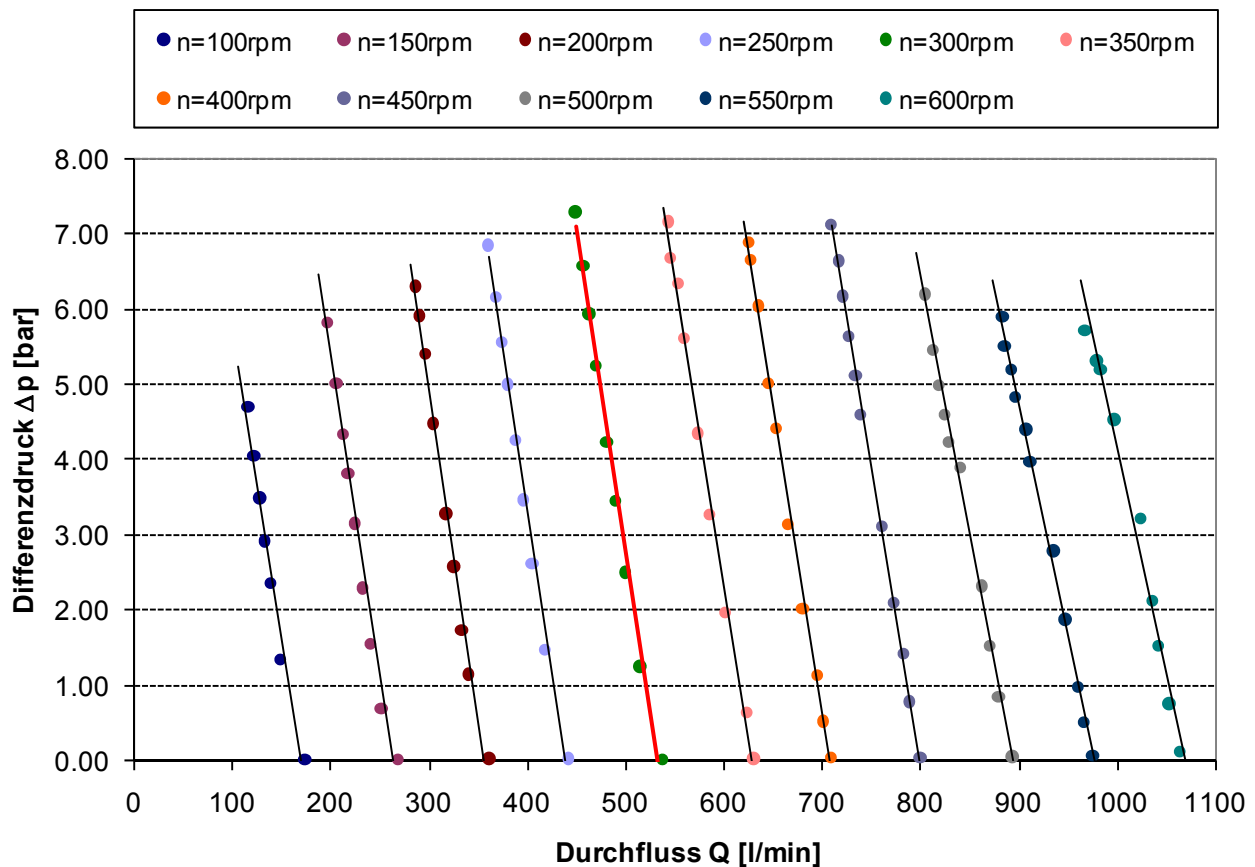


Abbildung 4.2: Versuchsauswertung P2G - Δp -/Q- Kennlinien

Abbildung 4.3 zeigt die Versuchsauswertung des Kolben P3S. Auch in diesem Diagramm sind die Δp -/Q- Kennlinien bei verschiedenen Drehzahlen abgebildet. Auch hier bezieht sich die rote Kennlinie auf die CFD-Referenzdrehzahl $n=300$ rpm.

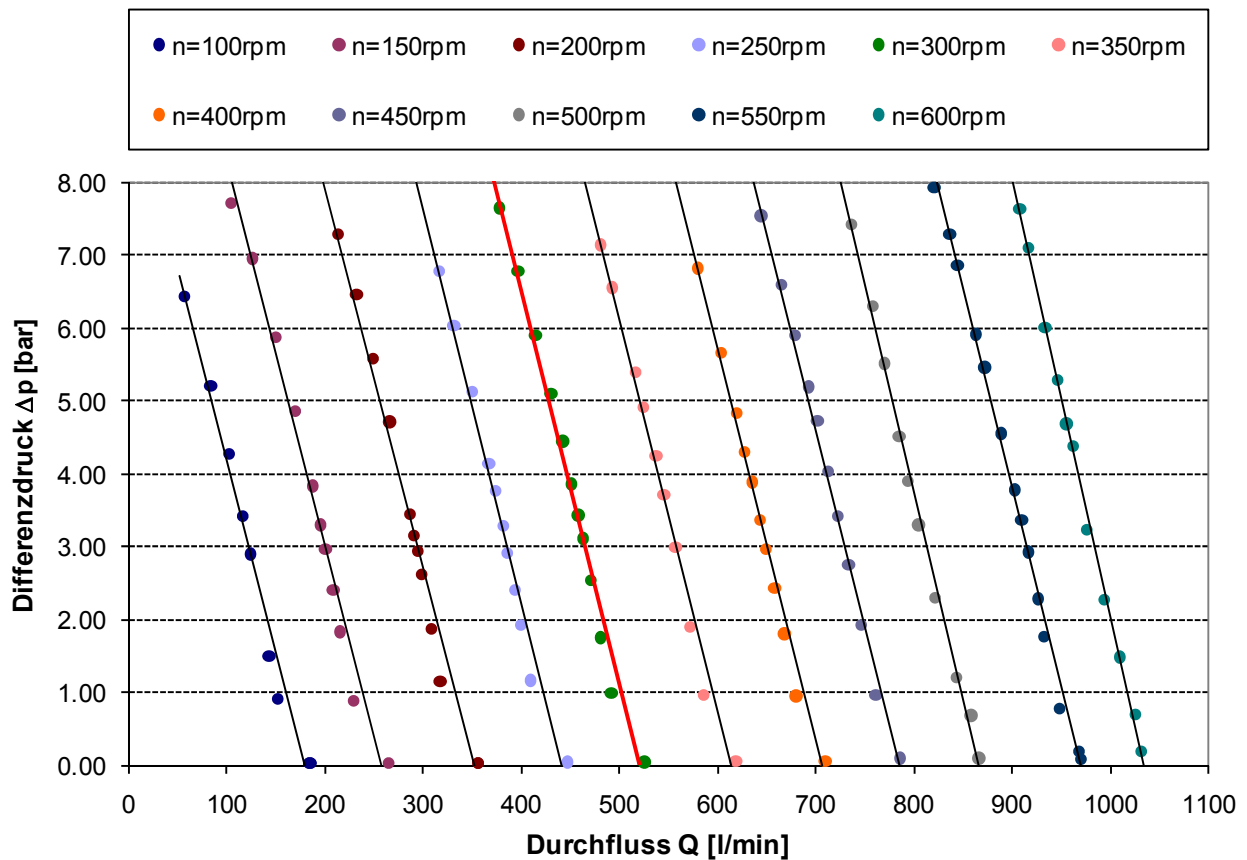


Abbildung 4.3: Versuchsauswertung P3S - Δp -/Q- Kennlinien

Die Berechnungen der Drehkolbenpumpe wurden bei allen Kolben mit einer Drehzahl von 300 rpm durchgeführt, um die Simulation mit den Messergebnissen vergleichen zu können.

Des Weiteren folgt in Kapitel 11.3.2 "Vergleich der Messung - CFD anhand der Referenzpumpe P2G" ein Vergleich der Pulsationsauswertungen der Messung mit denen der Simulation. Dabei kommt es zur Gegenüberstellung der saug- und druckseitigen Druckpulsationen des Kolbens P2G bei einer Drehzahl von $n=300$ rpm und einem Differenzdruck von ca. 3,5 bar.

Eine FFT- Analyse (Fast Fourier Transform) des gleichen Betriebspunktes wurde ebenfalls durchgeführt. Dabei wird die Druckschwingung analysiert, um festzustellen, aus welchen Frequenzen sie sich zusammensetzt und bei welcher Frequenz die größte Druckamplitude auftritt. Eine FFT- Analyse der Messung für einen Vergleich ist ebenfalls vorhanden.

5 Computational Fluid Dynamics

Die numerische Strömungsmechanik (englisch: Computational Fluid Dynamics) verwendet numerische Methoden und Algorithmen zum Lösen und Analysieren von Strömungen, der Wärmeleitung, chemischen Vorgängen einschließlich Verbrennungsvorgängen und akustischen Problemen.

Die Grundgleichungen der numerischen Strömungsmechanik sind die Navier- Stokes- Gleichungen. Sie beschreiben die Erhaltung von Impuls, Masse und Energie und werden für die Berechnung von kompressiblen oder inkompressiblen Strömungen Newtonscher Fluide verwendet. Newtonsche Fluide sind Flüssigkeiten oder Gase, deren Scherspannung τ direkt proportional zur Schergeschwindigkeit du/dy ist. Das sind z.B. Luft, Wasser, Gase und viele Öle.

$$\tau = \eta * \frac{du}{dy} \quad (17)$$

Für die numerische Berechnung der Drehkolbenpumpe wurde als Medium Wasser verwendet. Die Navier- Stokes- Gleichungen für eine inkompressible Strömung lauten:

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} = 0 \quad (18)$$

Impulsgleichungen:

$$\frac{\partial u}{\partial t} + u \frac{\partial u}{\partial x} + v \frac{\partial u}{\partial y} + w \frac{\partial u}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial x} + \nu \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) \quad (19)$$

$$\frac{\partial v}{\partial t} + u \frac{\partial v}{\partial x} + v \frac{\partial v}{\partial y} + w \frac{\partial v}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial y} + \nu \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) \quad (20)$$

$$\frac{\partial w}{\partial t} + u \frac{\partial w}{\partial x} + v \frac{\partial w}{\partial y} + w \frac{\partial w}{\partial z} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial p}{\partial z} + \nu \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (21)$$

Energiegleichung:

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u \frac{\partial T}{\partial x} + v \frac{\partial T}{\partial y} + w \frac{\partial T}{\partial z} = a * \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right) \quad (22)$$

mit
$$a = \frac{\lambda}{\rho * c_p} \quad (23)$$

Die Volumenkräfte werden in der Impulsgleichung nicht berücksichtigt, da das zu berechnende Kontrollvolumen sehr klein ist. [10]

Um die Navier- Stokes- Gleichungen numerisch mit einem Digitalrechner zu lösen, müssen die Differenzialgleichungen in eine diskontinuierliche Schreibweise überführt werden. Man bezeichnet dies als sogenannte Diskretisierung.

Die am Häufigsten angewandten Diskretisierungsverfahren sind:

- Finite Elemente Methode
- Finite Volumen Methode
- Finite Differenzen Methode

Die „Finite Elemente Methode“ wird vor allem in der Strukturmechanik verwendet, ist aber auch für die Strömungsmechanik geeignet. Die „Finite Differenzen Methode“ ist das einfachste Verfahren zum Lösen von partiellen Differentialgleichungen. Sie wird für einfache Geometrien und strukturierte Gitter verwendet. Die „Finite Volumen Methode“ wird in den meisten CFD Codes in der Strömungsmechanik eingesetzt. Der zu berechnende Strömungsraum wird in eine finite Anzahl kleiner Unterregionen, auch Kontrollvolumen genannt, aufgeteilt. Für jedes Kontrollvolumen werden die Gleichungen diskretisiert und iterativ gelöst. Der Schwerpunkt jedes Kontrollvolumens dient dabei als Rechenknoten, für den die Variablen berechnet werden. Die „Finite Volumen Methode“ ist für komplexe Geometrien und für jeden beliebigen Gittertyp geeignet. Auch ANSYS CFX verwendet die Finite Volumen Methode. [11] [12]

Zum Lösen der diskretisierten Gleichungen gibt es zwei Arten von Algorithmen. Es wird zwischen der direkten und iterativen Lösungsmethode unterschieden. Das direkte Lösungsverfahren berechnet die exakte Lösung des Gleichungssystems. Jedoch sind die Dimensionen der zu lösenden Matrizen meist zu groß, sodass mit derzeitigen Rechenkapazitäten der Zeit- und Speicheraufwand für eine industrielle Anwendung enorm sind. Die aktuell einfachere und bessere Methode ist deshalb die iterative, bei der man sich der Lösung schrittweise nähert, bis eine gewisse Genauigkeitsgrenze unterschritten wird. [13]

6 Numerische Strömungssimulation von Verdrängerpumpen

Bei der Literaturrecherche über die numerische Strömungssimulation von Verdrängermaschinen konnte eine kontinuierliche Entwicklung der CFD Methoden festgestellt werden. Wurden vor ca. 10 Jahren die Simulationsprogramme noch von den Autoren selbst geschrieben, so werden seit einigen Jahren kommerzielle Programme wie ANSYS FLUENT oder ANSYS CFX verwendet. Die auf den folgenden Seiten beschriebenen Methoden und Lösungsansätze beziehen sich fast alle auf 2-dimensionale Drehkolben- oder Zahnradpumpen, da für eine 3 dimensionale Berechnung erst seit einigen Jahren die Rechenleistung der Computer ausreicht.

6.1 Arbitrary Lagrangian Eulerian Method

Das am Häufigsten verwendete Berechnungsmodell für rotierende Verdrängermaschinen ist die Arbitrary Lagrangian Eulerian Methode (ALE). Der Lagrange Algorithmus wird vorwiegend in der Strukturmechanik verwendet. Während einer Bewegung folgt jeder individuelle Knoten des Rechennetzes dem zugehörigen Fluidteilchen. Für große Verzerrungen ist diese Methode nicht geeignet. Beim Euler Algorithmus ist das Rechennetz fix und das Fluid bewegt sich in Bezug zum Netz mit. Dabei können größere Verformungen berechnet werden. Die Eulergleichungen werden weitgehend in der Strömungsmechanik verwendet.

Die ALE Beschreibung vereinigt diese zwei Methoden. Das Netz kann dem Kontinuum nach Lagrange folgen, fix gehalten werden nach Euler, oder es wird in einem beliebigen Weg bewegt. Dadurch können größere Verzerrungen als bei Lagrange und eine bessere Auflösung als bei Euler erzielt werden. Eine einfache Teilchen- Netzbewegung wird in Abbildung 6.1 veranschaulicht. [14]

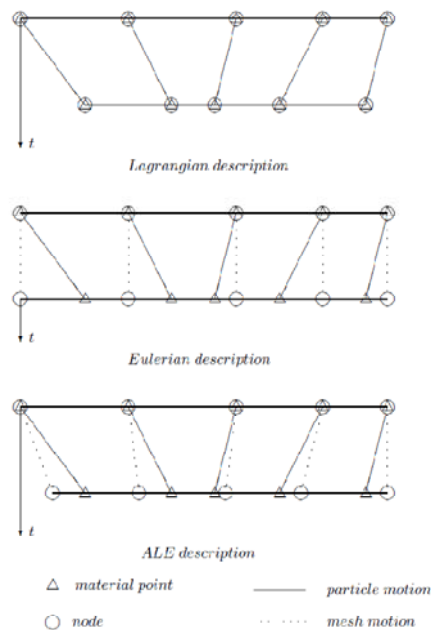


Abbildung 6.1: Eindimensionales Beispiel für die Lagrange, Euler und ALE Methode [14]

Riemslogh et al. verwendete die ALE Methode zur Berechnung einer 3-flügeligen Drehkolbenpumpe und einer Zahnradpumpe. Ziel war die Simulation von Kavitationsphänomena und hohen Scherbeanspruchungen, die die Pumpen beschädigen können. Zusätzlich zu ALE wurde noch „Mesh Movement“ auf das unstrukturierte, trianguläre Netz angewendet. Bei jedem Zeitschritt wird ein zulässiges Netz benötigt, d.h.: kein Überlappen von Dreiecken. Während eines Zeitschrittes muss die Verbindung zwischen den Knoten erhalten bleiben. Zwischen zwei Zeitschritten kann sich die Netzverbindung ändern, es können Knoten zugefügt oder entfernt werden, was v. a. bei großen Verzerrungen der Fall ist. Die Berechnung der Position der Knoten für einen neuen Zeitschritt wird durch „Mesh Coarsening“ beschleunigt. Das Netz wird vom Feinsten zum Größten erzeugt. Als Randbedingungen am Ein- und Auslass wurden Drücke vorgegeben, für die Zahnräder die Drehzahl. [15]

Ein Problem bei der Simulation von Zahnradpumpen ist die Berührung der Zähne beim Eingriff. Um ein Moment vom angetriebenen Rad auf das Getriebene zu übertragen, müssen sich die Zähne in der Realität berühren. Im Eingriffspunkt kann kein Netz mehr generiert werden, weshalb zwischen den Zähnen bei der Berechnung ein Spalt angenommen wird. Dieser Spalt beeinflusst v.a. die Berechnung des Massenstromes stark, da dann nicht nur eine Rückströmung in den Spalten zwischen Zahnrad und Gehäuse, sondern auch zwischen den zwei Zahnrädern entsteht, und so das Ergebnis verfälscht.

Eine numerische Berechnung einer Zahnradpumpe wurde auch von Panta durchgeführt. Es wurde das CFD Programm FLUENT, und dabei die Funktion „Moving Dynamic Mesh“ verwendet. Für die zweidimensionale Simulation mit einem unstrukturierten, triangulären Netz wurde als Fördermedium ein Motoröl verwendet. Mit „Moving Dynamic Mesh“ können Strömungen modelliert werden, bei denen sich der Strömungsraum kontinuierlich ändert. Dabei wird auf die gleichen Grundlagen wie bei Mesh Movement nach Riemslogh et al. zurückgegriffen. Das Volumennetz wird automatisch von FLUENT aktualisiert. Das Problem im Eingriffspunkt wurde auch hier dadurch gelöst, indem ein Spalt zwischen den Zahnrädern angenommen wurde. Bei den Randbedingungen für den Ein- und Auslass wurden Drücke angenommen, eine weitere Randbedingung war die Drehzahl. Als Turbulenzmodell kam das Standard $k-\varepsilon$ Modell zur Anwendung.

Die Ergebnisse dieser Arbeit waren Analysen der Druckkonturen und Geschwindigkeitvektoren. Es konnten geringe Rezirkulationen an der Ein- und Auslassseite festgestellt werden und auf der Saugseite gab es eine kleine Region, in der Kavitation aufgetreten ist. [16]

Eine erweiterte ALE Formulierung verwendet Houzeaux und Codina - die Fixed Meshes Arbitrary Lagrangian Eulerian Methode (FMALE). Diese Methode wurde auch auf die Berechnung einer Zahnradpumpe angewandt. Die Konfiguration wird dabei in eine bestimmte Anzahl von

Zeitschritten unterteilt. Jeder Zeitschritt hat sein eigenes neues Gitter, für das die Strömungsgleichungen gelöst werden. Bei der Zahnradpumpe bedeutet das, dass zum Beispiel alle 5° ein neues Netz generiert wird. Durch die Interpolation zwischen zwei Zeitschritten können die Lösungen verbunden werden. Einerseits sollten die Zeitschritte möglichst groß gewählt werden, um die Anzahl der verschiedenen Gitter und die Rechenzeit gering zu halten, andererseits müssen die Zeitschritte genügend klein sein, um ein genaues Ergebnis zu erhalten. Ein großer Vorteil gegenüber den schon beschriebenen Methoden nach Riemsdijk et al. und Panta ist die Möglichkeit zur genauen Berechnung der Spaltverluste mit Berührung der Zähne an einem Eingriffspunkt. Das ist deshalb möglich, da das Netz bei einem Zeitschritt und zwischen zwei Zeitschritten fix festgehalten wird, und sich nicht in Drehrichtung mitbewegt und verändert.

Bei dieser Simulation wurden 2 interessante Punkte festgestellt. Erstens erfolgte die Berechnung zweidimensional und wurde einmal für die gesamte Pumpe und einmal nur für die Saugseite angewandt. Wenn die Spalte zwischen Zahnrad und Gehäuse vernachlässigt werden, dann kann die Saugseite und die Druckseite unabhängig voneinander behandelt werden. Ist die Bewertung der Druckstöße wichtig, so müssen die Spalte berücksichtigt werden. Abbildung 6.2 zeigt den Geschwindigkeits- und Druckverlauf über die Zeit. Die Ergebnisse der gesamten und der halben Pumpe sind sehr ähnlich.

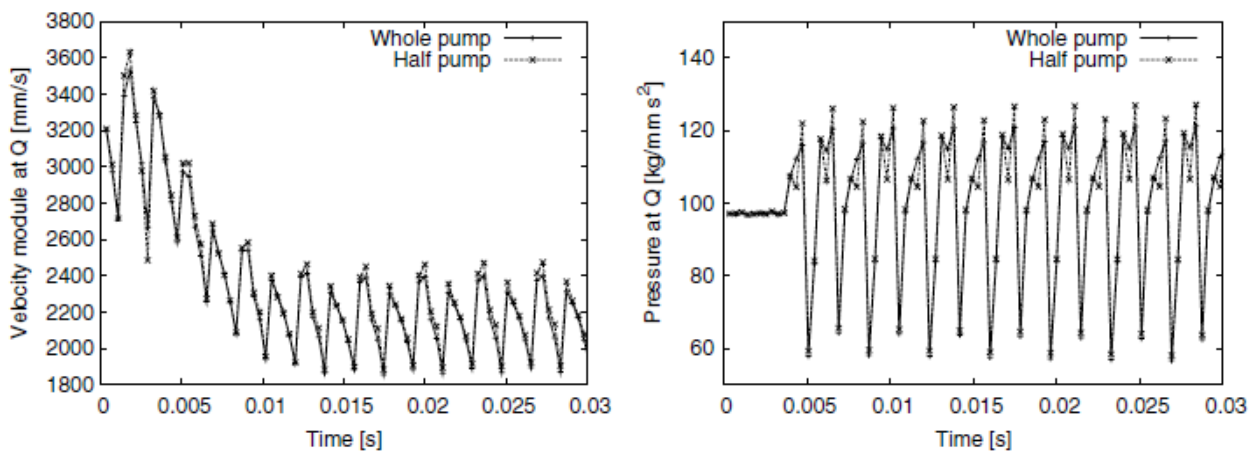


Abbildung 6.2: Unterschied des Geschwindigkeits- und Druckverlaufes zwischen der ganzen und halben Pumpe [17]

Weiteres wurde die Strömung in den Spalten zwischen Zahnrad und Gehäuse bei verschiedenen Druckdifferenzen berechnet. Dies erfolgte zum Einen durch das Simulationsprogramm und zum Anderen durch die Lösung der Navier-Stokes Gleichungen für eine ebene Couette Strömung.

$$u = \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{\mu} * \frac{dp}{dx} * y^2 - \frac{U}{s} * y + U - \frac{1}{\mu} * \frac{dp}{dx} * s^2 \right) \quad (24)$$

Der Druckgradient wird in Gleichung 25 beschrieben. Der Druckaufbau von der Saugseite zur Druckseite erfolgt in 6 Stufen, was in Abbildung 6.3 ersichtlich ist. Deshalb wird die gesamte Druckdifferenz durch 6 dividiert, um die Druckdifferenz vor und nach einem Zahn zu erhalten. L ist die Länge der Kontaktzone zwischen Zahnrad und Gehäuse.

$$\frac{dp}{dx} = \frac{p_0 - p_a}{6 * L} \quad (25)$$

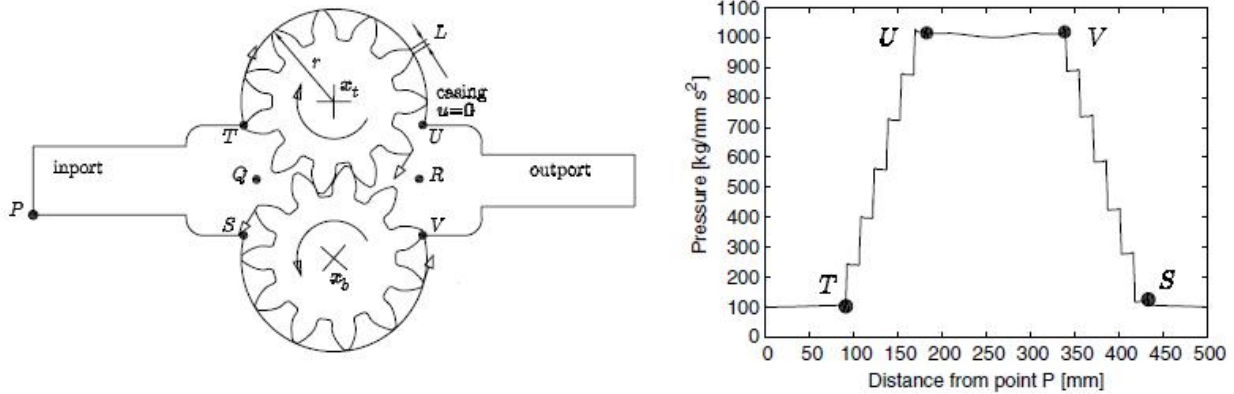


Abbildung 6.3: Druckaufbau entlang der Gehäusewand [17]

In Abbildung 6.4 werden die Simulationsergebnisse mit der Lösung der ebenen Couette-Poiseuille Strömung verglichen. Die punktförmigen Simulationsergebnisse folgen der Couette Strömung sehr gut, weshalb mit dieser Methode die Spaltverluste gut abgeschätzt werden können. [17]

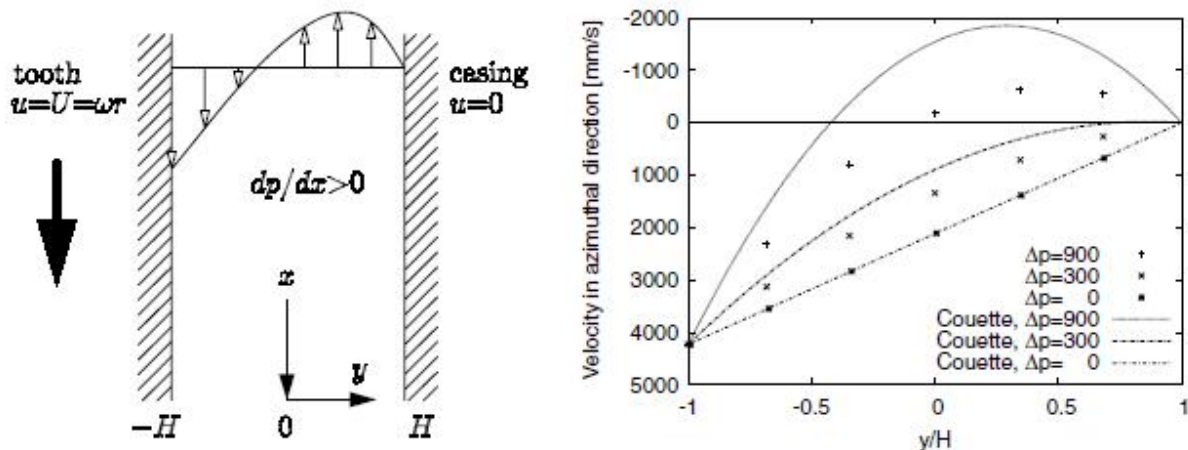


Abbildung 6.4: Vergleich der ebenen Couette-Poiseuille Strömung im Spalt [17]

Eine Analyse einer Zahnradpumpe unter dem Aspekt der Verwendung von verschiedenen Turbulenzmodellen wurde von Castilla et al. durchgeführt. Dabei wurde ebenfalls der ALE Ansatz in 2D angewandt. Das Netz wird wegen der Bewegung der Zahnräder verformt und lokal neu erstellt. Ab einer zu großen Verdrehung wird das Gitter gänzlich neu erstellt, um starke Verzerrungen zu vermeiden. Das Ziel der Simulation war die Betrachtung der Wirbel in der Saugkammer bei laminarem Zustand und bei folgenden Turbulenzmodellen:

- Standard $k-\varepsilon$
- RNG $k-\varepsilon$ (Renormalization Group Theory)
- Realizable $k-\varepsilon$
- RSM (Reynolds Stress Modell)

Bei der Simulation von turbulenten Strömungen ist der am häufigsten verwendete Ansatz die Lösung der Reynolds Averaged Navier Stokes Gleichungen (RANS). Für die RANS Gleichungen wird ein Turbulenzmodell benötigt, damit der Reynolds-Spannungstensor gelöst werden kann.

Eines dieser Modelle ist das $k-\varepsilon$ Modell. Es beruht auf der Boussinesq Hypothese, welche den Reynolds-Tensor in Beziehung mit der Durchschnittsgeschwindigkeit, der turbulenten kinetischen Energie k , der turbulenten Viskosität μ_T und der turbulenten Energiedissipation ε bringt. Das $k-\varepsilon$ Modell besteht immer aus zwei Transportgleichungen für k und ε und einer Beziehung zwischen diesen zwei Gleichungen für μ_T . Das Standard $k-\varepsilon$ und das RNG $k-\varepsilon$ haben beide sehr ähnliche Transportgleichungen und unterscheiden sich vor allem in der Beziehung von μ_T . Das Realizable $k-\varepsilon$ ist eine Modifikation des Standard $k-\varepsilon$ Modells und sichert die Realisierbarkeit. Das bedeutet zum Beispiel, dass die diagonalen Terme des Reynolds-Spannungstensors immer positiv sind.

Das $k-\varepsilon$ Modell wird limitiert, weil die turbulente Viskosität μ_T isotrop ist. Diese Begrenzung wird durch das Reynolds Stress Modell aufgehoben. Das RSM gehört nicht zur Gruppe der $k-\varepsilon$ Modelle.

Das Gitter im Einlass- und Auslassrohr ist mit strukturierten quadrilateralen Zellen vernetzt. Ein unstrukturiertes trianguläres Gitter besitzen die Saug- und Druckkammer sowie der Förderbereich. In Abbildung 6.5 werden die Stromlinien in der Saugkammer für die gleiche Zahnradstellung bei den verschiedenen Turbulenzmodellen dargestellt. Die Standard (b) und Realizable $k-\varepsilon$ (d) Simulationen ergeben ein sehr ähnliches Ergebnis. Auch die Berechnungen mit dem RNG $k-\varepsilon$ (c) und dem RSM (e) weisen eine gute Übereinstimmung in der Wirbelausbreitung auf. Bei der laminaren Simulation (a) werden auf beiden Seiten der Saugkammer, vor allem aber auf der linken, die Wirbel zwischen die Zähne hineingezogen. Auf der linken Seite bildet sich in der Saugkammer zudem nur ein kleines Wirbelgebiet aus. Aus experimentellen Untersuchungen ist bekannt, dass sich die Wirbel in der Saugkammer und nicht zwischen den Zähnen ausbreiten. Deshalb ist die laminare Simulation auszuschneiden. Die Modelle RNG $k-\varepsilon$ und RSM erzeugen

mehr abgelöste Wirbel in der Nähe der Kammerwände. Außerdem entstehen auch kleine Wirbel an den Zahnspitzen (tip vortex). Diese zwei Phänomene wurden auch bei Experimenten nachgewiesen, weshalb sich das RNG $k-\varepsilon$ und das Reynolds Stress Modell am Besten für die Simulation der Zahnradpumpe eignen. [18]

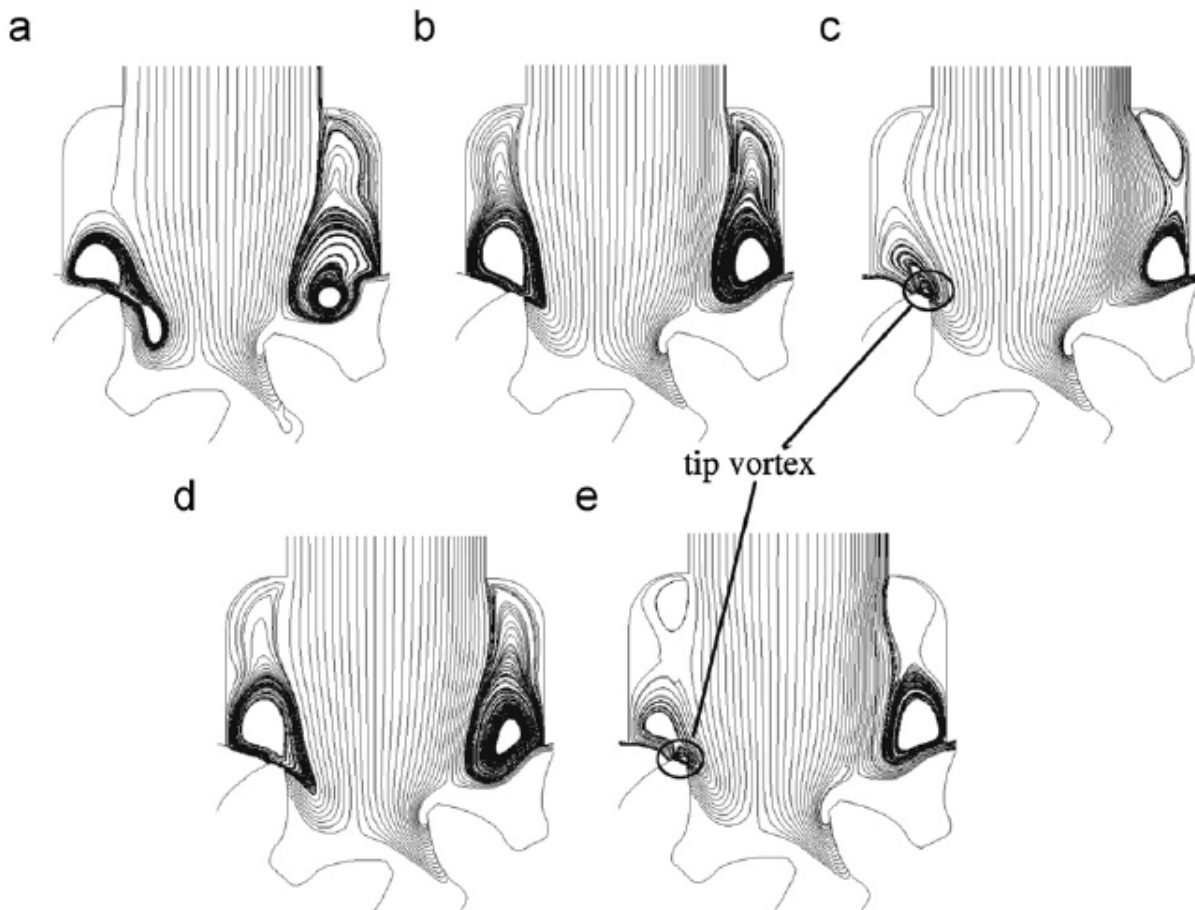


Abbildung 6.5: Stromlinien in der Saugkammer [18]

6.2 Fictitious Domain Method

Einen ganz anderen Ansatz verfolgen die Fictitious Domain Methoden. Das sind einige CFD Techniken, die eine reale Geometrie im Fluid nicht als Randbedingungen annehmen. In Abbildung 6.6 ist der Fluidbereich Ω und der Solidbereich ω mit den Randbedingungen $\partial\Omega$ und $\partial\omega$ dargestellt. Normal werden nur die Strömungen im Fluidbereich durch die Navier-Stokes Gleichungen beschrieben. Bei den Fictitious Domain Methoden wird dieser Bereich auf das gesamte Ω ausgeweitet, d.h., dass einige Terme des Solids an die Navier-Stokes Gleichungen hinzugefügt werden, um die Strömungsverhältnisse an der eingetauchten Grenzfläche $\partial\omega$ möglichst genau zu erhalten. Solche hinzugefügten Terme (Quellterme) können z.B. Körperkräfte

oder Massenkräfte des Solids sein. Die FD Methoden wurden für die Berechnung von instationären, inkompressiblen Strömungen in Bereichen mit bewegten Geometrien entwickelt. [19]



Abbildung 6.6: Bereich Ω mit Unterbereich ω [19]

Es gibt 4 Techniken die zu den FD Methoden gezählt werden:

- Lagrange Multiplier Fictitious Domain:
Mit Hilfe eines Lagrange Multiplikators werden die Navier-Stokes Gleichungen von Ω mit den Randbedingungen $\partial\omega$ kombiniert.
- Cartesian Grid Methode:
Die Gleichungen werden auf ein kartesisches Netz diskretisiert, das nicht der eingetauchten Grenzfläche entspricht.
- Immersed Interface/ Immersed Boundary Methode:
Eine Kraft, die von der eingetauchten Grenzfläche $\partial\omega$ ausgeht, wird zu den Navier-Stokes Gleichungen hinzugefügt. Die in dieser Arbeit angewandte Immersed Solid Methode beruht auch auf diesen Ansätzen.
- Penalty Force Technique:
Diese Methode ist ähnlich der Dritten. Um die Einflüsse der eingetauchten Grenzfläche nachzuahmen, wird eine Kraft auf die Zellen in ω angewandt.

Eine Version der 4. Methode wurde auf eine dreiflügelige, zweidimensionale Drehkolbenpumpe und einen dreidimensionalen Zahnradkompressor angewandt. Für die Berechnung wurde das CFD Programm FLUENT verwendet.

Die Simulation der Drehkolbenpumpe erfolgte mit einem Netz, das aus 22.191 Zellen besteht. Der Massenfluss, der berechnet wurde, kommt der Realität sehr nahe. Der theoretische Massenfluss dieser Pumpe beträgt 87,61 kg/s bei einer Drehzahl von 460 rpm. Der berechnete durchschnittliche Wert, der in Abbildung 6.7 ersichtlich ist, beträgt 85,42 kg/s. Außerdem ist in dieser Abbildung der Massenfluss am Einlass für eine Rotation von 60° dargestellt. Der Massenfluss wird in dieser Grafik als MFR (Mass flow rate) bezeichnet.

Eine Anwendung dieser Methode für kompressible Medien war nicht erfolgreich. [19]

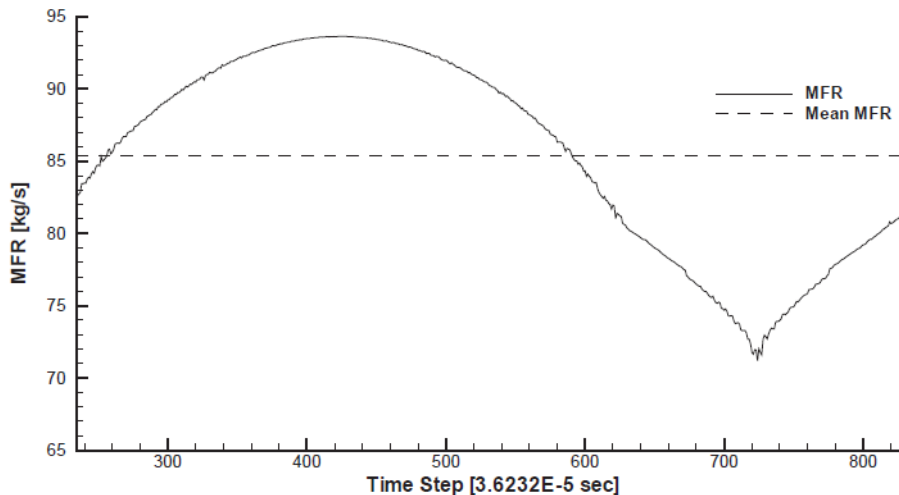


Abbildung 6.7: Massenfluss am Einlass für einen Fördervorgang [19]

6.3 Anwendung von ANSYS CFX zur Simulation von Drehkolbenpumpen

Zwei aktuellere Bachelorarbeiten befassen sich mit der Simulation von Drehkolbenpumpen mit Hilfe des kommerziellen Software-Paketes ANSYS CFX. In einer der beiden Arbeiten wird die Methode Moving Mesh verwendet, in einer Weiteren die neuere, noch nicht ganz ausgereifte, Anwendung Immersed Solid im Vergleich zu Moving Mesh.

6.3.1 Einsatz der Methode „Moving Mesh“

Die Simulation einer Drehkolbenpumpe mit zwei 4-flügeligen geraden Kolben wurde von Fuchs ausführlich mit der Methode Moving Mesh erforscht. Bei Moving Mesh bewegt sich ein Störkörper rotatorisch bzw. translatorisch in einem Gitter. Wie schon von Castilla et al. erwähnt, wird das Netz verformt und lokal neu erstellt. Ab einer zu großen Verdrehung wird das ganze Gitter neu erstellt, um starke Verzerrungen zu vermeiden. Dies ist bei einfachen Anwendungen wie zum Beispiel bei einer translatorischen Kolbenpumpe kein Problem. Durch das Ineinandergreifen der Kolben und wegen der komplexen Strömung in der Pumpe kann dieser Ansatz bei Drehkolbenpumpen nicht angewandt werden. Die Gitterverformung ist zu stark und ungenau, weshalb die Elementqualität in den Spalten massiv abnimmt und die Simulation instabil wird. Für den zweiten, hier angewandten, Ansatz wird bei jedem Zeitschritt ein neues qualitativ gutes Gitter erstellt. Dieses Gitter wird nur für den rotierenden Bereich erstellt. Die stationären Gebiete im Ein- und Auslass der Pumpe besitzen ein gleichbleibendes Netz. Diese zwei unterschiedlichen Bereiche werden durch ein Interface verbunden.

Die Simulation der Pumpe erfolgte in 1° bzw. 2° Zeitschritten für einen Drehwinkel der Kolben von 90°. Nach diesen 90° wurden mit Hilfe der Multiconfigurations-Methode von ANSYS CFX 12.0 die Strömungsgrößen auf das Ausgangsgitter interpoliert, um weitere 90° berechnen zu können.

Dieser Schritt wurde so oft wiederholt, bis eine bestimmte Anzahl an Umdrehungen erreicht wurde. Die Simulation wurde mit dem SST Turbulenzmodell durchgeführt. In allen Bereichen wurde ein strukturiertes Hexaedergitter verwendet.

Die Bachelorarbeit von Fuchs widmet einen sehr ausführlichen Teil den Einflussfaktoren auf die numerische Lösung. Dabei werden vor allem die Auswirkungen der Lage, Auflösung oder Erhaltung der Masse am Interface diskutiert. Diese sind für die in dieser Diplomarbeit verwendete Methode Immersed Solid nicht von Bedeutung, aber erläutern sehr gut Informationen für die Anwendung von Moving Mesh.

In Abbildung 6.8 werden einige ausgewählte interessante CFD Ergebnisse von Fuchs dargestellt, die auch bei der Simulation der 2-flügeligen geraden Drehkolbenpumpe mit IMS zu erwarten sind.

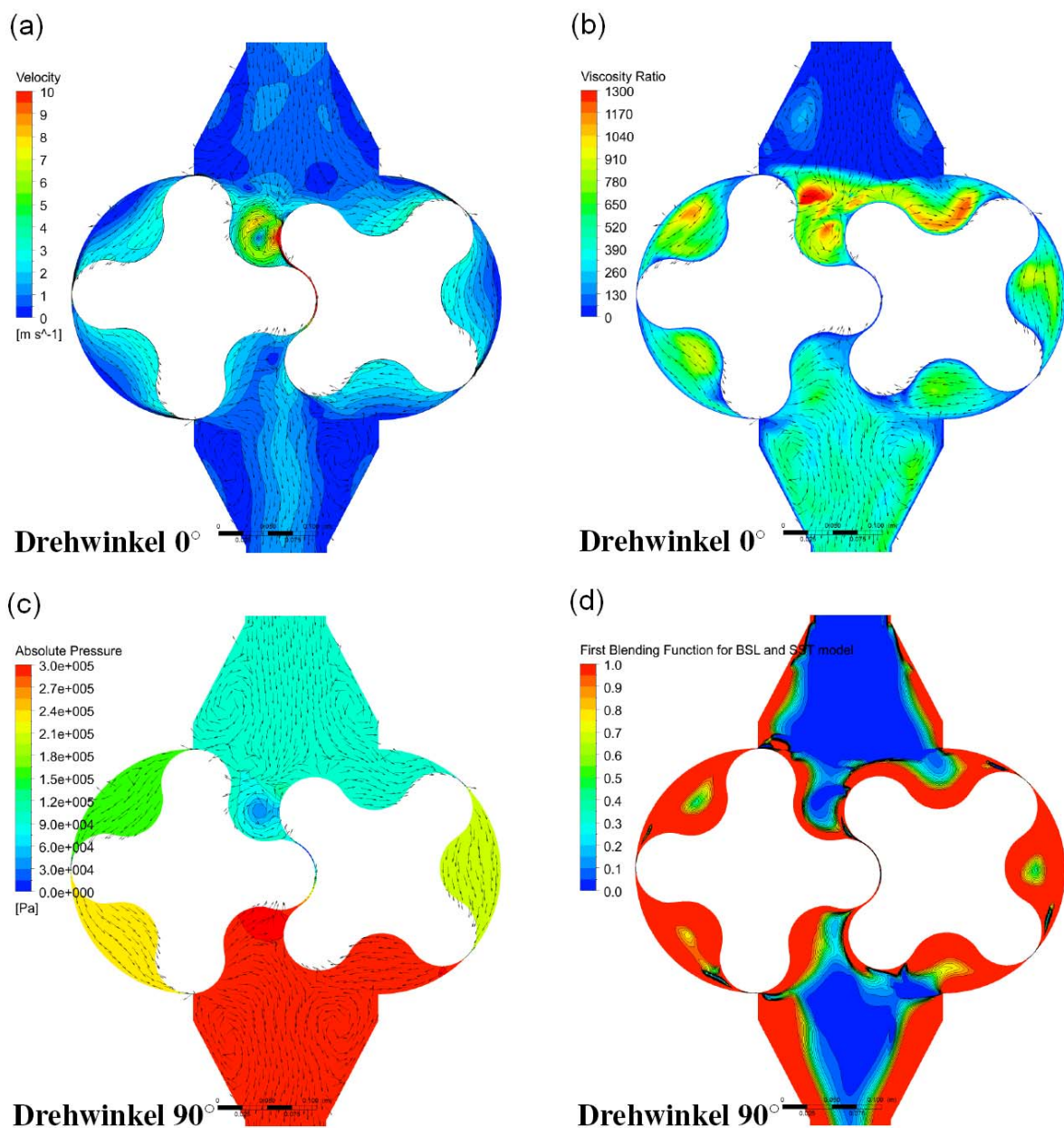


Abbildung 6.8: Darstellung ausgewählter CFD Ergebnisse [20]

In Bild (b) ist eine ausgeprägte Wirbelstruktur an der Saugseite mit Hilfe der Viskositätsverhältnisse zu erkennen. Die turbulente Viskosität steigt im Umfeld der Förderkammeranströmung an. Beim gleichen Zeitschritt in Bild (a) wird die Geschwindigkeitsverteilung visualisiert. Hier kann die Entstehung dieser Wirbel durch die Rückströmung aus dem Spalt zwischen den zwei Kolben beobachtet werden. In diesem Spalt ist die Geschwindigkeit gegenüber dem restlichen Fluid extrem hoch.

Das Druckfeld in Abbildung 24 (c) zeigt die Druckanhebung zwischen der Saug- und Druckseite in der Förderkammer. Im Flankenspalt sinkt der statische Druck wegen der hohen Beschleunigung stark ab, was zu möglichen Kavitationsgebieten auf der Saugseite führen kann (blaue Bereiche auf der Saugseite). Diese Stellen sind bei Drehkolbenpumpen besonders kavitationsgefährdet.

In Bild d wird mit Hilfe eines Blend-Function-Plot der Effekt des SST Modells erklärt. An den Gehäusewänden und im Kolbenbereich dominiert das $k-\omega$ Modell (rot). In wandfernen Regionen wird hingegen das $k-\varepsilon$ Modell (blau) eingesetzt. Damit zeigt sich die optimale Anwendung des SST Modells für die Simulation von Drehkolbenpumpen.

Die Simulation einer Drehkolbenpumpe mit Moving Mesh liefert sehr gute Ergebnisse, die auch der Realität nahe kommen. Es können auch komplexe physikalische Erscheinungen wie Kavitation oder Partikeltransport berechnet werden, jedoch müssen die Zeitschritte weiter verkleinert werden. Das ist auch das große Problem von Moving Mesh. Je kleiner die Zeitschritte, desto genauer werden die Ergebnisse. Jedoch muss für jeden Zeitschritt ein Gitter erstellt werden, was einen erheblichen Zeitaufwand darstellt. Deshalb ist eine vollautomatische Netzgenerierung des bewegten Teiles notwendig, um die numerischen Möglichkeiten von Moving Mesh auszunützen.

6.3.2 Einsatz der Methode „Immersed Solid“

Die Bachelorarbeit von Schwotzer enthält eine Vorstudie eines Kugelventils, das mit und ohne Immersed Solid (IMS) berechnet wurde, sowie eine Simulation einer zweidimensionalen Drehkolbenpumpe.

Für das Kugelventil wurde einmal ein körperangepasstes Gitter mit und ohne Berücksichtigung des Störkörpers (Kugel) erstellt. Außerdem wurden noch 4 unterschiedlich grobe nicht-körperangepasste Gitter speziell für Immersed Solid erzeugt. Die Berechnungen erfolgten laminar und turbulent. Die Ergebnisse dieser Simulationen waren folgende:

- Bei der Gegenüberstellung des konventionell berechneten körperangepassten Netzes zum gleichen Netz mit IMS konnte bei einer laminaren Berechnung kaum ein Unterschied im Geschwindigkeits- oder Druckfeld festgestellt werden.
- Die turbulente Betrachtung der gleichen Simulationen erbrachte einen Unterschied in den Geschwindigkeitsverläufen, der aber immer noch eher gering war. Die Abweichung im Druckverhältnis hat sich bei dieser Berechnung jedoch wesentlich verändert. Der

Druck an der Einströmfläche ist bei IMS um sehr vieles höher als bei einer konventionellen Berechnung.

- Ein laminarer Vergleich des körperangepassten Gitters ohne IMS mit den 4 nicht-körperangepassten Gittern zeigt auf, dass nur das am Feinsten vernetzte Modell den Ergebnissen des körperangepassten Gitters nahe kommt.
- Ein turbulenter Vergleich des dritten Punktes wurde nicht durchgeführt, da eine Verfeinerung des nahen Bereiches zum Störkörper einen größeren Einfluss auf das Ergebnis hat, als ein allgemein feineres Gitter. Ein körperangepasstes Netz, vor allem in den Spalten, ist für eine Simulation mit IMS von großem Wert.
- Eine Schwäche von IMS ist, dass am Störkörper keine Wandbehandlung erfolgt. Deshalb ist die turbulente kinetische Energie an der Wand des Festkörpers um ein Vielfaches höher, als sie normal sein dürfte. Aus diesem Grund sind die Verluste im Spalt niedriger als bei der Referenzrechnung und der volumetrische Wirkungsgrad ist höher. [13]

Die Simulation der Drehkolbenpumpe wurde mit Immersed Solid und für eine Referenzlösung mit Moving Mesh durchgeführt. Bei der Pumpenart handelt es sich um zwei 4-flügelige gerade Kolben. Bei der Validierung der IMS Methode wurden die Option Skalierungsfaktor α und die Anzahl der Elemente in den Spalten verändert. Es wurden der Skalierungsfaktor mit 5, 10 und 20 sowie die Spaltelemente mit 3, 5, 7, 10, und 15 angenommen.

In Abbildung 6.9 ist ein exemplarisches Ergebnis für 7 Spaltelemente dargestellt. Im Diagramm (a) wird der Einfluss des Skalierungsfaktors beschrieben. Die blaue Linie bei einem normierten Volumenstrom von ca. 0,75 entspricht dem Referenzergebnis. Die dunkelrote Kennlinie um 1 entspricht dem idealen theoretischen Verlauf. Durch erhöhen des Faktors α nähern sich die Kennlinien der Theorie immer mehr.

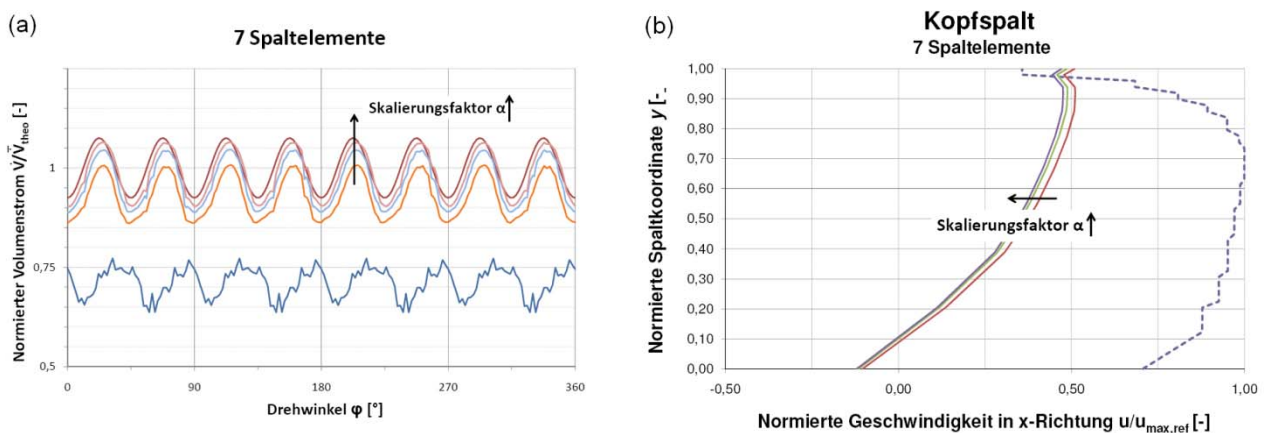


Abbildung 6.9: IMS Volumenstromverläufe + Spaltverlustprofil [13]

In Diagramm (b) ist der Geschwindigkeitsverlauf im Kopfspalt zu erkennen. Die blau gestrichelte Linie bildet die Referenzkurve ab. Die anderen 3 Kurven zeigen wiederum den Einfluss des Skalierfaktors. Die Kolbenwand entspricht $y=0$ und $y=1$ stellt die Gehäusewand dar. Der Einfluss des Faktors α ist in diesem Bild wiederum sehr gut zu sehen.

Eine weitere Erkenntnis von Schwotzer ist, dass der Bereich der Sperrdichtstelle (Spalt zwischen den Rotoren) sehr fein aufgelöst werden muss, damit dieser Spalt genauso gut berechnet werden kann wie der Kopfspalt. Sonst treten in diesem Spalt verhältnismäßig wenige Verluste auf. In der Sperrdichtstelle sind außerdem physikalisch nicht mögliche negative Drücke aufgetreten. Dieses Phänomen entsteht, wenn durch einen enormen Druckabfall bis in der Mitte des Spaltes die Geschwindigkeit extrem hoch wird. Die negativen Drücke kamen bei Moving Mesh und IMS vor, jedoch waren sie bei IMS viel ausgeprägter zu erkennen.

Aus der Bachelorarbeit von Schwotzer folgt als Resümee für Immersed Solid, dass für eine genaue Simulation einer Drehkolbenpumpe die Spaltberechnung sehr wichtig ist. Deshalb ist eine Erweiterung des IMS Modells um die turbulente Wandbehandlung des Störkörpers unabdingbar. Damit auch die Kavitation in Verdrängerpumpen simuliert werden kann, muss auch ein Modell für Mehrphasenströmungen implementiert werden. [13]

7 Erstellung der Modellgeometrie der Referenzpumpe

Die Simulation der Drehkolbenpumpe erfolgte mit der ANSYS Workbench 12.1, um innerhalb eines Programmes die Modellerstellung, Netzgenerierung, Lösung und Auswertung zu realisieren.

7.1 Ansys Workbench

Die ANSYS Workbench kombiniert alle Anwendungen von ANSYS (z.B.: Static Structural oder Fluid Flow) mit einem Projektmanagement, um einen durchgehenden, koordinierten Arbeitsablauf zu ermöglichen. Es können einzelne Komponenten alleine (z.B.: CFX oder Mesh) oder gesamte Analysesysteme aufgerufen werden. Es besteht auch die Möglichkeit, mehrere gleiche oder verschiedene Analysesysteme aufzurufen, um diese dann untereinander zu verbinden. Dadurch können idente Geometrien mehrmals gleichzeitig verwendet, oder Ergebnisse aus der Strömungsmechanik (z.B.: Druck) direkt in das Setup der Strukturmechanik übernommen werden. Für diese Diplomarbeit wurde nur das Analysesystem Fluid Flow angewandt. Es beinhaltet die Programme DesignModeler, Meshing, CFX- Pre, CFX- Solver Manager und CFX- Post. In den weiteren Kapiteln werden diese Programme genauer erklärt. Ein Screenshot aus der Workbench mit dem Analysesystem Fluid Flow ist in Abbildung 7.1 dargestellt.

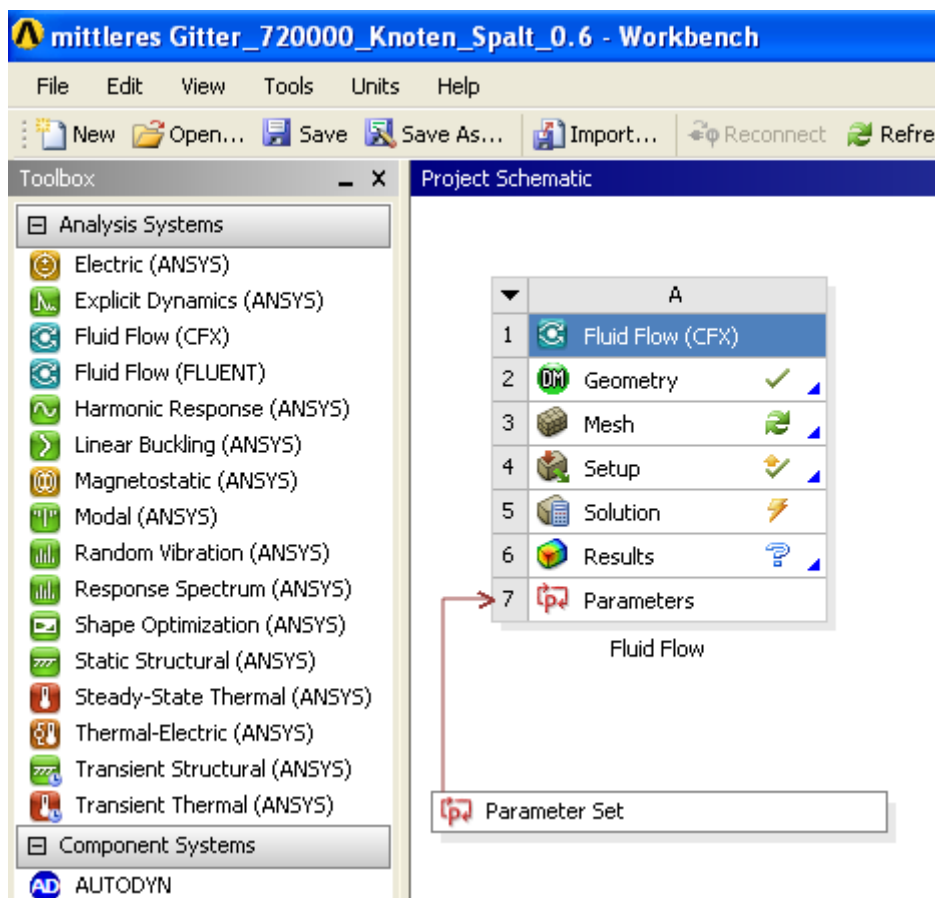


Abbildung 7.1: Screenshot aus der ANSYS Workbench

7.2 Aufbau des Fluidbereiches

Das vereinfachte Modell für die Simulation der Drehkolbenpumpe wurde mit Hilfe von zwei CAD Programmen erstellt. Der Fluidbereich wurde mit dem in der ANSYS Workbench integrierten DesignModeler erzeugt, die verschiedenen Kolben mit ProEngineer.

Der DesignModeler ist eine parametrische CAD- Software, mit der einfach und schnell 2D Skizzen und 3D Bauteile erstellt oder importiert werden können.

Der Fluidbereich der untersuchten Drehkolbenpumpe besteht aus 15 einzelnen 3D Bereichen, in ANSYS auch *Bodies* genannt. Diese *Bodies* werden zu einem gemeinsamen Part zusammengefasst und ergeben damit beim Meshing ein durchgehendes Rechennetz. In Abbildung 7.2 sind alle 3D Bereiche dargestellt.

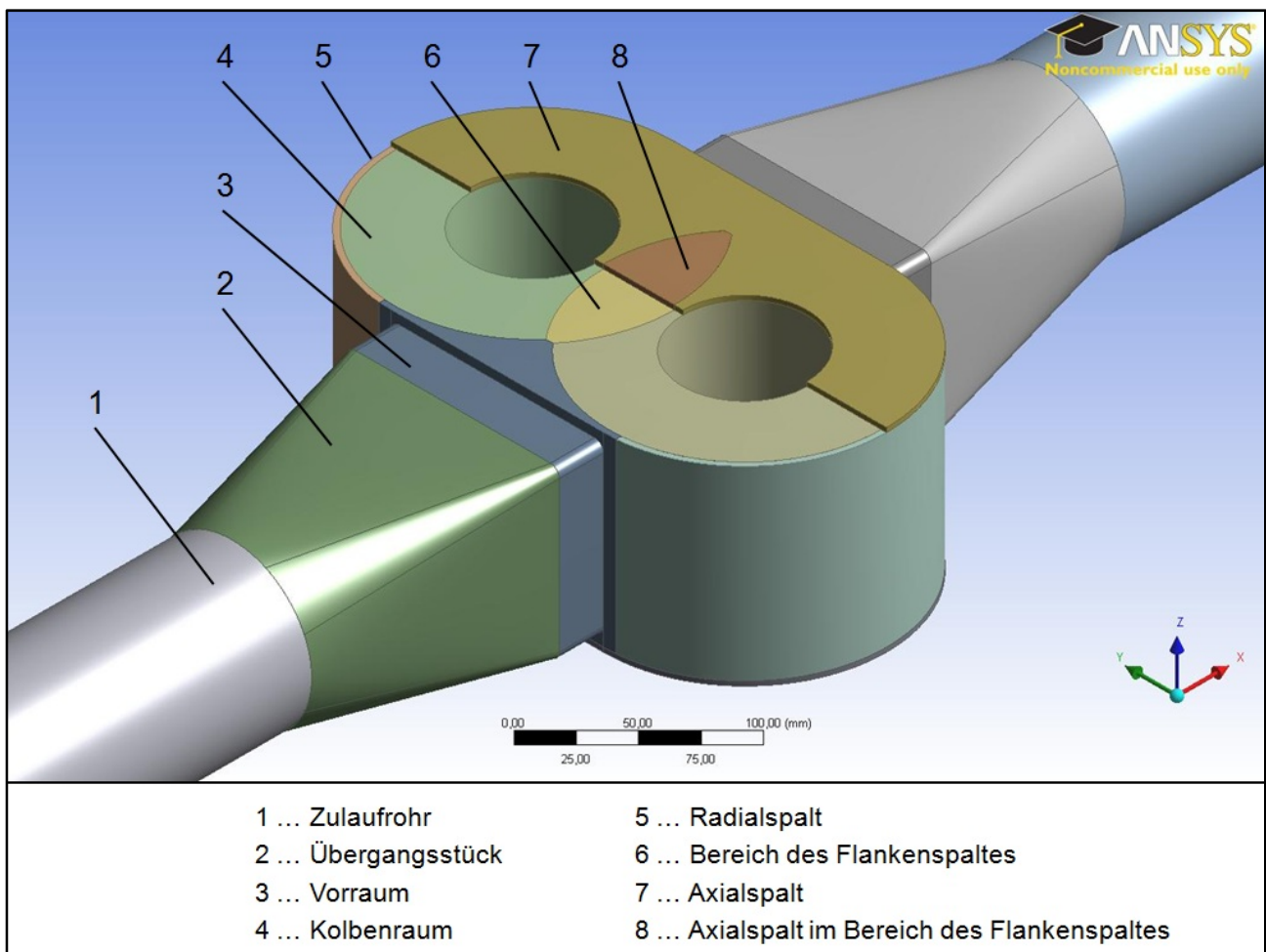


Abbildung 7.2: Aufbau des Fluidbereiches

Das Fluid beginnt und endet mit einem kreisrunden Zulaufrohr. Da die Drehkolbenpumpe rechteckige Eintritts- und Austrittsöffnungen hat, gibt es ein Übergangsstück vom Rohr auf den Pumpenraum mit rechteckigem Einlassquerschnitt. Der Pumpenarbeitsraum ist symmetrisch und besteht aus dem Pumpenvorraum, dem zylindrischen Kolbenraum, dem Bereich in der Mitte in

dem der Flankenspalt verläuft, dem halbkreisförmigen Radialspalt und dem Axialspalt an der Stirnseite.

Der Kolben bewegt sich zum Großteil im Kolbenraum. Die Spalte wurden als eigene Bodies erstellt, um sie beim Meshing dichter vernetzen zu können als den Kolbenraum oder den Pumpenvorraum.

Der Radialspalt wird auch Kopfspalt und der Axialspalt Stirnspalt genannt. Der Übergang von der Linse auf die Kolbenräume bildet den Spalt zwischen den zwei Kolben. Dieser Spalt wird auch als Flankenspalt bezeichnet. In Kapitel 8.3.2 "Aufbau eines Rechengitters" sind diese Spalte genauer dargestellt.

Abbildung 7.3 zeigt eine Skizze des bereits gezeigten Fluidbereiches mit den wichtigsten Abmessungen. (Maße in [mm])

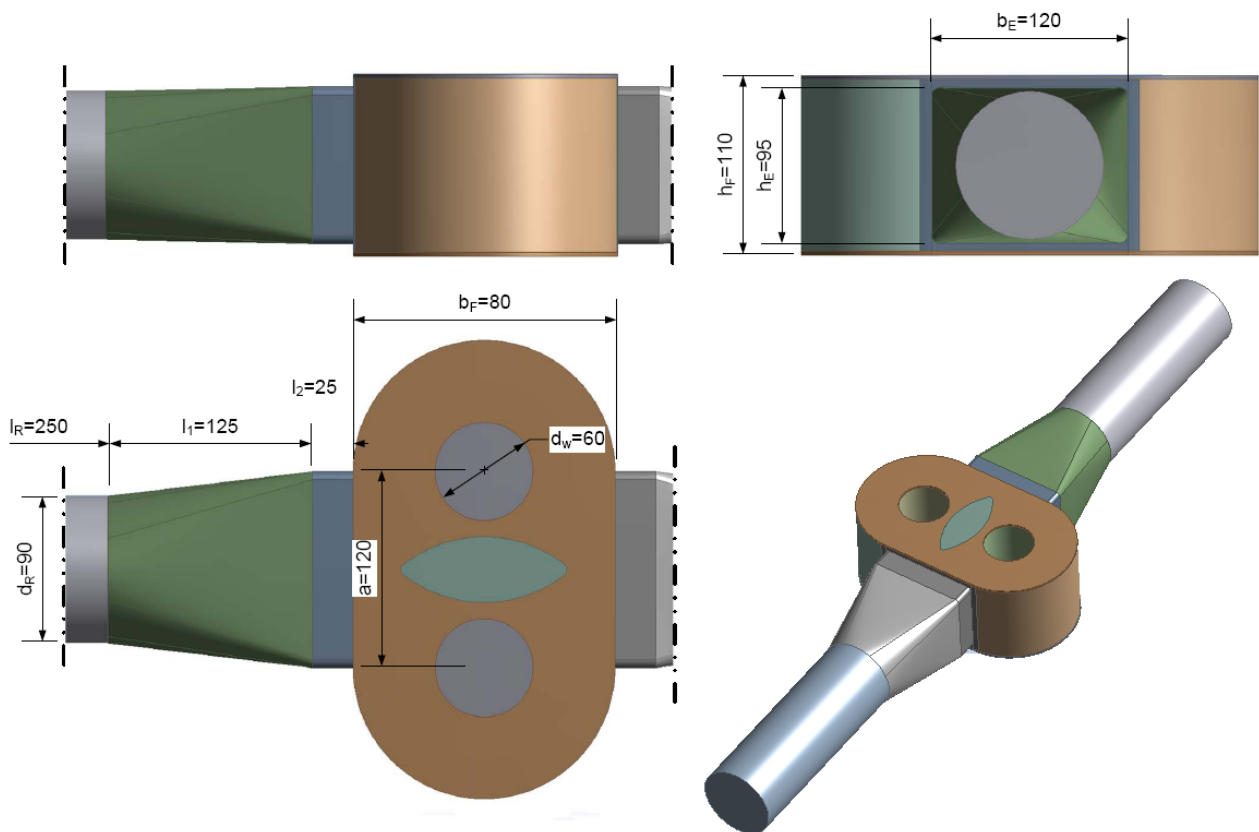


Abbildung 7.3: Skizze des Fluidbereiches

Das Modell des Fluidbereiches wurde im Laufe der Zeit angepasst, um eine möglichst reale Abbildung der Pumpe zu erhalten:

- Modellversion 1: Der Axialspalt wird nicht berücksichtigt; um die Rechenzeit für erste Rechnungen zu verkürzen. Außerdem ist die Lagerung der Drehkolben beidseitig angenommen.
- Modellversion 2: Der Axialspalt wird bei dieser Version hinzugefügt, damit die Genauigkeit der Berechnungsergebnisse erhöht wird.
- Modellversion 3: Die Maße im Zulaufbereich der Pumpe werden geändert.
 l_R von 200 mm auf 250 mm
 d_R von 70 mm auf 90 mm
 l_2 von 10 mm auf 25 mm
In Abbildung 7.2 handelt es sich um die Modellversion 3
- Modellversion 4: Die Lagerung der Drehkolben wird zu einer fliegenden Lagerung angepasst. Der Wellendurchmesser d_w von 70 mm auf 60 mm verkleinert. Abbildung 7.3 stellt die Modellversion 4 dar.
- Modellversion 5: Diese Modellversion wurde erstellt, um in gewissen Regionen eine extrem feine Gitterauflösung zu realisieren ohne dabei die Knotenanzahl von 1 Mio. zu überschreiten. Dazu wurde ein Meridionalschnitt durch die Modellversion 4 gelegt und dieser um 27,5 mm nach oben extrudiert, wodurch ein „2,5D“ Modell entsteht. Das bedeutet, dass die Einlass- und Auslassöffnungen einen rechteckigen Querschnitt haben und es auch keine Stirnspalte gibt. In Abbildung 7.3 sind im Grundriss die Abmessungen für diese Version ersichtlich. Abbildung 7.4 zeigt die Modellversion 5.

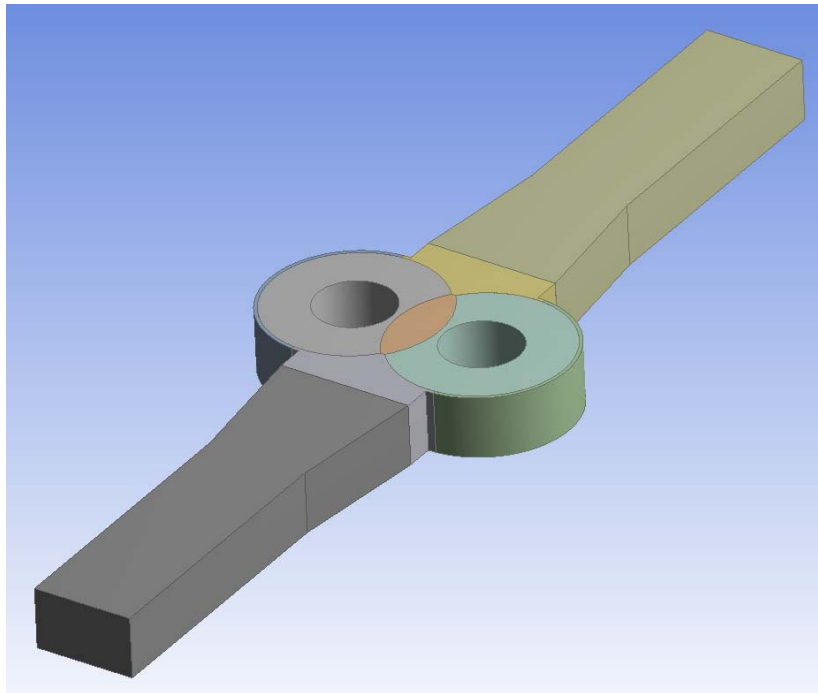


Abbildung 7.4: Modellversion 5 des Fluidbereiches

7.3 Kolbenbauformen

Die einzelnen Drehkolben wurden alle in den gleichen Fluidbereich eingebaut und mit diesem zusammen vernetzt. In Abbildung 7.5 sind die 3 Drehkolben dargestellt. Sie haben alle einen Außendurchmesser von 160 mm und ihre Höhe beträgt 110 mm. In den Programmen DesignModeler und Meshing besitzt das Modell noch keine Spalte zwischen Kolben/Gehäuse und Kolben/Kolben. In CFX-Pre werden die Kolben entsprechend skaliert, damit für die Berechnung Spaltbreiten von 0,2-0,6 mm vorhanden sind.

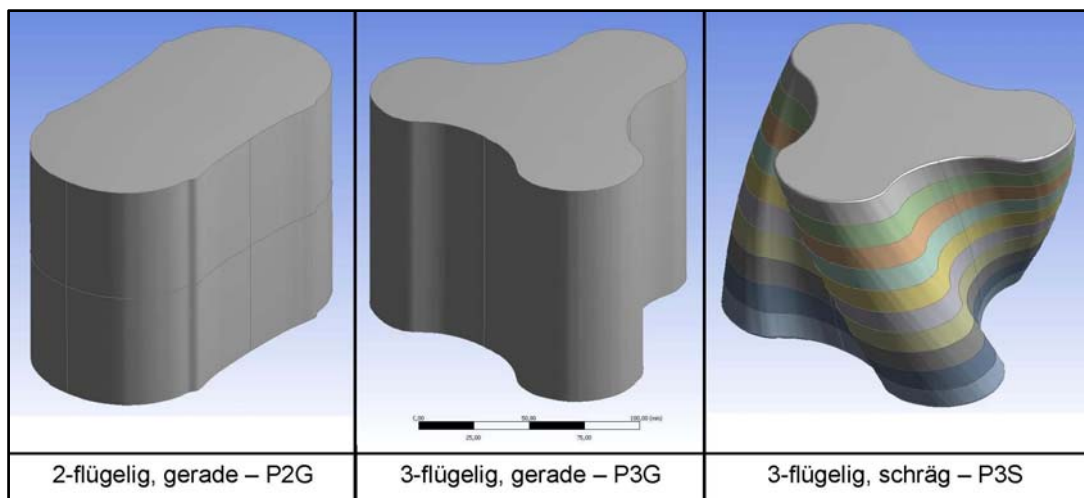


Abbildung 7.5: Verwendete Kolbenbauformen

8 Netzgenerierung

Als Schnittstelle zwischen der Numerischen Strömungsmechanik und der Modellerstellung fungiert die Netzgenerierung. Dabei wird das Berechnungsgebiet in eine finite Anzahl kleiner Teilgebiete unterteilt, auf deren die Strömungsmechanik angewandt wird. Dieser Vorgang wird auch als räumliche Diskretisierung bezeichnet. Die Gittererzeugung ist oft der aufwändigste Teil einer Numerischen Simulation, da einerseits die Geometrie möglichst genau modelliert und andererseits ein gutes Gitter für eine effiziente Berechnung erstellt werden muss. Es ist außerdem auf die Wechselwirkung zwischen der Geometriediskretisierung, der Diskretisierung der Gleichungen und dem Lösungsverfahren zu achten. [21]

Es wird grundsätzlich zwischen zwei verschiedenen Gittertypen unterschieden, dem Strukturierten und Unstrukturierten. Das einfachste Gitter ist das Strukturierte. Es besteht sehr oft nur aus Hexaedern, weshalb es meist nur für geometrisch einfache Geometrien einsetzbar ist. Dadurch ist der Rechenaufwand zur Erzeugung des Gitters gering. Die Anzahl der Knoten und Elemente ist bei gleicher Netzdichte geringer und die Lösung der Gleichungssysteme erfolgt schneller als bei unstrukturierten Gittern.

Unstrukturierte Gitter sind meist aus Tetraedern aufgebaut. Sie sind flexibel einsetzbar und können für beliebig komplexe Geometrien verwendet werden. Eine lokale Gitterverfeinerung ist bei einem unstrukturierten Modell einfacher möglich, insbesondere eine Verfeinerung des Gitters in der Nähe von Wänden für eine Grenzschichtbetrachtung. Die in der CFD Berechnung üblicherweise verwendeten Gitterbausteine sind in Abbildung 8.1 dargestellt. [11]

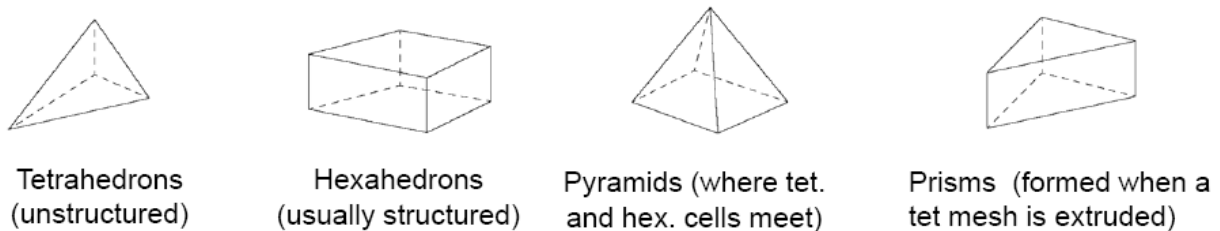


Abbildung 8.1: Grundlegende Gitterbausteine [11]

8.1 ANSYS Meshing

Die Erstellung der Rechengitter für die Drehkolbenpumpe erfolgte mit ANSYS Meshing. Deshalb werden in diesem Kapitel einige grundlegende Eigenschaften und Einstellungen kurz erklärt. Das Programm unterscheidet zwischen 5 verschiedenen Vernetzungsmethoden:

- Tetraeder
- Hex Dominant
- Sweep
- MultiZone
- CFX-Mesh

Für die Netzerstellung der Drehkolbenpumpe wurde die Methode Tetraeder verwendet, bei der es zwei verschiedene Algorithmen zur Erzeugung gibt:

1.) Flächenabhängiger Algorithmus:

Zuerst wird ein Oberflächengitter mit Hilfe eines Delaunay Mesher oder Advancing Front Surface Mesher erzeugt. Dann wird das Volumennetz von der Oberfläche aus mit einem auf TGRID Tetra basierendem Algorithmus generiert. Bei der Delaunay Triangularisierung werden aus benachbarten Dreiecken gebildete Vierecke durch ihre jeweils kürzere Diagonale aufgeteilt. Numerisch ungünstige kleine Winkel können dadurch vermieden werden.

2.) Flächenunabhängiger Algorithmus:

Bei dieser Methode wird als Erstes das Volumennetz erstellt, das dann ein Oberflächengitter liefert. Flächen und Kanten werden nicht berücksichtigt, solange keine Kräfte oder Randbedingungen bestimmt werden. Dieser Vernetzer wird verwendet, wenn der Schwerpunkt nicht auf der detailgetreuen Abbildung der Geometrie liegt. Der Algorithmus basiert auf ICEM CFD Tetra.

Mit beiden Algorithmen können Randschichtelemente für eine Grenzschichtverfeinerung erzeugt werden. In Abhängigkeit der Tetraeder-Algorithmen kann zwischen zwei Methoden zur Generierung der Randschichten gewählt werden. Bei der Methode Pre wird die Oberfläche zuerst mit Schichten gefüllt, und dann der Rest des Volumennetzes erstellt. Wenn das Verfahren Post angewandt wird, dann wird das Volumennetz vor der Randschicht erzeugt. Ein Vorteil dieser Option ist, dass das Volumennetz nicht immer neu aufgebaut werden muss, wenn die Randschicht geändert wird. Die Methoden Pre und Post können für den flächenabhängigen und den

flächenunabhängigen Algorithmus verwendet werden. Die Randschichtelemente können aus Hexaeder- oder Prismen-Elementen bestehen. [22]

8.2 Kriterien der Gitterqualität

Die Qualität des Gitters hat einen sehr großen Einfluss auf die Stabilität und Genauigkeit der Berechnung. Deshalb werden die drei Qualitätskriterien *Skewness*, *Expansion Faktor* und *Aspect Ratio* kurz erläutert.

Das Verhältnis einer optimalen Zelle zu einem generierten Gitterelement wird als *Skewness* (Schrägheit) bezeichnet. In Abbildung 8.2 wird die Schrägheit und die Abstufung der Qualität bildlich erklärt. Geht das Verhältnis gegen 0, dann ist die Qualität optimal. Je mehr Elemente gegen 1 gehen, desto schlechter ist das Gitter. Bei einem dreidimensionalen Gitter sollten die meisten Elemente gut oder besser sein. Aber man kann manchmal nicht verhindern, dass ein geringer Prozentsatz schlechter Elemente vorhanden ist. [22]

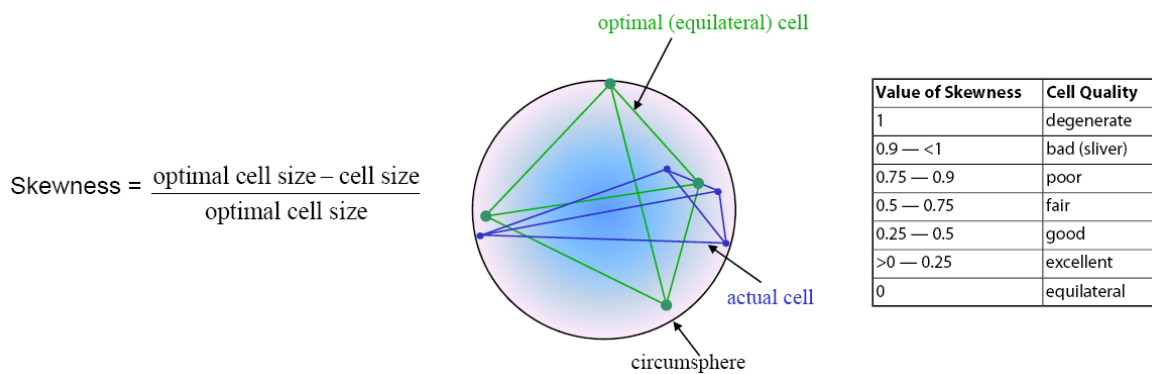


Abbildung 8.2: Qualitätskriterium für Gitter – Skewness

Ein weiterer Punkt ist das Lösungsschema des Solvers. Der CFX Solver speichert die Strömungsvariablen in den Knoten. Das bedeutet, dass die Ecken der Gitterelemente die Zentren der Solverelemente sind. Dies ist in Abbildung 8.3 rot dargestellt. Das Simulationsprogramm FLUENT verwendet das entgegengesetzte Schema und speichert die Variablen im Zentrum des Elements (blau).

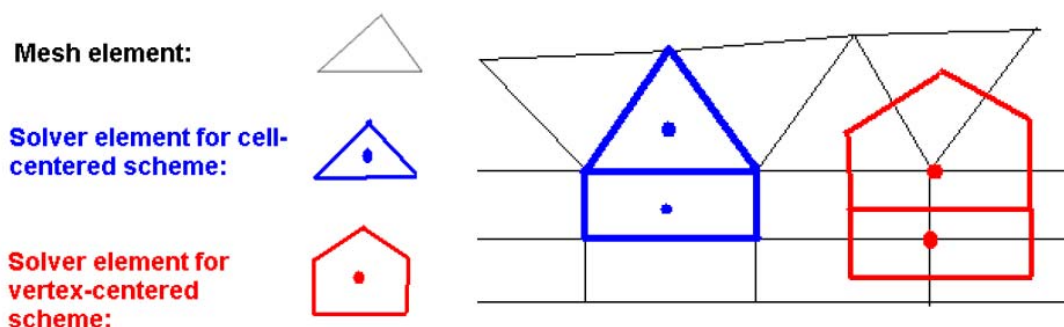


Abbildung 8.3: Lösungsschema des Solver

Das Lösungsschema des Solvers ist vor allem für die Qualitätskriterien *Expansion Faktor* und *Aspect Ratio* wichtig. Werden die um einen Knoten liegenden Zentren verbunden, dann ergibt das ein Kontrollvolumen. Wird das Verhältnis zwischen dem größten und kleinsten Abstand von diesem Knoten zu dem einhüllenden Kontrollvolumen gebildet, so ergibt sich der *Expansion Faktor*. [22]

Dieser Faktor hat vor allem einen großen Einfluss auf die Stabilität der Rechnung, wenn in den Spalten sehr viele Layer für die Leckverlustrechnung berücksichtigt werden müssen. In diesem Fall dürfen die Prismenschichten nicht zu schmal, oder die angrenzenden Tetraeder nicht zu groß sein, da die Simulation sonst instabil ist und abgebrochen wird. Ein Maß für den *Expansion Faktor* ist < 20 , wobei die Simulation der Drehkolbenpumpe auch noch mit einem Faktor von ca. 177 stabil war. Dafür mussten aber kleine Zeitschritte von $< 0,5^\circ$ Kolbenverdrehung je Berechnungsschritt verwendet werden. Das Verhältnis der größten zur kleinsten Fläche des Kontrollvolumens definiert den *Aspect Ratio*. Damit wird die Streckung des Kontrollvolumens ausgewiesen. Ein *Aspect Ratio* von < 100 ist erstrebenswert. Abbildung 8.4 veranschaulicht die Qualitätskriterien *Expansion Faktor* und *Aspect Ratio*.

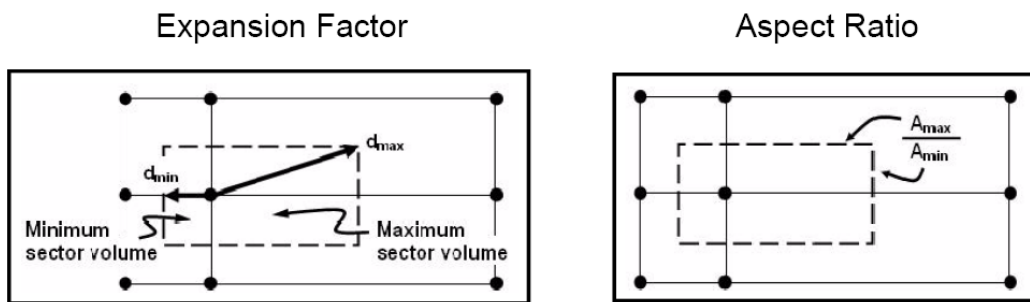


Abbildung 8.4: Qualitätskriterium für Gitter – Expansion Factor / Aspect Ratio

8.3 Generierte Rechengitter der Drehkolbenpumpe

Für die numerische Untersuchung der Drehkolbenpumpe musste nicht nur das Modell angepasst werden, sondern auch das Gitter wurde laufend geändert, um ein optimales Rechensetup zu erhalten.

8.3.1 Gleichbleibende Eigenschaften der Rechengitter

Einige grundlegende Einstellungen sind bei allen Gittern gleich. Der Fluidbereich ist unstrukturiert vernetzt und besteht hauptsächlich aus Tetraedern mit einem geringen Anteil an Pyramiden. An allen Wänden der Pumpe sind für die Grenzschichtbetrachtung prismatische Randschichtelemente aufgebracht. Diese werden in weiterer Folge auch "Prismenlayer" genannt. Nur bei Netzen der Modellversion 1 und 5 wurden auf der Stirnseite keine Prismenlayer verwendet, da bei diesen Modellen der Axialspalt nicht berücksichtigt wurde. Da für die numerische Simulation die Immersed

Solid Methode verwendet wurde, wurden die Drehkolben der Pumpe ebenfalls unstrukturiert vergittert. Für das Vernetzen wurde der flächenabhängige Algorithmus mit der Methode Pre als Grenzschichtverfeinerung verwendet.

In Tabelle 8.1 ist eine Übersicht der verwendeten Rechengitter dargestellt. Die Tabellenspalte „Anzahl“ gibt die gesamte Anzahl an erzeugten Randschichten an. Die Höhe des ersten Prismenlayer an der Wand wird durch die „Höhe der 1. Schicht“ definiert. Von dieser ersten Schicht ausgehend werden die weiteren Randschichten aufgebaut. Dabei gibt es von Schicht zu Schicht ein Wachstum der Höhe der Layer. Die Spalte „ganze Layer in Spalt“ sagt aus, wie viele Prismenlayer in den Spalten liegen.

Gitternummer	Modellversion	Kolbenart	Anzahl der Knoten			Layer in Spalten des Pumpenraum				Layer im Übergangsstück			Layer im Zulaufrohr		
			Gitter ohne Axialspalt	Gitter mit Axialspalt	Spaltbreite	Anzahl	Höhe der 1. Schicht [mm]	Wachstumsrate	ganze Layer in Spalt	Anzahl	Höhe der 1. Schicht [mm]	Wachstumsrate	Anzahl	Höhe der 1. Schicht [mm]	Wachstumsrate
1	1	P2G	720.000		0,6	7	0,080	1,15	5	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
2	1	P2G	720.000		0,4	7	0,080	1,15	4	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
3	1	P2G	720.000		0,2	7	0,080	1,15	2	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
4	1	P2G	1.352.000		0,6	7	0,080	1,15	5	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
5	1	P2G	498.000		0,6	6	0,080	1,15	5	0,08	1,15	6	0,08	1,15	6
6	1	P3S	740.000		0,6	7	0,080	1,15	5	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
7	1	P3G	755.000		0,6	7	0,080	1,15	5	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
8	1	P2G	690.000		0,0	-	-	-	-	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
9	2	P2G		1.561.000	0,2	7	0,080	1,15	2	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
10	2	P2G		1.600.000	0,2	7	0,030	1,15	5	0,08	1,15	7	0,08	1,15	7
11	2	P2G		939.000	0,2	7	0,070	1,15	6	0,07	1,15	7	0,07	1,15	7
12	2	P2G		956.000	0,2	7	0,030	1,15	5	0,07	1,15	7	0,08	1,15	7
13	2	P2G		952.000	0,4	7	0,050	1,15	5	0,07	1,15	7	0,08	1,15	7
14	2	P2G		1.077.000	0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,08	1,15	7
15	2	P2G		1.213.000	0,4	11	0,025	1,13	9	0,045	1,15	10	0,06	1,15	9
16	2	P2G		1.343.000	0,4	13	0,020	1,11	11	0,05	1,10	11	0,06	1,10	10
17	3	P2G		1.003.000	0,2	7	0,025	1,15	5	0,05	1,15	7	0,07	1,15	7
18	3	P2G		1.245.000	0,2	7	0,025	1,15	5	0,05	1,15	7	0,07	1,15	7
19	4	P2G		1.208.000	0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,08	1,15	7
20	4	P3G		1.214.000	0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,08	1,15	7
21	5	P2G	440.000		0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,05	1,15	8
22	5	P2G	478.000		0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,05	1,15	8
23	5	P2G	843.000		0,4	17	0,012	1,10	15	0,02	1,10	16	0,02	1,10	16
24	5	P2G	929.000		0,4	9	0,035	1,15	7	0,05	1,15	8	0,05	1,15	8

Tabelle 8.1: Übersicht der verwendeten Rechengitter

In den Spalten des Pumpenarbeitsraumes ist die Anzahl der Randschichten immer höher als die Anzahl im Übergangsstück oder dem Zulaufrohr, da der Arbeitsraum an den Wänden für die Leckverlustrechnung feiner aufgelöst werden muss. Deshalb ist die Höhe der 1. Schicht im Übergangsstück und dem Zulaufrohr ebenfalls größer.

Die Netze Nummer 1-3 unterscheiden sich nicht, sie werden aber in dieser Tabelle als eigene Rechengitter geführt, da sie nicht die gleiche Spaltbreite besitzen. Die tatsächliche Spaltbreite wird erst später in CFX-Pre durch die Skalierung der Drehkolben eingestellt. Die Gitterauflösung im Spaltbereich muss jedoch schon beim Vernetzen entsprechend definiert werden. Dieser Umstand wird in Abschnitt 11.2.3 "Anzahl der Grenzschichten im Spalt" näher beleuchtet.

8.3.2 Aufbau eines Rechengitters

Der Aufbau des Netzes wird am Beispiel des Rechengitters Nr. 14 erklärt. Es handelt sich dabei um die Modellversion 2. Im Vergleich zu den anderen Rechengittern ändert sich von den Grundeinstellungen wie Methode oder Elementgröße auf Kanten und Flächen sehr wenig. Die Rechengitter unterscheiden sich vor allem deshalb in ihrer Knotenanzahl, da einerseits manche Gitter ohne Axialspalt erstellt wurden und andererseits die Prismenlayeranzahl stark variiert. Nur die Gitternummer 4, 9 und 10 weisen eine hohe Knotenzahl auf, um den Einfluss der gesamten Knotenanzahl und allgemeinen Gitterfeinheit auf das Simulationsergebnis festzustellen.

In Abbildung 8.5 ist der vernetzte Arbeitsraum des Fluids dargestellt. Das linke Bild zeigt das Gitter ohne Kolben. Man erkennt dabei sehr gut die gleichmäßige Verteilung der Elemente an der Stirnfläche. Im rechten Bild sind die Kolben P2G in ihrer Anfangsposition eingebaut. In dieser Abbildung ist die Überlagerung des stationären Fluidgitters und der Kolbengitter (vgl. Immersed Solid Methode) sehr gut zu sehen. Dieser Umstand ist für die verwendete Rechenmethode Immersed Solid wichtig, auf die in Kapitel 9.1 "Immersed Solid Methode (IMS)" eingegangen wird. Die Rechenetze der Kolben bestehen jeweils aus ungefähr 60.000- 80.000 Knoten.

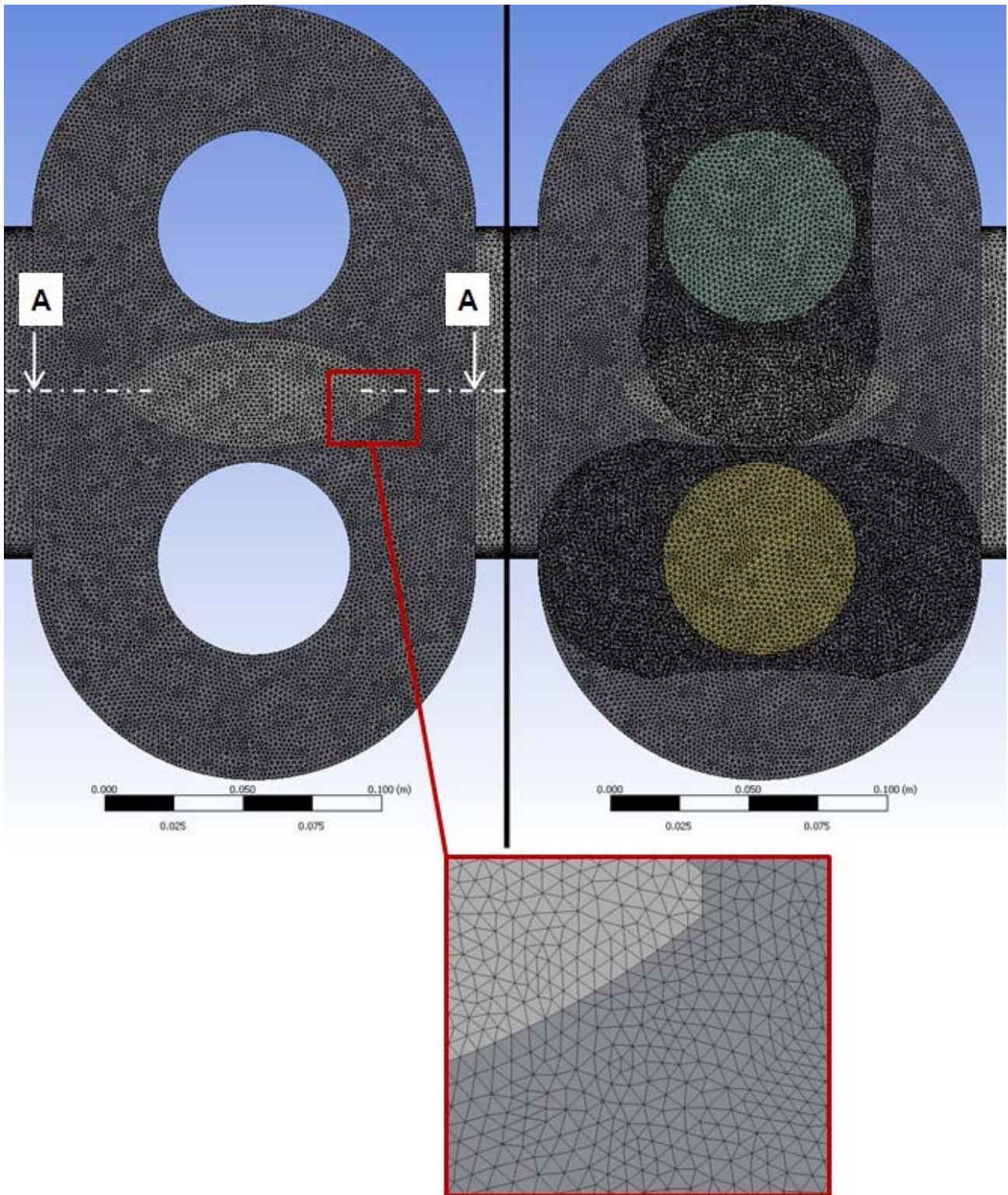


Abbildung 8.5: Fluidgitter: links ohne Kolben, rechts mit Kolben

Das Zulaufrohr und das Übergangsstück sind im Vergleich zu den anderen Teilen sehr grob vergittert. Die Elementgröße beträgt ca. 6 mm und ist für die Strömungsberechnung genügend ausreichend, um Wirbelströmungen und Pulsationen im Eintritts- und Austrittsbereich abbilden zu können. Abbildung 8.6 zeigt das Gitter im Pumpenzulauf.

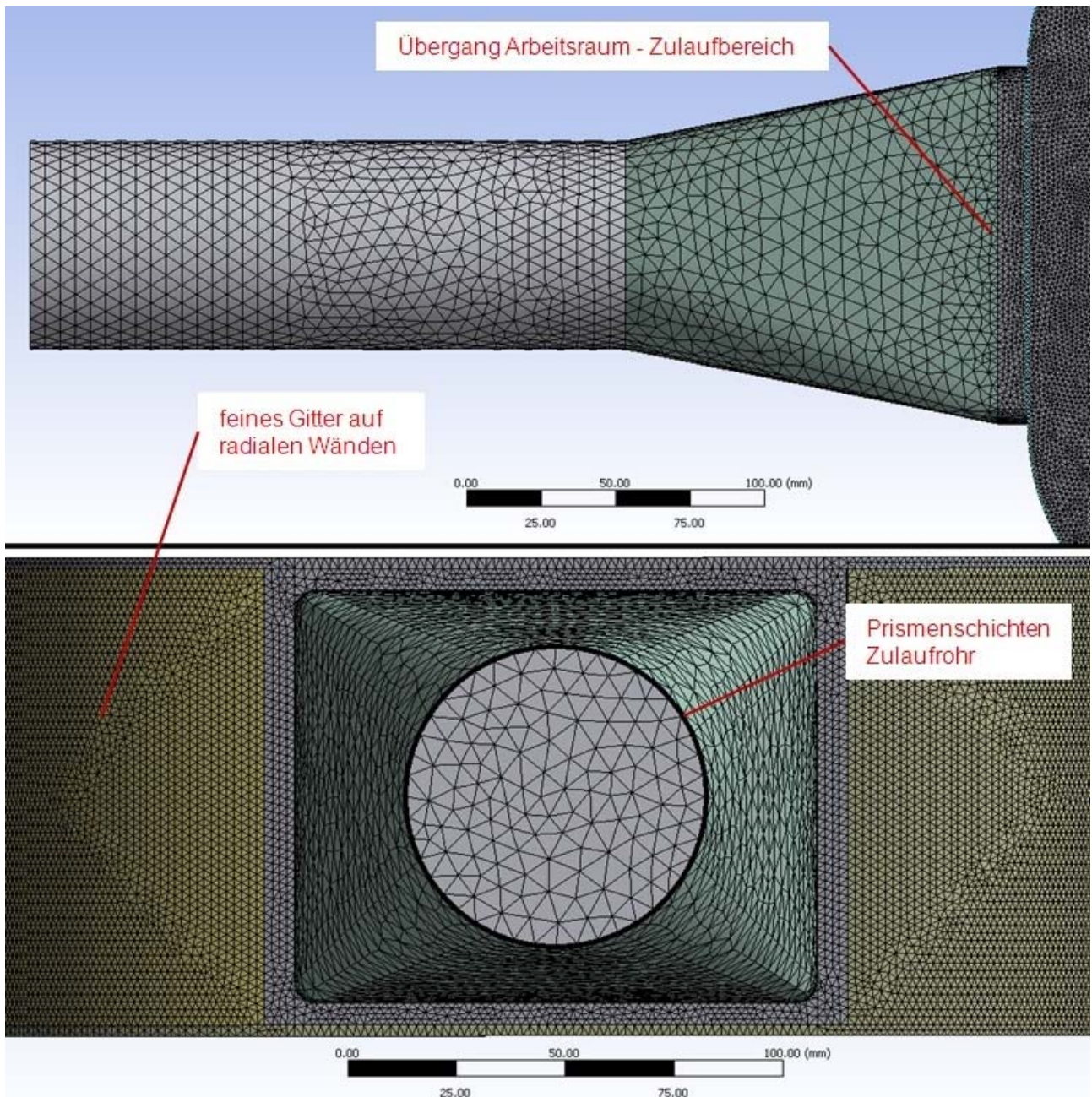


Abbildung 8.6: Gitter Zulaufrohr und Übergangsstück

In Abbildung 8.7 ist der Axialspalt ausgeblendet, wodurch die Vernetzung des Arbeitsraumes und des Kopf- und Flankenspaltes zu sehen ist. Die dicken schwarzen Linien um den mittleren Bereich und die äußere Umrandung des Arbeitsraumes sind dicht vernetzte Prismenschichten. Der Kolbenraum (orange) und der Vorraum (grau) sind nicht so fein aufgebaut wie der Spalt (gelb) und der Bereich des Flankenspaltes (blau).

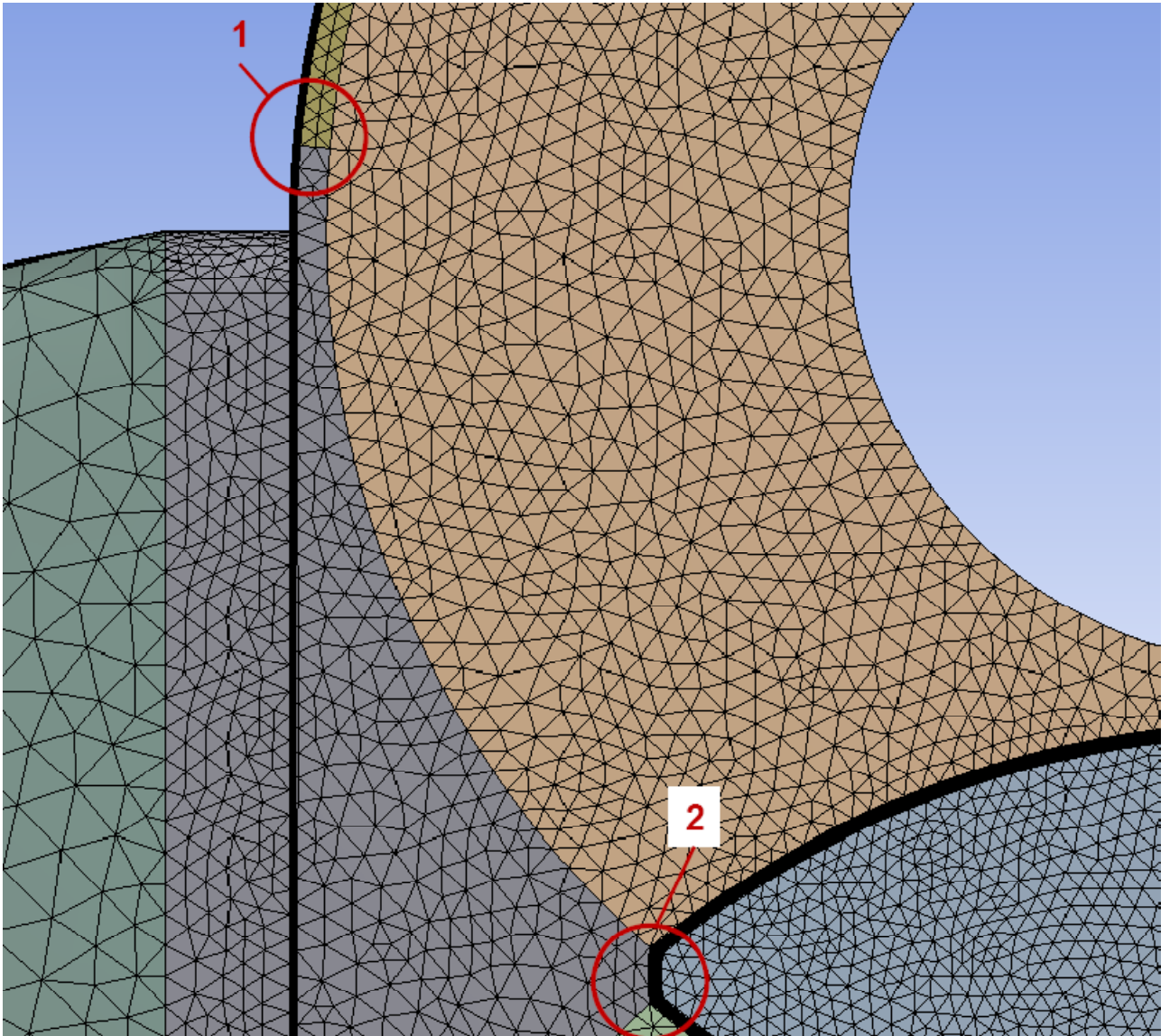


Abbildung 8.7: Detailansicht des Pumpenraumes

Abbildung 8.8 veranschaulicht die Randschichtverdichtung an den Wänden noch besser. Diese Verdichtung ist erforderlich, da in der Nähe fester Wände Grenzschichten zu erwarten sind, in denen sich die Strömungsgrößen senkrecht zur Wand stark ändern können. [10] Bei der Berechnung der Pumpe ist dies vor allem für die Spaltverlustrechnung der Drehkolbenpumpe wichtig.

Im linken Bild in Abbildung 8.8 ist das Detail 1 aus Abbildung 8.7 dargestellt. Im 3 mm dicken Body sind an der Wand 9 Prismenlayerschichten aufgebracht. Dann folgen 2 Reihen Tetraeder und ein Übergang auf den größeren Kolbenraum. Das rechte Bild zeigt die Randschichten des Flankenspaltes. An der Linse sind auf der Innen- und Außenseite jeweils 9 Prismenschichten vorhanden, um den inneren Radialspalt ausreichend genau berechnen zu können. Diese Schichten werden bei zunehmender Flügelzahl immer wichtiger, da dann die Möglichkeit besteht, dass die Prismenschichten von 2 Flügeln gleichzeitig durchfahren werden. Beim Erstellen des Rechensetups ist darauf zu achten, dass sich die Kopf- und Flankenspalte in diesen fein vernetzten Bereichen bewegen.

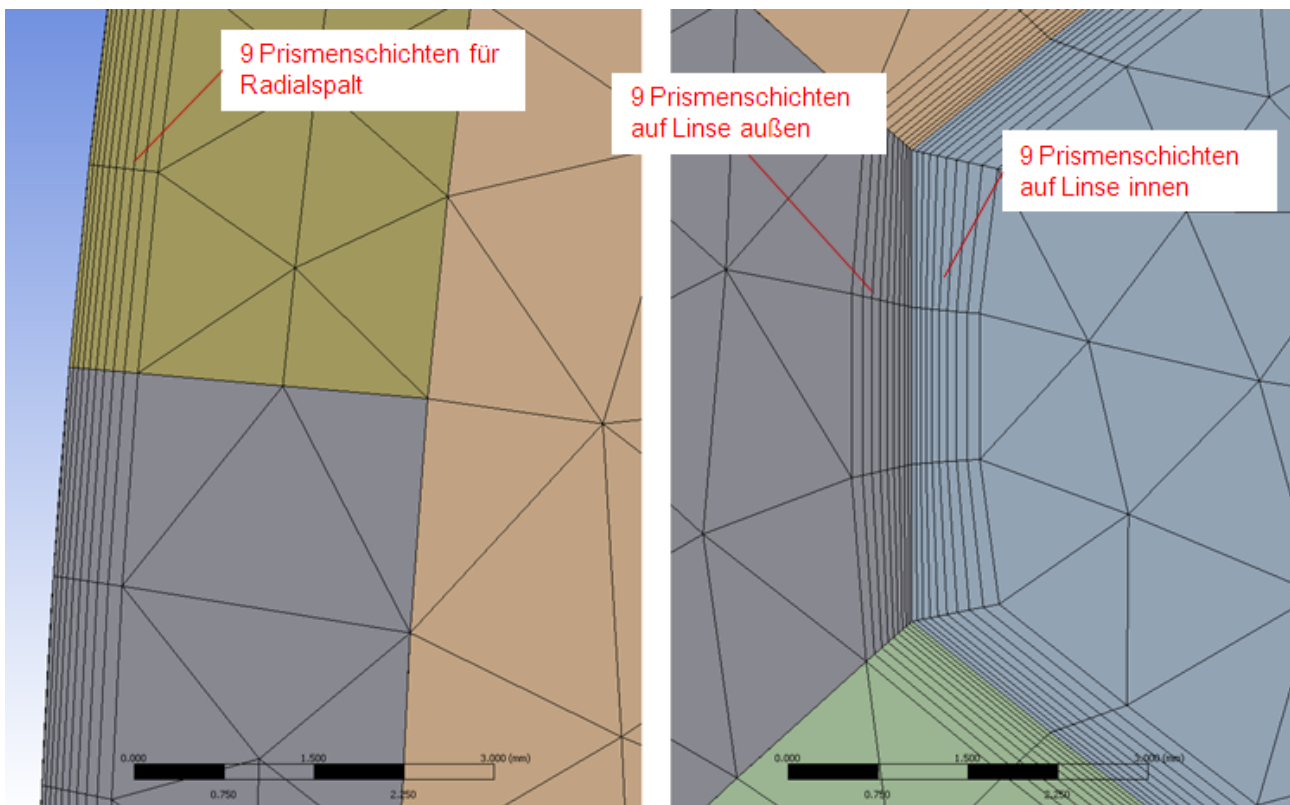


Abbildung 8.8: Detailansicht der Prismenschichten

Abbildung 8.9 zeigt den Schnitt A-A durch den Pumpenarbeitsraum, der in Abbildung 8.5 links eingezeichnet ist. Die dicken schwarzen Linien an den Außenwänden sowie die vertikalen Linien im Fluid sind wiederum Prismenlayer. Wie hier gut ersichtlich ist, erstreckt sich die Grenzschicht auf die gesamte Fluidoberfläche, die von Wänden umgeben ist. Die vertikalen Linien des Strömungsfeldes im Inneren sind ein Teil des Flankenspaltes.

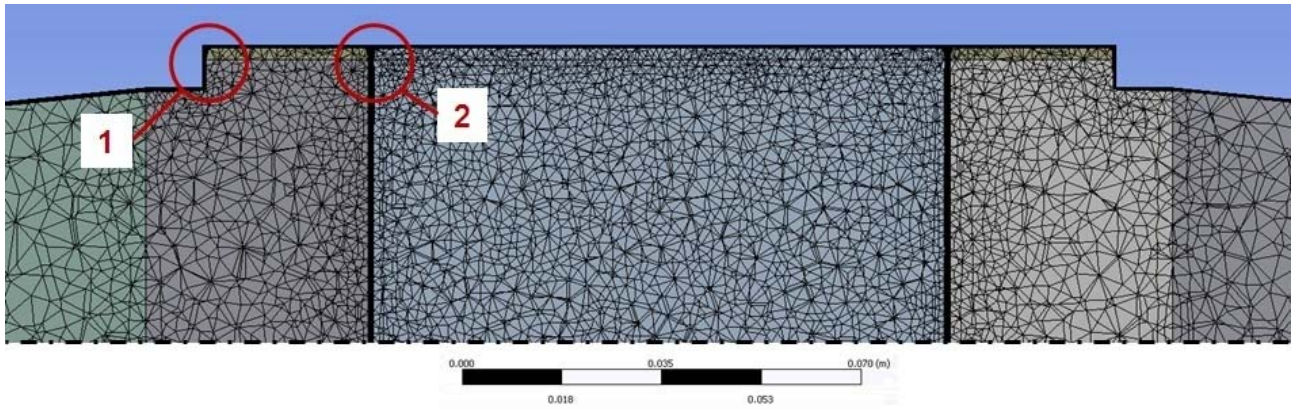


Abbildung 8.9: Schnitt durch den Pumpenraum

In Abbildung 8.10 werden die Details aus Abbildung 8.9 beschrieben. Links das Detail 1, das den Übergang der Randschicht vom Axialspalt auf den Radialspalt und weiter auf die Randschicht des Übergangsstückes darstellt. In Detail 2 sieht man den Übergang der Grenzschicht vom Axialspalt auf den inneren Radialspalt der Linse. Die Linse ist somit von allen Seiten von einer Randschicht bedeckt.

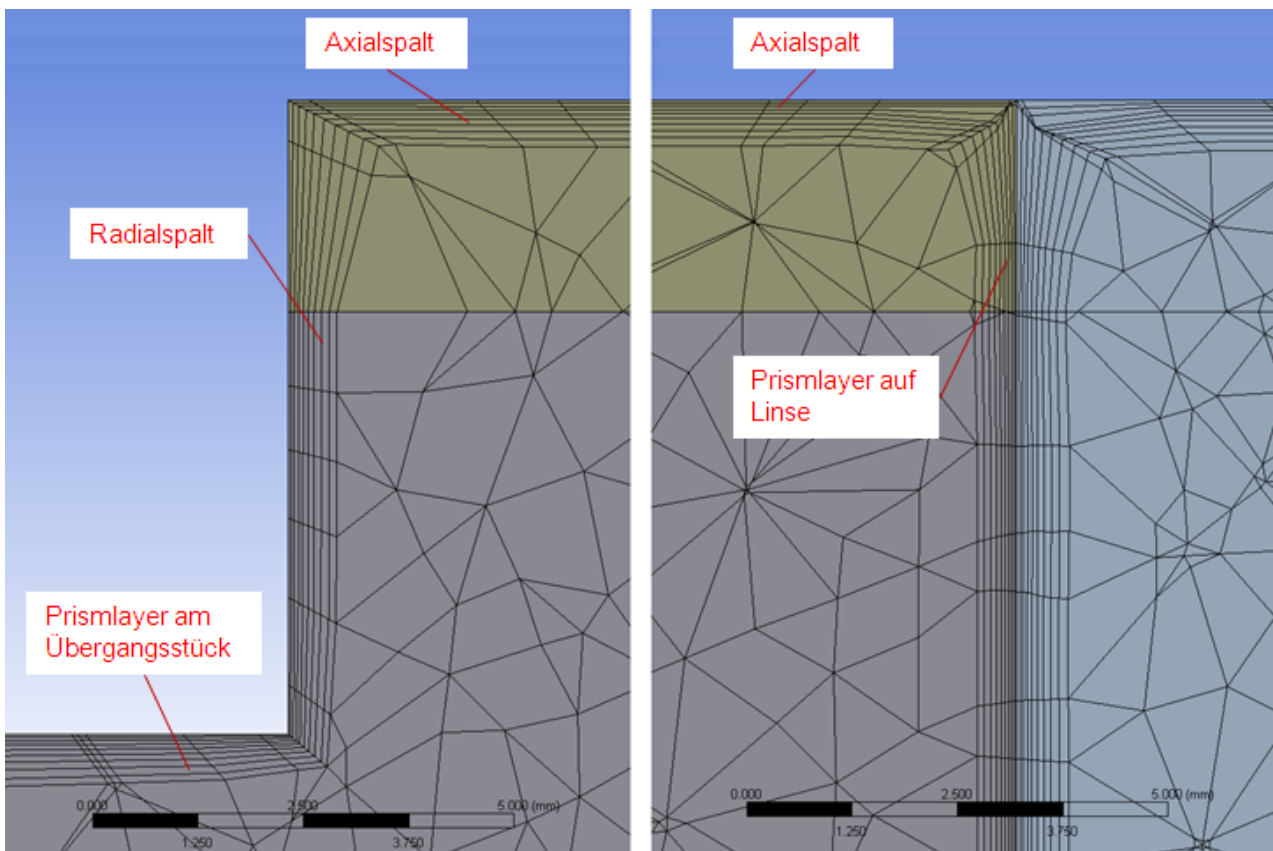


Abbildung 8.10: Detailschnitt durch Pumpenraum, links Detail 1, rechts Detail 2

9 Aufbau des CFD Berechnungsmodells

Nach dem Vernetzen des Modells mit ANSYS Meshing werden nun in CFX- Pre alle strömungsmechanisch relevanten Einstellungen vorgenommen. Dies umfasst vor allem die Domainbeschreibung, Randbedingungen, Solvereinstellungen und die Analysezeit bzw. Zeitschritte für die transienten Berechnungen. Die Berechnung der Drehkolbenpumpe erfolgt transient mit der Immersed Solid Methode, da der Förderprozess ungleichmäßig ist. Dies wurde schon in Kapitel 3.3 "Pulsation in Drehkolbenpumpen" erläutert.

In Abbildung 9.1 ist der Modellbaum von CFX-Pre mit den wichtigsten Optionen für die Berechnung der Drehkolbenpumpe dargestellt.

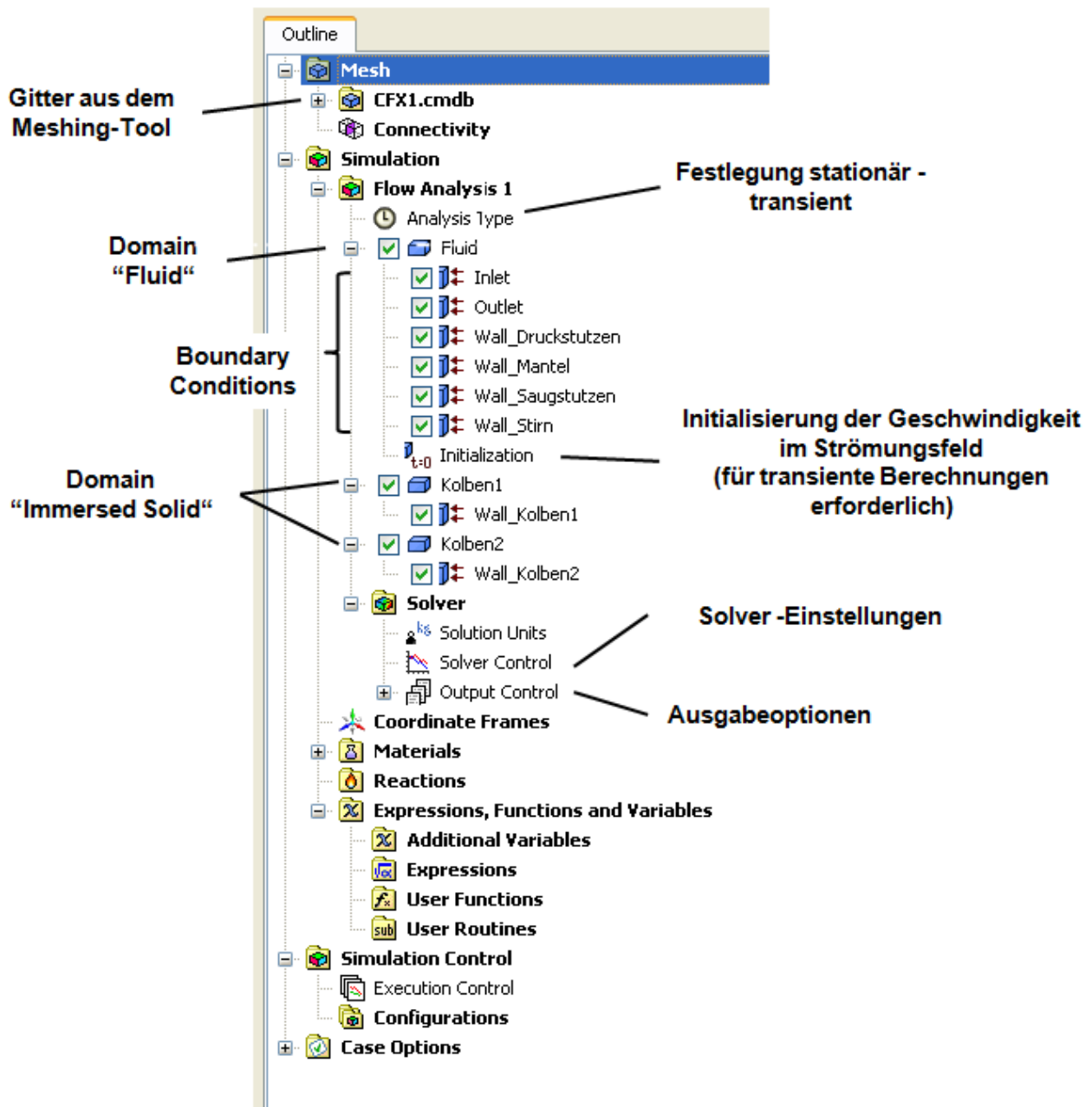


Abbildung 9.1: Aufbau Modellbaum CFX-Pre

9.1 Immersed Solid Methode (IMS)

Für die Berechnung der Verdrängermaschine wurde die neue Lösungsmethode Immersed Solid verwendet. Es ist eine Alternative zur Gitterverformung der Methoden „Mesh Deformation“, „Remeshing“ oder „Mesh Layering“, bei denen zu jedem Zeitschritt das Gitter neu erstellt wird.

Die Auswirkungen einer bewegten, dreidimensionalen Geometrie in einer Strömung können durch die Methode IMS mit einem einfachen Setup gelöst werden. Die Rechenzeiten sind geringer als bei den Methoden mit Gitterverformung, da sich die Gitter nicht verändern und die berechneten Daten nicht mehr bei jedem Zeitschritt auf das neue Gitter interpoliert werden müssen. Die Immersed Solid Methode eignet sich vor allem für die Berechnung von rotierenden Verdrängermaschinen.

Bei dieser Methode wird dem Fluid-Gitter ein Festkörper-Gitter überlagert. Das Fluid-Gitter wird nicht verformt und bleibt stationär, so dass die Gitterqualität erhalten bleibt. Beim Vernetzen kann für das Fluid-Gitter ein nicht-konturangepasstes Netz gewählt werden. Das Festkörper-Gitter bewegt sich im Fluid-Gitter als Störkörper. Wegen der Durchdringung des Fluid-Gitters durch die Festkörper ergeben sich dort entsprechende Quellterme (v.a. Impulskräfte), welche die Verdrängungswirkung und Bewegung der Festkörper abbilden. In den Regionen, in denen sich die Zellen ganz oder teilweise überlappen, werden dem Fluid die Eigenschaften und vor allem die Geschwindigkeit des Festkörpers aufgezwungen. Bei teilweise überdeckten Zellen wird der Anteil der Quellterme mit einer Art *Volume Fraction* (prozentuale Überdeckung der Fluid-Zelle durch das Immersed Solid) gewichtet. Die Festkörper können dabei ruhen, aber auch eine Drehung, eine Translationsbewegung oder deren Überlagerung ist möglich. Der Festkörper kann sich im Fluid uneingeschränkt bewegen. Damit die Auswirkungen des Festkörpers auf das Fluid übertragen werden, müssen die zu lösenden Gleichungen verändert werden. Dies kann mit zwei verschiedenen Ansätzen geschehen:

1.) Verfahren einer kontinuierlichen Kraft (CFA ... Continuous Forcing Approach)

Diese Methode wird von ANSYS CFX eingesetzt. Den zu lösenden Gleichungen wird eine Volumenkraft vor der Diskretisierung hinzugefügt. Die Kraft wird nur in jenen Fluidzellen aktiv, die vom Immersed Solid überlagert werden. Dieser Quellterm wird folgendermaßen beschrieben:

$$S = -\alpha * C * (V - V_{IMS}) \quad (26)$$

C ... Mittelwert der Diagonalkoeffizienten der Impulsgleichung

α ... Skalierungsfaktor des Quellterms. Er ist als Standard mit $\alpha=10$ eingestellt. Der Faktor sollte nicht zu groß sein, da das System sonst instabil wird, aber auch zu klein ist wegen

der daraus folgenden unscharfen Abbildung der Kontur des Störkörpers schlecht. [13] in ANSYS-Pre kann der Skalierungsfaktor in der Option *Solver Control - Immersed Solid Control* eingestellt werden.

Durch den Quellterm erhalten diese Zellen die Geschwindigkeitskomponente des Festkörpers. Im Inneren der Kolben (Überlappungsbereich Festkörper-Fluid) haben die Fluidteilchen nur eine Komponente in Umfangsrichtung:

$$|\vec{v}| = \omega * r \quad (27)$$

In Abbildung 9.2 (a) ist dieses Phänomen geschildert. Außerdem zeigt diese Darstellung eine weitere Schwäche von IMS. Im Bereich der Kammern bildet sich auch ein zylindrisches Geschwindigkeitsfeld aus. In diesem sind keine Wirbel und nur geringe Abweichungen des kreisrunden Strömungsfeldes zu beobachten. Als Vergleich ist in Bild b eine Referenzsimulation mit Moving Mesh dargestellt. Die Unterschiede in der Strömung sind deutlich zu erkennen.

Diese einfache Strömung wird bei einer realen Pumpe nicht vorkommen. Zu der gleichen Erkenntnis ist auch Schwotzer [13] in seiner Arbeit gekommen, indem er die IMS Methode mit einer Referenzsimulation von Moving Mesh vergleichen konnte.

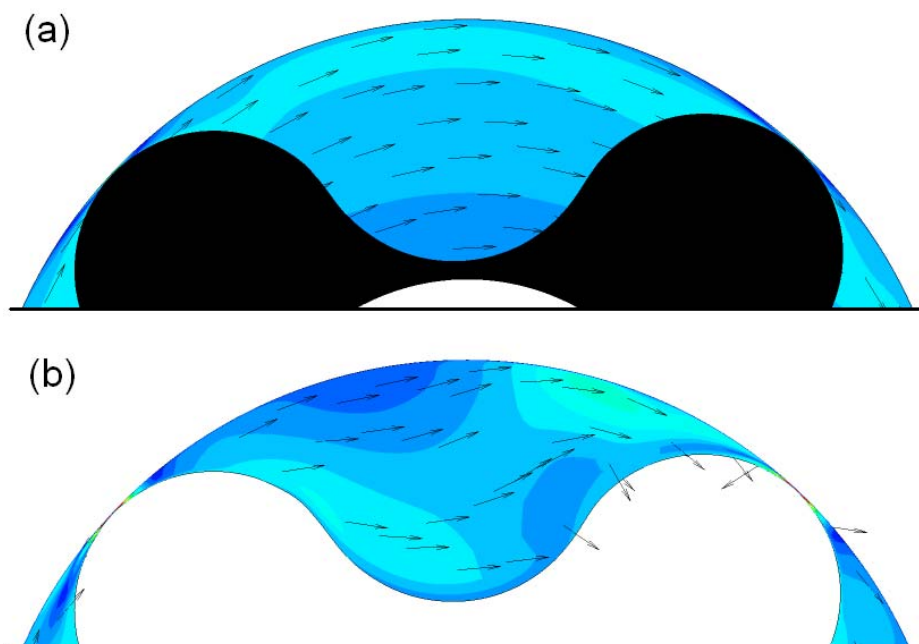


Abbildung 9.2: Geschwindigkeitsvektoren der Fluidteilchen bei IMS und Moving Mesh [13]

2.) Verfahren einer diskreten Kraft (DFA ... Discrete Forcing Approach)

Bei diesem Ansatz werden die zu lösenden Gleichungen zuerst diskretisiert. Damit die Auswirkungen des Festkörpers auf das Strömungsfeld simuliert werden können, wird den Zellen danach in der Nähe des Störkörpers der Quellterm hinzugefügt. Diese Methode ist bei hohen Reynoldszahlen genauer. [13]

Die Immersed Solid Methode kann nicht als „2-Weg-gekoppelte“ Analyse verwendet werden. Der Festkörper verändert die Eigenschaften des Fluids, aber nicht umgekehrt; d.h.: Widerstandskräfte und Auftriebskräfte auf den Festkörper werden nicht genau berechnet.

Eine weitere Einschränkung von Immersed Solid ist die schlechte Auflösung der Grenzschichtenströmung am Festkörper. Es gibt keine wandnahe, turbulente Auflösung bei bewegten Bauteilen. Weiters können in der Version 12.1 keine transienten kompressiblen Strömungen oder transiente Multiphasenströmungen berechnet werden. Deshalb kann mit der aktuellen Version 12.1 keine Kavitation bei Verdrängerpumpen simuliert werden.

Für folgende Anwendungen sollte IMS nicht verwendet werden: [23] [24]

- Schiffe und Objekte, die im Wasser schweben
- Kolbenkompressoren, Schraub- und Spiralkompressoren
- Partikelverfolgung (Partikel interagieren nicht mit Wand)
- Berechnung von Wärmeübertragung, Strahlung oder Verbrennung

9.2 Domainbeschreibung

CFX-Pre verwendet das Konzept der *Domains*, um den Typ, die Eigenschaften und die Region eines Fluids oder Solids zu definieren. Domains sind Regionen im Raum, in welchen die strömungsmechanischen Gleichungen gelöst werden. Es gibt 4 verschiedene Domaintypen:

- Fluid Domain
- Solid Domain
- Porous Domain
- Immersed Solid

Für diese Simulation werden die *Domains* "Fluid" und "Immersed Solid" verwendet. Die Domain "Fluid" umfasst das gesamte Fluidgitter und besteht aus dem Material Wasser. Es wird als stationär definiert. Das anzuwendende Turbulenzmodell wird für die *Domain* "Fluid" ausgewählt. Die Drehkolben werden als "Immersed Solid" implementiert. Für die Domain wird auch die Bewegungsart angegeben, in diesem Fall eine Drehbewegung.

Eine Domain besteht immer aus einem oder mehreren *Boundaries* bzw. *Boundary Conditions*. Ein *Boundary* ist eine Grenzbedingung, die an allen begrenzenden Regionen einer *Domain* benötigt wird.

Folgende Boundaries können in ANSYS CFX ausgewählt werden:

- Inlet
- Outlet
- Opening
- Wall
- Symmetry Plane
- Periodic

Abbildung 9.3 zeigt die Domain Fluid mit ihren einzelnen Grenzbedingungen. Die Bedingung für den Modelleintritt Inlet ist vom gleichnamigen *Boundary Typ* Inlet. Das Fluid strömt durch den *Boundary Typ* Outlet wieder aus. Bei einem Inlet bzw. Outlet kann die Strömung nur in eine Richtung berechnet werden, bei einem Opening besteht die Möglichkeit, dass die Strömung gleichzeitig ein- und ausströmen kann bzw. auch Rezirkulationen auftreten können. Diese Option ist für die Berechnung der Pumpe irrelevant. Die eingegebenen Randbedingungen werden in Punkt 9.3 beschrieben.

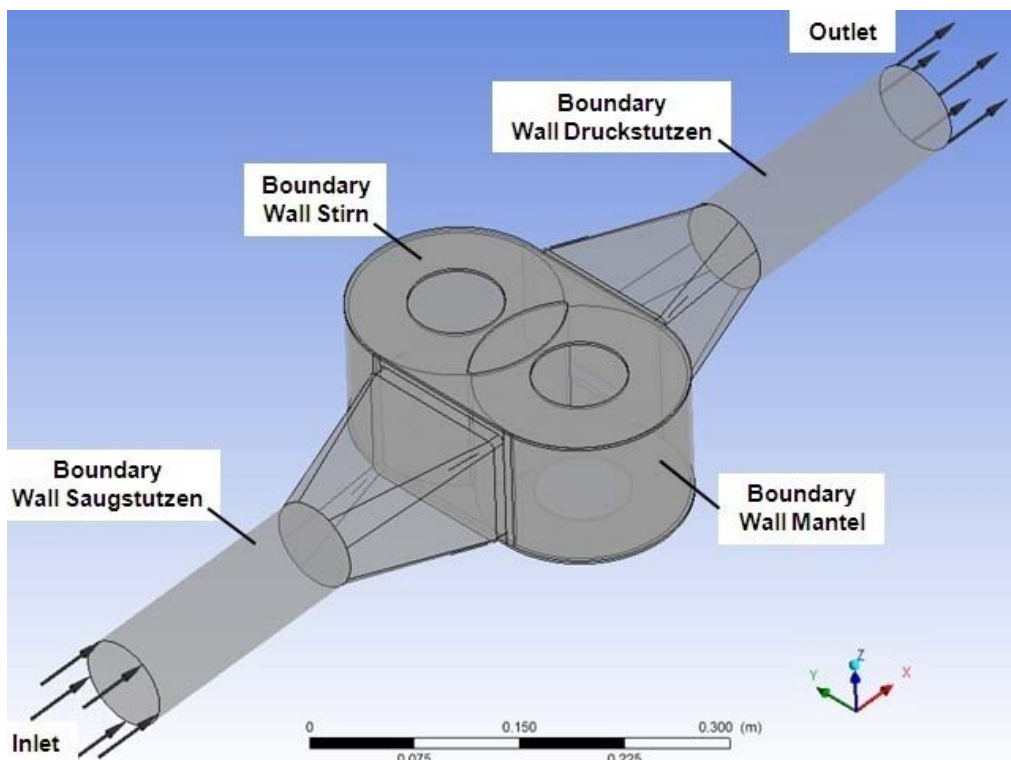


Abbildung 9.3: Grenzbedingungen Fluid

Die Wände der *Domain* Fluid sind vom *Boundary* Typ *Wall*. Eine *Wall* ist eine feste, undurchlässige Grenze für das Fluid. Es kann zwischen 3 verschiedenen Wandkonditionen gewählt werden. Die am häufigsten angewandte Methode ist *No Slip Wall*, wodurch die Wandhaftbedingung implementiert wird. Das Fluidteilchen, das am Nächsten zur Wand liegt, übernimmt die Geschwindigkeit der Wand, welche bei den Gehäusewänden 0 ist. Weiters kann dazu noch die Rauigkeit der Wand ausgewählt werden. Entweder ist es eine glatte Wand (*Smooth Wall*) oder eine Raue mit Angabe der Rauigkeit (*Rough Wall*). Eine andere Möglichkeit der Wanddefinition ist *Free Slip Wall*. Dabei ist die Scherspannung an der Oberfläche 0 und die Geschwindigkeit der Strömung in Wandnähe wird nicht durch Wandreibungseffekte verzögert. Bei der dritten Methode *Specified Shear* kann die Scherspannung definiert werden. [25]

Die Berechnung der Drehkolbenpumpe erfolgt mit der Option *No Slip Wall* und *Smooth Wall*.

Die Wände der *Domain* Kolben werden ebenfalls als *Wall* definiert. Jedoch können mit *Immersed Solid* keine wandnahen Effekte der Kolbenbewegung auf die Strömung dargestellt werden, was als einer der wesentlichsten Nachteile angesehen werden kann. Die Spalte zwischen Kolben/ Gehäuse und Kolben/ Kolben werden erst in CFX-Pre durch Skalierung der Solid-Domains erstellt. Im Modellbaum des Programmes ist ganz oben das Gitter aus dem ANSYS Meshing-Tool zu sehen. Mit der Funktion *Transform Mesh - Scale* kann das Gitter gleichmäßig oder unterschiedlich in die drei Koordinatenrichtungen skaliert werden.

9.3 Randbedingungen

Eine numerische Strömungsberechnung benötigt immer Randbedingungen, um die Berechnung starten zu können. In dieser Simulation wurden Bedingungen für das *Inlet* und *Outlet* angegeben. Es wurden zwei verschiedene Randbedingungen verwendet, die wiederum zwei unterschiedliche physikalische Größen als Ergebnisse liefern.

- 1.) Inlet: Static Pressure [bar]
 Outlet: Mass Flow Rate [kg/s]
 Ergebnis: zeitlicher Verlauf des Statischen Druckes am Outlet [bar]

- 2.) Inlet: Total Pressure [bar]
 Outlet: Average Static Pressure [bar]
 Ergebnis: zeitlicher Verlauf des Massenflusses am Inlet und Outlet [kg/s]

9.4 Analysetyp

Im Unterpunkt *Analysis Type* wird festgelegt ob die Berechnung stationär oder transient abläuft. Außerdem erfolgt die Angabe der Berechnungsdauer und die Größe der Zeitschritte wird bestimmt. Die Berechnungsdauer wurde mit der Option *Total Time* definiert, bei der eine Zeit in Sekunden angegeben wird. Mit Gleichung 28 wird die Dauer einer Umdrehung berechnet. Die Berechnungszeit für die jeweiligen Simulationen wurde mit 2- 5 Umdrehungen vorgegeben.

$$t[s] = \frac{60}{n \left[\frac{U}{min} \right]} \quad (28)$$

Die Größe der Zeitschritte wurde mit der Option *Timesteps* festgelegt. Dabei wird jene Dauer angegeben, in der sich der Kolben um ein gewisses Maß verdreht und die nächste Berechnung beginnt. Zum Beispiel dauert bei einer Drehzahl von 300 rpm eine Umdrehung 0,2 s. Wenn man nun eine Umdrehung in 180 Teilschritte aufteilt, so wird alle 2 Grad Kolbenverdrehung eine Berechnung durchgeführt. Daraus folgt die in Gleichung 29 berechnete Dauer des *Timesteps* für dieses Beispiel.

$$t_{step} = \frac{1}{n} * \frac{WA}{360} = 1,11 * 10^{-3} \quad (29)$$

Im Weiteren wird die Kolbenverdrehung je Berechnungszeitschritt auch Winkelauflösung (WA) genannt. In Tabelle 9.1 sind die verwendeten Winkelauflösungen und die dazugehörigen *Timesteps* bei der Drehzahl von 300 rpm dargestellt.

n=300 U/min ⁻¹	
WA [°]	t _{step} [s]
4	2.22E-03
2	1.11E-03
1	5.56E-04
0,5	2.78E-04
0,25	1.39E-04
0,1	5.56E-05
0,05	2.78E-05
0,02	1.11E-05

Tabelle 9.1: Verwendete Simulationszeitschritte

9.5 Initialisierung

Mit der Option *Initialization* werden Einstellungen für Anfangswerte im gesamten Strömungsfeld festgelegt. Es wurde für das gesamte Fluid eine Ausgangsgeschwindigkeit von 1 m/s in Förderrichtung (x- Koordinate) angenommen.

Durch die Initialisierung von bekannten Berechnungsergebnissen könnte auch die Rechenzeit verkürzt werden, was bei diesen transienten Berechnungen nicht erfolgt ist.

9.6 Solvereinstellungen

Dieser Abschnitt beschreibt die Registerkarte *Solver Control*, in der die Grundeinstellungen für die transiente Simulation bzw. den Solver gesetzt werden. Die wichtigsten Einstellungen sind dabei:

- 1) Advection Scheme
- 2) Transient Scheme
- 3) Turbulence Numerics
- 4) Convergence Control
- 5) Convergence Criteria

Eine numerische Simulation ist stabil und ihr Ergebnis konvergiert, wenn die Solvereinstellungen für die Berechnung passend gewählt werden. Aus diesem Grund werden hier kurz zwei wichtige Begriffe der numerischen Strömungsmechanik erklärt.

Stabilität: *„Eine numerische Lösungsmethode wird als stabil bezeichnet, wenn sie die Fehler, die im Laufe des numerischen Lösungsprozesses auftreten, nicht anfacht. Für zeitabhängige Probleme garantiert die Stabilität, dass die Methode immer eine beschränkte Lösung liefert, wenn die Lösung der exakten Gleichung beschränkt ist. Für iterative Methoden bedeutet die Stabilität, dass Iterationen nicht divergieren.“* [12]

Konvergenz: *„Eine numerische Methode wird als konvergent bezeichnet, wenn die Lösung der diskretisierten Gleichung bei unendlich klein werdenden Gitterabständen zur exakten Lösung der Differenzialgleichung tendiert“* [12]

zu 1)

Als *Advection Scheme* werden die verschiedenen Ansätze zur Diskretisierung des diffusen und konvektiven Terms der Transportgleichungen durch das Kontrollvolumen bezeichnet. Für eine transiente Rechnung gibt es 3 Auswahlmöglichkeiten:

- *Upwind*: Die Transportgleichungen sind erster Ordnung. Dies ist gleichbedeutend mit einem *Blend* Faktor von 0. Der Solver läuft zwar am Stabilsten mit dieser Einstellung, jedoch kommt es zu einer numerischen Streuung. Um endgültige Ergebnisse zu erzielen, wird die Option *Upwind* nicht verwendet, mit Ausnahme bei Turbulenzgleichungen.
- *High Resolution*: Bei dieser Einstellung variiert der *Blend* Faktor in der Domain aufgrund des lokalen Lösungsfeldes. In Strömungsregionen mit kleinen variablen Gradienten geht der Faktor gegen 1, in Gebieten, in denen sich die Gradienten stark ändern, ist der Faktor näher 0, um über- und unterschwingen zu verhindern und Robustheit zu gewährleisten. Ein *Blend Factor* von 0 bedeutet 1. Ordnung, ein *Blend Factor* von 1 bedeutet 2. Ordnung.
- *Specified Blend Factor*: Diese Auswahl ermöglicht die Konfiguration des *Blend* Faktors. Eine Eingabe zwischen 0 und 1 ist zulässig. Ein Wert von 0 ist gleichbedeutend wie *Upwind* und liefert einen robusten Solver, wobei hingegen der Wert 1 für einen genauen, aber manchmal weniger stabilen Solver steht. [24]

zu 2)

Unter Punkt *Transient Scheme* werden die Diskretisierungsalgorithmen für die transienten Terme definiert. Der *First Order Backward Euler* Ansatz ist ein implizites Zeitschrittverfahren erster Ordnung. Sein Verhalten ist gleich wie das *Upwind* Schema und leidet unter einer ähnlichen numerischen Streuung. Es ist für erste Studien nützlich, aber für endgültige Ergebnisse, außer Turbulenzgleichungen, nicht geeignet. Der *Second Order Backward Euler* Ansatz ist ebenfalls ein implizites Zeitschrittverfahren, aber zweiter Ordnung. Diese Methode wird in ANSYS CFX als Standard eingesetzt und ist für einen konstanten und variablen Zeitschritt einsetzbar. [24]

zu 3)

Bei *Turbulence Numerics* kann zwischen *First Order* und *High Resolution* gewählt werden.

zu 4) und 5)

Das *Residual* ist ein Maß für das Ungleichgewicht der einzelnen Kontrollvolumengleichungen. Es ist die wichtigste Kenngröße für Konvergenz, die angibt, ob die Gleichungen gelöst wurden. In CFX werden die normalisierten Residuen zur Beurteilung der Konvergenz herangezogen. Die

normalisierten Residuen werden verwendet, um den CFX-Solver automatisch zu stoppen, wenn eine bestimmte Genauigkeitsebene erreicht wird.

Das normalisierte Residuum lautet:

$$[\tilde{r}_\phi] = \frac{r_\phi}{a_p * \Delta\phi} \quad (30)$$

Das absolute Residuum ist r_ϕ , a_p stellt den zentralen Kontrollvolumenkoeffizienten dar und $\Delta\phi$ ist ein Maß für die Größe der Lösungsvariable ϕ in der gesamten Domain. Das normalisierte Residuum ist nicht von den Initialisierungsbedingungen abhängig. Wichtige Eigenschaften wie Advektion oder Diffusion werden durch den Faktor a_p abgebildet. a_p inkludiert auch den transienten Term. [20]

Es gibt zwei Typen von Residuen. Man kann zwischen dem Maximum (*MAX*) und dem Quadratmittel (RMS ... Root Mean Square) der normalisierten Werte der Gleichung auswählen. Der CFX-Solver beendet die Rechnung wenn das Residuenziel erreicht wird. Die strengere Begrenzung ist das Maximalkriterium. Bis der Solver für ein transientes Berechnungsergebnis konvergiert, führt er eine bestimmte Anzahl an Iterationsschleifen aus. Unter *Convergence Control* können die minimalen und maximalen *internal Loops* innerhalb eines Zeitschrittes angegeben werden.

Die Standardeinstellung des RMS Zieles ist 10^{-4} . Das ist ausreichend für viele technische Anwendungen. Eine gute Konvergenz erhält man für ein RMS Ziel von 10^{-5} . Gelegentlich ist für geometrisch sensible Probleme ein RMS Ziel von 10^{-6} oder niedriger erforderlich. Die Residuenziele *MAX* sind in der Regel 10-mal größer als die Residuen *RMS*. [24]

Die *RMS Courant Number* ist eine wichtige Größe bei der Berechnung von transienten Strömungen. Die Definition für die eindimensionale *RMS Courant Number* lautet:

$$Courant = \frac{u * \Delta t}{\Delta x} \quad (31)$$

u ... Fluidgeschwindigkeit

Δt ... Zeitschritte

Δx ... Gittergröße

ANSYS CFX berechnet eine dreidimensionale Variante von Gleichung 31, bei der die Geschwindigkeits- und Längenverhältnisse auf den Massenfluss durch das Kontrollvolumen und die Größe des Kontrollvolumens bezogen sind. Für transiente Simulationen muss die Courant Zahl möglichst klein sein, damit ein genaues Ergebnis erzielt wird. [26]

Die Geschwindigkeitskomponenten können nicht beeinflusst werden, da sie von den eingestellten Betriebszuständen abhängig sind. Bei der Berechnung der Drehkolbenpumpe wurde die Größe des Gitters mit maximal 1,5 Mio. Knoten begrenzt, um die Rechenzeit relativ niedrig zu halten. Aus diesem Grund kann die Courant Zahl nur durch verkleinern der Zeitschritte minimiert werden. Dieser Punkt wird in Abschnitt 11.2 "Sensitivitätsanalyse" näher diskutiert.

9.7 Turbulenzmodelle

Eine Strömung kann in zwei unterschiedlichen Zuständen in Erscheinung treten, in laminarer oder turbulenter Form. Der Übergang zwischen diesen zwei Zuständen wird "transitionell" genannt. In Abbildung 9.4 ist der Reynoldsche Farbfadenversuch dargestellt. Bei diesem Versuch wird in eine Rohrströmung Farbe mit Hilfe einer Sonde eingeleitet. Wenn sich die Fluidelemente parallel zueinander bewegen, dann bleibt der Farbfaden erhalten und man spricht von einer laminaren Strömung. Bei einer turbulenten Strömung wird der Faden „zerrissen“, weil sich die Fluidelemente auf einer „chaotischen“ Bahn bewegen. Eine turbulente Strömung besteht also aus Schwankungen unterschiedlicher Frequenz oder Wellenlänge, die zufällig auftreten. Turbulente Strömungen sind immer instationär, dreidimensional und nichtperiodisch. [10]

Ein Maß für die Unterscheidung der Strömungsart ist die Reynoldzahl:

$$Re = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} = \frac{u * D}{\nu} \tag{32}$$

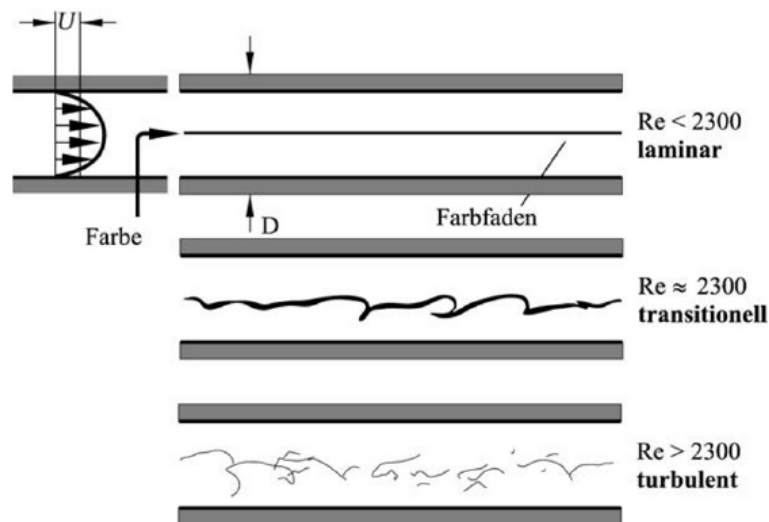


Abbildung 9.4: Reynoldscher Farbfadenversuch [10]

Die Turbulenz wird in numerischen Simulationen durch Turbulenzmodelle angenähert. Die Genauigkeit der Berechnung wird im Wesentlichen von der Qualität der Turbulenzmodelle bestimmt. In ANSYS CFD können die Standard-RANS- Modelle k-ε oder RNG-k-ε verwendet

werden, aber auch das SST (Shear Stress Transport) Modell steht zur Verfügung. Dieses Modell ist derzeit der beste Kompromiss zwischen Rechengenauigkeit und Rechenaufwand. [27]

Diese Modelle sind Zweigleichungsmodelle vom Typ der Transportmodelle. Die charakteristischen Eigenschaften der Turbulenz im Strömungsfeld werden mit Transportgleichungen beschrieben. Der Transport wird durch die Strömung (Konvektion) und durch die Vermischung (Diffusion) durchgeführt. Das bedeutet, dass die Turbulenz an bestimmten Orten entsteht, an Andere weitertransportiert und dort durch Reibung aufgezehrt wird. Dieser Vorgang wird mit Hilfe von Differenzialgleichungen beschrieben. [10]

Für die numerische Simulation der vorliegenden Arbeit wurden vor allem folgende Turbulenzmodelle untersucht.

9.7.1 k-ε Modell

Das k-ε Modell ist eines der am Häufigsten verwendeten Turbulenzmodelle. Es besteht aus zwei zusätzlichen Variablen, die die Wirbelviskosität μ_T der Strömung beschreiben. Die erste transportierte Variable ist die turbulente kinetische Energie k, die zweite Variable die turbulente Dissipation ε. ANSYS CFX verwendet das Standard k-ε Modell. Für dieses Modell gilt:

$$\mu_T = \rho * C_\mu \frac{k^2}{\epsilon} \quad \text{mit } C_\mu=0,09 \quad (33)$$

Bei diesem Turbulenzmodell werden auch einige Vereinfachungen getroffen. Die Normalspannungen sind in alle Raumrichtungen gleich groß. Daher werden Strömungsfelder ungenau abgebildet, wenn sich Normalspannungen stark auf den Geschwindigkeitsvektor auswirken. Dies tritt vor allem in Ablösegebieten, Rezirkulationsbereichen und bei Sekundärströmungen auf. In der Nähe von Wänden ist die Turbulenz eigentlich inhomogen und anisotrop. Beim k-ε Modell wird in Wandnähe die Turbulenz homogen und isotrop angenommen. Diese Annahmen werden durch Dämpfungsfunktionen ausgebessert, um der Realität näher zu kommen. Das k-ε Modell ist für seinen geringen Aufwand hinreichend genau und stabil. Ein großer Nachteil ist die unzureichende Behandlung von Strömungen in Wandnähe. [10] [18]

9.7.2 SST Modell

Das SST (Shear Stress Transport) Modell nach Menter vereinigt die beiden Zweigleichungsmodelle k-ε und k-ω. Das k-ω Modell inkludiert eine komplexe nichtlineare Wandfunktion und zusätzliche Dämpfungsterme, weshalb es für wandnahe Strömungen gute Lösungen liefert. Die Variable ω steht für die Wirbelfrequenz.

Das SST Modell wechselt lokal zwischen diesen zwei Modellen. In der inneren und laminaren Grenzschicht wird das $k-\omega$ Modell verwendet, außerhalb in der freien Strömung das $k-\varepsilon$ Modell. Dadurch werden die einzelnen Nachteile des $k-\varepsilon$ und $k-\omega$ Modells ausgeglichen. [20]

9.8 Ausgabeoption

Die Ausgabeoption in CFX-Pre umfasst vor allem die Option *Output Control*. In der Registerkarte *Trn Results* können einige wichtige Angaben zu den transienten Ausgabedateien getroffen werden. Jede transiente Ergebnisdatei enthält das Ergebnis für einen bestimmten Zeitschritt. Diese Dateien werden zusätzlich zum vollen Resultat am Ende der Berechnung ausgeschrieben. Außerdem können für die *Trn Results* Variablen angegeben werden, die in den Dateien enthalten sind. Die Variablen *Pressure*, *Velocity*, *Velocity in Stn Frame* und *Density* wurden für die Drehkolbenpumpe zusätzlich angegeben. Eine weitere essentielle Einstellung für die Auswertung der Ergebnisse ist die Option *Include Mesh*. Wenn diese Funktion ausgewählt wird, dann werden in die einzelnen transienten Ergebnisse die Gitterdaten inkludiert. Eine Ausgabefrequenz für die Ergebnisse wird auch definiert, da sonst bei manchen Berechnungen, abhängig von der verwendeten Winkelauflösung, bis zu 7500 einzelne transiente Dateien entstehen, die einen viel zu großen Speicherplatz benötigen. Für die Begrenzung der Ausgabedateien wird ein *Timestep Interval* festgelegt. Je nach Winkelauflösung wurden unterschiedliche Datenmengen ausgeschrieben. Zum Beispiel für eine Winkelauflösung von $0,5^\circ$ jedes 12. Ergebnis, für eine Winkelauflösung von $0,02^\circ$ nur noch jedes 120. Ergebnis.

10 Auswertung

Die Berechnungen wurden auf 3 Computern realisiert, wobei eine Maschine immer einen Betriebspunkt in voller Auslastung seiner 4 Prozessoren berechnete. Trotz dieser Rechenkapazität dauerten einige Simulationen bis zu 3 Wochen, da transiente Berechnungen je nach Einstellungen und Gittergröße sehr zeitintensiv und kompliziert sind.

Die Berechnungen erfolgten auf Rechnern mit folgendem Hardware-Setup:

HP Compaq dc 7900:

- Prozessor: Intel Core 2 Quad CPU Q9650 3.00Ghz
- Arbeitsspeicher: 8,00 GB RAM
- System: Windows Vista Business 64 Bit

Nach der Berechnung eines jeden Betriebspunktes mit ANSYS CFX erfolgt die Auswertung der Simulationsergebnisse. In Abhängigkeit von den eingestellten Anfangsbedingungen der Berechnung können nach der Auswertung die Druck- oder Massenpulsationen und die dadurch entstehenden Schwankungen des Drehmomentes und Wirkungsgrades dargestellt werden.

Die Auswertungen wurden mit Hilfe eines Excel-Programmes durchgeführt, das am Institut für Hydraulische Strömungsmaschinen verwendet wird (Original von Dr. Arno Gehrler). Bei diesem Auswertungsprogramm werden die einzelnen zu analysierenden Rechengrößen angegeben und alle transienten Ergebnisdateien werden in die Anwendung geladen. Nach dem Starten des Excel-Programmes wird im Hintergrund CFX-Post geöffnet und die eigentliche Analyse des Betriebspunktes erfolgt. In die Exceldatei werden zu jedem transienten Ergebnis die Werte der Rechengrößen eingetragen. Nach diesem Auswertungsvorgang werden Diagramme erstellt, die die Verläufe und Durchschnittswerte von Druck, Massenstrom, Moment und Wirkungsgrad aufzeigen.

Folgende Größen wurden ausgewertet:

- Massenstrom am Einlass \dot{m}_{ein} [kg/s]
- Massenstrom am Auslass \dot{m}_{aus} [kg/s]
- Druck am Einlass p_{ein} [Pa]
- Druck am Auslass p_{aus} [Pa]
- Drehmoment am Kolben 1 T_{zK1} [Nm]
- Drehmoment am Kolben 2 T_{zK2} [Nm]
- Geschwindigkeit am Einlass c_{ein} [m/s]
- Geschwindigkeit am Auslass c_{aus} [m/s]

- Fläche am Einlass A_{ein} [m²]
- Zeit, bei der die einzelnen Werte analysiert wurden $t_{\text{step,abs}}$ [s]

Mit diesen Rechengrößen wurden die Durchschnittswerte im eingeschwungenen Zustand berechnet. Bei einer numerischen Simulation müssen die Berechnungen eine bestimmte Zeit durchgeführt werden, da es wegen dem iterativen Vorgehen zu einem Einschwingen der Resultate kommt. Gleichung 34 zeigt die Berechnung des Durchschnittes am Beispiel des Massenstromes am Einlass.

$$\overline{\dot{m}_{\text{ein}}} = \frac{\sum \dot{m}_{\text{eingeschwungen}}}{\text{Anzahl der Ergebnisse im eingeschwungenen Zustand}} \quad (34)$$

Weitere Durchschnittswerte wurden für den Druck am Auslass, die Momente an Kolben 1 und 2 und den Wirkungsgrad berechnet.

Um die Berechnung mit den Messergebnissen vergleichen zu können, wurden noch einige weitere Kennzahlen berechnet.

Druckdifferenz:

$$\Delta p = p_{\text{aus}} - p_{\text{ein}} \quad (35)$$

Nutzleistung:

$$P_N = \Delta p * \frac{\dot{m}_{\text{aus}}}{\rho} = \Delta p * \dot{Q}_{\text{aus}} \quad (36)$$

Antriebsleistung der Kolben:

$$P_K = (T_{zK1} + T_{zK2}) * \frac{n * \pi}{30} \quad (37)$$

Wirkungsgrad:

$$\eta = \frac{P_N}{P_K} \quad (38)$$

Mit den Ergebnissen der Auswertung konnten Δp -Q Kennlinien erstellt werden, um die einzelnen Berechnungen untereinander, aber vor allem mit den Messungen, vergleichen zu können.

11 Ergebnisse

In diesem Abschnitt folgen die Ergebnisse und Erkenntnisse der Simulation einer Drehkolbenpumpe mit Immersed Solid. Es werden die verschiedenen Einstellungen und Veränderungen diskutiert, von der ersten Berechnung bis zum Erhalt eines optimierten Rechensetups. Mit der optimierten Konfiguration wird der Vergleichsbetriebspunkt ($n=300$ rpm; $\Delta p=3,5$ bar) berechnet und den in diesem Betriebspunkt transient fein aufgelösten Ergebnissen der Messung gegenübergestellt.

Da für die Berechnung der Drehkolbenpumpe mit der neuen Methode IMS wenig Erfahrung vorhanden ist, musste eine umfangreiche Sensitivitätsanalyse durchgeführt werden, um alle möglichen Modellversionen und Einstellungen abdecken und bewerten zu können. In Abbildung 11.1 wird die Bezeichnung der durchgeführten Rechnungen erklärt. In der Beschriftung sind alle wichtigen Daten enthalten, um die verschiedenen Simulationsergebnisse unterscheiden zu können.

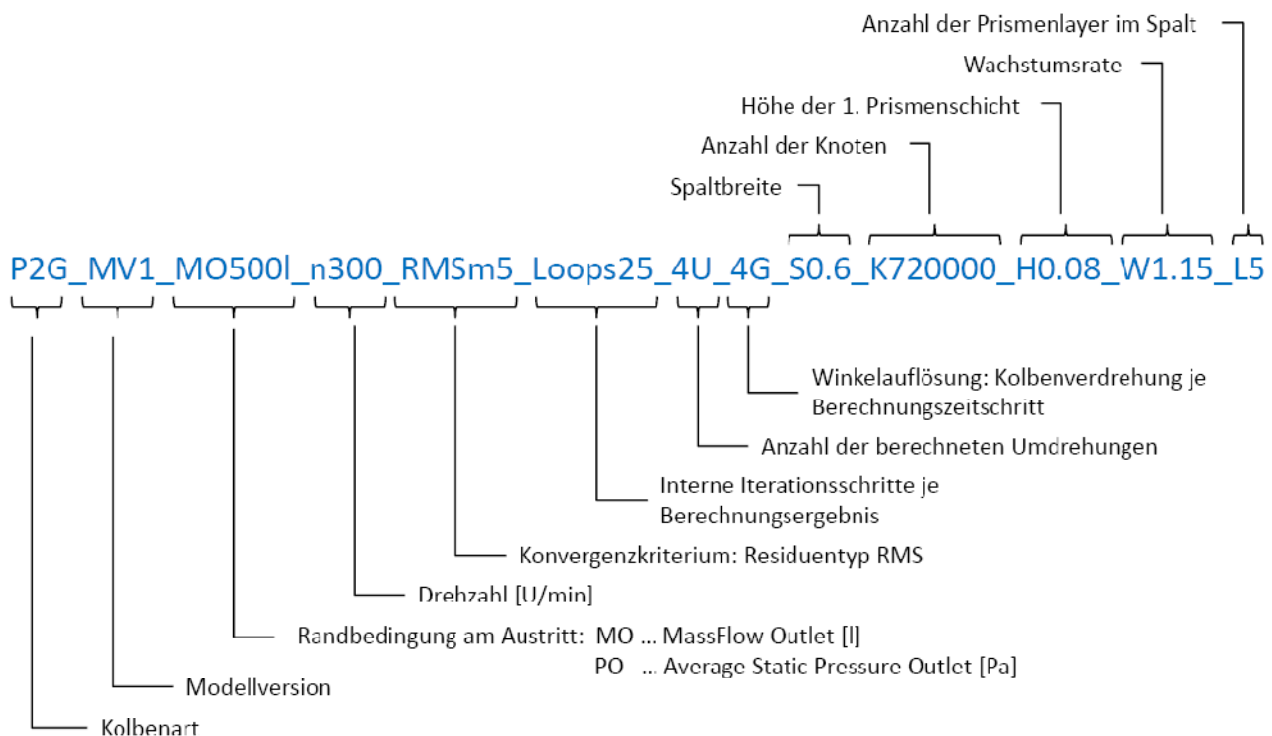


Abbildung 11.1: Bezeichnung der Simulationsergebnisse

Bei manchen Bezeichnungen stehen am Ende nach „Anzahl der Prismenlayer im Spalt“ bestimmte Sondereinstellungen, wie zum Beispiel SST für das Shear Stress Transport Turbulenzmodell.

11.1 Erste Berechnungen

Aufgrund kaum bzw. spärlich vorhandener Referenzen bezüglich der numerischen Simulation von Drehkolbenpumpen allgemein und vor allem mit der Methode Immersed Solid, mussten für die ersten Berechnungen vereinfachende Annahmen getroffen werden. Diese Berechnungen erfolgten mit der Modelversion 1 und dem Kolben P2G. Die wichtigsten Annahmen sind die Spaltbreite, die Feinheit des Gitters, das Konvergenzkriterium und eine der einflussreichsten Optionen auf die Berechnung, der Winkelauflösung.

Die Spaltbreite ist für die zu simulierende Drehkolbenpumpe sehr schwer messbar und abschätzbar, da die Kolben rundum gummiert sind. Bei der realen Pumpe ist die Kolbenspitze leicht abgeflacht, das daher kommt, dass die gummierten Kolben am Anfang kopfseitig an den Gehäusewänden anliegen und sich im Laufe des Betriebes im Gehäuse einlaufen. An der Stirnseite kann auch Abrieb an den Kolben festgestellt werden, wobei dieser nicht so groß wie an den Kopfseiten ist. Zur Vereinfachung wurde die Spaltbreite an der Kopf- und Stirnseite bei allen Berechnungen gleich groß angenommen.

Die Simulationen wurden zu Beginn mit der Modelversion 1 durchgeführt, d.h. es wurde kein Stirnspalt berücksichtigt. Für die Winkelauflösung wurde 4° eingestellt, da mit dieser Größe erfahrungsgemäß auch Kreiselpumpen und hydraulische Turbinen hinreichend genau berechnet werden. Es wurde ein Gitter mit 720.000 Knoten und 5 Lagen Prismenschichten im Spalt erstellt, um die Rechenzeit gering zu halten. Deshalb wurde dieses Gitter sehr oft für die umfangreiche Sensitivitätsanalyse verwendet.

Bei den ersten Berechnungen wurden beide Randbedingungen von Abschnitt "9.3 Randbedingungen" getestet, um einen Unterschied in der Berechnung erkennen zu können.

In Abbildung 11.2 sind die Kennlinien der zwei verschiedenen Randbedingungen dargestellt. Die grüne Linie entspricht der gemessenen Referenzkennlinie bei $n=300$ rpm, der man sich nähern sollte. Die rote Linie wurde mit den Randbedingungen 1 berechnet. Es ist auf den ersten Blick zu erkennen, dass bei einer Berechnung von 4 Punkten eine gerade Kennlinie gebildet wird. Die blaue Kennlinie stellt das Ergebnis der Berechnung mit den Randbedingungen 2 dar. Auch dies ist eine Gerade, die fast parallel in einem geringen Abstand versetzt zur Roten verläuft. Durch die zum Teil willkürlichen Annahmen sind die Kennlinien der Simulation weit von der Messung entfernt. Dieser Umstand ist im Anfangsstadium der Arbeit aber unbedeutend, da vor allem die Erkenntnis wichtig ist, dass sich bei der Simulation unterschiedlicher Betriebspunkte eine gerade Kennlinie einstellt und die Wahl der Randbedingungen keinen bzw. kaum Einfluss auf die Berechnungsergebnisse hat.

Da keine grobe Abweichung festgestellt werden konnte, wurde bei der Sensitivitätsanalyse in Kapitel 11.2 fast ausschließlich die Randbedingung 1 eingestellt:

Inlet: Static Pressure [bar]
 Outlet: Mass Flow Rate [kg/s]
 Ergebnis: Statischer Druck am Outlet [bar]

Die Entscheidung fiel vor allem deshalb für diese Bedingungen, weil die Druckpulsationen am Austritt hinsichtlich der Vergleichbarkeit zu den Messergebnissen interessanter sind als die Pulsationen der Masse.

Eine weitere wichtige Erkenntnis der ersten Berechnungen ist die leichte Streuung der berechneten Punkte auf einer geraden Kennlinie. Um eine hinreichend genaue Kennlinie darstellen zu können, müssen mindestens 3-4 Betriebspunkte berechnet werden. Diese Streuung wird in Abbildung 11.2 (rote Linie) sehr gut präsentiert. Trotz dieser bedeutenden Beobachtung werden wegen zu langer Rechenzeiten für die meisten Simulationen nur 1 oder 2 Betriebspunkte berechnet.

Bei der Durchführung der Sensitivitätsanalyse sind 2 Betriebspunkte ausreichend, da hierbei eine exakte Kennlinie nicht bedeutend ist und eine ungefähre Abschätzung genügt.

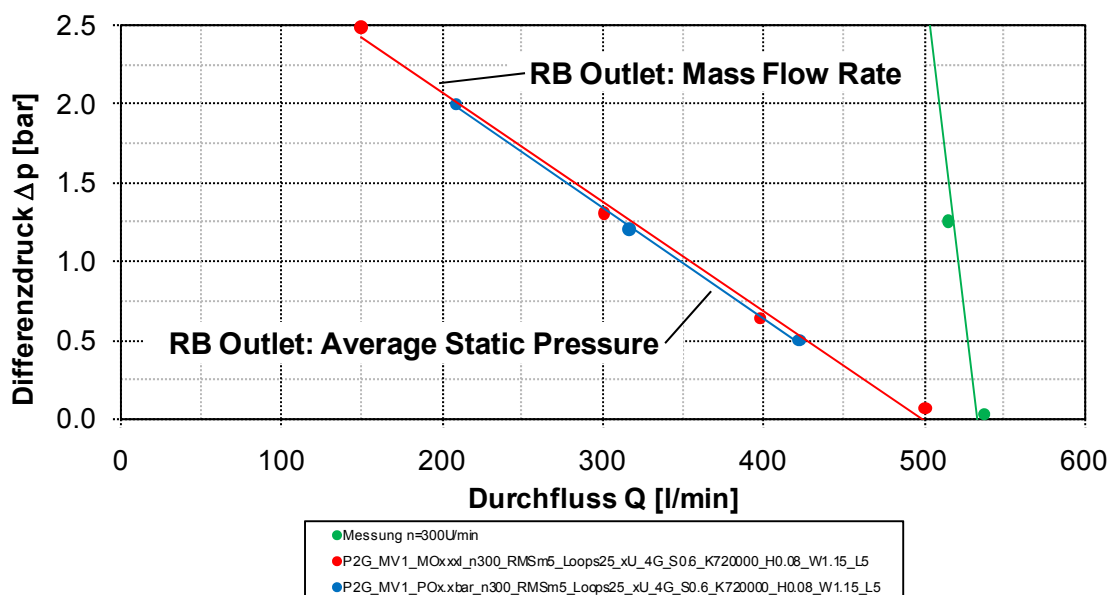


Abbildung 11.2: CFD Ergebnisse zur Analyse der 2 Randbedingungen

Eine weitere Erkenntnis der ersten Berechnungen ist der Einfluss des Konvergenzkriteriums. Die Berechnungen in Abbildung 11.2 wurden mit einem RMS Ziel von 10^{-5} und 25 internen Loops je transientem Ergebnis berechnet. 4 von 7 Simulationen wurden dann noch mit einem RMS Ziel von 10^{-4} und 15 internen Loops nachgerechnet. In Abbildung 11.3 sieht man das Ergebnis dieses Vergleiches. Der Unterschied im Konvergenzkriterium ist fast nicht zu erkennen, da die Lösungen

direkt übereinander liegen. Am besten ist die Diskrepanz zwischen der roten und lila Linie bei $Q=500$ l/min illustriert.

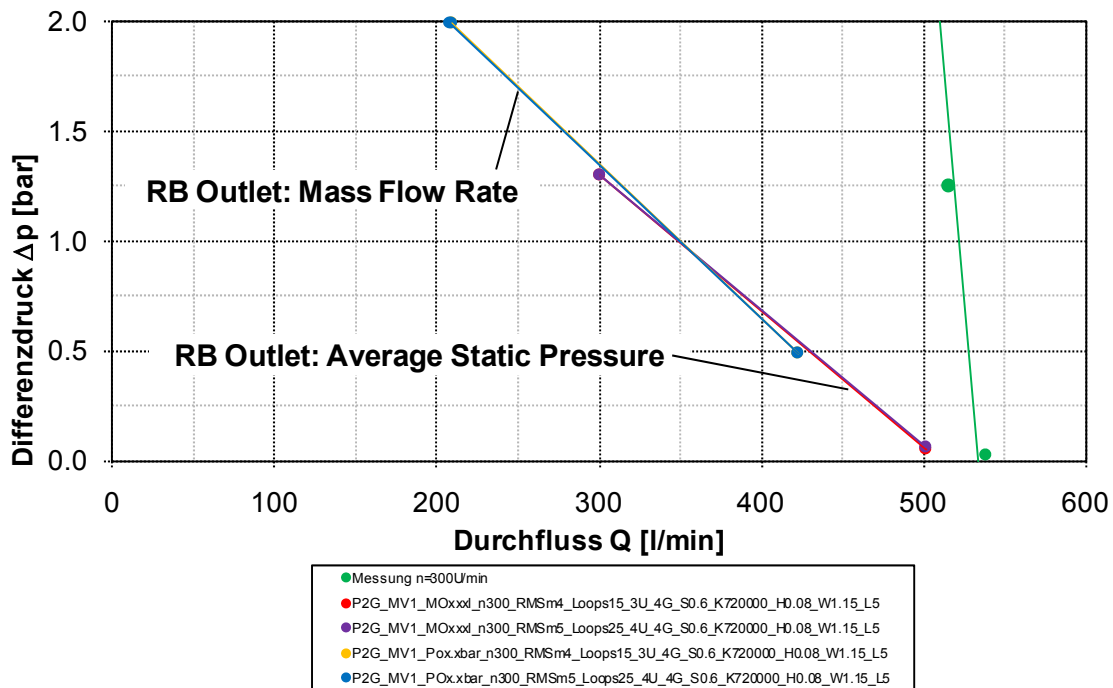


Abbildung 11.3: CFD Ergebnisse zur Analyse des Konvergenzkriteriums 1

Um die Abweichung zwischen den zwei Konvergenzkriterien besser aufzuzeigen, sind in Abbildung 11.4 die Druck und Durchflusspulsationen am Austritt für die Konvergenzeinstellungen präsentiert. Die rote (RMS: 10^{-5}) und blaue (RMS: 10^{-4}) Kurve wurde mit den Randbedingungen 1 (RB1) berechnet. Dieser Verlauf zeigt die Druckpulsationen am Austritt der Pumpe. Auch hier überlappen sich die Kurven fast immer, einzig bei den Maxima und Minima ist ein geringer Unterschied zu sehen. Beim Kennlinienverlauf mit den Randbedingungen 2 (RB2) ist die Diskrepanz zwischen den Konvergenzkriterien schon ausgeprägter, aber immer noch zu wenig, um dadurch auf grobe Simulationsfehler schließen zu können. Die Kurven mit RB2 beschreiben die Durchflusspulsationen am Austritt. Bei beiden Randbedingungen beträgt der Druck am Eintritt ca. 1 bar.

Weiters ist in dieser Abbildung die unterschiedliche Rechenzeit der einzelnen Simulationen zu erkennen. Bei den ersten Berechnungen war der Einschwingvorgang noch nicht bekannt, weshalb in Abbildung 11.4 Verläufe mit 2 Umdrehungen (blau), 3 Umdrehungen (gelb) und 4 Umdrehungen (rot und grün) dargestellt sind. Für eine Winkelauflösung bis 1° müssen erfahrungsgemäß 3 Umdrehungen für das Erreichen eines eingeschwungenen Zustandes berechnet werden. Ab einer Winkelauflösung von $<1^\circ$ sind 2 Umdrehungen oder sogar nur eine Umdrehung ausreichend.

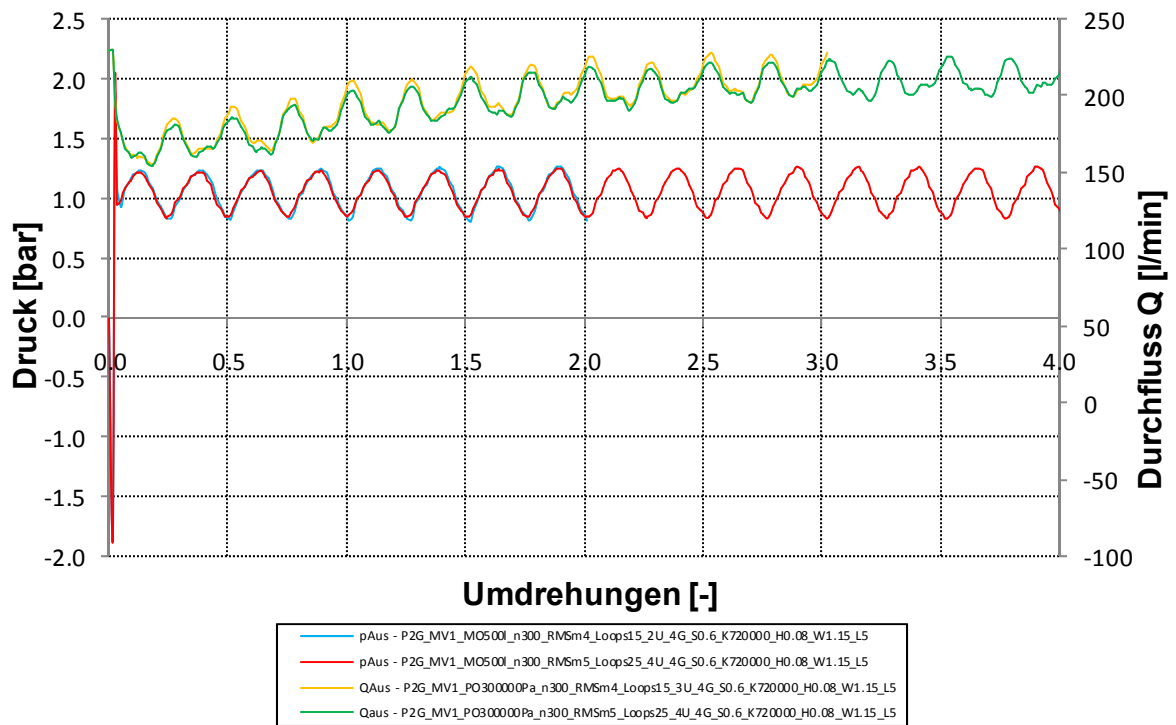


Abbildung 11.4: CFD Ergebnisse zur Analyse des Konvergenzkriteriums 2

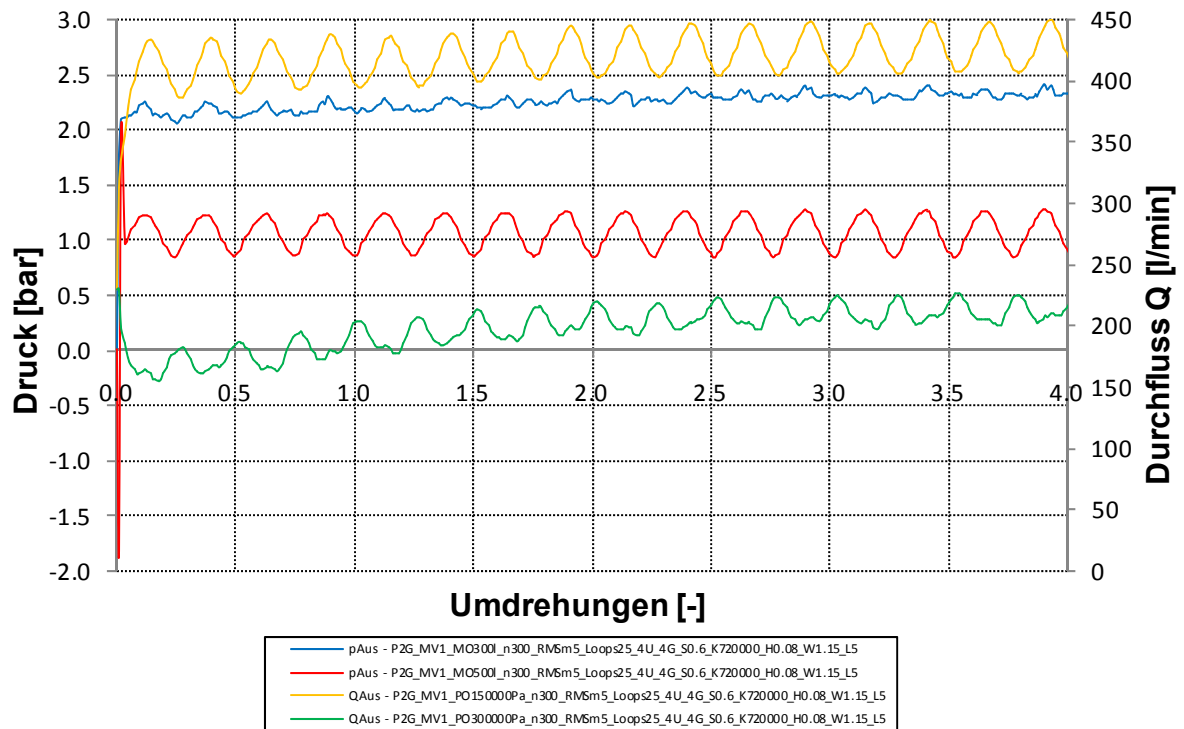


Abbildung 11.5: CFD Ergebnisse zum Einschwingverhalten bei verschiedenen Anfangsbedingungen

In Abbildung 11.5 wird der Einschwingvorgang für verschiedene Randbedingungen erläutert. Der rote und blaue Verlauf gilt wieder für RB1, der Gelbe und Grüne für RB2. Bei kleinen Druckdifferenzen (rot und gelb) ist die Simulation schneller eingeschwingen als bei Großen. Jedoch kommt es bei Druckdifferenzen, die gegen 0 bar tendieren, zu einem ungewöhnlichen Aufschaukeln des Wirkungsgradverlaufes. Wenn die Simulation für höhere Druckdifferenzen durchgeführt wird (blau und grün), dann dauert der Einschwingvorgang länger und die Simulation läuft weniger stabil. In diesem Fall können die Pulsationen nur schwer in den Verläufen erkannt werden. Aufgrund des Stabilitätsproblems wurde zum Beispiel eine Berechnung mit $p_{\text{aus}}=4$ bar abgebrochen. Dieses Stabilitätsproblem wird in Kapitel 11.2 näher betrachtet, jedoch kann schon jetzt darauf hingewiesen werden, dass bei einer Verkleinerung der Winkelauflösung die Stabilität der Simulation zunimmt.

Abschließend kann festgehalten werden, dass der Unterschied zwischen den zwei Randbedingungen sowie zwischen den Konvergenzkriterien sehr gering ist. Um die Rechenzeit zu verkürzen, werden die nächsten Berechnungen fast ausschließlich mit einem RMS Ziel von 10^{-4} und 15 internen Loops simuliert. Jedoch müssen wegen dem Einschwingen der Lösung je nach Winkelauflösung bis zu 5 Umdrehungen berechnet werden. Aufgrund des Interesses an den Austrittsdruckschwankungen wird mit RB1 weitergerechnet.

11.2 Sensitivitätsanalyse

Nachdem bei den ersten Berechnungen sehr viele offene Fragen zur Gitterfeinheit und den Einstellungen in ANSYS Pre entstanden sind, wird in diesem Abschnitt eine umfangreiche Analyse der einzelnen Optionen durchgeführt. Das Ziel dieser Analyse ist die Festlegung eines optimalen Rechensetups, um den Vergleichsbetriebspunkt der Messung nachrechnen zu können.

Die intensive Studie wird für die Modellversionen 1-4 mit dem Drehkolben P2G durchgeführt und umfasst vor allem folgende 4 Punkte:

- Gitterfeinheit
- Größe der Spalte
- Winkelauflösung
- Anzahl der Grenzschichten im Spalt

Des Weiteren werden die dabei erforschten Einstellungen für Berechnungen mit den Kolben P3G und P3S eingesetzt. Einige Simulationen mit dem vereinfachten „2,5D“ Modell werden auch durchgeführt.

11.2.1 Gitterfeinheit

Bei den ersten Berechnungen wurde ein Gitter mit 720.000 Knoten verwendet. Damit der Einfluss der Gitterfeinheit auf die Genauigkeit der Rechnung festgestellt werden kann, wurden bei den gleichen Betriebspunkten mit den identen Einstellungen in ANSYS-Pre zwei weitere unterschiedliche Gitter berechnet. Ein feineres Netz mit 1.352.000 Knoten und ein Gröberes mit 498.000 Knoten. Das Ergebnis dieser Simulation ist in Abbildung 11.6 dargestellt. Je feiner das Gitter, desto höher der Druck bei abnehmendem Durchfluss. Bei einer Druckdifferenz gegen 0 bar sind die Diskrepanzen minimal.

Bei einem Durchfluss von 300 l/min steigt der erreichte Differenzdruck vom groben Gitter zum Mittleren um 30%, und der Unterschied zum feinen Netz beträgt 77%. Da die reale Pumpenkennlinie in einem Bereich von ca. 450 – 550 l/min abgebildet ist, kann die Auswirkung der Netzverfeinerung für diesen Bereich als viel geringer angenommen werden.

In diesem Diagramm muss auch berücksichtigt werden, dass die Berechnungen mit der Modellversion 1 realisiert wurden. Wenn man einen Stirnspalt berücksichtigt, dann sinken die Drücke ab. Jedoch steigen bei abnehmender Spaltweite die Druckdifferenzen wieder an, da diese Simulationen mit einer relativ großen Spaltbreite von 0,6 mm ausgeführt wurden.

Auf eine weitere Netzverfeinerung wurde aufgrund zu langer Rechenzeiten verzichtet.

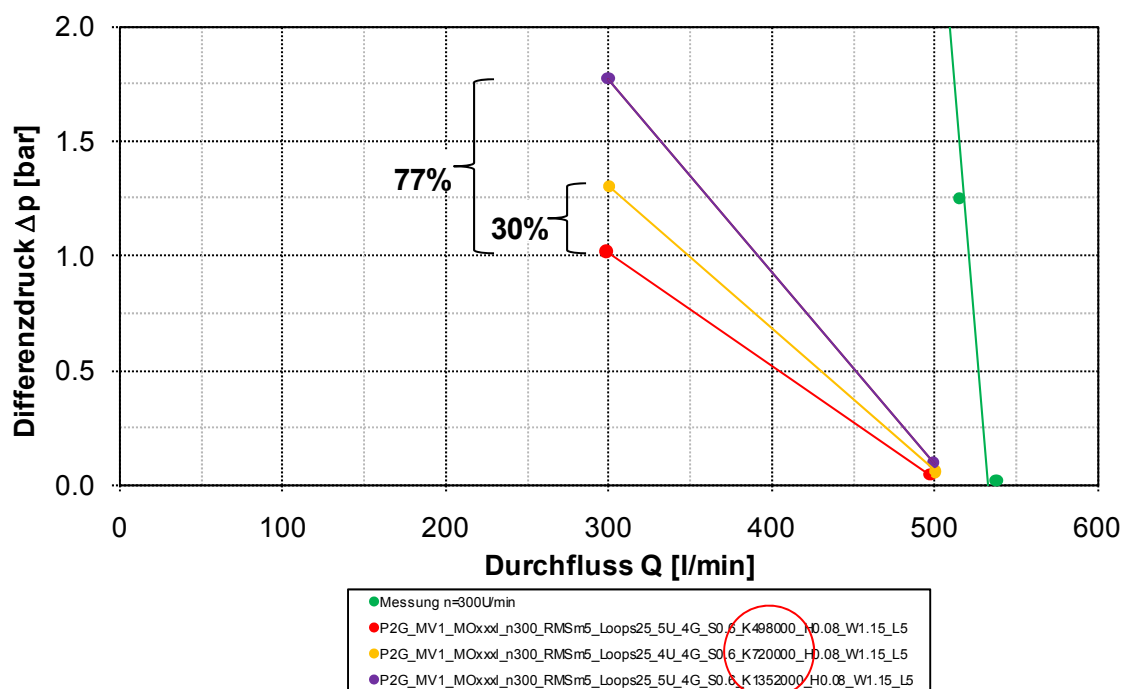


Abbildung 11.6: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Gitterfeinheit

11.2.2 Größe der Spalte

Der Einfluss der Spaltgröße wird in Abbildung 11.7 erläutert. Dabei wurden 3 Kennlinien mit dem gleichen Gitter und der fast gleichen Konfiguration in ANSYS-Pre berechnet. Sie unterscheiden sich nur in der Spaltbreite, die in ANSYS-Pre verändert wurde. Von der ersten Linie mit einem Spalt von 0,6 mm (rot), über die blaue Linie mit 0,4 mm bis zu einem für die Baugröße der Pumpe schon kleinen Spalt von 0,2 mm (gelb) ist ein Ansteigen des Neigungswinkels der Kennlinie sehr gut zu beobachten. Das heißt, je kleiner die Spaltbreite, desto geringer die volumetrischen Verluste. Durch ein Verkleinern der Spaltbreite um 0,2 mm wird der Durchfluss um 7% erhöht, bei einer weiteren Verkleinerung um 0,2 mm um 13% im Verhältnis zur Ausgangsgröße von 0,6 mm. Die Prozent-Angaben beziehen sich auf einen Differenzdruck von 1,3 bar.

Das Netz wurde in den Kopfspalten nicht angepasst, wodurch die Anzahl der Prismenlayer in den Spalten kontinuierlich abnimmt. Die Anzahl der Randschichten in den Spalten hat aber einen großen Einfluss auf die Leckage und wird deshalb in Unterkapitel 12.2.3 gesondert behandelt.

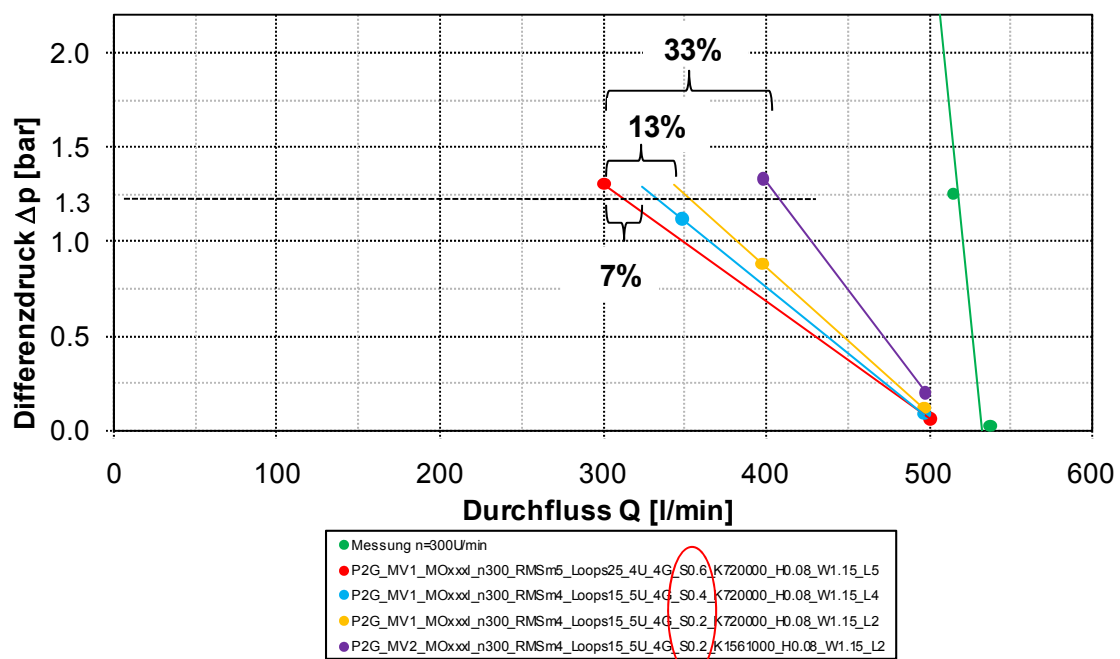


Abbildung 11.7: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Spaltbreite

Die rote, blaue und gelbe Kennlinie wurde ohne Stirnspalt berechnet. Für einen Vergleich mit einem Modell mit Stirnspalt ist die lila Kennlinie eingezeichnet. Die Größe des Stirn- und Kopfspaltes beträgt 0,2 mm und die Knotenanzahl wurde auch erhöht, um den Einfluss der Gitterfeinheit noch einmal zu demonstrieren. Die Auswirkungen dieser Veränderungen auf das Ergebnis sind äußerst groß, zumal der Durchfluss um 33% steigt. Aber auch bei diesem Resultat muss beachtet werden, dass nur zwei Layer im Spalt liegen und dadurch die Strömung im Spalt nicht genau abgebildet wird. Werden mehr als 5 Prismenschichten in einem 0,2 mm breiten Spalt

berücksichtigt, dann wird sich die Knotenanzahl Richtung 2 Mio. bewegen, da die Prismen sehr schmal sein müssen, und der Übergang auf die größeren Tetraeder kontinuierlich erfolgen muss (siehe Qualitätskriterien *Expansion Faktor* und *Aspect Ratio*). Das bedeutet, dass ein Kompromiss zwischen dem realen Spalt und einer zeitlich berechenbaren Lösung gefunden werden muss.

Einen weiteren sehr interessanten Zusammenhang zwischen der Spaltbreite und dem Druckverlauf kann man Abbildung 11.8 entnehmen. Die blaue Kennlinie zeigt den statischen Druck am Auslass der Pumpe bei der extrem feinen Berechnung mit einer Winkelauflösung von $0,02^\circ$. Für diese Simulation wurde der Stirnspalt nicht berücksichtigt. Der Kopfspalt zwischen Kolben und Gehäuse verläuft über den gesamten Eingriff der Kolben konstant mit $0,6\text{ mm}$. Aufgrund der Kolbengeometrie ändert sich jedoch der Flankenspalt sehr stark (grüner Verlauf). Der Einfluss des Öffnens und Schließens des Flankenspaltes auf den Druckverlauf wird hier äußerst gut dargestellt. Je feiner die WA, desto besser wird das Öffnen und Schließen des Flankenspaltes abgebildet und desto realistischer wird der berechnete Druckverlauf am Pumpenaustritt.

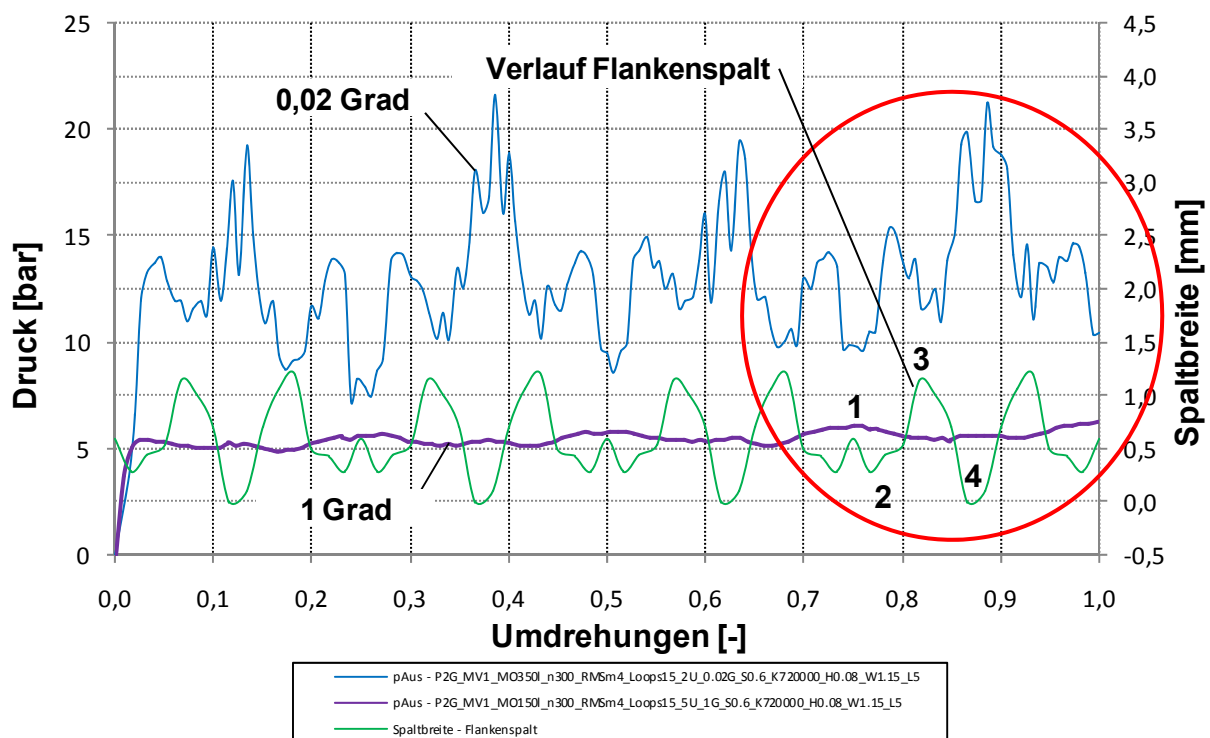


Abbildung 11.8: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses des Flankenspaltes

In Abbildung 11.9 sind die zu dem Diagramm passenden Kolbenstellungen mit den daraus folgenden Druckkonturen zu sehen. Stehen die zwei Kolben normal zueinander, dann weist der Flankenspalt eine Größe von $0,6\text{ mm}$ auf (1). Der Druck am Auslass ist auf seinem niedrigsten Niveau. Die Spaltbreite nimmt danach kurzfristig ab (2), und der Druck steigt an. Vergrößert sich der Spalt auf sein Maximum von ca. $1,2\text{ mm}$ (3), so sinkt der Druck fast auf seine Ausgangshöhe

zurück. Der Druck fällt bei einer doppelten Spaltbreite nicht stärker ab als in der Ausgangsposition, da die Kanten der Kolben bei dieser Stellung die Strömung behindern und deshalb die volumetrischen Verluste sinken. Der größte Druckaufbau wird in Position 4 erreicht. Die Förderkammer ist offen und der Flankenspalt ist fast geschlossen. Bei dieser Kolbenstellung treten die geringsten Rückströmverluste auf, da die Kolben sehr gut abdichten. Der Druck am Auslass in Abbildung 11.9 Position 4 erreicht nicht das Maximum von ca. 22 bar, wie im obigen Diagramm dargestellt, da nicht jedes einzelne Simulationsergebnis gespeichert werden konnte, und sich deshalb Ungenauigkeiten in der Auswertung ergeben. Bei der Winkelauflösung von $0,02^\circ$ wurde nur jedes 120 Ergebnis gespeichert. Trotzdem ist eine solch feine Berechnung notwendig, da die Kennlinien viel genauer aufgelöst werden.

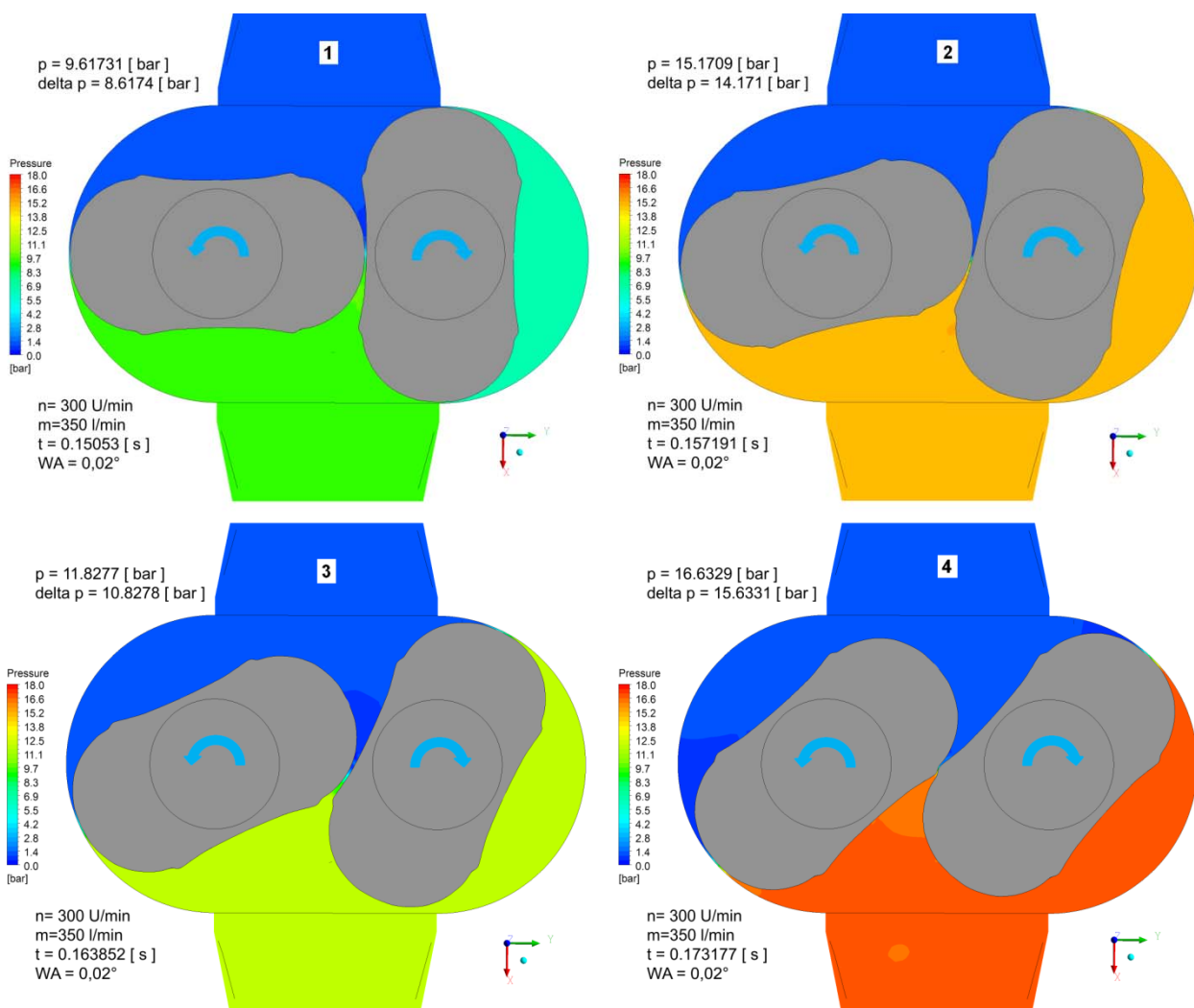


Abbildung 11.9: CFD Druckkonturen für Zusammenhang Druckverlauf - Spaltbreite

Die realen Kolben sind an ihren Spitzen abgeflacht, was darauf schließen lässt, dass sie neuwertig ein Übermaß aufweisen. Nach einer gewissen Einsatzzeit sollte sich aber ein Spalt einstellen, der zwischen 0,2 – 0,6 mm liegen kann. Bei der Simulation des Referenzpunktes wurde ein 0,4 mm

breiter Spalt angenommen, da für eine relativ genaue Strömungsabbildung im Spalt genügend Prismenlayer Platz finden und diese Spaltweite bei einer realen Pumpe nicht unrealistisch erscheint.

11.2.3 Anzahl der Grenzschichten im Spalt

Die Kolben der Pumpe verfügen über einen Durchmesser von 160 mm. Auf dieses Maß bezogen ist die für die Simulation angenommene Spaltweite von 0,4 mm zwischen Kolben und Gehäuse sehr gering. Bei einer Drehkolbenpumpe ist der Einfluss der Spalte auf den Wirkungsgrad und das Förderverhalten essentiell, weshalb die Wirkung der Grenzschichtenanzahl im Spalt analysiert werden soll.

Für diese Untersuchung wurde ein Gitter verwendet, bei dem 5 ganze Schichten Prismenlayer im Spalt liegen. Meist gibt es noch 2 weitere Schichten für eine Überlappung mit dem Kolben. Bei 3 weiteren Simulationen mit den gleichen Einstellungen in ANSYS-Pre wurde die Anzahl der Layer jeweils um 2 erhöht, damit die Auswirkungen der Prismenlayer auf die Spaltströmung überprüft werden können. Die Winkelauflösung bei diesen 4 Berechnungen beträgt 1° (blaue Punkte) bzw. 0,5° (rote Punkte).

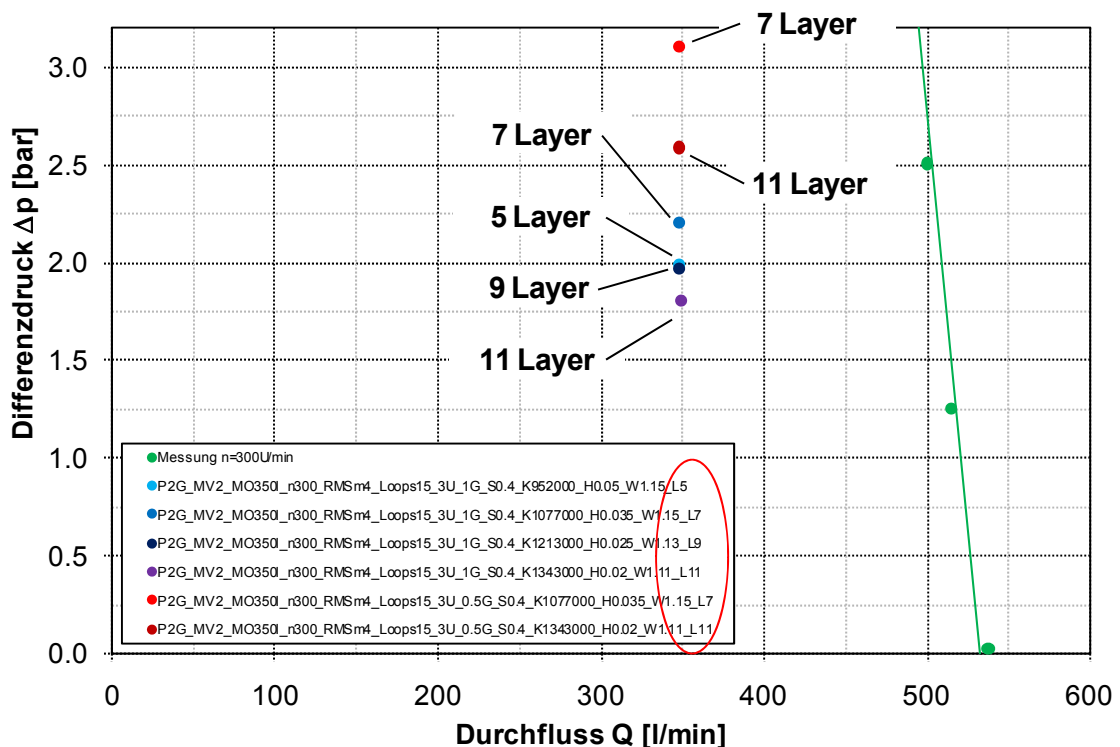


Abbildung 11.10: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Grenzschichtenanzahl im Spalt

In Abbildung 11.10 sind die Ergebnisse dieser Analyse dargestellt. Bei 5 Layern (hellblau) ergibt die Berechnung einen Differenzdruck von 2 bar bei Q=350 l/min. Eine Erhöhung der Anzahl auf 7

(blau) bewirkt ein Ansteigen des Differenzdruckes auf ca. 2,2 bar. Jedoch fällt der Druck bei einer Erhöhung auf 9 (dunkelblau) bzw. 11 (lila) wieder ab. Dies wurde auch dadurch bestätigt, indem die Berechnungen mit 7 (rot) und 11 (dunkelrot) Prismenschichten bei einer Winkelauflösung von $0,5^\circ$ durchgeführt wurden. Eine Erklärung für dieses Phänomen ist schwer zu finden, da die Methode Immersed Solid neu ist, und es noch wenig Erfahrung mit diesen Simulationen gibt. Ein Grund könnte die nicht vorhandene Wandhaftbedingung an den Kolben sein auf welche später noch detailliert eingegangen wird. Dies wird in Abbildung 11.12 graphisch dargestellt. Die ersten 3 Bilder zeigen die Geschwindigkeitskontur des Kopfspaltes mit 5, 7 und 9 Prismenschichten. Rechts ist der theoretische Verlauf abgebildet. In diesem Spalt überwiegt die Druckströmung (b), da die Schleppströmung (a) zu schwach ausgeprägt ist. Das heißt, dass die Fluidteilchen, die direkt am Kolben anliegen, nicht die Umfangsgeschwindigkeit des Kolbens annehmen und es bildet sich keine Couette Strömung (a) aus. Eine, wie in der Theorie hergeleitete, Druck-Schlepp-Strömung kann Immersed Solid daher gar nicht berechnen. Bei steigendem Differenzdruck wird die Schleppströmung im Vergleich zur Druckströmung jedoch vernachlässigbar klein, wodurch sich das Geschwindigkeitsprofil der Spaltströmung bei der Berechnung mit der Methode IMS zunehmend dem der Theorie annähert. Dies ist in Abbildung 11.11 ersichtlich.

Außerdem erkennt man, dass die Geschwindigkeit im Spalt bei einem Gitter mit 7 Layern am niedrigsten ist. Daraus folgt, dass der Druckverlust bei diesem Gitter am Kleinsten ist und deshalb die größte Druckerhöhung in Abbildung 11.10 aufweist.

Beim Flankenspalt in Abbildung 11.12 (unten) kann eine Druck-Schlepp-Strömung abgebildet werden, jedoch gilt diese nur für zwei normal zueinander stehende Kolben, wie in Abbildung 11.12. Für andere Kolbenpositionen müsste der Netzbereich um und in dem Flankenspalt extrem fein aufgelöst werden. Aber auch dann ist eine reale Spaltberechnung mit IMS nicht sicher gewährleistet, da die Kolben keine Wandhaftbedingung besitzen.

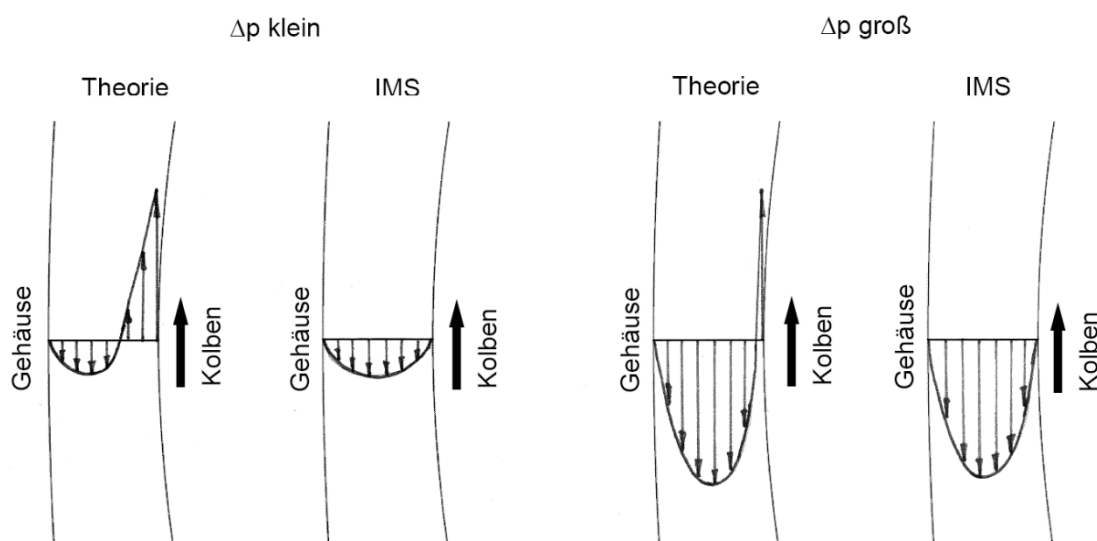


Abbildung 11.11: Vergleich der Spaltströmung Theorie - IMS

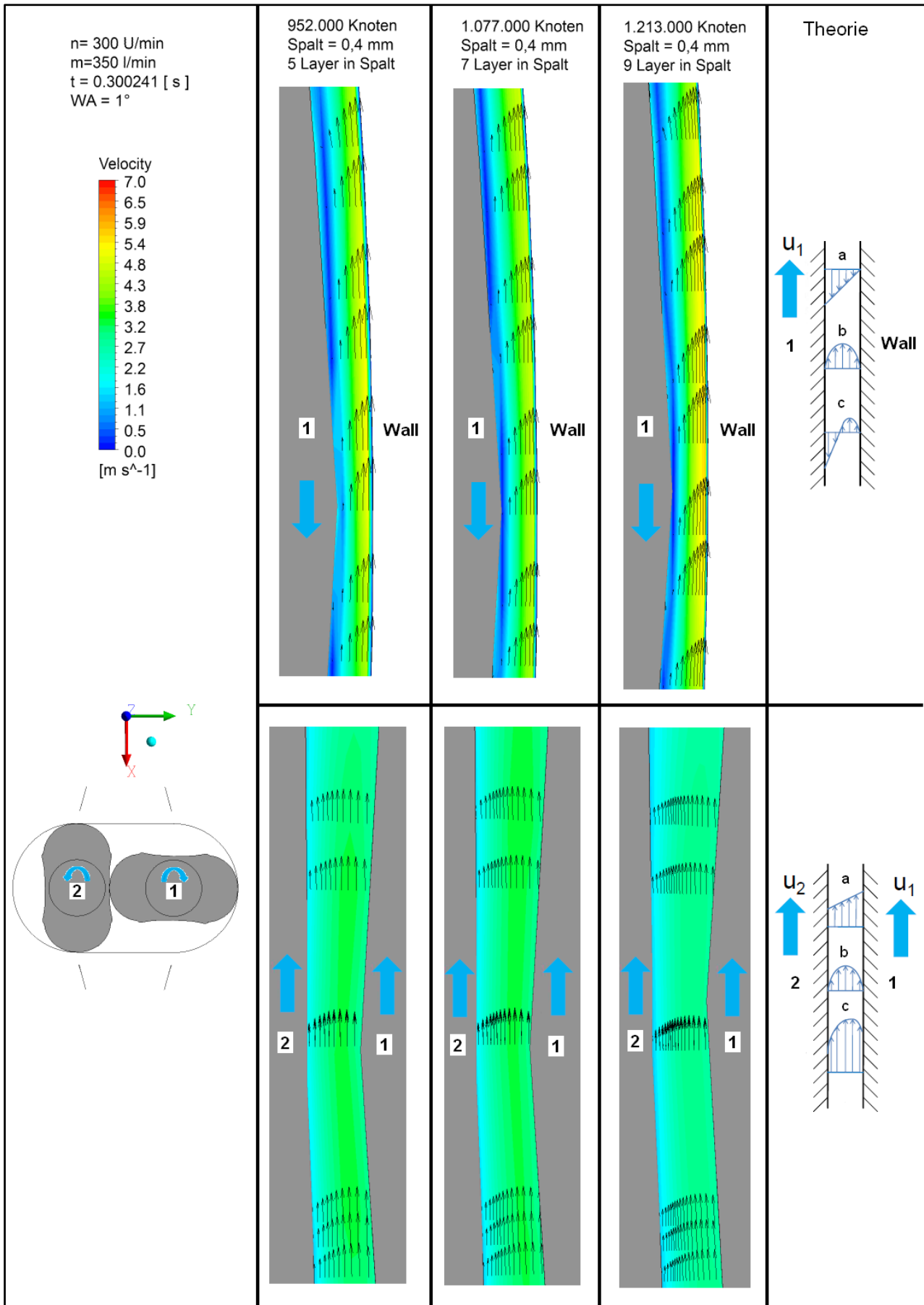


Abbildung 11.12: CFD Geschwindigkeitskonturen der Spaltströmung

11.2.4 Winkelauflösung

Eine sehr große Auswirkung auf die Ergebnisse der Simulation einer Drehkolbenpumpe hat die Kolbenverdrehung je Berechnungszeitschritt. Aus dem Winkel der Kolbenverdrehung ergibt sich in Abhängigkeit von der Drehzahl der Zeitschritt zwischen zwei Berechnungen. Bei einem gleichbleibenden Gitter wurden die Zeitschritte kontinuierlich verkleinert, um den Einfluss der Winkelauflösung auf die Berechnung zu erhalten. In Abbildung 11.13 sind Kennlinien und einzelne Simulationsergebnisse bei unterschiedlichen Kolbenverdrehungen dargestellt. Je kleiner der Winkel wird, desto größer und stärker steigt der Druck auf der Druckseite an.

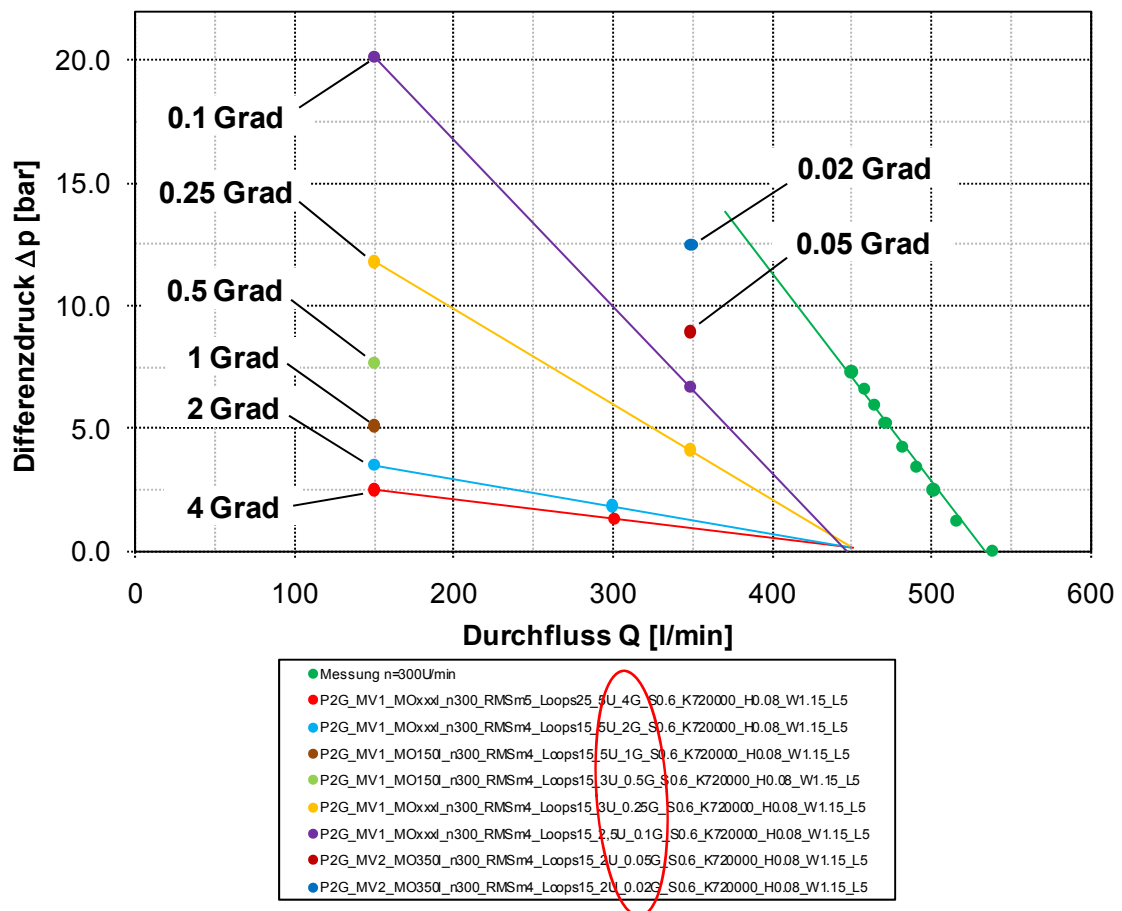


Abbildung 11.13: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Winkelauflösung 1

Da die 4 Kennlinien 4°, 2°, 0,25° und 0,1° bei ca. 0 bar Differenzdruck im Bereich von 440 – 480 l/min zusammenfallen, kann vermutet werden, dass auch die Kennlinien der einzelnen Betriebspunkte (1°, 0,5°, 0,05°, und 0,02°) in diesem Bereich ihren Nullpunkt haben. Die lila Kennlinie für 0,1° verläuft fast parallel zur gemessenen grünen Linie. Alle Anderen haben einen steileren oder flacheren Verlauf. Hier muss auch wieder berücksichtigt werden, dass für eine präzisere Kennlinie mindestens 3 Betriebspunkte notwendig sind.

In Abbildung 11.14 sind die Druckverläufe der 6 Betriebspunkte bei 150 l/min dargestellt. In diesem Diagramm sind einige interessante Zusammenhänge zu sehen. Erstens kann wieder der

Druckanstieg bei abnehmender Winkelauflösung beobachtet werden. Gleichzeitig mit diesem Druckanstieg nehmen die Pulsationen zu. Sind die Druckpulsationen bei den Winkelauflösungen 4° und 2° kaum zu erkennen, so gibt es bei der 0,1° Kennlinie schon sehr starke Druckschwankungen von bis zu 6 bar Unterschied zwischen den Minima und Maxima.

Der Übergang von einer sinusförmigen Schwingung (WA=4° bzw. 2°) zu einem detaillierten Verlauf, der den Einfluss der Spaltgeometrie genau abbildet, kann ebenfalls in diesem Diagramm gezeigt werden. Zu dieser Erkenntnis passen auch die Erläuterungen von Abbildung 11.8. Der Vorteil von kleinen Zeitschritten liegt also nicht nur in der genaueren Berechnung und der daraus folgenden feineren Auflösung der Drücke und Strömungen, sondern auch in der Drucksteigerung, wodurch die numerische Simulation der Messung näher kommt.

Es müssen prinzipiell mehr als 2 Umdrehungen berechnet werden, da die numerische Simulation mindestens eine Umdrehung für den Einschwingvorgang der Berechnungen benötigt.

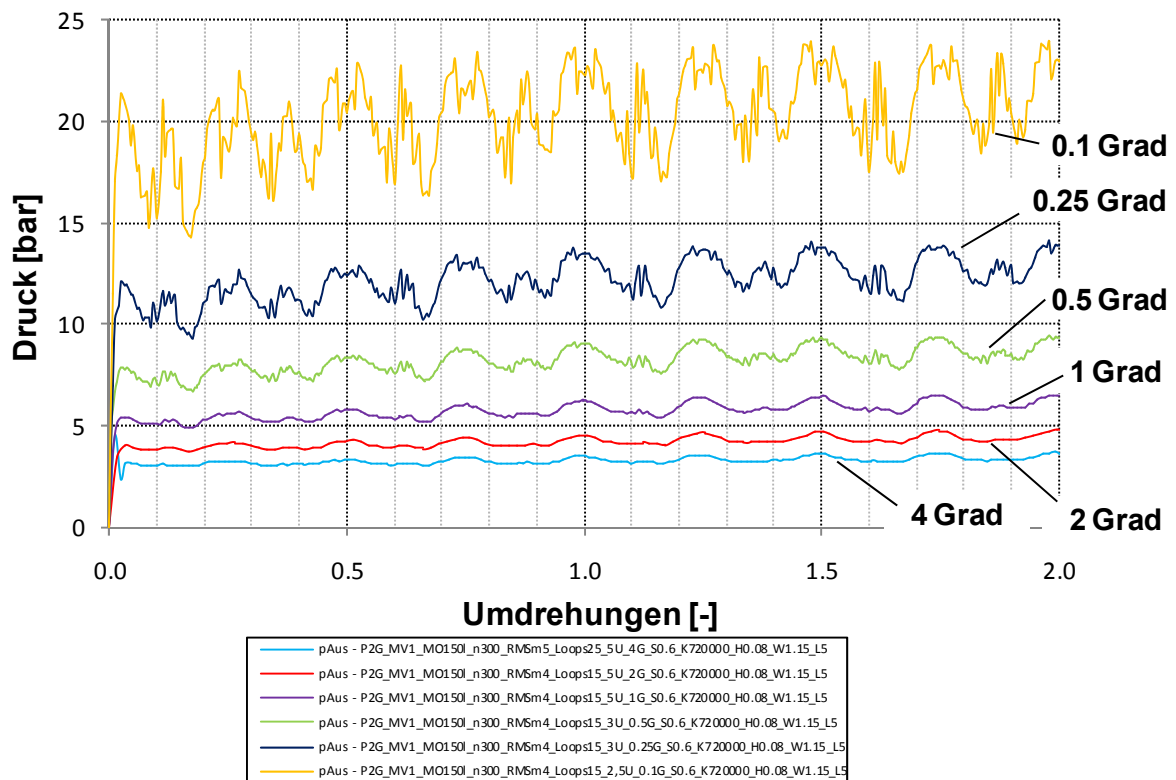


Abbildung 11.14: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Winkelauflösung 2

Wie schon in Abschnitt 9.6 "Solvereinstellungen" erklärt, muss bei transienten Berechnungen die Courant Zahl möglichst klein gehalten werden, um exakte Berechnungsergebnisse zu erhalten. Dies erklärt auch, warum eine Verfeinerung der WA zu genaueren Simulationsergebnissen führt. Abbildung 11.15 zeigt den Zusammenhang zwischen der Courant Zahl und der Winkelauflösung. Bei stetig kleiner werdender Winkelauflösung nimmt die Courant Zahl linear ab. Je kleiner die Kolbenverdrehung je Berechnungszeitschritt wird, desto mehr Berechnungen müssen aber für eine

Umdrehung durchgeführt werden. Die Beziehung zwischen der Rechenzeit für eine Umdrehung und der Winkelauflösung wird mit der blauen Kurve in Abbildung 11.15 erklärt. Die Rechenzeit nimmt dabei potenziell zu. Wenn nun noch ein feineres Gitter mit Stirnspalt sowie eine genauere Spaltauflösung verwendet wird, dann sind Simulationen mit einer Winkelauflösung von $< 0,1^\circ$ kaum durchführbar, da dies den zeitlichen Rahmen sprengen würde.

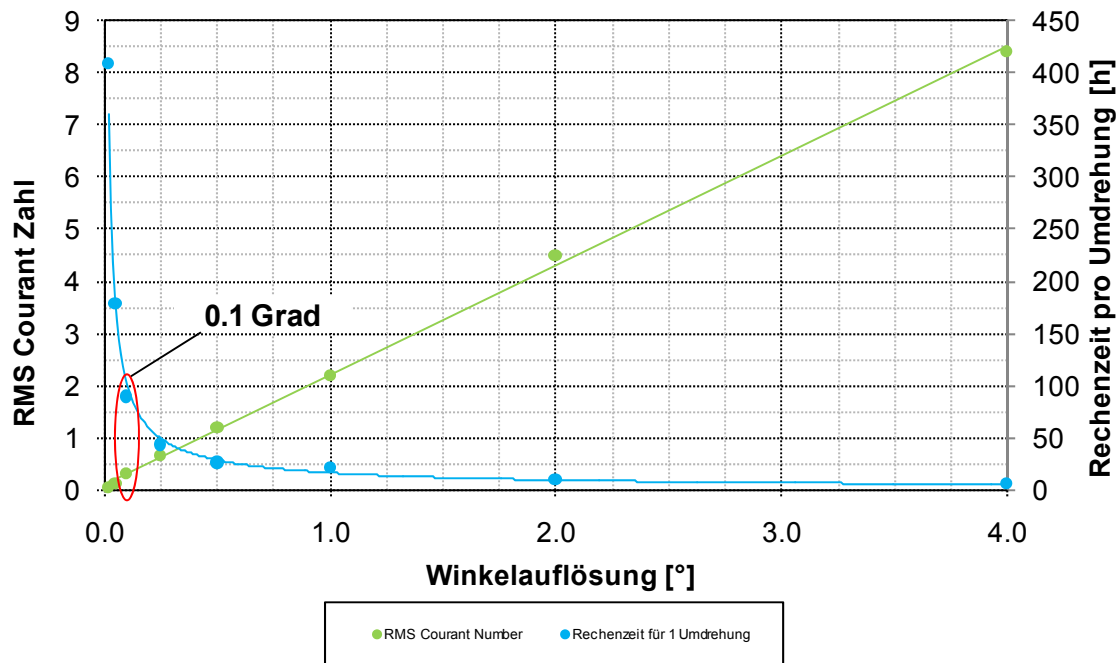


Abbildung 11.15: Analyse der RMS Zahl und Rechenzeit

Für das optimierte Rechensetup wird eine Winkelauflösung von $0,1^\circ$ verwendet, weil diese Einstellung einen guten Kompromiss zwischen Genauigkeit und Rechendauer liefert. Außerdem ist der Verlauf der $0,1^\circ$ Kennlinie fast parallel zur gemessenen grünen Linie. Ein Nachteil von kleinen Zeitschritten ist, dass die Druckpulsationen vermutlich zu groß berechnet werden. Dieser Umstand ist auch in Abbildung 11.27 ersichtlich, bei dem die Pulsationen der Referenzsimulation mit denen der Messung verglichen werden.

11.2.5 Simulation mit „2,5D“ Modell und Drehkolben P2G

Die letzten Berechnungen haben sehr viele interessante Erkenntnisse über die Anwendung der Immersed Solid Methode erbracht. Deshalb wurde noch eine neue Modellversion 5 eingeführt. Der Aufbau dieser Variante wird in Abschnitt 7.2 „Aufbau des Fluidbereiches“ erläutert.

Mit dieser Version wurde der Einfluss einer extremen Gitterverfeinerung an bestimmten Stellen getestet, da diese Modellvariante in ihrer Höhe nur ungefähr einem Viertel des ursprünglichen Modells entspricht, und so auch bei einer feinen Gitterauflösung die Knotenanzahl von 1 Mio. nicht übersteigt. Damit verbleibt die Simulationszeit in einem annehmbaren Rahmen. In Abbildung 11.16 ist ein beispielhaftes Gitter dargestellt.

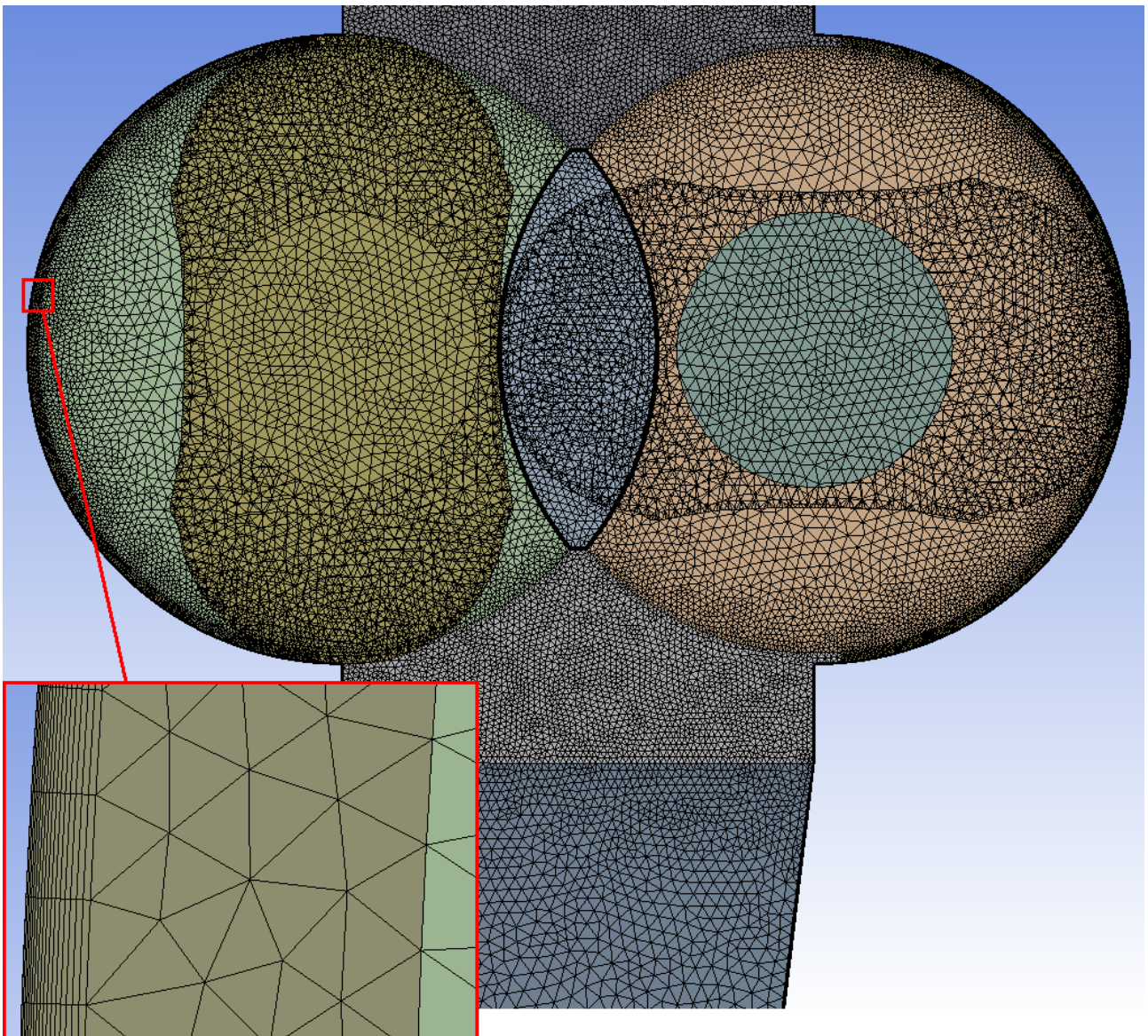


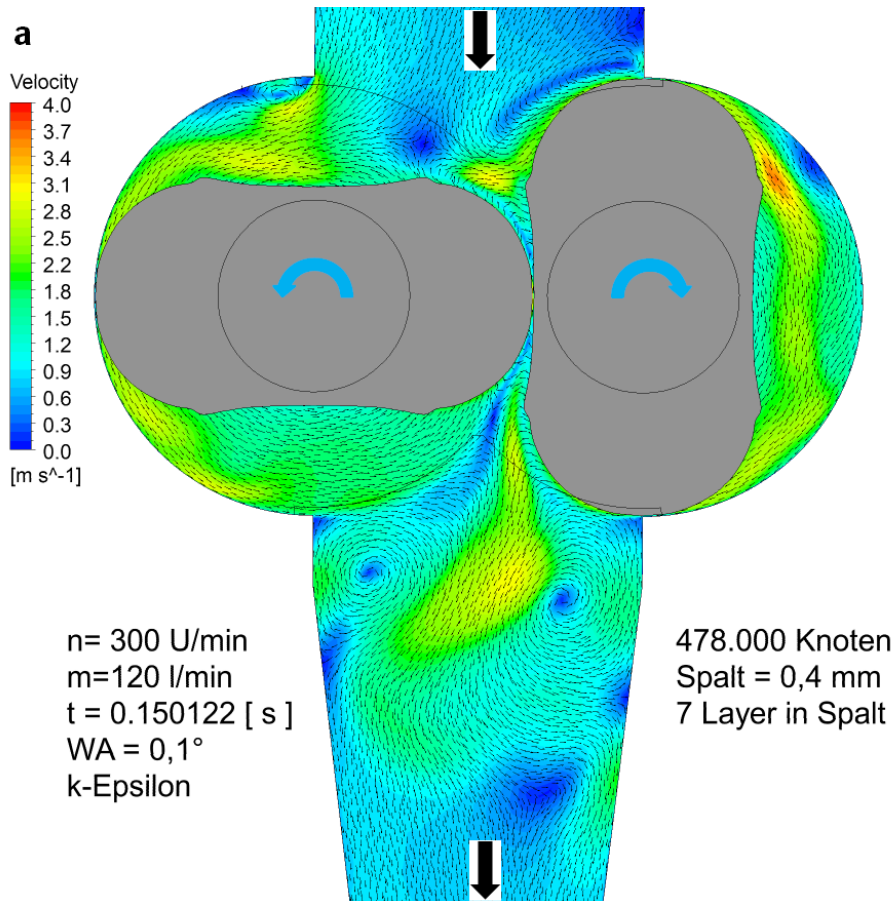
Abbildung 11.16: Rechengitter von Modellversion 5

Ein einfaches Netz besteht aus 478.000 Knoten und 7 Prismenschichten im Spalt. Ausgehend von diesem Gitter wurden 2 weitere erzeugt. Das erste ist in Abbildung 11.16 visualisiert. Bei diesem

Gitter wurden in einen 0,4 mm breiten Spalt 15 Layer gelegt. Die restlichen Bereiche des Netzes sind gleich aufgebaut wie das Gitter mit 478.000 Knoten, das auf den Erkenntnissen der vorhergehenden Analysen beruht. Das Gitter besteht aus ca. 843.000 Knoten. Bei einem zweiten Netz wurden nur 7 Prismenschichten im Spalt realisiert, aber dafür wurden der Einlass- und Auslassbereich, sowie der Bereich um den Flankenspalt sehr viel feiner aufgelöst. Dieses Netz besitzt 929.000 Knoten. Wichtige Ergebnisse dieser Netzverfeinerungen sind in Abbildung 11.17 und Abbildung 11.18 zu sehen.

In Abbildung 11.17 sind die verschiedenen Strömungskonturen dargestellt. Es sind im gesamten Fluidbereich keine groben Unterschiede bei den verschiedenen Netzen zu erkennen. Die Wirbelbildung am Austritt aus dem Pumpenarbeitsraum ist bei allen 3 Berechnungen gleich, selbst eine Verfeinerung in diesem Bereich (Bild b) ändert nicht viel gegenüber der Ausgangsvariante (Bild a). Die Strömung im Förderraum ist ebenfalls bei allen Varianten vergleichbar. Die näherungsweise koaxiale Strömung im Kolbenbereich ist wieder auf den Berechnungsansatz der Methode IMS zurückzuführen.

Die Schlussfolgerung daraus ist, dass für eine Strömungsanalyse ein „2,5D“ Gitter mit ungefähr 500.000 Knoten ausreichend ist. Der Vorteil einer allgemeinen Netzverfeinerung ist die ausführlichere Berechnung aufgrund der höheren Elementanzahl, weshalb der Druck am Austritt ansteigt. Dies ist in Tabelle 11.1 ersichtlich.



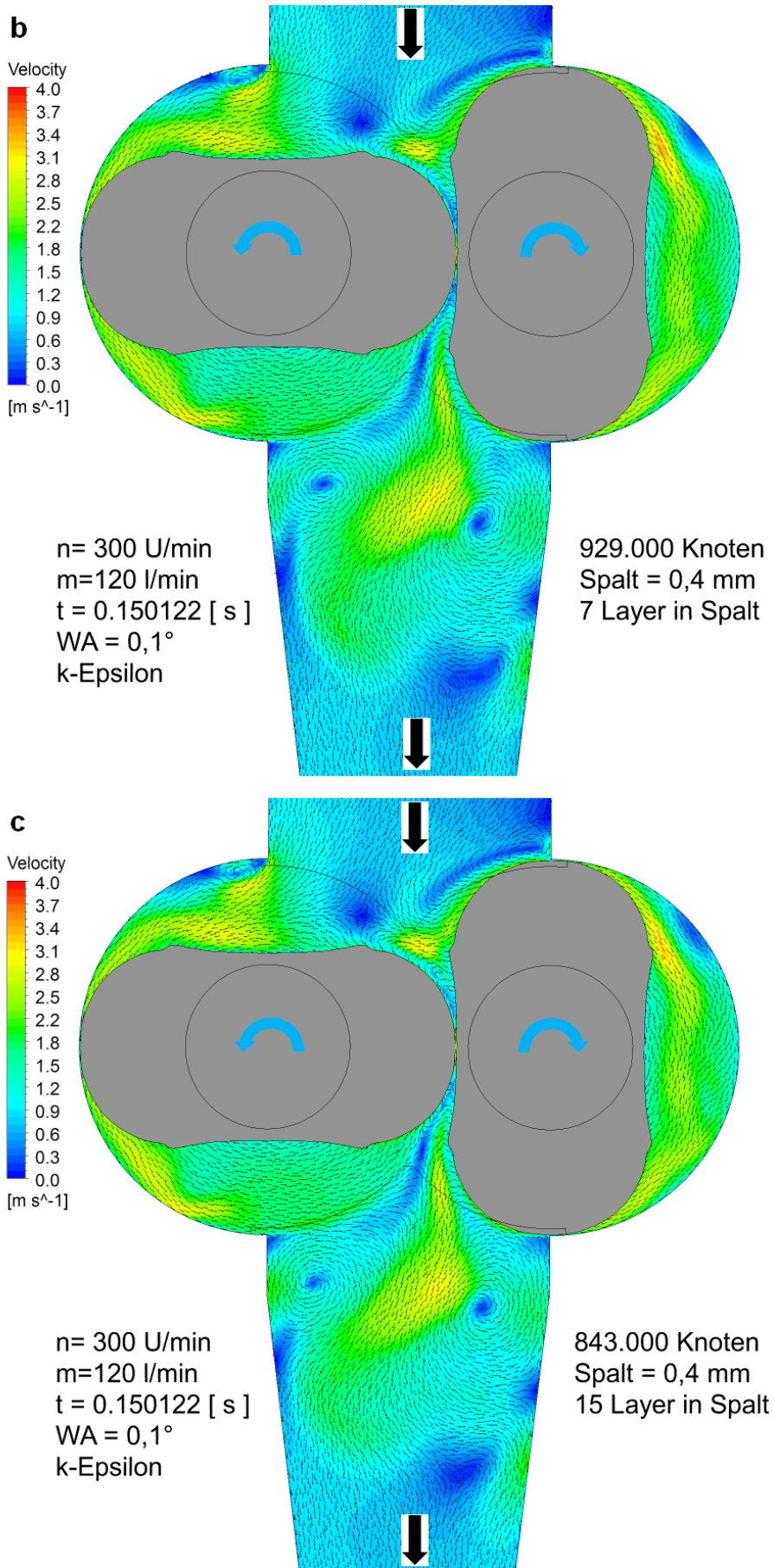


Abbildung 11.17: CFD Ergebnisse zur Bewertung des „2,5D“ Modells

In Abbildung 11.18 a-c ist der Kopfspalt und in d-f der Flankenspalt visualisiert. Eine Spaltauflösung mit 15 Prismenschichten berechnet einen feineren Übergang der Geschwindigkeit im Spalt. Dadurch steigt die durchschnittliche Geschwindigkeit im Spalt an, und die Leckageverluste nehmen zu. Dies ist in den Darstellungen a-c gut ersichtlich. Um etwaige gröbere Diskrepanzen in der Anzahl der Layer festzustellen, müssten noch mehrere Vergleichssimulationen mit einer größeren bzw. geringeren Anzahl an Grenzschichten durchgeführt werden.

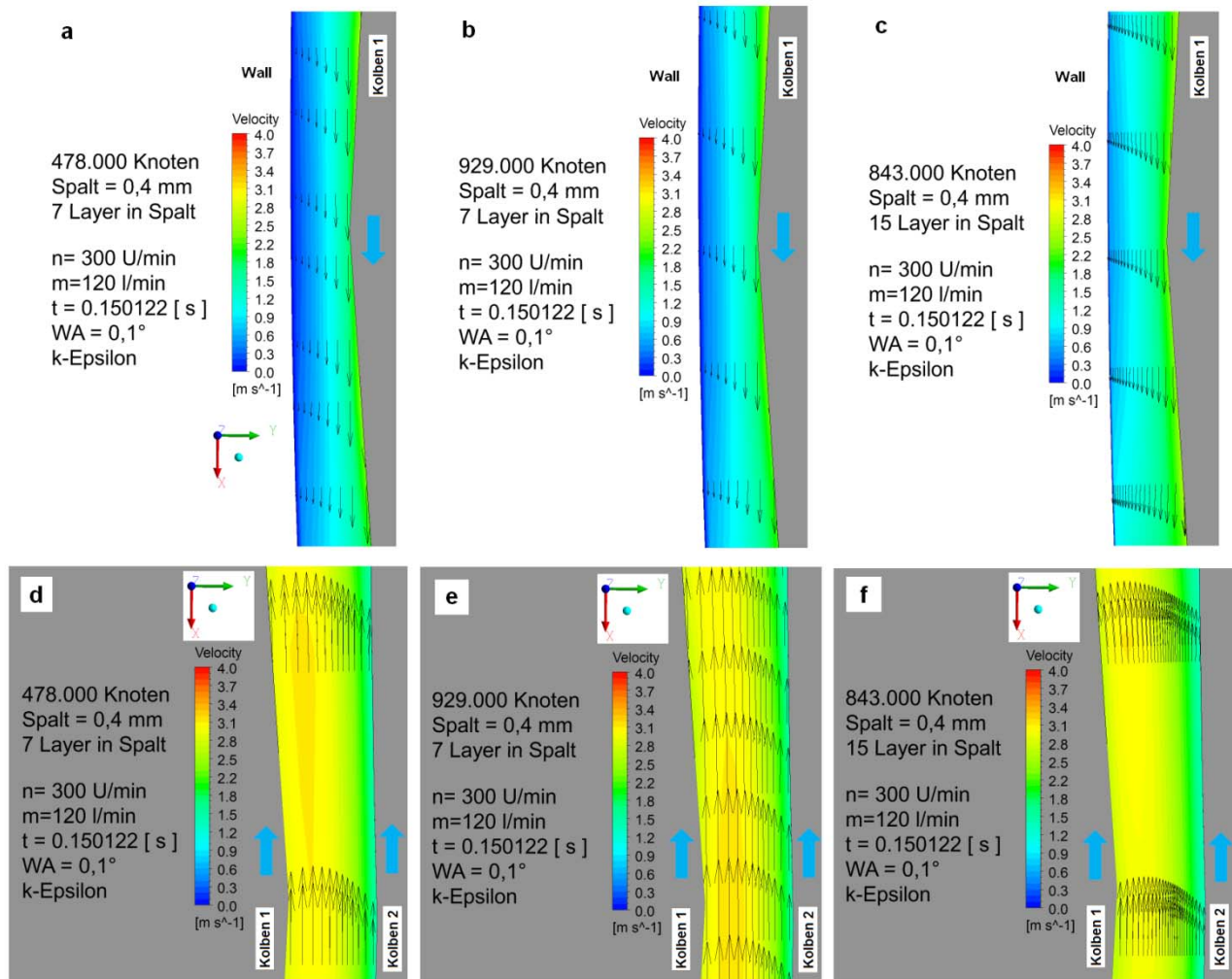


Abbildung 11.18: CFD Ergebnisse zur Bewertung der Spaltströmung des „2,5D“ Modells

Um den Flankenspalt genauer berechnen zu können, wurde in diesem Bereich eine linsenförmige Schicht mit Prismenlayer eingefügt. Eine Druck-Schlepp-Strömung im Spalt wird aber nur dann genau berechnet, wenn die Kolben (ca. $\pm 7^\circ$) normal zueinander stehen. Der Berührungspunkt der zwei Kolben verläuft eigentlich entlang einer 8, was in Abbildung 11.19 gezeigt wird. Eine solche Spaltverfeinerung stellt einen erheblichen Modellierungsaufwand dar, würde aber zu einer detaillierteren Spaltberechnung führen.

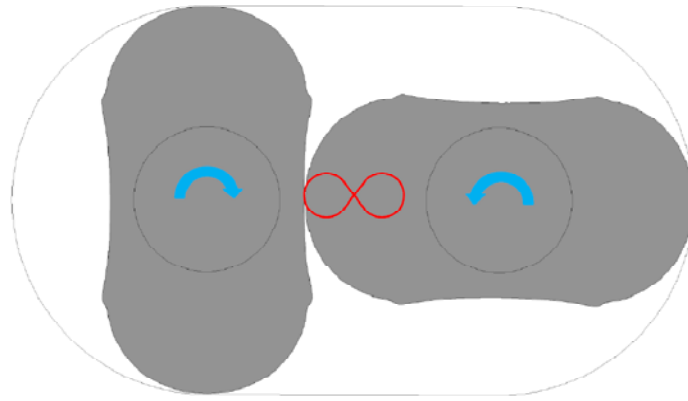


Abbildung 11.19: Verlauf des Berührungspunktes zwischen zwei Kolben

In Tabelle 11.1 sind wichtige Erkenntnisse zusammengefasst. Durch die nicht berücksichtigte Haftbedingung am Immersed Solid werden die Spaltströme zu hoch berechnet. Für die Referenzsimulation mit einem optimalen Setup kann deshalb festgehalten werden, dass mit den derzeit implementierten Vereinfachungen der Methode Immersed Solid 7 Prismenschichten ausreichend für die Spaltberechnung sind und bei einer Berechnung mit 15 oder mehr Randschichten die volumetrischen Verluste noch mehr ansteigen. Ein allgemein feineres Netz ist von Vorteil, da der Druck am Austritt ansteigt, aber aufgrund der höheren Elementanzahl des Gitters steigt die Simulationszeit auch enorm an.

Knotenanzahl	Layer in Spalt	Q [l/min]	Δp [bar]	η [-]	t [h]
478.000	7	119,00	1,63	85,25	57
843.000	15	117,90	1,37	85,87	110
929.000	7	119,40	1,78	86,27	106

Tabelle 11.1: Vergleich der „2,5D“ Gitter

11.2.6 Numerische Simulation der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P3G

Drehkolbenpumpen mit 3- oder mehrflügeligen Kolben werden eingesetzt, um die Amplitude der Druckpulsationen zu verringern. 3-flügelige-gerade Rotoren erzeugen pro Umdrehung 6 Ausschübe, weshalb 6 Druckpulsationen entstehen, deren Amplitude aber geringer ist als bei den Kolben P2G.

Aus diesem Grund wurde nach eingehender Analyse der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P2G die in den letzten Unterpunkten sondierten optimalen Einstellungsoptionen auf eine Pumpe mit dem Kolben P3G angewandt. Die einzige kritische Einstellung, die auch bei diesen Berechnungen einen besonderen Einfluss hat, ist die Winkelauflösung. Deshalb wurde der Betriebspunkt $m_{aus}=350$ l/min mit den 3 Winkelauflösungen $0,5^\circ$, $0,25^\circ$ und $0,1^\circ$ berechnet.

In Abbildung 11.20 sind die CFD Ergebnisse dieser 3 Simulationen abgebildet. Für einen Vergleich sind zwei Berechnungen mit dem Kolben P2G, sowie die Messungen der Kolben P2G und P3S dargestellt. Für die Kolbenbauart P3G gibt es keine Messergebnisse.

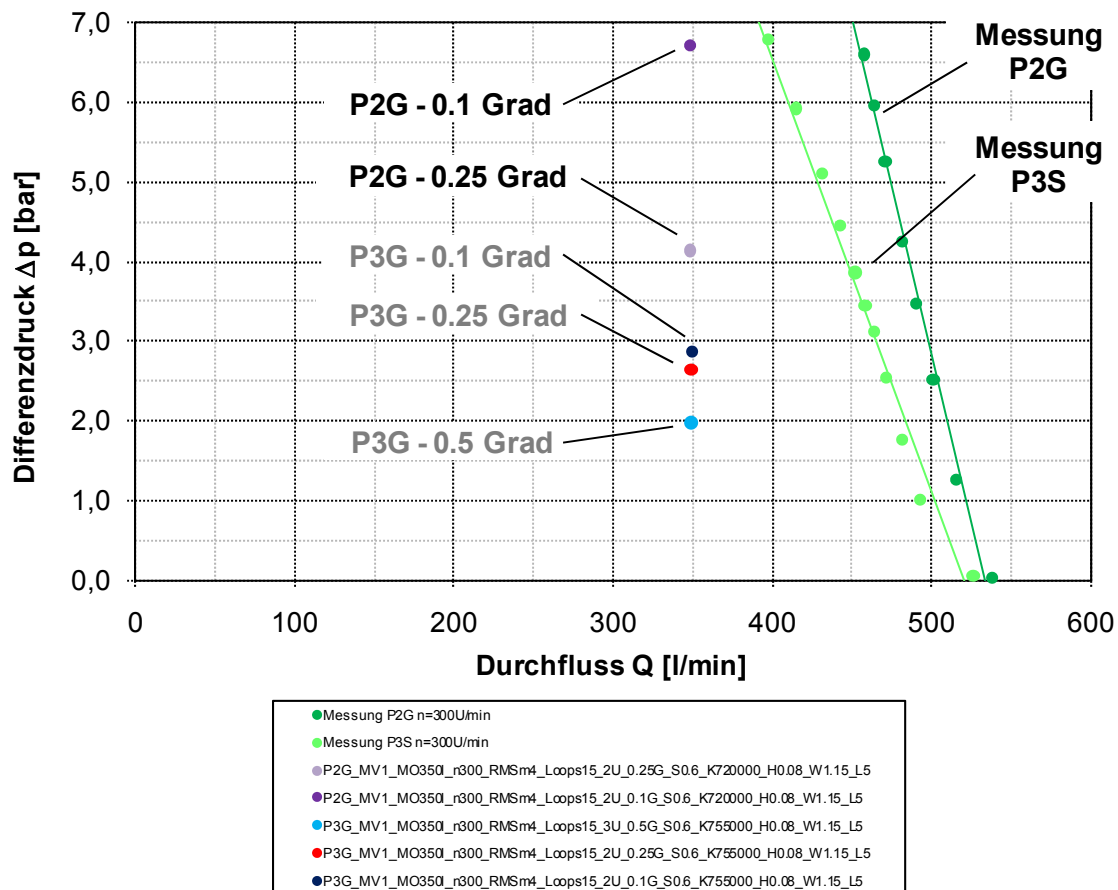


Abbildung 11.20: CFD Ergebnisse des Kolbens P3G zur Bewertung der Winkelauflösung

Man erkennt sofort, dass die Druckerhöhung bei den Simulationen mit den Rotoren P3G um fast die Hälfte geringer ist als bei den Kolben P2G. Allerdings ist auch darauf hinzuweisen, dass die Spaltgröße $s=0,6$ mm atypisch groß ist. Vor allem im Flankenspalt stellen sich Drehwinkel-

abhängig Spalte bis zu 2,5 mm ein. Dieser Umstand lässt die Ergebnisse nicht falsch erscheinen, da eine reale P3G Kennlinie flacher als eine P3S- Kennlinie sein würde. Es steigt mit dem 3-flügeligen-geraden Kolben die Druckdifferenz bei einer Verfeinerung der Winkelauflösung von 0,25° auf 0,1° nur gering an, obwohl die Druckdifferenz beim 2-flügeligen-geraden Kolben um ca. 60% ansteigt. Die Quelle für diese Diskrepanz konnte aufgrund von anderen Schwerpunkten und den langen Rechenzeiten der einzelnen Simulationen nicht festgestellt werden.

Abbildung 11.21 zeigt die Druckverläufe am Austritt der Pumpe. Die orange Kurve ist eine theoretische Sinusschwingung mit 6 Ausschüben pro Umdrehung. Weiters sind die Druckverläufe bei den verschiedenen Winkelauflösungen abgebildet. Bei der numerischen Simulation der Pumpe mit dem Kolben P3G entstehen nur sehr kleine Druckpulsationen, was aber unwahrscheinlich ist, da sogar bei der Pumpe mit dem Kolben P3S geringe Schwankungen gemessen wurden. Der grüne Verlauf stellt für einen Vergleich die gemessenen Druckpulsationen des Kolben P3S dar.

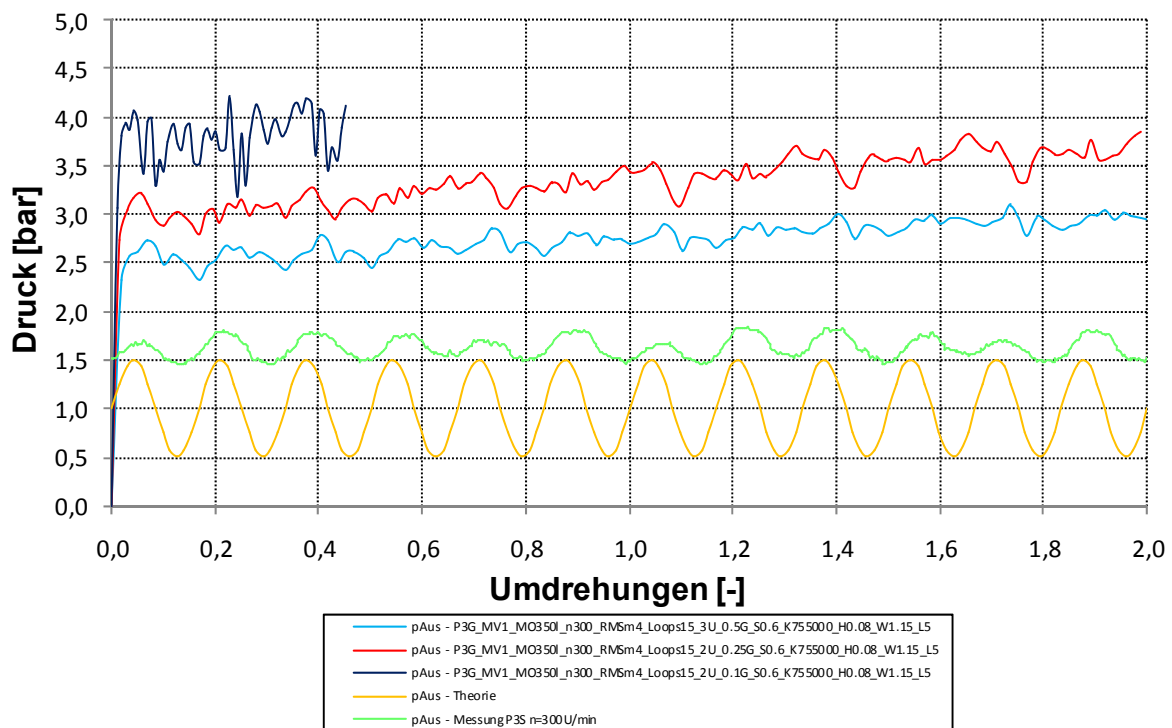


Abbildung 11.21: CFD Ergebnisse des Kolbens P3G zur Bewertung des Druckverlaufes am Austritt

Eine genauere Untersuchung des Simulationsverhaltens der Drehkolbenpumpe mit den Kolben P3G konnte nicht durchgeführt werden, da eine detaillierte Analyse wie mit dem Kolben P2G sehr viel Zeit beansprucht. In Kapitel 11.3.5 "Anwendung der optimierten Einstellungen auf den Kolben P3G" wird aber versucht, mit dem optimalen Rechensetup und dem Kolben P3G den Referenzpunkt zu berechnen.

11.2.7 Numerische Simulation der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P3S

Wie schon in vorangegangenen Kapiteln erklärt, werden verwundene Drehkolben dazu verwendet, um die Druckpulsationen auf ein Minimum zu reduzieren. Pulsationsfrei wie eine ideale Pumpe ($z=\infty$) sind Drehkolbenpumpen mit schrägen Kolben nicht, aber die Amplitude der Schwingung ist sehr gering.

Die Frequenz des Ausschleibvorganges des Kolbens P3S ist die gleiche wie beim Kolben P3G. In Abbildung 11.22 ist die Druckdifferenz für den Betriebspunkt $m_{aus}=350$ l/min mit den 3 Winkelauflösungen $0,5^\circ$, $0,25^\circ$ und $0,1^\circ$ dargestellt. Alle Berechnungen wurden wiederholt mit einer relativ großen Spaltweite von $s=0,6$ mm berechnet. Als Vergleich dienen wiederum die Messungen der Kolben P2G und P3S und zwei Berechnungen mit dem Kolben P2G. Die Ergebnisse sind zum Teil sehr ähnlich zu den Berechnungen des Kolbens P3G. Auch hier ist die Druckerhöhung nicht so stark ausgeprägt wie beim Kolben P2G. Außerdem liegen die Differenzdrücke ein wenig unter den Simulationsergebnissen der Kolben P3G, was auf die generell flachere Kennlinie der Rotoren P3S zurückzuführen ist.

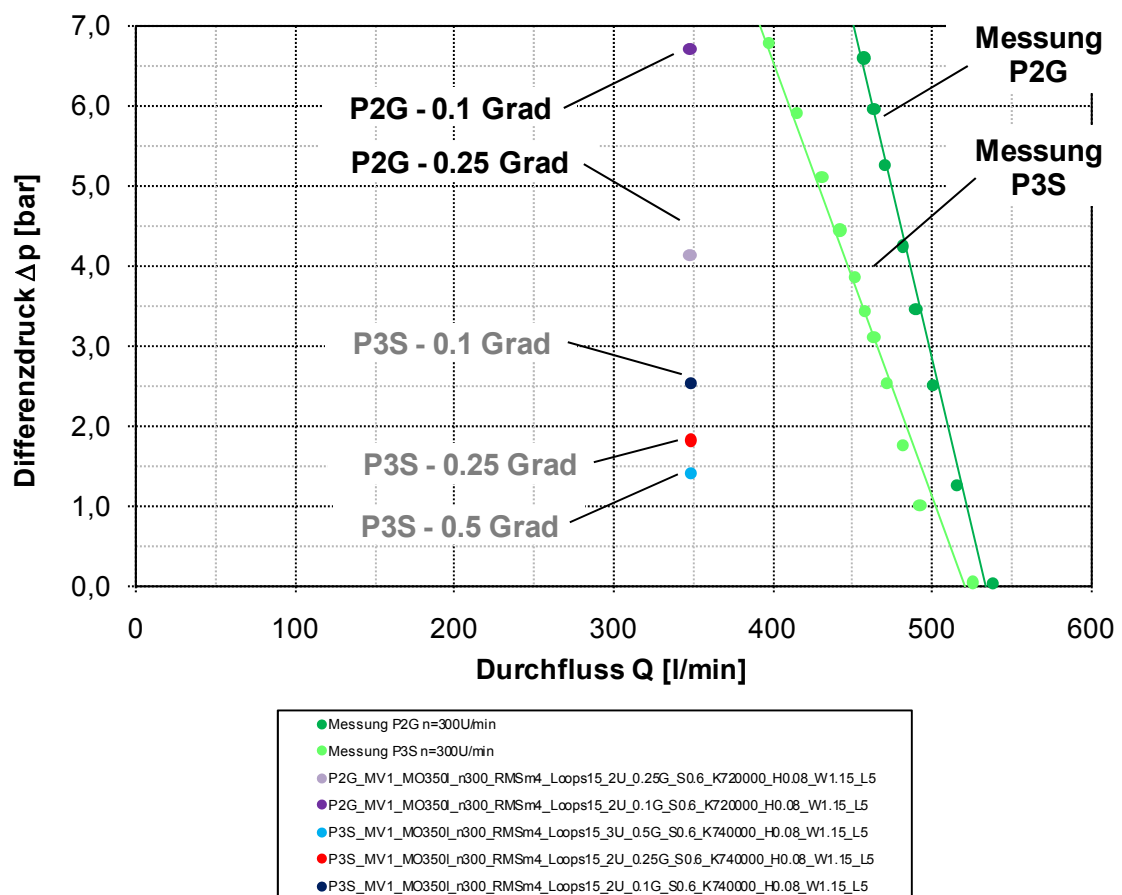


Abbildung 11.22: CFD Ergebnisse des Kolbens P3S zur Bewertung der Winkelauflösung

Obwohl die Ergebnisse von Abbildung 11.22 recht gut mit den CFD Resultaten von Abbildung 11.20 zusammenpassen, zeigt der Druckverlauf am Austritt doch Fehler der numerischen

Simulation einer Pumpe mit verwundenen Kolben auf. Statt den realen 6 Ausschüben pro Umdrehung werden nur 4 Ausschübe ersichtlich. Dieses Phänomen wird in Abbildung 11.23 visualisiert. Die orange Linie entspricht dem theoretischen Verlauf, die Grüne der Messung der realen Pumpe. Die hellblaue ($0,5^\circ$), rote ($0,25^\circ$) und dunkelblaue ($0,1^\circ$) Kennlinie zeigt den Verlauf bei den jeweiligen Winkelauflösungen. Eine eingehende Analyse dieses offensichtlichen Fehlers konnte wiederum wegen anderen Schwerpunkten nicht durchgeführt werden.

Eine Beobachtung der Druckkonturen der Simulationen ergab jedoch, dass ein Kolben beim Öffnen der Förderkammer den Druck auf der Druckseite erhöht, während der zweite Kolben beim Öffnen den Druck vermindert, statt auch zu erhöhen. Dies kann auch in Abbildung 11.23 gezeigt werden. Je Umdrehung wird der Druck 3-mal verringert und 3-mal erhöht. Eigentlich müsste beim Öffnen einer Förderkammer der Druck bis zum Maximum ansteigen und wieder abfallen, wodurch die Pulsationen der Drehkolbenpumpe entstehen. Dies ist mit dem theoretischen (gelb) und dem gemessenen (grün) Verlauf eines schrägen 3-flügeligen Kolbens in Abbildung 11.23 dargestellt.

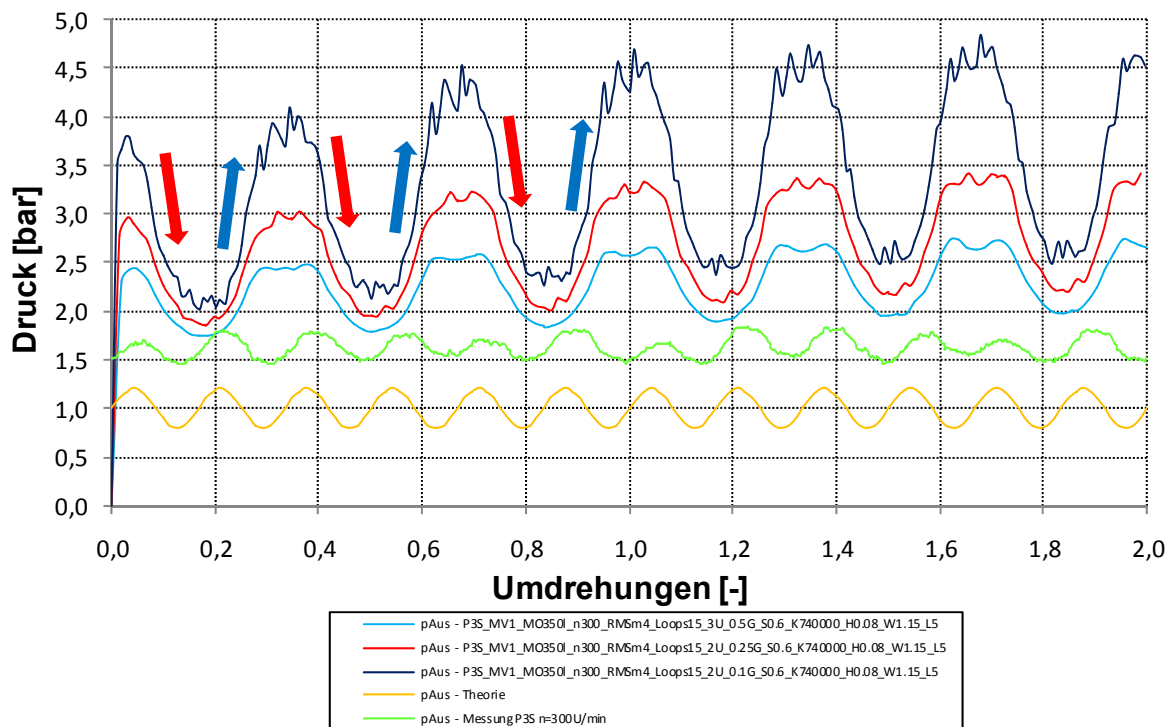


Abbildung 11.23: CFD Ergebnisse des Kolbens P3S zur Bewertung des Druckverlaufes am Austritt

Auf Grund der noch komplizierteren Strömungszustände im Pumpenraum durch die schrägen Kolben kann eine Begründung für die von der Realität abweichenden Simulationsergebnisse nicht leicht festgestellt werden. Vielleicht kann die Immersed Solid Methode, aufgrund der nicht vorhandenen Wandhaftbedingung an den Kolben, die Strömung in der Kammer nicht richtig berechnen. Eigentlich müsste das Fluid entlang der schrägen Kolbenwände beim Fördervorgang von unten nach oben strömen und Strömungswirbel in der Kammer erzeugen. Dies war aber bei genauer Betrachtung der Strömungszustände nicht der Fall. Die Stromlinien verlaufen parallel

zueinander und koaxial zur Kolbendrehachse wie bei einem geraden Kolben. Eine genauere Untersuchung der numerischen Simulation einer Drehkolbenpumpe mit den Rotoren P3S konnte wegen des großen Aufwandes einer solchen Prüfung nicht mehr realisiert werden.

11.3 Optimiertes Rechensetup und Vergleich mit Realmaschine

In diesem Abschnitt wird das optimierte Rechensetup für die Simulation des Referenzpunktes angegeben. Dann folgen die Vergleiche der Ergebnisse der numerischen Simulation mit dem Kolben P2G bezüglich der Druckpulsationen, der FFT-Analyse und der verschiedenen Turbulenzmodelle. Weiters wird auch ein Vergleich der Ergebnisse des Referenzpunktes mit dem Kolben P3G angeführt.

11.3.1 Optimiertes Rechensetup der Drehkolbenpumpe mit dem Drehkolben P2G

Die in den voran gegangenen Abschnitten untersuchten Einstellungen führten am Ende immer zu einem Kompromiss aus Genauigkeit, Stabilität, Konvergenz und Rechenzeit. Mit folgenden sondierten Optionen wurde der Referenzbetriebspunkt mit der Drehzahl von $n=300$ rpm und einem Differenzdruck von ca. 3,5 bar berechnet. In Tabelle 11.2 sind die wichtigsten Einstellungen für die Simulation dieses Punktes dargestellt. Weitere bedeutende Einstellungen von ANSYS-Pre, die aber bei allen Simulationen vorher gleich waren, werden in Anhang A-C beschrieben.

Gitter	
Modellversion	5 -
Knotenanzahl	1.208.000 -
Höhe der 1. Schicht	0,035 mm
Wachstumsrate	1,15 -
ganze Layer in Spalt	7 -
Spaltbreite	0,4 mm
Einstellungen in ANSYS Pre	
Residuenziel	10^{-4} -
Min. Coeff. Loops	1 -
Max. Coeff. Loops	15 -
Winkelauflösung	0,1 °
Umdrehungen	2 (3 für FFT Analyse)
Turbulenzmodell	k-ε -
Drehzahl	300 rpm
Randbedingung Inlet	Static Pressure Pa bzw. bar
Randbedingung Outlet	Mass Flow Rate kg/s

Tabelle 11.2: Optimales Rechensetup für Kolben P2G

11.3.2 Vergleich der Messung - CFD anhand der Referenzpumpe P2G

Eines der Hauptziele dieser Arbeit war die Nachrechnung einer gemessenen Pumpenkennlinie mit der Methode Immersed Solid. Dabei sollte man sich der Kennlinie möglichst genau nähern und auch die Druckpulsationen mussten untersucht werden.

Die Referenzkennlinie bezieht sich auf die Drehkolbenpumpe mit den Kolben P2G und der Drehzahl $n=300$ rpm. Für die Vergleichsberechnungen mit der Messung wurden 3 Betriebspunkte erstellt, um eine genaue Kennlinie zu erhalten.

In Abbildung 11.24 ist der Verlauf der Referenzkennlinie der CFD Simulation dargestellt. Für die Berechnung der Kennlinie wurden 3 Betriebspunkte berechnet. Der dritte Betriebspunkt bei ca. 3,5 bar wird auch für den Pulsationsvergleich der Simulation mit der Messung herangezogen.

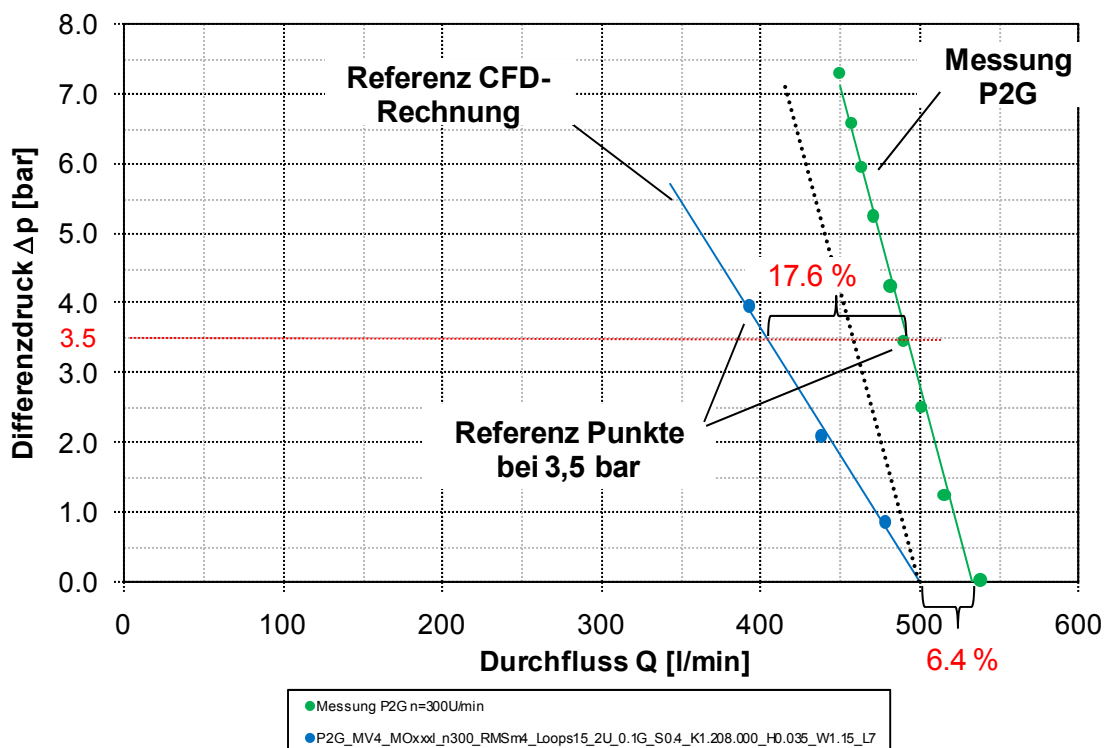


Abbildung 11.24: Vergleich der Δp -Q Kennlinien der Messung zu CFD beim Kolben P2G

Die Kennlinie beginnt bei einer Druckdifferenz von 0 bar mit einem Offset von ca. 35 l/min in Bezug auf die Messung. Der Unterschied zur Messung an dieser Stelle beträgt etwa 6,4%.

Zu einem Großteil können diese Diskrepanzen auf geometrische Unterschiede zwischen dem Simulationsmodell und der realen Pumpe zurückgeführt werden. Einerseits ist die Spaltweite der realen Drehkolbenpumpe nicht bekannt, weshalb für die Simulation eine Spaltbreite von 0,4 mm angenommen wurde. In der Realmaschine beträgt die Spaltweite jedoch nur etwa 0,1 mm (abhängig vom Verschleißzustand). Der Einfluss der Spaltgröße auf die Simulation wurde eingehend in Kapitel 11.2.2 "Größe der Spalte" erläutert. Bei der realen Drehkolbenpumpe, für die die Messergebnisse vorliegen, sind die Spaltweiten sehr schwer abzuschätzen, da die Kolben

gummiert sind und dadurch eher ein Übermaß aufweisen. Am Beginn der Versuchsreihe hatte die Pumpe gar keinen Spalt zwischen Kolben und Gehäuse bzw. Kolben und Kolben. Nach einer bestimmten Einsatzdauer hat sich aber ein Spalt von ca. 0,1-0,2 mm eingestellt.

Andererseits wurden die Kolben in ANSYS-Pre skaliert, wodurch das effektive Fördervolumen verändert wurde. Durch die Skalierung der Kolben haben diese zusammen ca. 3,6% ihres Volumens an den Fluidraum abgegeben, der dadurch größer wurde. Iterationsfehler des Solvers können das Ergebnis gleichfalls geringfügig beeinflussen.

Die weitere Abweichung der Kennlinie von ihrem Offset hat ebenso mehrere Gründe. Wegen der fehlenden Wandhaftbedingung an den Kolben wird die Strömung im Spalt falsch interpretiert. Dies ist in Abbildung 11.25 ersichtlich. Bei kleinen Druckdifferenzen ($\Delta p < 1$ bar) wird eine Druck-Schlepp-Strömung im engsten Abschnitt des Spaltes realitätsgetreu abgebildet (Bild b). Bei einem sehr geringen Druckunterschied überwiegt die Schleppströmung (Bild c). Je höher der Druck auf der Druckseite aber ansteigt, desto mehr Einfluss hat die Druckströmung im Spalt, sodass die Schleppströmung nur mehr eine untergeordnete Rolle spielt (Bild a). Des weiteren kann festgestellt werden, dass sich mit einer feineren Winkelauflösung ($WA < 0,1^\circ$) die berechnete Kennlinie der punktierten Linie nähern wird. Dies wurde schon im vorhergehenden Abschnitt 11.2.4 "Winkelauflösung" beschrieben. Mit einer verfeinerten WA wird sich die blau dargestellte CFD Kennlinie erfahrungsgemäß an die strichlierte Linie annähern, was aber zu einer Explosion der Rechenzeit führen würde. Die Rechenzeit für eine Umdrehung mit dem optimierten Rechensetup beträgt ca. 1 Woche.

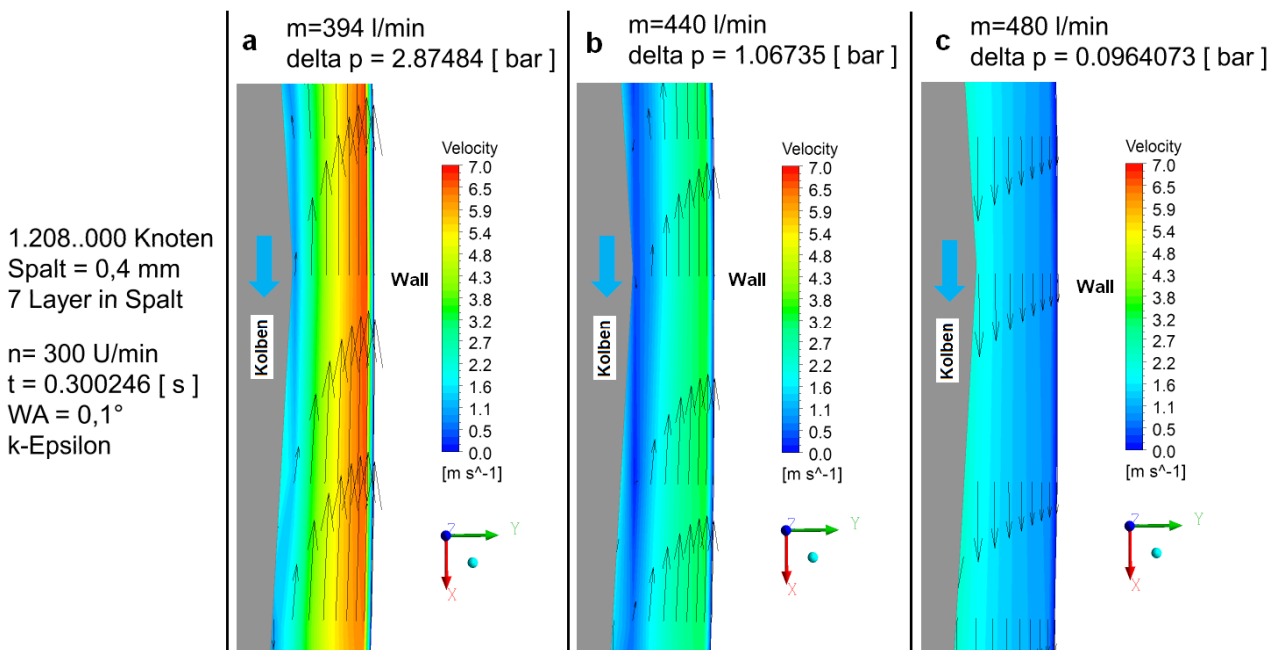


Abbildung 11.25: CFD Geschwindigkeitskonturen des Kopfspaltes bei der Referenzkennlinie

In Bezug auf die Referenzrechnung muss aber noch einmal betont werden, dass der bei der Berechnung verwendete Spalt von 0,4 mm zu groß angesetzt wurde, und deshalb die Verluste bei

höheren Drücken ansteigen. Eine geringere Spaltweite konnte aber nicht realisiert werden, weil dann entweder die Anzahl oder die Größe der Layer ebenfalls reduziert werden müsste. Eine Berechnung mit geringerer Randschichtauflösung im Spalt berechnet die Strömung nicht genau und eine Simulation mit dünnen Prismenschichten erfordert ein feineres Gitter in der Nähe des Spaltes (siehe Aspect Ratio und Expansion Factor), wodurch die Knotenanzahl und deshalb die Rechenzeit stark ansteigt. Wird auf ein feineres Netz in der Spaltumgebung verzichtet, dann treten Konvergenz- und Stabilitätsprobleme bei der numerischen Simulation auf. Aus diesen Gründen musste ein Kompromiss zwischen der Rechenzeit und der Rechengenauigkeit getroffen werden. Wegen diesen Annahmen und Vereinfachungen kann das Ergebnis dieser Referenzsimulation als ausreichend gut angesehen werden, da vor allem die Druckpulsationen in Abbildung 11.27 sehr gut nachgebildet wurden. Die Berechnung eines Betriebspunktes dauerte 6 Tage pro Umdrehung.

Abbildung 11.26 zeigt den Wirkungsgradverlauf in Abhängigkeit des Durchflusses. Die grünen Punkte bilden die Messung ab. Die Blauen stellen den volumetrischen Wirkungsgrad aus der CFD Berechnung dar. Werden alle mechanischen Verluste mit einem Wirkungsgrad von $\eta_m=0,95$ (Lagerung der Kolben, Dichtung, Getriebe,...) berücksichtigt (rot), so nähert man sich dem gemessenen Wirkungsgradverlauf schon gut.

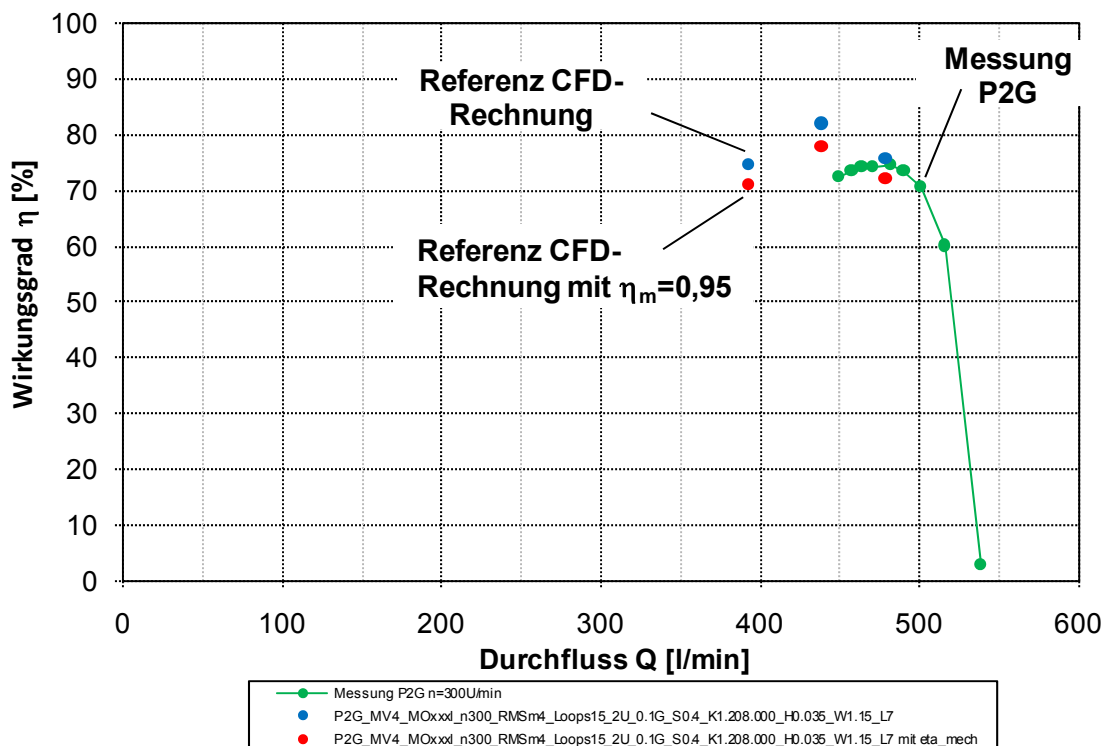


Abbildung 11.26: Vergleich der η -Q Kennlinien der Messung zu CFD

Der in Abbildung 11.26 dargestellte Gesamtwirkungsgrad errechnet sich folgendermaßen:

$$\eta = \frac{\text{Nutzen}}{\text{Aufwand}} = \frac{\Delta p * (\dot{V}_{th} - \dot{V}_{Sp})}{(M_{geom} + M_{Reib}) * n} \quad (39)$$

Das geometrische Moment berechnet sich aus der Druckverteilung auf die Kolben je Verdrehung. Aufgrund der bei der IMS-Methode unberücksichtigten Wandhaftung werden die Reibungskräfte an den Kolben falsch berechnet und das Reibmoment ($M_{Reib} \downarrow$) folglich zu gering bewertet. Andererseits wird bei Immersed Solid der Leckagestrom ($\dot{V}_{Sp} \uparrow$) in den Spalten zu hoch berechnet, weshalb der Wirkungsgrad der numerischen Simulation mit dem der Messung gut übereinstimmt.

In Abbildung 11.27 werden die Druckpulsationen des Vergleichsbetriebspunktes bei $p=3,5$ bar visualisiert. Bei der realen Pumpe sind am Eintritt geringe Druckschwingungen (hellblau) festzustellen, deren Amplitude sich durch den Fördervorgang in der Pumpe bis zum Austritt (dunkelblau) weiter aufbaut. Bei der CFD Berechnung können nur die Druckpulsationen am Austritt (rot) berechnet werden, da der Eintrittsdruck als Randbedingung der Rechnung mit 1 bar konstant angegeben wurde. Die Vereinfachung eines konstanten Eintrittsdruckes ist durch die geringen gemessenen Druckpulsationen am Eintritt vertretbar. In Abbildung 11.27 ist der gemessene, durchschnittliche Eintrittsdruck bei ca. 1,1 bar als violette Linie dargestellt.

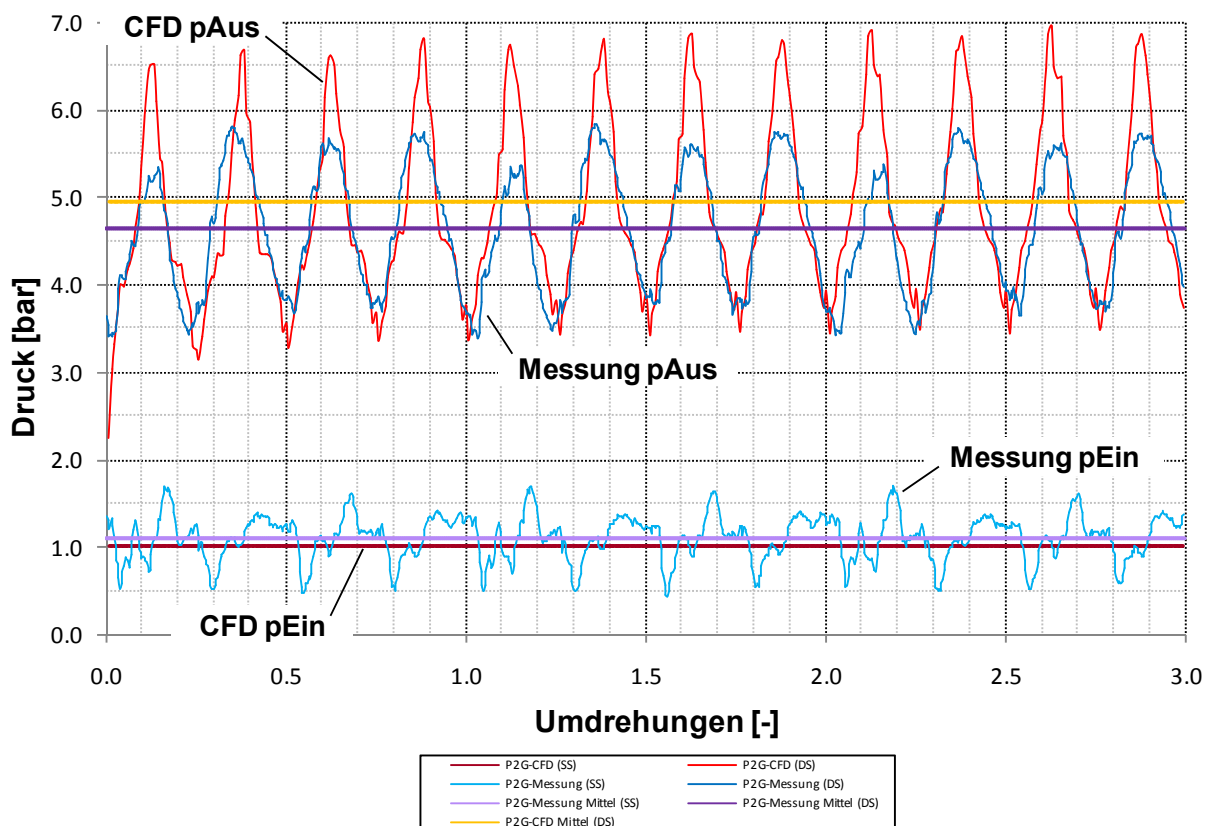


Abbildung 11.27: Vergleich der Druckpulsationen der Messung zu CFD

Die gemessenen und berechneten Pulsationen überlagern sich sehr gut, das heißt, dass die Druckschwingungen dieselbe Frequenz besitzen. Die Minima der Druckverläufe liegen alle annähernd auf dem gleichen Druckniveau, wobei hingegen die Maxima der Simulation um ca. 1 bar höher sind als die der Messung. Diese Druckspitzen sind auf die Randbedingung am Auslass zurückzuführen. Der Massenstrom wird an dieser Stelle als konstant angegeben, was in der Realmaschine aber nicht der Fall ist. Aufgrund der feinen Winkelauflösung von $0,1^\circ$ können die Pulsationen ebenfalls zu groß werden. Weitere Gründe für die Druckspitzen sind zum Einen, dass bei der Berechnung des Referenzpunktes nicht exakt der Betriebspunkt mit 3,5 bar getroffen wurde, und zum Anderen können Ungenauigkeiten im Berechnungsprogramm zu dieser erhöhten Amplitude beitragen. An der orangen Linie erkennt man den Mittelwert des berechneten Austrittsdruckes, der bei ca. 4,9 bar liegt.

Die Gegenüberstellung der Druckpulsationen zeigt, dass die numerische Berechnung einer Drehkolbenpumpe mit der Immersed Solid Methode plausible Ergebnisse für eine globale Betrachtung der Pumpe liefert. Mit einem feineren Netz, einer kleineren Winkelauflösung und einem kleineren Spalt könnte die Kennlinie der numerischen Simulation der Gemessenen noch viel näher kommen, jedoch resultieren daraus extrem lange Rechenzeiten.

Anhand von zwei CFD Abbildungen werden die Geschwindigkeits- und Druckkonturen der Drehkolbenpumpe bei einem Förderprozess über 90° näher erläutert. In Abbildung 11.28 wird das Strömungsfeld der Pumpe bei 6 Winkelstellungen dargestellt. Der Schnitt durch die Pumpe erfolgte durch die Symmetrieebene.

Der linke Rotor dichtet in seiner Ausgangsstellung (1) die Förderkammer fast ab. Der rechte Kolben steht normal auf den linken Kolben und ist gerade mitten im Ansaug- bzw. Ausschubprozess (1). Während der Drehbewegung um 90° beginnt der linke Rotor gleichzeitig mit dem Ausschieben des Fluids auf der Druckseite und dem Ansaugen auf der Saugseite. Der rechte Kolben schließt in dieser Zeit auf einer Seite den Ansaugvorgang ab, und drückt das restliche Förderkammervolumen auf der Druckseite in das Übergangsstück. Im Druckstutzen können die Massenpulsationen ebenso gut visualisiert werden wie auch die damit verbundenen Verwirbelungen. Vor allem auf der Druckseite bilden sich in der Nähe der Rohrwände kurz nach Verlassen des Pumpenraumes Wirbel aus. Die Strömungskonturen in Abbildung 11.28 ergeben ein plausibles Bild der globalen Strömung durch die Drehkolbenpumpe. Einzig die Bewegung der Vektoren in Bereichen, in denen das Fluid vom Immersed Solid überlagert werden, sind nicht realitätsgetreu. Dies gilt vor allem für die koaxiale Bewegung des Fluids in der Förderkammer, was bereits mit Abbildung 9.2 auf Seite 55 gezeigt wurde.

In den Darstellungen 1-7 in Abbildung 11.29 ist der zeitliche Druckaufbau in der Drehkolbenpumpe ersichtlich. In Bild 1 hat der Differenzdruck der Pumpe sein Minimum erreicht und steigt dann bis

Darstellung 4 auf sein Maximum an, um danach wieder zu sinken. Das Maximum wird in jener Kolbenstellung erreicht, bei der die Kolben die Saugseite von der Druckseite am Besten abdichten. Die exakte Übereinstimmung der Maximaldruckposition mit der Position der besten Kolbenabdichtung spricht ebenfalls für die Simulationsergebnisse. Die Verluste durch Leckage sind in dieser Stellung am Geringsten, da der Flankenspalt bei dieser Stellung fast 0 ist.

In Detail a ist der Übergang vom Maximaldruck auf der Druckseite (ca. 6,8 bar) auf den saugseitigen Druck (1 bar) abgebildet. Die gesamte Druckdifferenz wird im Kopfspalt auf einer Länge von ungefähr 30 mm abgebaut.

In Detail b ist der Flankenspalt abgebildet. Auf der Saugseite kann dabei klar ein Unterdruckgebiet (ca. 0,5 bar abs.) festgestellt werden, das womöglich auf Kavitation schließen lässt. Die Methode Immersed Solid kann aber eigentlich keine Multiphasenströmungen und somit Kavitation, berechnen. Jedoch passt dieses Ergebnis sehr gut zu Versuchsbeobachtungen [1] bei denen in diesem Bereich ebenfalls Kavitation auftritt.

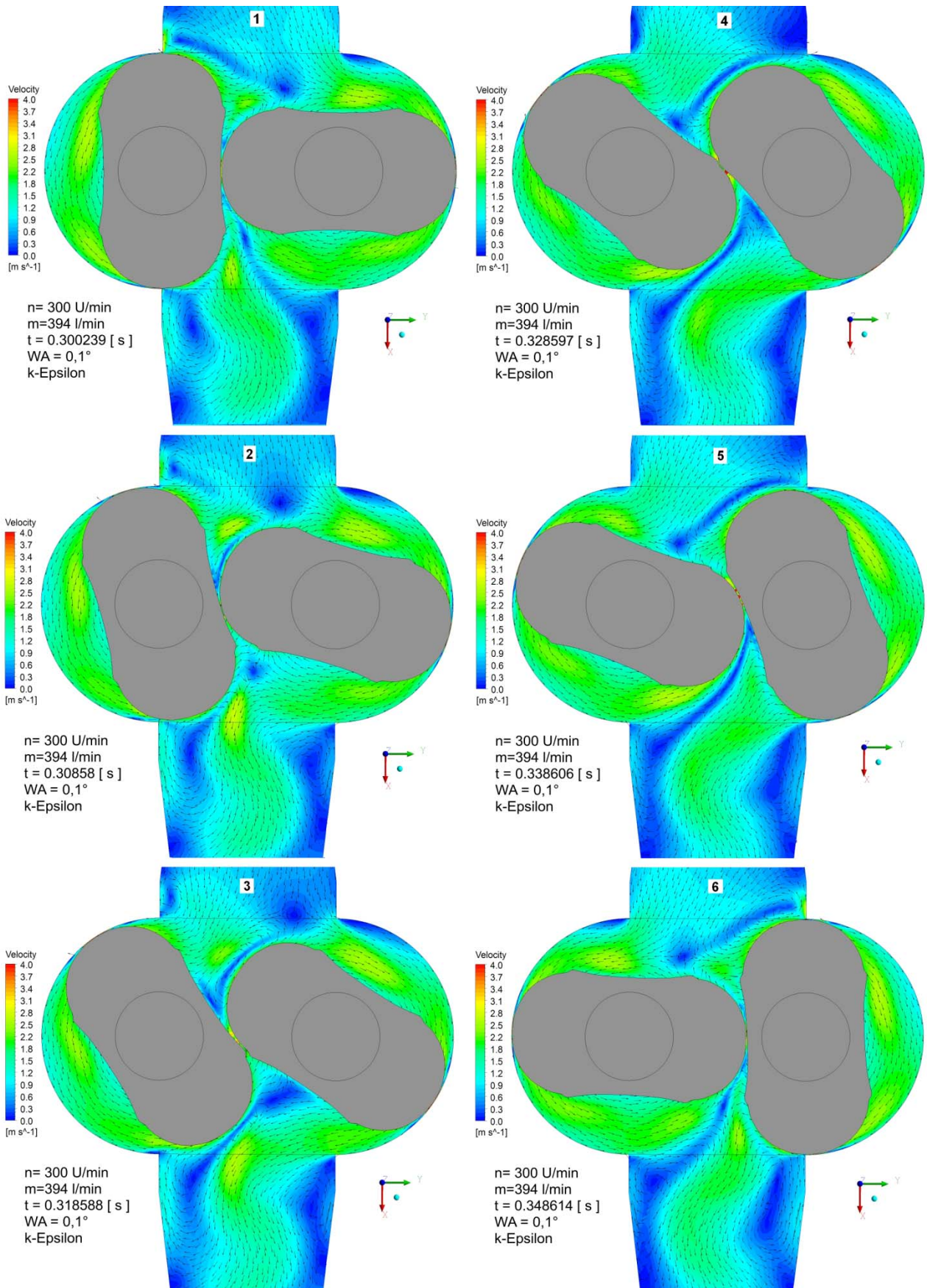


Abbildung 11.28: CFD Geschwindigkeitskontur der Drehkolbenpumpe P2G mit k-ε Turbulenzmodell

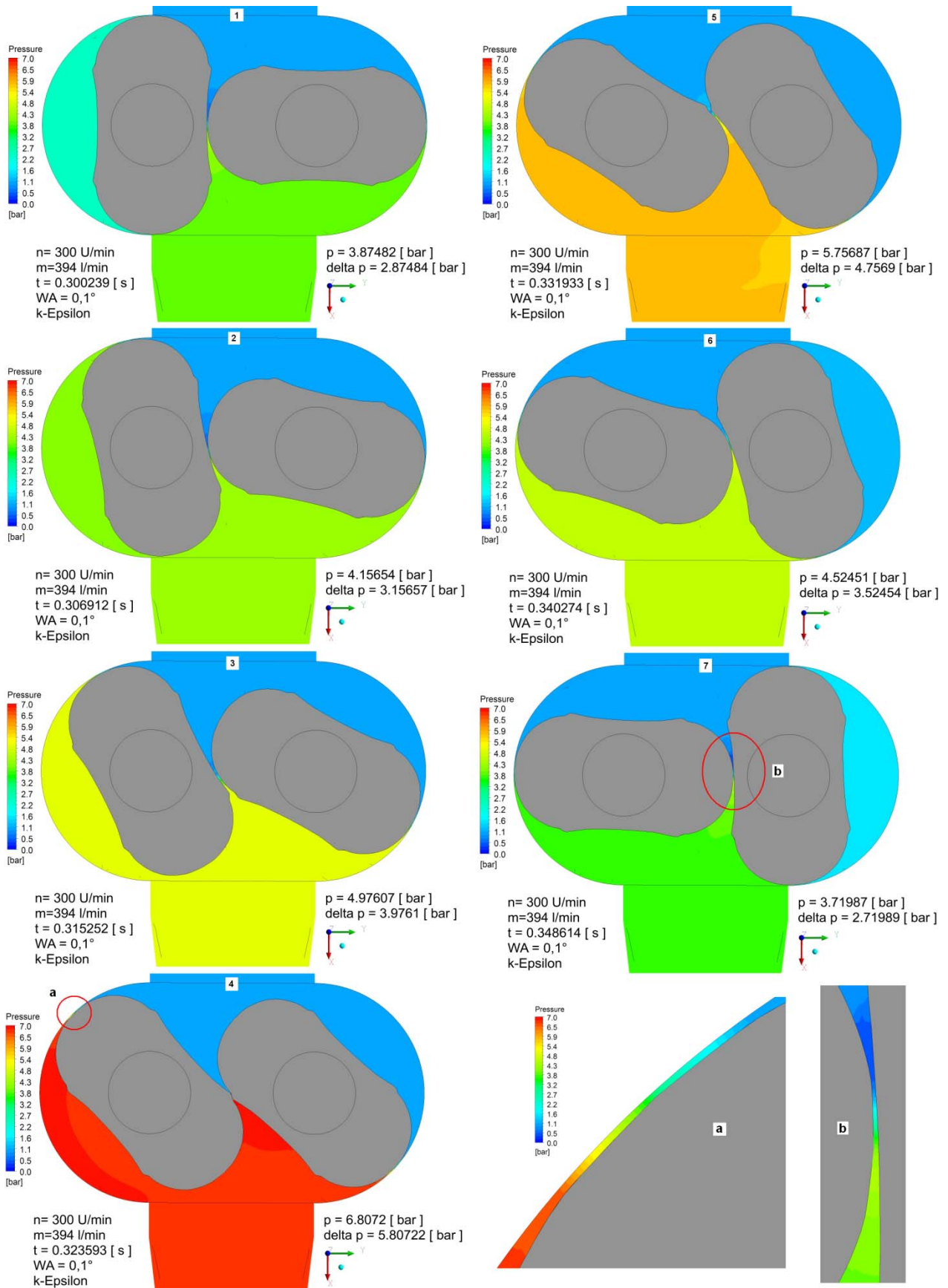


Abbildung 11.29: CFD Druckkontur der Drehkolbenpumpe P2G mit k-ε Turbulenzmodell

11.3.3 Vergleich FFT Analyse der Messung zu CFD

Bei der Untersuchung der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P2G am Prüfstand wurden für den Referenzpunkt ($n=300$ rpm, $\Delta p=3,5$ bar) die Druckpulsationen am Austritt mit einer FFT- Analyse ausgewertet, um festzustellen, aus welchen Frequenzen sie sich zusammensetzt und bei welcher Frequenz die größte Druckamplitude auftritt.

In Abbildung 11.30 a ist die Untersuchung der gemessenen Druckpulsationen dargestellt. In Bild b ist die aus der numerischen Simulation resultierende FFT- Analyse zu sehen. Aufgrund der gleichen Drehzahl ($n=300$ rpm) liegt die Maschinenfrequenz in beiden Fällen bei $f= 5$ Hz. Der stärkste Ausschlag kann in Bild a bei 20 Hz festgestellt werden. Dies entspricht der vierfachen Maschinenfrequenz, also 4 Ausschüben pro Umdrehung. Weitere Peaks sind bei $f=5$ Hz und $f=10$ Hz ersichtlich. Diese treten bei der einfachen bzw. zweifachen Maschinenfrequenz auf und sind auf Unwuchten der Antriebswellen bzw. nicht exakt geometrisch gleiche Kolben zurückzuführen.

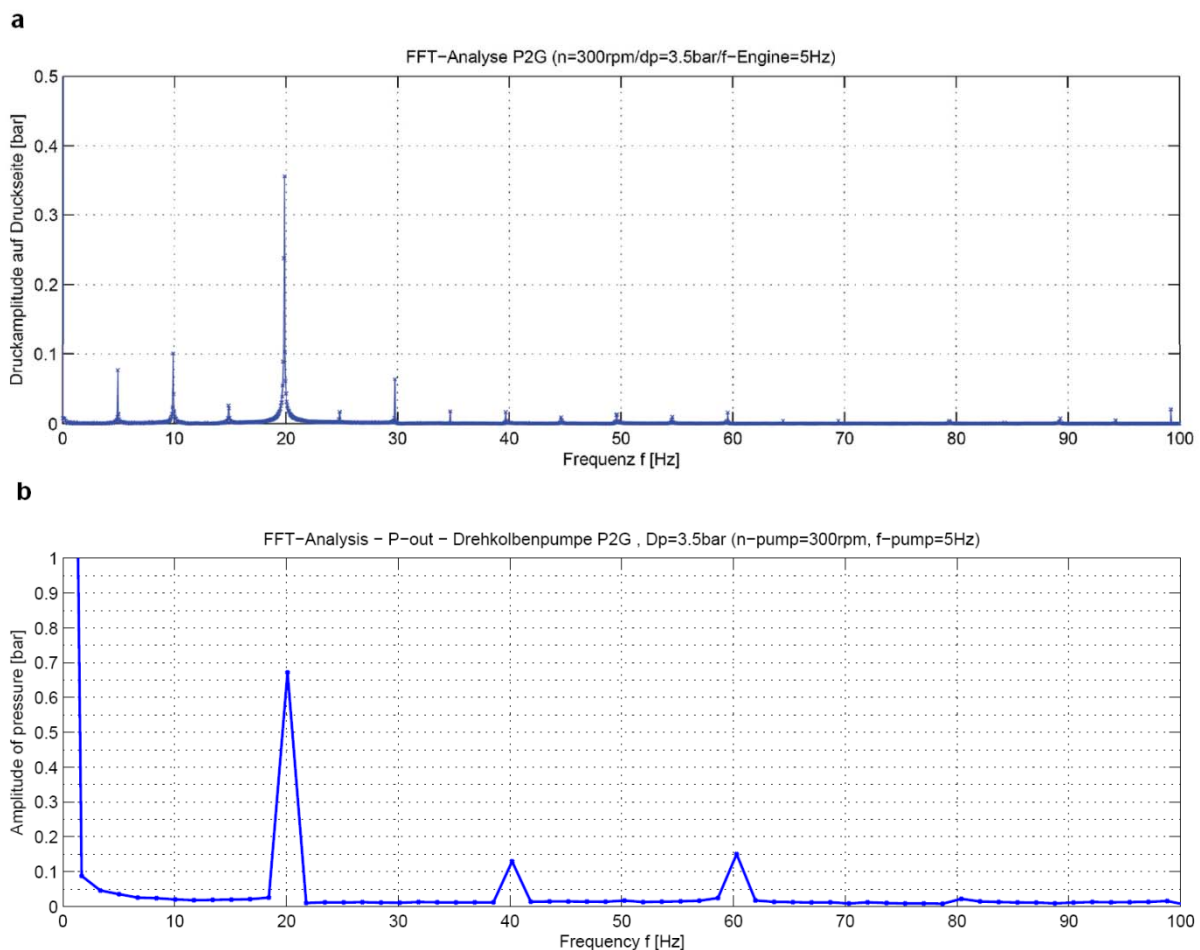


Abbildung 11.30: Vergleich FFT Analyse CFD (unten) und Messung (oben)

In Abbildung 11.30 b tritt ebenfalls bei einer Frequenz von 20 Hz der stärkste Ausschlag auf. Dieser ist um das Doppelte größer als bei der Messung, was aber auf die höhere Amplitude der Druckpulsationen zurückzuführen ist. In Abbildung 11.31 sind noch einmal die Druckpulsationen

für eine Umdrehung dargestellt. Dieses Diagramm soll die Erklärung der FFT- Analyse unterstützen. Weitere Peaks sind bei 40 Hz bzw. 60 Hz abgebildet. Der 40 Hz Ausschlag entsteht aufgrund der 2 kurzen konstanten oder weniger steilen Druckphasen bei jeder Schwingung. Das bedeutet, dass pro Umdrehung 8 solcher Phasen auftreten.

Der Flankenspalt zwischen den zwei Kolben ist nicht konstant, wie schon in Abbildung 11.8 ausführlich erläutert. Es gibt pro Viertelumdrehung 3-mal eine Vergrößerung der Spaltbreite, bei denen der Druck am Austritt kurz abfällt. Dieser Druckabfall ist erst bei einer genaueren Simulation ($WA < 0,1^\circ$) in den Druckpulsationen zu erkennen, aber mit Hilfe der FFT- Analyse wird dieser Umstand auch bei einer Winkelauflösung von $0,1^\circ$ sichtbar. Daraus folgt, dass pro Umdrehung 12 Spaltvergrößerungen entstehen, was bei der FFT- Analyse dem 60 Hz Ausschlag entspricht.

Bei der Analyse am Prüfstand wurde für die Peaks bei $f=5$ Hz und $f=10$ Hz auf die Unwucht der Drehkolben geschlossen. Bei der numerischen Simulation weisen die Kolben aber keine Unwucht auf. Deshalb gibt es bei diesen Frequenzen keine Ausschläge.

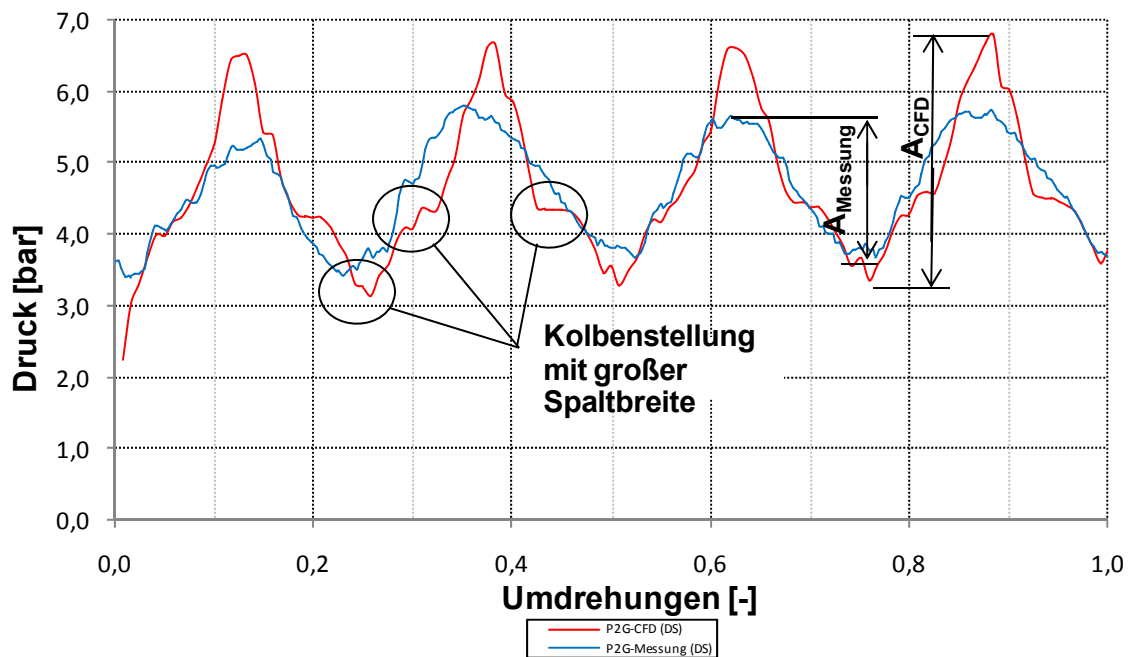


Abbildung 11.31: Detaildarstellung der Druckpulsationen für die FFT-Analyse

11.3.4 Vergleich der Turbulenzmodelle $k-\varepsilon$ und SST bzw. laminare Annahme

In den bisher durchgeführten numerischen Simulationen wurde immer das Turbulenzmodell $k-\varepsilon$ angewandt. Es ist für seinen geringen Aufwand hinreichend genau und stabil, jedoch werden die Strömungen in Wandnähe unzureichend behandelt. Deshalb wurde der Referenzpunkt auch noch mit dem Turbulenzmodell SST und laminar berechnet. Das SST Modell liefert für wandnahe und wandentfernere Strömungen gute Lösungen, da es lokal zwischen dem $k-\varepsilon$ und dem $k-\omega$ Modell wechselt.

Abbildung 11.32 veranschaulicht die Austrittsdrücke bei den verschiedenen Modellen. Es wurde dabei immer das gleiche Netz und die gleichen Einstellungen in ANSYS-Pre verwendet.

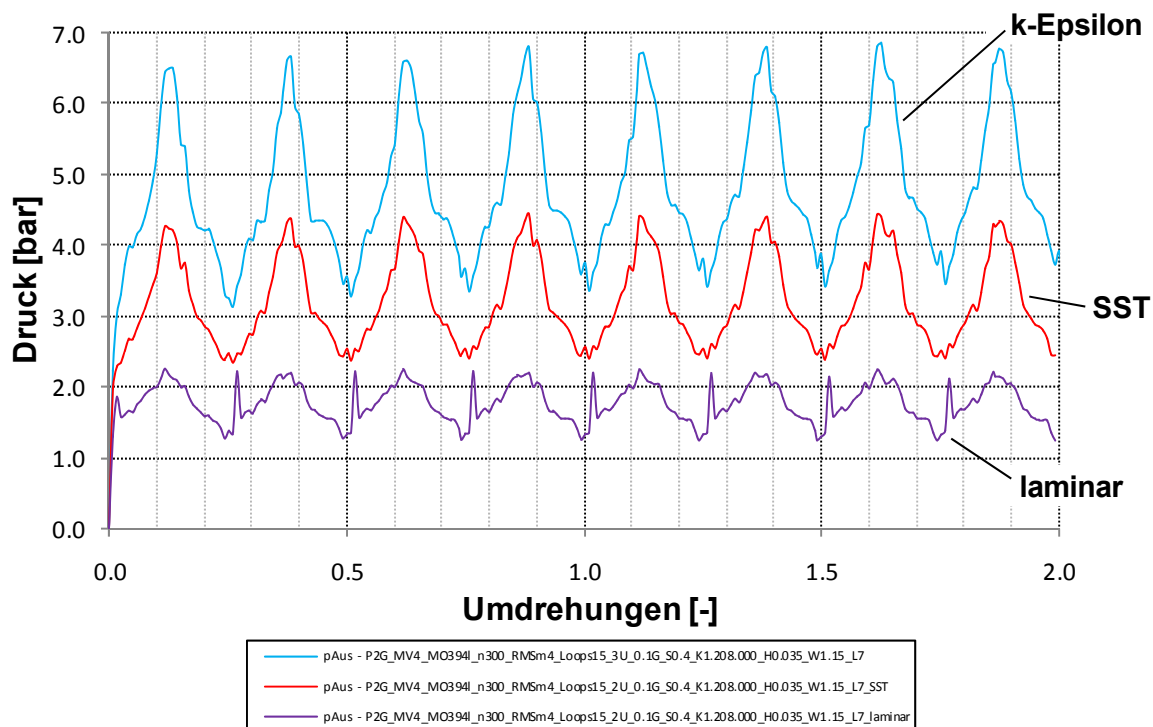


Abbildung 11.32: Vergleich der Druckpulsationen bei verschiedenen Turbulenzmodellen

Das SST Modell weist geringere Druckpulsationen als das $k-\varepsilon$ Modell auf. Der durchschnittliche Druck am Austritt liegt ca. 1,5 bar unter dem des $k-\varepsilon$ Modells. Aufgrund der nicht berücksichtigten Wandhaftung an den Kolben wird das in wandnahen Bereichen realistischere $k-\omega$ Modell anscheinend nicht richtig eingesetzt und es kommt zu einer weiteren Überbewertung der Leckage. Dadurch steigen die volumetrischen Verluste in den Spalten und die Δp -Q-Kennlinie wird flacher. Die laminare Simulation weist eine noch geringere Druckdifferenz auf, was auf noch höhere Geschwindigkeiten in den Spalten schließen lässt. Diese erhöhten Geschwindigkeiten in den Spalten sind in Abbildung 11.34 sehr gut zu erkennen.

Aufgrund der hohen Geschwindigkeiten im Spalt bei laminarer Simulation wurde in den Spalten die Reynolds-Zahl bei mehreren schon berechneten Simulationen (alle mit dem $k-\varepsilon$ Modell) ermittelt. In

den engsten Querschnitten liegt die Reynolds-Zahl zwischen 800-2000, das heißt, dass in den engen Spalten eigentlich eine laminare Strömung berechnet werden müsste, was aber das SST bzw. $k-\varepsilon$ Modell nicht kann. Möchte man die Spaltströmung genauer berechnen, dann müsste bei der numerischen Simulation vom engsten Spaltquerschnitt ausgehend in die Förderkammer ein Übergang von laminar auf turbulent berechnet werden, was auch Transition genannt wird. Eine gleichzeitige Berechnung eines laminaren Spaltes mit einem transitionellen Übergang auf ein Turbulenzmodell, das in den anderen Pumpenbereichen eingesetzt wird, ist aber derzeit nicht möglich.

Werden die Strömungskonturen in Abbildung 11.34 betrachtet, dann kann aber festgestellt werden, dass die laminare Simulation nur in den Spalten plausible Ergebnisse liefert. In der Förderkammer sowie im Ein- und Auslassbereich der Pumpe herrscht eine turbulente Strömung, für die ein passendes Turbulenzmodell verwendet werden muss.

Bei einer globalen Betrachtung der Strömungskonturen des SST und $k-\varepsilon$ Modells sind keine großen Unterschiede zu erkennen. Das Ansaugen und die Verwirbelungen am Austritt sind fast ident, ebenso der Förderprozess in der Kammer. Der einzige Unterschied dieser zwei Modelle besteht in der Berechnung der wandnahen Bereiche, und da vor allem in den Spalten.

In Abbildung 11.33 ist die *First Blending Function* dargestellt. Mit dieser Funktion können die Bereiche gezeigt werden, bei denen das $k-\omega$ Modell (rot) bzw. das $k-\varepsilon$ Modell (blau) zum Einsatz kommen. In Kolbennähe, vor allem in der Förderkammer, und beim Austritt aus dem Pumpenraum wird das $k-\omega$ Modell verwendet, sonst ist das $k-\varepsilon$ Modell ausreichend.

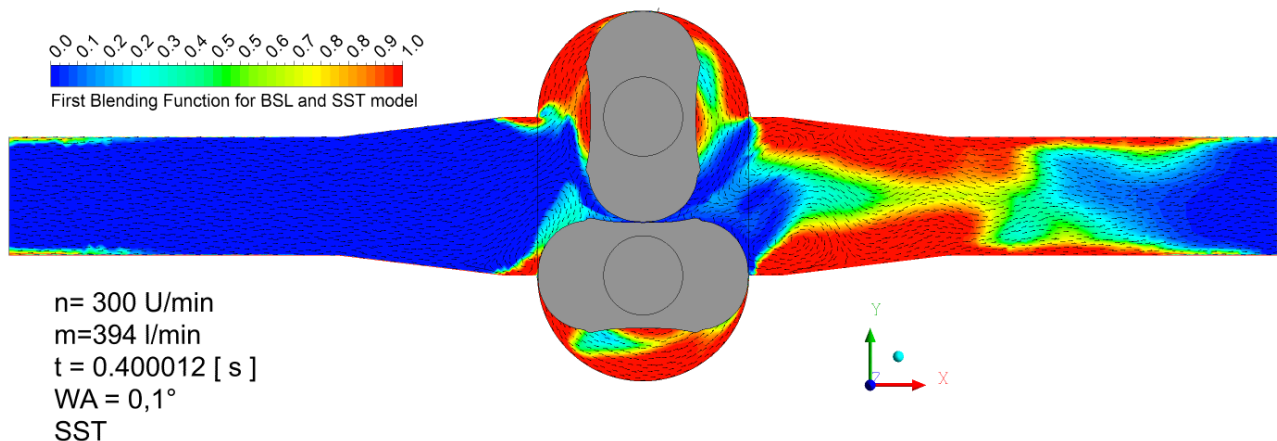


Abbildung 11.33: $k-\varepsilon$ und $k-\omega$ Modell bei SST

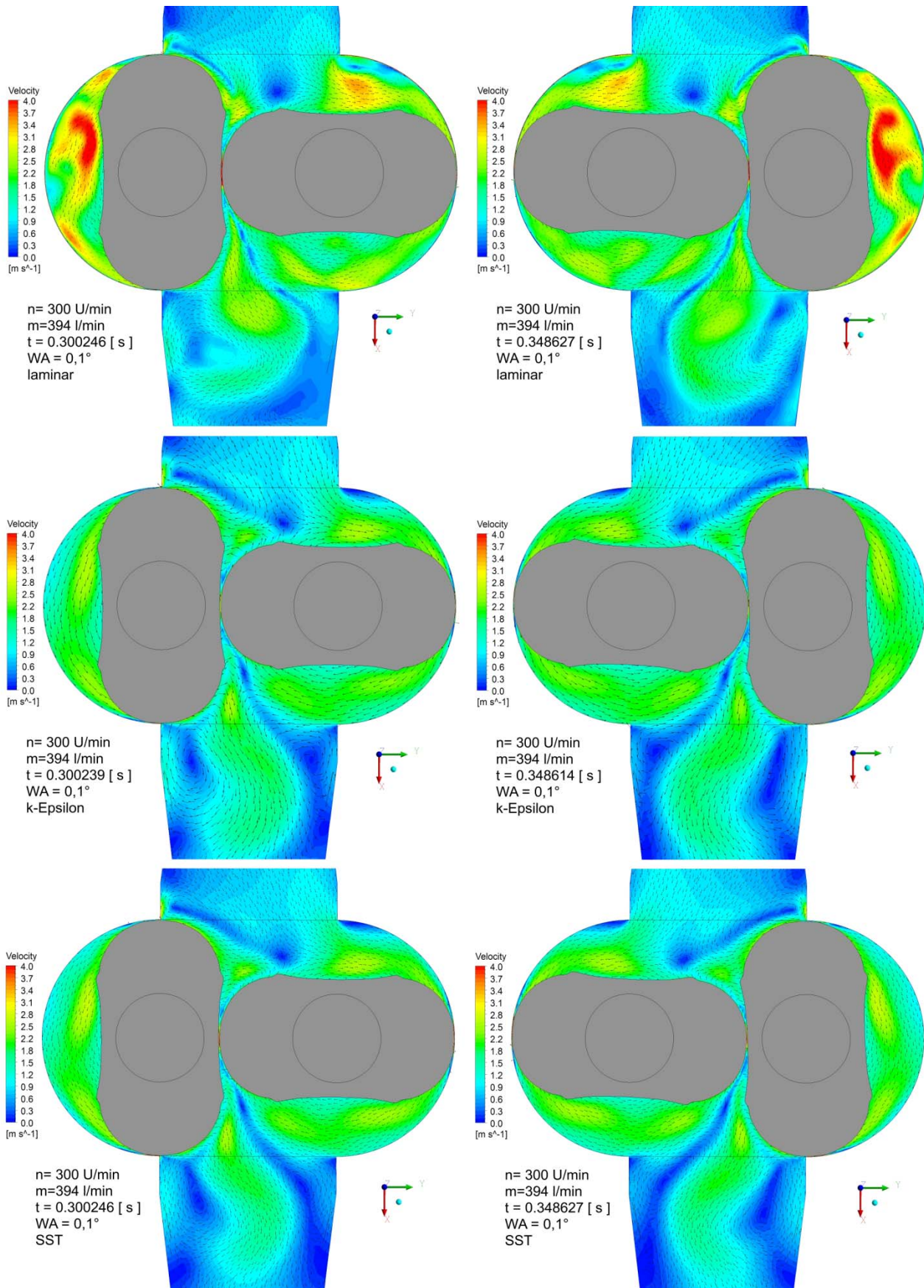


Abbildung 11.34: Vergleich der CFD Geschwindigkeitskonturen bei verschiedenen Turbulenzmodellen

Die Untersuchung der Anwendung des geeigneten Turbulenzmodells bei der numerischen Simulation einer Drehkolbenpumpe ergab, dass bei einer exakten Berechnung die Strömung in den Spalten laminar ist. Außerhalb der Spalte wird ein Turbulenzmodell benötigt. Erfahrungsgemäß kompensiert das SST Modell die Nachteile des $k-\epsilon$ und $k-\omega$ Modells. Aufgrund der Nichtberücksichtigung der Wandhaftung kommen die Vorteile des $k-\omega$ Modells in wandnahen Bereichen nicht zum Tragen. Deshalb bezieht das auch von ANSYS für IMS-Modelle vorgeschlagene $k-\epsilon$ Modell realistischere Ergebnisse.

11.3.5 Anwendung der optimierten Einstellungen auf den Kolben P3G

Nach der erfolgreichen Berechnung der Drehkolbenpumpe mit dem Kolben P2G wurde das gleiche Setup für die Simulation eines geraden 3-flügeligen Kolbens angewandt. In das gleiche Fluidnetz wurde der neue, vernetzte Kolben eingesetzt und mit denselben Einstellungen in ANSYS-Pre berechnet. Die Spaltbreite beträgt auch hier 0,4 mm. Da diese Berechnungen sehr viel Zeit beanspruchen, konnte nur ein Betriebspunkt, der Referenzpunkt, und keine ganze Kennlinie simuliert werden.

Das Ergebnis dieser Simulation stimmt wie schon beim 2-flügeligen Kolben mäßig gut mit der Messung überein - die Abweichung beträgt etwa 20%. In Abbildung 11.35 ist der berechnete Betriebspunkt im Vergleich zur Kennlinie des Kolben P3S eingezeichnet. Eine Kennlinienmessung des Kolbens P3G liegt nicht vor, es ist jedoch zu erwarten, dass die Kennlinie eine ähnliche Steigung besitzt.

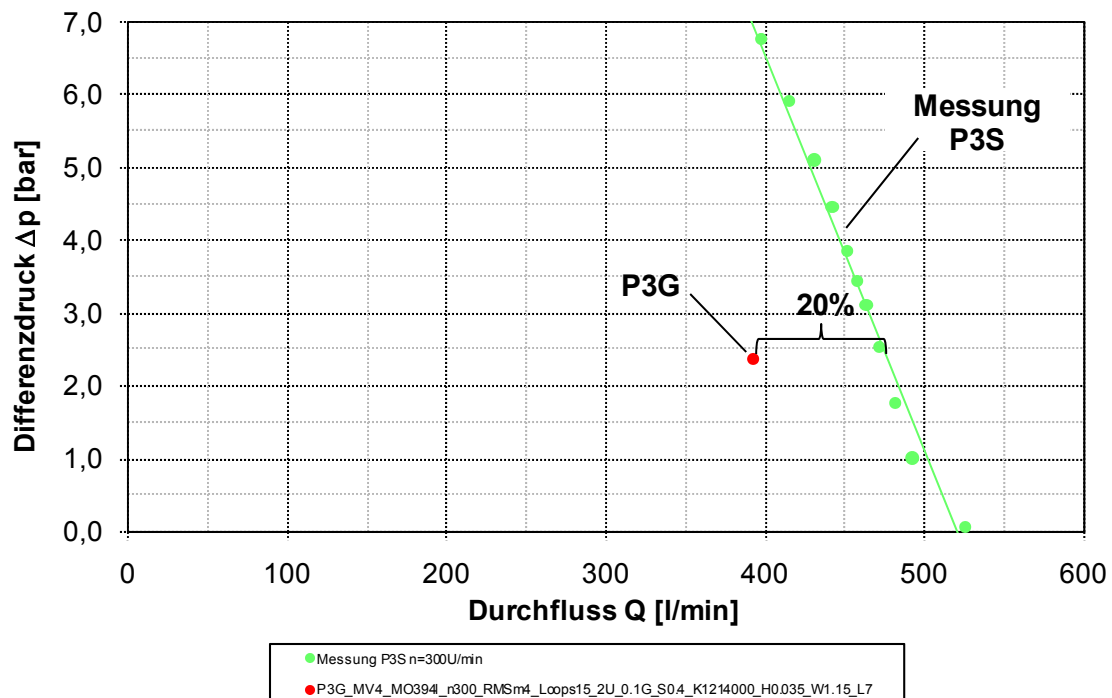


Abbildung 11.35: Vergleich der Δp -Q Kennlinien der Messung zu CFD beim Kolben P3G

Bezüglich der Abweichung des Betriebspunktes von der Kennlinie, der Spaltauflösung oder der Strömung im Spalt gelten die gleichen Erkenntnisse, die schon in Kapitel 11.3.2 "Vergleich der Messung - CFD anhand der Referenzpumpe P2G" erläutert wurden.

In Abbildung 11.36 ist eine Gegenüberstellung der Druckpulsationen am Austritt der Pumpe mit den Kolben P2G und P3G dargestellt. Es ist in dieser Abbildung sehr gut ersichtlich, dass die Amplituden des 3-flügeligen Kolbens viel kleiner sind als die des 2-flügeligen Rotors. Außerdem benötigt der Kolben P3G länger für das Einschwingen, das heißt, die Pulsationen steigen nicht mehr und sind ausgeprägt zu erkennen. Dies geschieht ab ca. 1,5 Umdrehungen. Es wäre bei dieser Berechnung von Vorteil gewesen, wenn insgesamt 3 Umdrehungen berechnet worden wären. Eine längere Simulation dieser Kolbenvariante ist aber nicht Teil dieser Diplomarbeit. Ab ca. 1,5 Umdrehungen können die Pulsationen gut identifiziert werden und pro Umdrehung werden 6 Ausschübe getätigt.

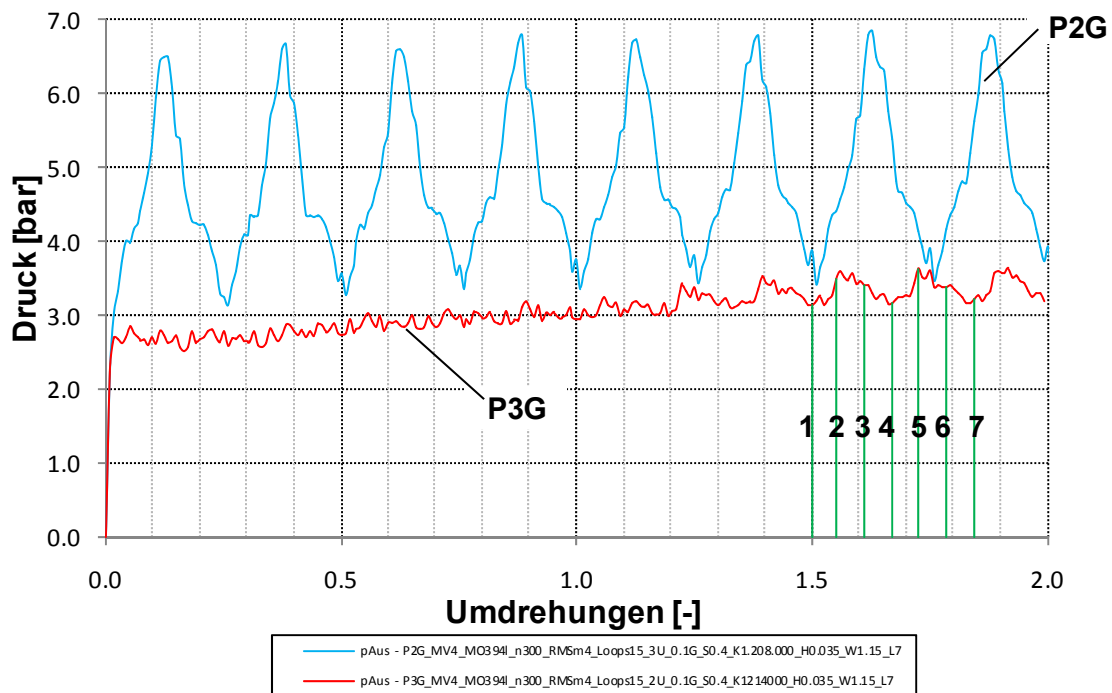


Abbildung 11.36: Vergleich der Druckpulsationen mit den Kolben P2G und P3G

Abbildung 11.37 zeigt die Druckänderung in der Drehkolbenpumpe über eine 1/3 Umdrehung. Die Lage der Kolbenstellung ist auch in Abbildung 11.36 eingezeichnet. Von Bild 1-4 und 4-7 ist jeweils eine Pulsation abgebildet. Der linke Kolben erhöht den Druck in Bild 1 und 2, bis der rechte Kolben eine Förderkammer auf der Druckseite öffnet und der Druck absinkt Bild (3,4). Ist der rechte Kolben in einer bestimmten Stellung, sodass das Fluid gut hinaus strömen kann, dann steigt der Druck wieder an. Das heißt, dass die Druckerhöhungen und die daraus folgende Pulsation immer bei einer spezifischen Kolbenstellung auftreten, bei der die Förderkammer ideal geöffnet ist. Diese

Kolbenstellung sieht man in Kontur 2, für den linken Kolben, und 5, für den rechten Kolben, sehr gut. Im Flankenspalt sinkt der Druck bei bestimmten Kolbenstellungen unter 1 bar ab. Dieser Bereich ist bei Drehkolbenpumpen erfahrungsgemäß kavitationsgefährdet, was auch diese Unterdruckgebiete teilweise bestätigen, obwohl der Dampfdruck der Flüssigkeit nicht unterschritten wird. Außerdem ist wieder zu beachten, dass die Methode Immersed Solid keine Multiphasenströmungen berechnen kann.

In Abbildung 11.38 sind die zu den Druckkonturen 1-6 passenden Geschwindigkeitskonturen dargestellt. Man kann die Wirbelbildung am Austritt, sowie die annähernd koaxiale Förderung um den Kolben gut erkennen. Im Flankenspalt sind größere Felder mit hohen Geschwindigkeiten bei einer sehr großen Spaltbreite zu sehen, womit die hohen Verluste des Betriebspunktes erklärt werden. Die Kolben in Abbildung 11.37 und Abbildung 11.38 wurde in ANSYS-Pre so verkleinert, dass der Kopfspalt 0,4 mm groß ist. Wegen der Geometrie der Kolben ändert sich der Flankenspalt je nach Rotorstellung. Deshalb entstehen teilweise extrem große Spalte, die Verluste steigen an und die Kennlinie wird flacher. Diese Verluste können durch optimieren der Kolbenanfangsstellung minimiert werden, indem die Rotoren nicht normal zueinander, wie in Abbildung 11.37 Darstellung 1 gezeigt, sondern um einen bestimmten Winkel verdreht werden. Diese verhältnismäßig recht großen Flankenspalte (bis zu 2 mm) treten in der Realmaschine sicher nicht auf. Damit könnte ein gleichmäßiger Spaltverlauf eingestellt werden und die Kennlinie wird steiler und nähert sich der gemessenen Linie. Dies wurde im Zuge dieser Arbeit aber nicht durchgeführt.

Ein 3-flügeliger Kolben müsste eigentlich weniger volumetrische Verluste haben als ein 2-flügeliger Kolben, da die Druckdifferenz im Kopfspalt in zwei Schritte aufgeteilt wird. Das heißt, dass die innere Rückströmung aufgrund der kleineren Druckdifferenz zwischen zwei Stufen geringer wird. In diesem Fall war aber der Flankenspalt zu groß, um dies aufzuzeigen.

Weiters ist zu erwähnen, dass ein mehrflügeliger Kolben immer weniger Verluste hat, da die Druckdifferenz in mehrere kleine Stufen aufgeteilt wird. Durch Erhöhen der Drehzahl wird der Strömungswiderstand in den Spalten zusätzlich vergrößert, wodurch die Pumpe dichter wird und der Wirkungsgrad steigt.

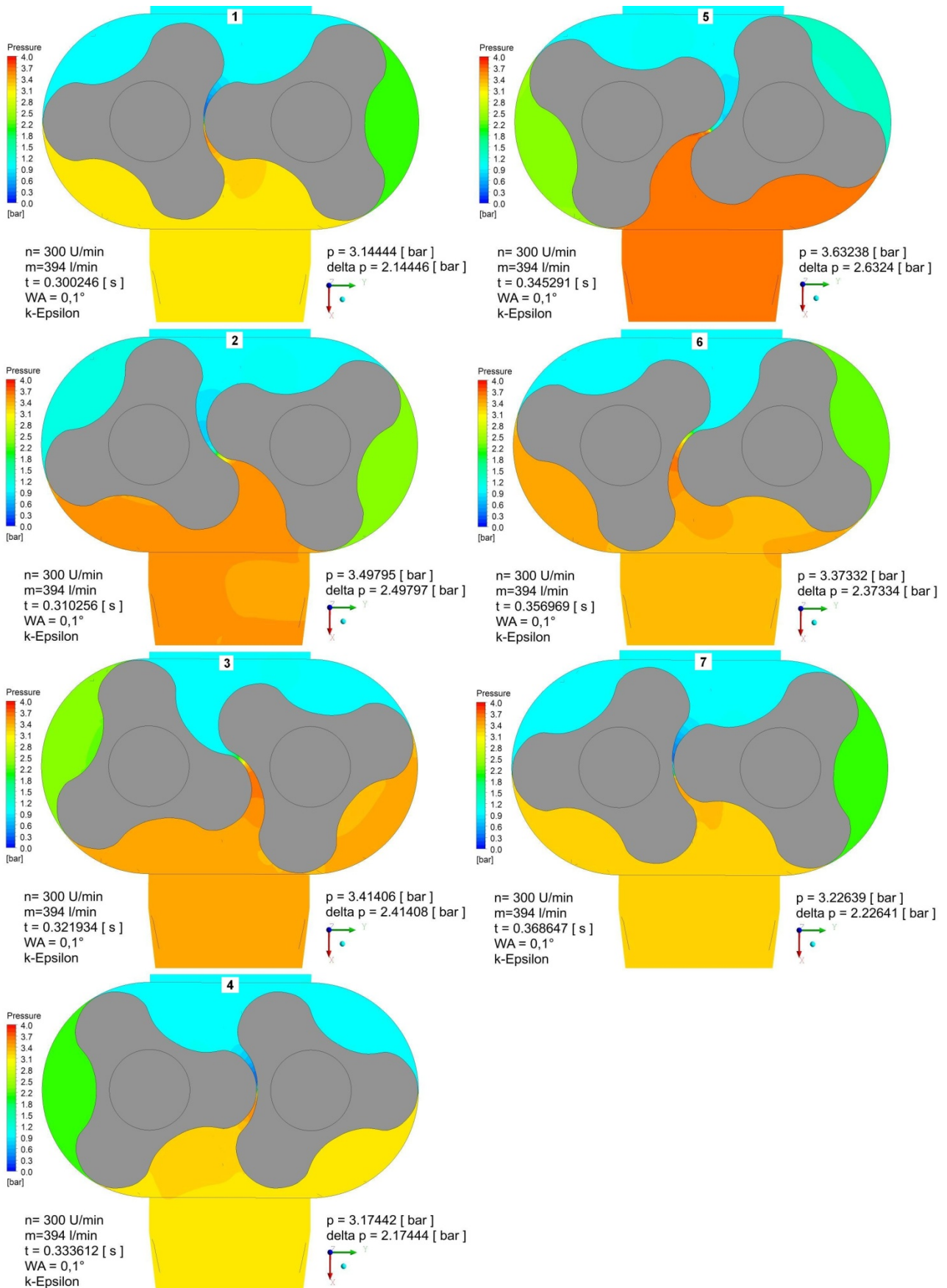


Abbildung 11.37: CFD Druckkontur der Drehkolbenpumpe P3G mit k-ε Turbulenzmodell

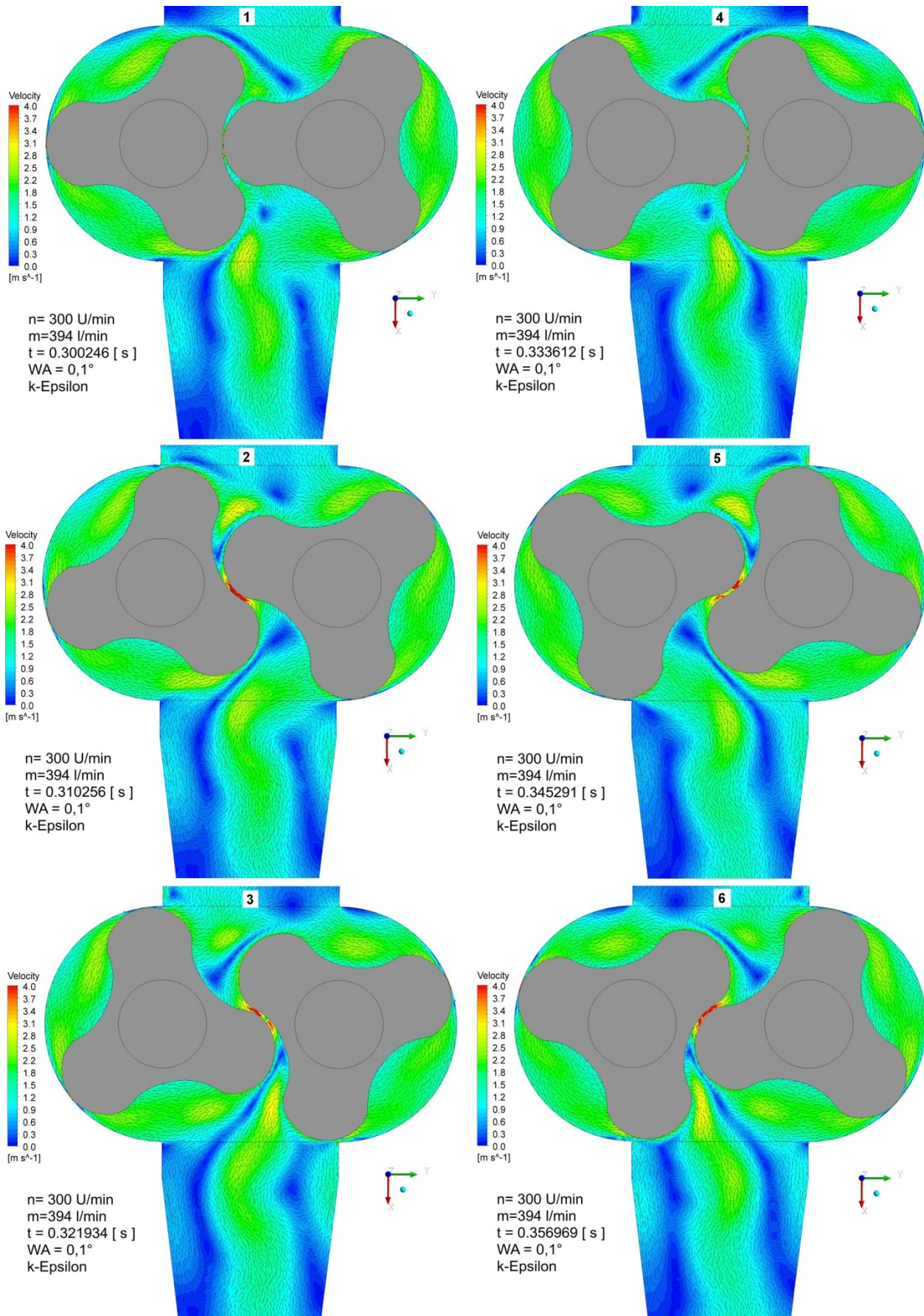


Abbildung 11.38: CFD Geschwindigkeitskontur der Drehkolbenpumpe P3G mit k-ε Turbulenzmodell

12 Schlussfolgerungen/ Ausblick

Die in dieser Diplomarbeit untersuchte Methode Immersed Solid eignet sich in der derzeit verfügbaren Version sehr gut für eine globale Auslegung einer Drehkolbenpumpe. Es können damit die Druckpulsationen, die Δp -Q Kennlinien, die allgemeinen Strömungsverhältnisse oder auch die Wirkungsgradkurven realitätsnahe abgebildet werden, was für die Entwicklung und Auslegung von Drehkolbenpumpen essentiell ist. Eine bessere Annäherung der CFD-Ergebnisse an die Messergebnisse würde sich vor allem durch realistischere Spaltannahmen ($s=0,1$ mm), eine Verfeinerung der Rechnetze sowie eine weitere Verkleinerung der WA erreichen lassen. Diese Maßnahmen führen jedoch zu einem drastischen Anstieg der Rechenzeit und hätten den Rahmen dieser Arbeit mehr als gesprengt. Große Nachteile der Methode IMS sind in der Berechnung der Strömung um die Kolben, und vor allem in den Spalten, zu erkennen. Eine Auslegung einer Verdrängerpumpe hinsichtlich Kavitation ist mit dieser Methode ebenfalls nicht möglich, obwohl dies für Pumpen sehr wichtig ist.

Eine Berücksichtigung der Reibungseffekte an der Kolbenoberfläche sowie die Möglichkeit der Simulation von Mehrphasenströmungen sind auch in der aktuellen Version 13 von ANSYS CFX nicht implementiert. Außerdem ist nur die Berechnung mit inkompressiblen Medien möglich.

Trotzdem konnte in dieser Arbeit eine Drehkolbenpumpe mit 2-flügeligen, geraden und 3-flügeligen, geraden Kolben nachgerechnet werden. Der Vergleich mit Messergebnissen bestätigt die oben angeführten Vor- und Nachteile.

Die numerischen Simulationen wurden alle dreidimensional durchgeführt, was vor allem für die Berücksichtigung aller auftretenden Spalte und die Berechnung von verwundenen Kolben, aber auch für andere rotierende Verdrängerpumpen mit komplexen 3D Geometrien bedeutend ist. Aber gerade dabei konnten keine überzeugenden Ergebnisse erzielt werden, weshalb die Anwendung von Immersed Solid auf diese pulsationsarmen Kolben weiter analysiert werden muss.

Für die numerische Berechnung von Verdrängermaschinen eignet sich die Methode Immersed Solid besser als die Methode Moving Mesh. Bei IMS muss nur ein Gitter für das Fluid erstellt werden und die Simulationszeit ist von der Knotenanzahl und bestimmten Einstellungen in ANSYS-Pre abhängig. In der Literaturrecherche wurden viele Beispiele mit Moving Mesh gefunden, bei denen der Aufwand für die Vernetzung und anschließende Berechnung um vieles größer war. Der Grund dafür ist, dass bei jedem Zeitschritt ein neues Gitter benötigt wird. Die global betrachteten Ergebnisse sind aber nicht viel genauer als bei IMS. Der Vorteil von Moving Mesh liegt vor allem in der Berechnung der Strömung um die Kolben, da diese Methode die Wandhaftung an den Verdrängern berücksichtigt. Aber gerade durch diesen Vorteil wird der Rechenaufwand kompliziert und die Simulationszeit steigt an.

Abschließend kann festgehalten werden, dass die Methode Immersed Solid noch nicht ausgereift ist, aber schon jetzt äußerst gute Ergebnisse in einem annehmbaren Zeitraum berechnet. Sollten zukünftige Versionen von ANSYS CFX um die derzeitigen Nachteile erweitert werden, dann ist die Methode Immersed Solid das optimale Werkzeug für die numerische Simulation von rotierenden Verdrängermaschinen.

13 Abbildungsverzeichnis

Abbildung 2.1: Bauarten rotierender Verdrängermaschinen [2].....	8
Abbildung 2.2: Typische Betriebskennlinie einer rotierenden Verdrängermaschine [2].....	9
Abbildung 3.1: Unterschiedliche Rotorgestaltung bei Drehkolbenpumpen [1]	11
Abbildung 3.2: Arbeitsraumquerschnitt einer Drehkolbenmaschine [2].....	12
Abbildung 3.3: Spaltvolumenströme in einer Zahnradpumpe [6].....	13
Abbildung 3.4: Geschwindigkeitsprofil zwischen Rotor und Gehäuse [2].....	14
Abbildung 3.5: Förderstimpulsation von Drehkolbenpumpen [1].....	16
Abbildung 3.6: Kavitationsarten bei Drehkolbenpumpen [1]	18
Abbildung 3.7: Aufbau einer Pumpenanlage [2] und Saugkennlinie für NPSHR [1].....	19
Abbildung 4.1: Skizze der Drehkolbenpumpe.....	20
Abbildung 4.2: Versuchsauswertung P2G - Δp -/Q- Kennlinien	21
Abbildung 4.3: Versuchsauswertung P3S - Δp -/Q- Kennlinien.....	22
Abbildung 6.1: Eindimensionales Beispiel für die Lagrange, Euler und ALE Methode [14].....	25
Abbildung 6.2: Unterschied des Geschwindigkeits- und Druckverlaufes zwischen der ganzen und halben Pumpe [17]..	27
Abbildung 6.3: Druckaufbau entlang der Gehäusewand [17].....	28
Abbildung 6.4: Vergleich der ebenen Couette-Poiseuille Strömung im Spalt [17]	28
Abbildung 6.5: Stromlinien in der Saugkammer [18].....	30
Abbildung 6.6: Bereich Ω mit Unterbereich ω [19].....	31
Abbildung 6.7: Massenfluss am Einlass für einen Fördervorgang [19].....	32
Abbildung 6.8: Darstellung ausgewählter CFD Ergebnisse [20].....	33
Abbildung 6.9: IMS Volumenstromverläufe + Spaltverlustprofil [13]	35
Abbildung 7.1: Screenshot aus der ANSYS Workbench.....	37
Abbildung 7.2: Aufbau des Fluidbereiches.....	38
Abbildung 7.3: Skizze des Fluidbereiches.....	39
Abbildung 7.4: Modellversion 5 des Fluidbereiches.....	41
Abbildung 7.5: Verwendete Kolbenbauformen.....	41
Abbildung 8.1: Grundlegende Gitterbausteine [11].....	42
Abbildung 8.2: Qualitätskriterium für Gitter – Skewness	44
Abbildung 8.3: Lösungsschema des Solver	44
Abbildung 8.4: Qualitätskriterium für Gitter – Expansion Factor / Aspect Ratio.....	45
Abbildung 8.5: Fluidgitter: links ohne Kolben, rechts mit Kolben	48
Abbildung 8.6: Gitter Zulaufrohr und Übergangstück.....	49
Abbildung 8.7: Detailansicht des Pumpenraumes	50
Abbildung 8.8: Detailansicht der Prismenschichten.....	51
Abbildung 8.9: Schnitt durch den Pumpenraum	52
Abbildung 8.10: Detailschnitt durch Pumpenraum, links Detail 1, rechts Detail 2	52
Abbildung 9.1: Aufbau Modellbaum CFX-Pre	53

Abbildung 9.2: Geschwindigkeitsvektoren der Fluidteilchen bei IMS und Moving Mesh [13]	55
Abbildung 9.3: Grenzbedingungen Fluid.....	57
Abbildung 9.4: Reynoldscher Farbfadenversuch [10]	63
Abbildung 11.1: Bezeichnung der Simulationsergebnisse.....	68
Abbildung 11.2: CFD Ergebnisse zur Analyse der 2 Randbedingungen.....	70
Abbildung 11.3: CFD Ergebnisse zur Analyse des Konvergenzkriteriums 1.....	71
Abbildung 11.4: CFD Ergebnisse zur Analyse des Konvergenzkriteriums 2.....	72
Abbildung 11.5: CFD Ergebnisse zum Einschwingverhalten bei verschiedenen Anfangsbedingungen.....	72
Abbildung 11.6: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Gitterfeinheit	74
Abbildung 11.7: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Spaltbreite	75
Abbildung 11.8: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses des Flankenspalt.....	76
Abbildung 11.9: CFD Druckkonturen für Zusammenhang Druckverlauf - Spaltbreite	77
Abbildung 11.10: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Grenzschichtenanzahl im Spalt.....	78
Abbildung 11.11: Vergleich der Spaltströmung Theorie - IMS.....	79
Abbildung 11.12: CFD Geschwindigkeitskonturen der Spaltströmung	80
Abbildung 11.13: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Winkelauflösung 1	81
Abbildung 11.14: CFD Ergebnisse zur Bewertung des Einflusses der Winkelauflösung 2	82
Abbildung 11.15: Analyse der RMS Zahl und Rechenzeit.....	83
Abbildung 11.16: Rechengitter von Modellversion 5.....	84
Abbildung 11.17: CFD Ergebnisse zur Bewertung des „2,5D“ Modells	86
Abbildung 11.18: CFD Ergebnisse zur Bewertung der Spaltströmung des „2,5D“ Modells.....	87
Abbildung 11.19: Verlauf des Berührungspunktes zwischen zwei Kolben	88
Abbildung 11.20: CFD Ergebnisse des Kolbens P3G zur Bewertung der Winkelauflösung.....	89
Abbildung 11.21: CFD Ergebnisse des Kolbens P3G zur Bewertung des Druckverlaufes am Austritt	90
Abbildung 11.22: CFD Ergebnisse des Kolbens P3S zur Bewertung der Winkelauflösung	91
Abbildung 11.23: CFD Ergebnisse des Kolbens P3S zur Bewertung des Druckverlaufes am Austritt	92
Abbildung 11.24: Vergleich der Δp -Q Kennlinien der Messung zu CFD beim Kolben P2G	94
Abbildung 11.25: CFD Geschwindigkeitskonturen des Kopfspaltes bei der Referenzkennlinie.....	95
Abbildung 11.26: Vergleich der η -Q Kennlinien der Messung zu CFD.....	96
Abbildung 11.27: Vergleich der Druckpulsationen der Messung zu CFD	97
Abbildung 11.28: CFD Geschwindigkeitskontur der Drehkolbenpumpe P2G mit k - ε Turbulenzmodell	100
Abbildung 11.29: CFD Druckkontur der Drehkolbenpumpe P2G mit k - ε Turbulenzmodell.....	101
Abbildung 11.30: Vergleich FFT Analyse CFD (unten) und Messung (oben)	102
Abbildung 11.31: Detaildarstellung der Druckpulsationen für die FFT-Analyse	103
Abbildung 11.32: Vergleich der Druckpulsationen bei verschiedenen Turbulenzmodellen	104
Abbildung 11.33: k - ε und k - ω Modell bei SST.....	105
Abbildung 11.34: Vergleich der CFD Geschwindigkeitskonturen bei verschiedenen Turbulenzmodellen.....	106
Abbildung 11.35: Vergleich der Δp -Q Kennlinien der Messung zu CFD beim Kolben P3G	107
Abbildung 11.36: Vergleich der Druckpulsationen mit den Kolben P2G und P3G.....	108

Abbildung 11.37: CFD Druckkontur der Drehkolbenpumpe P3G mit $k-\varepsilon$ Turbulenzmodell..... 110
Abbildung 11.38: CFD Geschwindigkeitskontur der Drehkolbenpumpe P3G mit $k-\varepsilon$ Turbulenzmodell 111

14 Tabellenverzeichnis

Tabelle 8.1: Übersicht der verwendeten Rechengitter..... 46
Tabelle 9.1: Verwendete Simulationszeitschritte..... 59
Tabelle 11.1: Vergleich der „2,5D“ Gitter 88
Tabelle 11.2: Optimales Rechensetup für Kolben P2G..... 93
Tabelle A: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 1..... 119
Tabelle B: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 2..... 120
Tabelle C: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 3..... 121
Tabelle D: Übersicht der durchgeführten Simulationen..... 122

15 Literaturverzeichnis

- [1]. **Vetter, Gerhard.** *Rotierende Verdrängerpumpen für die Prozesstechnik.* Essen : Vulkan-Verlag GmbH, 2006.
- [2]. **Faragallah, W. H. und Surek, D.** *Rotierende Verdrängermaschinen.* Sulzbach : Verlag und Bildarchiv W. H. Faragallah, 1996.
- [3]. **Bohl, Willi.** *Pumpen und Pumpenanlagen.* Grafenau : expert verlag, 1982.
- [4]. **Vogelsang GmbH.** *Über die Auslegung von Drehkolbenpumpen.* Essen : s.n., 2003.
- [5]. **Vogelsang, GmbH.** *Bei Drehkolbenpumpen sparen mit hohen Drehzahlen.* Essen : s.n., 2004.
- [6]. **Bartilla, T.** Zahnradpumpen in neuen Extrusionsanwendungen. *Kunststoffe.* 1992, Bd. Heft 2, 82.
- [7]. **Verhülsdonk, Burkhard and Türk, Meno.** Gap leakage behaviour of helical vane rotary lobe pumps. *World Pumps.* April 2006, April, pp. 32-37.
- [8]. **Vogelsang, H., et al.** Pulsation problems in lobe pumps. *World Pumps.* February 1999, February.
- [9]. **Laurien, Eckart und Oertel, Herbert.** *Numerische Strömungsmechanik.* Wiesbaden : Vieweg+Teubner, 2009.
- [10]. **ANSYS, Inc.** *ANSYS CFX Introduction.* Canonsburg : s.n., November 2009.
- [11]. **Ferziger, Joel H. und Perić, Milovan.** *Numerische Strömungsmechanik.* Berlin Heidelberg New York : Springer-Verlag, 2008.
- [12]. **Schwotzer, Tobias.** *Simulation einer Drehkolbenpumpe mit der Immersed-Solid-Methode.* Berlin : TU Berlin, 2009.
- [13]. **Donea, J., et al.** Arbitrary Lagrangian-Eulerian methods. *Encyclopedia of Computational Mechanics.* s.l. : John Wiley & Sons, Ltd., 2004.
- [14]. **Riemslogh, Kris, Vierendeels, Jan and Dick, Erik.** An arbitrary Lagrangian–Eulerian finite-volume method for the simulation of rotary displacement pump flow. *Applied Numerical Mathematics.* 2000, 32, pp. 419–433.

- [15]. **Panta, Yogendra M.** *Numerical Flow Analysis of Gear Pump*. Youngstown State University : s.n., 2004.
- [16]. **Houzeaux, Guillaume and Codina, Ramon.** A finite element method for the solution of rotary pumps. *Computers & Fluids*. 2007, 36, pp. 667-679.
- [17]. **Castilla, R., et al.** Numerical simulation of turbulent flow in the suction chamber of a gearpump using deforming mesh and mesh replacement. *International Journal of Mechanical Sciences*. 2010, 52, pp. 1334-1342.
- [18]. **Vande Voorde, John, Vierendeels, Jan and Dick, Erik.** Flow simulations in rotary volumetric pumps and compressors with the fictitious domain method. *Journal of Computational and Applied Mathematics*. 2004, 168, pp. 491–499.
- [19]. **Fuchs, Marian.** *Numerische Simulation der instationären Strömung in einer Drehkolbenpumpe*. Berlin : TU Berlin, 2010.
- [20]. **Schäfer, Michael.** *Numerik im Maschinenbau*. Berlin Heidelberg : Springer-Verlag, 1999.
- [21]. **ANSYS, Inc.** *ANSYS CFX Meshing Help, Release 12.1*. Canonsburg : s.n., 2009.
- [22]. **EDR.** ANSYS CFD Tutorial: Immersed Solids. [Online] [Cited: 03 02, 2011.] http://www.edr.se/blogg/blogg/ansys_cfd_tutorial_immersed_solids.
- [23]. **ANSYS, Inc.** *ANSYS CFX-Solver Modeling Guide, Release 12.1*. Canonsburg : s.n., 2009.
- [24]. **ANSYS, Inc.** *ANSYS CFX-Pre User's Guide, Release 12.1*. Canonsburg : s.n., 2009.
- [25]. **ANSYS, Inc.** *ANSYS CFX-Solver Theory Guide, Release 12.1*. Canonsburg : s.n., 2009.
- [26]. **CADFEM, GmbH.** [Online] [Zitat vom: 30. 03 2011.] <http://www.cadfem.at/produkte/ansys/stroemungsmechanik.html>.
- [27]. **Brenn, Günter und Meile, Walter.** *Vorlesungsskriptum Strömungslehre und Wärmeübertragung*. TU Graz : Institut für Strömungslehre und Wärmeübertragung, 2006.

16 Anhang

Tabelle A: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 1

Analysis Type		
External Solver Coupling	Option	None
Analysis Type	Option	Transient
Time Duration	Option	Total Time
Time Steps	Option	Timesteps
Initial Time	Option	Automatic with Value
	Time	0 [s]
Initialization		
Domain Initialization		
Initial Conditions	Velocity Type	Cartesian
Cartesian Velocity Components	Options	Automatic with Value
	U	1 [m/s]
	V	0 [m/s]
	W	0 [m/s]
Static Pressure	Option	Automatic with Value
	Relative Pressure	0 [bar]
Turbulence	Option	Medium Intensity and Eddy Viscosity
Solver Control		
Advection Scheme	Option	High Resolution
Transient Scheme	Option	Second Order Backward Euler
Timestep Initialization	Option	Automatic
Turbulence Numerics	Option	First Order
Convergence Control	Min. Coeff. Loops	1
	Max. Coeff. Loops	15 bzw. 25
Fluid Timescale Control	Timescale Control	Coefficient Loops
	Immersed Solid Control	Scaling Factor Standard auf 10
Convergence Criteria	Residual Type	RMS
	Residual Target	10^{-4} bzw. 10^{-5}

Tabelle B: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 2

Output Control		
Trn Results		
Transient Results	Option	Selected Variables
	File Compression	Default
	Output Variables List	Pressure, Velocity, Velocity in Stn Frame, Density
Include Mesh		
Output Frequency	Option	Timestep Interval
	Timestep Interval	abhängig von Timestep-Größe und daraus folgender Anzahl an transienten Ergebnis-Files
Monitor		
Monitor Options	Expression	MassFlowIn MassFlowOut PressureIn PressureOut TorqueKolben1 TorqueKolben2
Kolben		
Location and Type	Domain Type	Immersed Solid
Domain Motion	Option	Rotating
	Angular Velocity	±300 rpm
Axis Definition	Option	Two Points
	Rotation Axis From	0 / ±0.06 / 0
	Rotation Axis To	0 / ±0.06 / 1

Tabelle C: Allgemeine Einstellungen in ANSYS Pre für die Methode IMS 3

Domain Fluid		
Basic Settings		
Fluid 1	Option	Material Library
	Material	Water
Morphology	Option	Continuous Fluid
Pressure	Reference Pressure	1 [bar]
Buoyancy	Option	Non Buoyant
Domain Motion	Option	Stationary
Mesh Deformation	Option	None
Fluid Models		
Turbulence	Option	k-Epsilon (2 x SST und 1 x laminar)
	Wall Function	Scalable
Inlet		
Basic Settings	Boundary Type	Inlet
Boundary Details		
Flow Regime	Option	Subsonic
Mass and Momentum	Option	Static oder Total Pressure
	Relative Pressure	-
Flow Direction	Option	Normal to Boundary Condition
Turbulence	Option	Medium (Intensity=5%)
Outlet		
Basic Settings	Boundary Type	Outlet
Boundary Details		
Flow Regime	Option	Subsonic
Mass and Momentum	Option	Average Static Pressure
	Relative Pressure	-
	Pres. Profile Blend	0,05
Pressure Averaging	Option	Average Over Whole Outlet
oder		
Boundary Details		
Flow Regime	Option	Subsonic
Mass and Momentum	Option	Mass Flow Rate
	Mass Flow Rate	-
Wall		
Basic Settings	Boundary Type	Wall
Boundary Details		
Mass and Momentum	Option	No Slip Wall
Wall roughness	Option	Smooth Wall

Tabelle D: Übersicht der durchgeführten Simulationen

Berechnungsname	Berechnung	Kobehwert	Modellversion	Knotenanzahl	Layer in Spalt				Residualwert 10 ⁻⁶	Loops	Umdrehungen	Winkelauflösung	Turbulenzmodell	Spaltbreite	Drehzahl	Randbedingung Inlet		Randbedingung Outlet		Ausgabe	Rechenzeit	RMS Courant Number
					Anzahl	Wärmerate	ganze Layer in Spalt	Hohe der 1. Schicht								Statische Pressure	Total Pressure	Mass Flow Rate	Average Static Pressure			
1 P2G_MV1_MO5000_n300_RMSm4_Loops15_2U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2U	4	k-ε	0,6	300	1 bar		500l	3bar	Pressure Out	15h	8,10
2 P2G_MV1_PO3bar_n300_RMSm4_Loops15_3U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	3U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	3bar	Massflow In, Out	17h	8,00
3 P2G_MV1_MO3000_n300_RMSm4_Loops15_3U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	3U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	1.5bar	Massflow In, Out	17h	8,00
4 P2G_MV1_PO1.5bar_n300_RMSm4_Loops15_3U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	3U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	500l	1.5bar	Massflow In, Out	15h	8,40
5 P2G_MV1_MO5000_n300_RMSm5_Loops25_4U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	4U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	500l	2.2bar	Pressure Out	1d11h	8,60
6 P2G_MV1_PO3bar_n300_RMSm5_Loops25_4U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	4U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	3bar	Massflow In, Out	1d22h	8,20
7 P2G_MV1_MO3000_n300_RMSm5_Loops25_4U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	4U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	3bar	Massflow In, Out	1d20h	8,20
8 P2G_MV1_PO1.5bar_n300_RMSm5_Loops25_4U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	4U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	1.5bar	Massflow In, Out	1d17h	8,40
9 P2G_MV1_PO2.2bar_n300_RMSm5_Loops25_4U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	4U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	2.2bar	Massflow In, Out	2d18h	8,20
10 P2G_MV1_MO4000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	400l	2.2bar	Massflow In, Out	2d4h	8,40
11 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	150l	3bar	Massflow In, Out	29h	8,40
12 P2G_MV1_PO5000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K1352000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	1.352.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	500l	3bar	Pressure Out	4d5h	9,20
13 P2G_MV1_PO3bar_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K1352000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	1.352.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	3bar	Massflow In, Out	5d6h	8,40
14 P2G_MV1_MO3000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K1352000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	1.352.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	1.5bar	Pressure Out	5d1h	8,40
15 P2G_MV1_PO1.5bar_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K1352000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	1.352.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	300l	1.5bar	Massflow In, Out	4d21h	8,50
16 P2G_MV1_MO5000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,4_K720000_H0,08_W1,15_L4	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	4	4	15	5U	4	k-ε	0,4	300	1 bar		500l		Pressure Out	1d	8,50
17 P2G_MV1_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,4_K720000_H0,08_W1,15_L4	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	4	4	15	5U	4	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	1d3h	8,00
18 P2G_MV1_MO5000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K720000_H0,08_W1,15_L2	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	2	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar		500l		Pressure Out	1d	8,20
19 P2G_MV1_MO4000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K720000_H0,08_W1,15_L2	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	2	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar		400l		Pressure Out	1d2h	8,40
20 P2G_MV2_MO2000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K1561000_H0,08_W1,15_L2	JA	P2G	2	1.561.000	7	0,080	1,15	2	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar		200l		Pressure Out	3d2h	9,50
21 P2G_MV2_MO4000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K1561000_H0,08_W1,15_L2	JA	P2G	2	1.561.000	7	0,080	1,15	2	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar	1.01 bar	500l	2.2bar	Massflow In, Out	2d15h	9,50
22 P2G_MV2_MO5000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K1561000_H0,08_W1,15_L2	JA	P2G	2	1.561.000	7	0,080	1,15	2	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar	1.01 bar	500l	3bar	Massflow In, Out	2d8h	9,50
23 P2G_MV1_PO2.2bar_n300_RMSm4_Loops15_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	150l	3bar	Massflow In, Out	1d22h	4,00	
24 P2G_MV1_PO3bar_n300_RMSm4_Loops15_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	150l	3bar	Massflow In, Out	2d00h	4,00	
25 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm4_Loops15_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2	k-ε	0,6	300	1 bar	1.01 bar	150l	3bar	Pressure Out	1d20h	4,50	
26 P2G_MV1_MO3000_n300_RMSm4_Loops15_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2	k-ε	0,6	300	1 bar		300l		Pressure Out	1d23h	4,00	
27 P2G_MV1_MO3000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K498000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	498.000	6	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar		300l		Pressure Out	1d16h	9,50
28 P2G_MV1_MO5000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,6_K498000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	498.000	6	0,080	1,15	5	5	25	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar		500l		Pressure Out	1d07h	9,20
29 P2G_MV2_MO2000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,2_K160000_H0,03_W1,15_L5	JA	P2G	2	1.600.000	7	0,030	1,15	5	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar		200l		Pressure Out	5d02h	20,00
30 P2G_MV2_MO3000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,2_K939000_H0,07_W1,15_L6	JA	P2G	2	939.000	7	0,070	1,15	6	4	15	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar		300l		Pressure Out	1d05h	9,80
31 P2G_MV2_MO5000_n300_RMSm5_Loops25_5U_4G_S0,2_K939000_H0,07_W1,15_L6	JA	P2G	2	939.000	7	0,070	1,15	6	4	15	5U	4	k-ε	0,6	300	1 bar		500l		Pressure Out	1d03h	9,80
32 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm5_Loops25_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	5	25	5U	2	k-ε	0,6	300	1 bar		150l		Pressure Out	3d18h	4,50
33 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm4_Loops15_5U_2G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	5U	2	k-ε	0,6	300	1 bar		150l		Pressure Out	2d05h	2,20
34 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm5_Loops15_5U_0,5G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	3U	0,5	k-ε	0,6	300	1 bar		150l		Pressure Out	3d06h	1,20
35 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm4_Loops15_5U_0,25G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	3U	0,25	k-ε	0,6	300	1 bar		150l		Pressure Out	5d10h	0,65
36 P2G_MV1_MO1500_n300_RMSm4_Loops15_2,5U_0,1G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2,5U	0,1	k-ε	0,6	300	1 bar		150l		Pressure Out	7d20h	0,30
37 P2G_MV2_MO2000_n300_RMSm4_Loops15_5U_4G_S0,2_K956000_H0,03_W1,15_L5	JA	P2G	2	956.000	7	0,030	1,15	5	4	15	5U	4	k-ε	0,2	300	1 bar		200l		Pressure Out	2d01h	19,00
38 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_1G_S0,4_K952000_H0,05_W1,15_L5	JA	P2G	2	952.000	7	0,050	1,15	5	4	15	3U	1	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	1d23h	3,30
39 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_1G_S0,4_K1077000_H0,035_W1,15_L7	JA	P2G	2	1.077.000	9	0,035	1,15	7	4	15	3U	1	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	2d2h	4,50
40 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_1G_S0,4_K1131000_H0,025_W1,13_L9	JA	P2G	2	1.131.000	11	0,025	1,13	9	4	15	3U	1	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	3d23h	6,00
41 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_1G_S0,4_K1343000_H0,02_W1,11_L11	NEIN	P2G	2	1.343.000	13	0,020	1,11	11	4	15	3U	1	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	7d15h	8,00
42 P2G_MV1_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_2U_0,25G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2U	0,25	k-ε	0,6	300	1 bar		350l		Pressure Out	3d9h	0,55
43 P2G_MV1_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_2U_0,1G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2U	0,1	k-ε	0,6	300	1 bar		350l		Pressure Out	7d18h	0,22
44 P2G_MV1_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_2U_0,05G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2U	0,05	k-ε	0,6	300	1 bar		350l		Pressure Out	9d7h	0,12
45 P2G_MV1_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_2U_0,02G_S0,6_K720000_H0,08_W1,15_L5	JA	P2G	1	720.000	7	0,080	1,15	5	4	15	2U	0,02	k-ε	0,6	300	1 bar		350l		Pressure Out	17d11h	0,05
46 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_0,5G_S0,4_K1077000_H0,035_W1,15_L7	JA	P2G	2	1.077.000	9	0,035	1,15	7	4	15	3U	0,5	k-ε	0,4	300	1 bar		350l		Pressure Out	3d21h	2,30
47 P2G_MV2_MO3500_n300_RMSm4_Loops15_3U_0,5G_S0,4_K1131000_H0,025_W1,13_L9	JA	P2G	2	1.131.000	11	0,025	1,13	9	4	15	3U	0,5	k-									