

Rechnerunterstützte Entwicklung von Warmwasser- Wärmespeichern für Solaranlagen

Von der Fakultät Maschinenbau der Universität Stuttgart
zur Erlangung der Würde eines Doktor-Ingenieurs (Dr.-Ing.)
genehmigte Abhandlung

von

Matthias Hampel

geboren in Bremen

Hauptberichter: Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen

Mitberichter: Prof. Dr.-Ing. E. Laurien

Tag der mündlichen Prüfung: 9. Mai 2008

Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW)
der Universität Stuttgart

2008

Vorwort

Diese Arbeit entstand weitestgehend während meiner Tätigkeit als wissenschaftlicher Mitarbeiter am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart. Ich möchte mich bei allen bedanken, die zum Gelingen dieser Arbeit beigetragen haben.

Herrn Prof. Dr. Dr.-Ing. habil. H. Müller-Steinhagen danke ich besonders für seine Unterstützung und Förderung der Arbeit sowie für die Übernahme des Hauptberichts.

Für die Übernahme des Mitberichts und viele wertvolle Hinweise bedanke ich mich sehr bei Prof. Dr.-Ing. E. Laurien.

Weiterhin möchte ich den Mitarbeiterinnen und Mitarbeitern des Instituts für die gute Zusammenarbeit und das freundliche Arbeitsklima herzlich danken. Besonders gedankt sei weiter den Herren Dr. W. Heidemann, Dr. H. Drück und Dr. B. Michaelis für Korrekturen und vielfältige Tipps, sowie den an diesem Projekt zeitweise beteiligten Studenten und Studentinnen.

Dem Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU) danke ich für die Förderung dieser Arbeit im Rahmen des Projekts mit dem Förderkennzeichen 0329272A.

Bad Vilbel, im Mai 2008

Matthias Hampel

Kurzfassung

Hampel, Matthias

Rechnerunterstützte Entwicklung von Warmwasser-Wärmespeichern für Solaranlagen

Vor dem Hintergrund der Diskussion um eine nachhaltige Energieversorgung kommt der Solarthermie eine wichtige Rolle zu, da sie insbesondere im Bereich der Wärmeversorgung von Gebäuden sehr stark die fossilen Energieträger ersetzen kann. Sie birgt ein hohes Entwicklungspotential, für dessen Erschließung neue Werkzeuge benötigt werden. Eines davon sind numerische Strömungsrechnungen (CFD), die es ermöglichen, das Verhalten neuer oder bestehender Komponenten in solarthermischen Anlagen komplett an Rechnern zu simulieren. Diese Art der Entwicklung ist im Bereich der Solarthermie aufgrund der beträchtlichen Einarbeitungszeit und dem mangelnden Vertrauen in die Richtigkeit der Simulationsergebnisse momentan noch sehr wenig verbreitet. Ziel dieser Arbeit ist es, die Ergebnisse numerischer Strömungssimulationen für die Beladung von solaren Warmwasserspeichern genauer zu betrachten.

Dazu wurde eine Anlage zur Untersuchung von Einströmvorgängen in einen Warmwasserspeicher gebaut. Die Untersuchungen fanden mit Hilfe von Temperaturfühlern und den laser-optischen Systemen PIV und LIF statt. Mit dem Softwarepaket Fluent wurden Modelle erstellt und gerechnet, die diese Messungen simulieren sollen.

Für die untersuchten Fälle konnten die CFD-Berechnungen die Messergebnisse und Beobachtungen in einer zufriedenstellenden Art wiedergeben, womit validierte Modelle zur Verfügung standen. Aufgrund dieser Simulationen wurden Faktoren und Parameter benannt, die das Rechenergebnis in Bezug auf Qualität und Zeit beeinflussen, auch unter Berücksichtigung auftriebsdominierter Strömungen, wie sie in der Solarthermie oft vorkommen. Besonderes Gewicht wird auf die Berücksichtigung der auftretenden Turbulenz gelegt. Dies geschieht in einem Fall mit Hilfe eines problemangepassten, hochauflösenden Gitters und in den anderen Fällen durch die Verwendung von Zwei-Gleichungsturbulenzmodellen zur Lösung der zeitabhängigen Navier-Stokes-Gleichungen.

Mit Änderungen an den validierten Modellen werden Modifikationen an den kommerziellen Schichtbeladeeinrichtungen untersucht, um so zu demonstrieren, welche Möglichkeiten zur Zeit- und Kosteneinsparung die Simulation als Entwicklungswerkzeug bietet.

Abstract

Hampel, Matthias

Computer supported development of hot water stores for solar thermal systems

Against the background of the discussion about a sustainable energy supply, solar thermal energy will play an important role, since - especially for heat supply for buildings - it is capable to substitute fossil energy. Moreover solar thermal technology has a high potential for development, which will require new design tools. One of these is computational fluid dynamics (CFD), which allows simulation of the behaviour of complete new or already existing components of solar thermal systems. This procedure is still quite uncommon in R&D for solar thermal systems due to the relatively long training time and the missing confidence in the obtained CFD-results. It is hence one aim of this work to have a closer look at the results of CFD-simulations for the charging process of solar hot water stores.

For this reason a test facility to study the inflow of warm water into a solar store was designed and constructed. The examinations were done with temperature sensors and the laser-optical systems PIV and LIF. Computer models to simulate these measurements were compiled with the help of the software package FLUENT.

For all examined cases the CFD-calculations were able to reproduce the measurements and observations, so validated models were gained. Based on these simulations, factors and parameters were described which influence the numerical result with respect to quality and computation time, especially taking into consideration buoyancy dominated flows, which are quite common in solar thermal systems. Consideration of turbulence in the flow is another important point. This is done either with the help of a problem-adapted, high-resolution grid in one case, or in the other cases by using two-equation turbulence models to solve the time dependent Navier-Stokes-Equations.

Finally, to demonstrate which potentials to save time and costs are offered by using CFD-simulations as a R&D tool, modifications to the original stratifying systems are examined.

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	2
Kurzfassung	3
Abstract	4
Inhaltsverzeichnis	5
Nomenklatur	7
1 Einleitung	10
1.1 Motivation und Ziel der Arbeit	10
1.2 Aufbau der Arbeit	12
1.3 Einordnung in bisherige Arbeiten	12
2 Theoretische Grundlagen	16
2.1 Theoretische Grundlagen zur Strömungsmechanik	16
2.1.1 Grundgleichungen	16
2.1.2 Berücksichtigung von Turbulenz.....	17
2.1.3 Turbulenzmodelle	20
2.1.3.1 Wirbelviskositätsprinzip.....	21
2.1.3.2 Null-, Ein- und Zwei-Gleichungsturbulenzmodelle	22
2.1.4 Problematik bei der Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells.....	23
2.1.5 Wandbehandlung	25
2.1.6 Wandbehandlung in dieser Arbeit.....	27
2.1.7 Vereinfachte Modellierung dreidimensionaler Strömungen	28
2.2 Überblick über die Diskretisierungsverfahren.....	28
3. Anlagen- und Experimentbeschreibung	31
3.1. Aufbau des Testspeichers.....	31
3.2. Heiz- und Kühlmodule.....	32
3.3. Messwerterfassung	32
4. Verwendete Messverfahren	34
4.1 Invasive Messverfahren	34
4.2 Nicht-invasive Messverfahren	34
4.2.1 PIV-Prinzip	35
4.2.2 LIF-Prinzip	39
5 Numerische und experimentelle Untersuchungen	42
5.1 Direktes horizontales Einströmen in einen Behälter.....	42
5.1.1 Aufbau und Versuchsbeschreibung.....	42
5.1.2 Untersuchungsziele	44
5.1.3 Numerisches Gitter.....	44
5.1.4 Ergebnisse	46
5.1.4.1 Vergleich des Referenzfalls mit Fotos.....	46
5.1.4.2 Vergleich des Referenzfalls mit PIV-Daten	47
5.1.4.3 Zeitschrittweite und Lösergenauigkeit.....	50
5.1.4.4 Einfluss der Gitterfeinheit und Volumenreduzierung	53
5.1.4.5 Gittervergrößerung	53
5.1.4.6 Behälter mit Symmetrieebene.....	53

5.1.4.7 Behälter mit reduziertem Volumen	54
5.1.4.8 Modell mit unstrukturiertem Gitter	56
5.1.4.9 Relaxationsfaktoren	58
5.2 Vertikaler Freistrahl	59
5.2.1 Einströmung in einen homogenen Speicher	60
5.2.1.1 Ergebnis der Untersuchungen	62
5.2.1.2 Fazit für die Beladung homogener Speicher	65
5.2.2 Einströmung in einen geschichteten Speicher	65
5.2.2.1 Ergebnis der Messung	66
5.2.2.2 Ergebnis der CFD-Berechnungen	66
5.2.2.3 Fazit Beladung geschichteter Speicher	70
5.3 Schichtbeladeeinheit 1 (SBE 1)	71
5.3.1 Einführung	71
5.3.1.1 Aufbau der SBE 1	71
5.3.1.2 Funktionsweise	72
5.3.1.3 Numerisches Gitter	73
5.3.2 Beladung eines homogenen Speichers mit SBE1	74
5.3.3 Beladung eines geschichteten Speichers mit SBE1	77
5.3.4 Fallströmungen	80
5.3.5 Weitere Einblicke	82
5.3.6 Fazit SBE1	83
5.4 Schichtbeladeeinheit 2 (SBE 2)	84
5.4.1 Funktionsweise	85
5.4.2 Anordnung der Messgeräte	86
5.4.3 Numerisches Gitter	86
5.4.4 Beladung eines Speichers mit SBE 2	88
5.4.5 Fazit SBE2	90
6 Schlussfolgerungen aus den Validierungen	91
6.1 Folgen bei Verwendung eines ungeeigneten Turbulenzmodells	93
7 Rechnerunterstützte Bauteilauslegung mit CFD	95
7.1 Überlegungen für SBE1	95
7.2 Überlegungen für SBE 2	99
7.2.1 Ergebnis des Experiments	100
7.2.2 Ergebnis der CFD-Berechnung	101
8 Verweis auf Bauteilbibliothek	104
9 Zusammenfassung	105
10 Literaturverzeichnis	108
Anhang A - Bauteilbibliothek	113
Einleitung	113
Vorbemerkung	113
Einströmvorgänge in ein Wasserbecken	114
Freistrahlin in den Speicher	117
Schichtbeladeeinheit 1 mit Wärmeübertrager	119
Schichtbeladeeinheit 1 ohne Wärmeübertrager	121
Schichtbeladeeinheit 2	123

Nomenklatur

Lateinische Buchstaben

a_t	turbulente Temperaturleitfähigkeit	m^2/s
A_T	Absorptionsfaktor	-
c_p	Wärmekapazität	$J/(kg \cdot K)$
C	Courant-Zahl	-
C_0	Farbstoffkonzentration	g/kg
d	Durchmesser	m
E	Laserenergie	J
f_{optic}	optischer Faktor	m^{-3}
g	Schwerefeldvektor	m/s^2
k	kinetische Energie	J
MIX	MIX-Zahl	-
N	Zählvariable, Element der natürlichen Zahlen	-
p	Druck	N/m^2
Pr_t	Turbulente Prandtl-Zahl	-
Q_λ	Quanteneffizienz	-
Ra	Rayleigh-Zahl	-
Re	Reynolds-Zahl	-
s	Entfernung	m
S	Stärke des Fluoreszenzsignals	J
t	Zeit	s
T	Temperatur	K
u_i	Einzelkomponente des Geschwindigkeitsvektors	m/s
\bar{u}	zeitlicher Mittelwert der Geschwindigkeit	m/s
u'	Schwankungsanteil der Geschwindigkeit	m/s
u_τ	Wandschubspannungsgeschwindigkeit	m/s
u^+	dimensionslose Wandgeschwindigkeit	-
u	Geschwindigkeit (in x-Richtung)	m/s
v	Geschwindigkeit (in y-Richtung)	m/s
w	Geschwindigkeit (in z-Richtung)	m/s
x_i	Einzelkomponente des Koordinatenvektors	-

x	x-Koordinate	m
y	y-Koordinate, Wandabstand	m
z	z-Koordinate	m
y^+	dimensionsloser Wandabstand (senkrecht zur Wand)	-
V	Probevolumen	m^3

Griechische Buchstaben

δ_{ij}	Kronecker-Delta	-
μ	dynamische Viskosität	$kg/(m \cdot s)$
μ_t	turbulente Viskosität, Wirbelviskosität	$kg/(m \cdot s)$
ν	kinematische Viskosität	m^2/s
ν_t	kinematische Wirbelviskosität	m^2/s
ε	turbulente Dissipationsrate	m^2/s^3
λ	Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
λ_t	turbulente Wärmeleitfähigkeit	$W/(m \cdot K)$
τ_w	Wandschubspannung	N/m^2
ρ	Dichte	kg/m^3
γ	Relaxationsfaktor	-
ω	spezifische Dissipationsrate	-
Δ	Differenz	-
ϑ	Temperatur	$^{\circ}C$
Φ	skalare Größe	-
Φ_{Diss}	Dissipationsfunktion	-

Indizes

i, j, k	karthesische Indizes
mix	gemischt
str	geschichtet
CFD	mit CFD berechnet

Abkürzungsverzeichnis

ke	in Grafiken für k- ε -Modell
kw	in Grafiken für k- ω -Modell

log	logarithmisch
rke	in Grafiken für Realizable k- ϵ -Modell
CCD	Charge-Coupled Device
CFD	Computational Fluids Dynamics
DNS	Direct Numerical Simulation
ERCFTAC	European Research Community On Flow, Turbulence and Combustion
EWT	Enhanced Wall Treatment
LES	Large Eddy Simulation
LIF	Laser Influenced Fluorescence
MID	Magnetisch Induktiver Durchflussmesser
NSG	Navier-Stokes Gleichungen
PIV	Particle Image Velocimetry
RANS	Reynolds Averaged Navier-Stokes Equations
RAM	Random Access Memory
R&D	Research and Development
RNG	ReNormalizable Group Theory
RSM	Reynoldsspannungsmodell
SBE	Schichtbeladeeinheit
SST	Shear-Stress Transport
TC	Thermocouple (Thermoelement)
VLES	Very Large Eddy Simulation
WF	Wandfunktion

1 Einleitung

Zu Beginn des Jahres 2007 herrscht weltweit weitgehend Konsens darüber, dass die Erde anthropogenen Klimaänderungen unterworfen ist. Diese Klimaänderungen resultieren nach wissenschaftlicher Erkenntnis aus einem zu hohen Ausstoß an Treibhausgasen, insbesondere Kohlendioxyd, die in die Atmosphäre durch Verbrennung fossiler Energieträger geraten.

Wie viele Regierungen dieser Welt bemüht sich auch die Bundesregierung seit vielen Jahren um die Erforschung der Klimaänderungen und um Maßnahmen, dem Klimawandel entgegenzutreten. Es herrscht Einigkeit darüber, dass dies nur erreicht werden kann, wenn die Verbrennung fossiler Energieträger reduziert wird. Ein großer Bereich, in dem das ermöglicht werden kann, ist die Wärmeversorgung von Gebäuden, die über ein Drittel des gesamten Primärenergieeinsatzes in Deutschland ausmacht [BMU04]. Hier kann durch geeignete Bauweise viel Energie eingespart und durch Umwandlung von Sonnenstrahlung in Wärme (Solarthermie) die Nutzung fossiler Energieträger partiell substituiert werden. Ein aktuelles Programm des Bundesministeriums für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), das sich der Forschung und Förderung der thermischen Nutzung der Sonnenenergie im Niedertemperaturbereich verschrieben hat, ist das Programm Solarthermie2000plus. Die vorliegende Arbeit wurde vorwiegend mit Mitteln dieses Programms erstellt mit dem Ziel, neue numerische Methoden in der Entwicklung solarthermischer Komponenten einzusetzen und zu testen.

1.1 Motivation und Ziel der Arbeit

Die Solarthermie als Energiequelle zur Wärmeversorgung bei Gebäuden erlebt seit Ende der 90er Jahre einen enormen Aufschwung. Die Verkaufszahlen steigen in den letzten Jahren stark, da die Technologie gut funktioniert und unabhängiger von fossilen Energieträgern macht. Bis zum heutigen Tag birgt die thermische Solartechnik noch ein großes Entwicklungspotential. Dies liegt zum einen in einer Effizienzsteigerung einzelner Komponenten und des Gesamtsystems, zum anderen in der Kostensenkung durch neue Materialien und vereinfachte Produktionsmethoden. In jedem Fall werden dafür neue Entwicklungswerkzeuge benötigt, um neue Ideen auf ihre Umsetzbarkeit hin untersuchen zu können.

Im Bereich der Solarthermie ist die numerische Strömungsberechnung (**C**omputational **F**luid **D**ynamics, kurz CFD) ein viel versprechendes Entwicklungswerkzeug, mit dem es ermöglicht werden kann, das Verhalten neuer oder bestehender Komponenten komplett an Rechnern zu simulieren. Dies hat einige Vorteile gegenüber der reinen Verbesserung und Optimierung mit Hilfe von Experimenten:

- Rechnergestützte Untersuchungen sind in der Regel schneller und billiger als Messungen am realen Objekt, speziell, wenn das Objekt messtechnisch nur schwer oder gar nicht zugänglich ist.
- Die Simulationsrechnungen im Apparate- und Anlagenbereich können auf die interessierenden Parameterbereiche reduziert werden, so dass zeitraubende Versuchsreihen entfallen.

Dieses Vorgehen wurde in der Vergangenheit erfolgreich eingesetzt, beispielsweise bei der Entwicklung einer Konvektionsbremse für Speicher [Man99]. Abgesehen von wenigen Einzelfällen ist CFD als Werkzeug zur Entwicklung in der Solarthermie jedoch erst sehr wenig verbreitet. Dies liegt neben der beträchtlichen Einarbeitungszeit auch an dem mangelnden Vertrauen in die Richtigkeit der Simulationsergebnisse. Aus diesem Grund sind Validierungen für CFD-Berechnungen noch unverzichtbar. Validierung wird in diesem Zusammenhang als weitestgehende qualitative und quantitative Übereinstimmung der Simulationsdaten mit verfügbaren experimentellen Daten verstanden.

Die Lücke von mangelnden Erfahrungen und Validierungen im Bereich der numerischen Strömungsberechnungen in der Solarthermie zu verkleinern, ist das Ziel dieser Arbeit. Dazu werden verschiedene Beladevorrichtungen für einen Warmwasser-Solarspeicher im Betrieb vermessen und die gewonnenen Messdaten mit CFD-Ergebnissen verglichen. Für die numerischen Berechnungen wird das weit verbreitete CFD-Programm FLUENT (Version 6.1) [Fluent] verwendet.

Es werden in dieser Arbeit den wenigen weltweit bisher gemachten Erfahrungen mit CFD in der Solarthermie weitere hinzugefügt. Das Ziel dabei ist es, durch validierte CFD-Simulationen Vertrauen in die Vorteile von Simulationen zu schaffen und damit Entwicklern ein weiteres Werkzeug für neue Produkte zur Verfügung zu stellen. Dazu müssen eine gute Übereinstimmung zwischen Messung und Simulation sowie kurze Rechenzeiten, die dann gezielte Parametervariationen ermöglichen, erzielt werden.

1.2 Aufbau der Arbeit

Im Kapitel 2 wird in die theoretischen Grundlagen der numerischen Strömungsmechanik eingeführt. Es werden die zeitabhängigen Navier-Stokes-Gleichungen erklärt und die Notwendigkeit von Turbulenzmodellen aufgezeigt. Weiter wird auf die damit verbundene Problematik der Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells und der Wandbehandlung eingegangen.

In Kapitel 3 wird der Aufbau der Versuchsanlage und der Experimente beschrieben. Kapitel 4 stellt die verwendeten laser-optischen Verfahren zur Messung von Geschwindigkeits- und Temperaturfeldern, **Particle Image Velocimetry (PIV)** und **Laser Induced Fluorescence (LIF)**, vor.

Kapitel 5 geht auf die durchgeführten numerischen und experimentellen Untersuchungen anhand von vier typischen Anwendungsfällen für die Beladung eines Warmwasserspeichers ein. Dabei werden zwei Möglichkeiten des direkten Beladens sowie zwei kommerzielle Schichtbeladeeinrichtungen untersucht. In diesem Zusammenhang wird der Einfluss unterschiedlicher Berechnungsalgorithmen (z.B. strukturierte und unstrukturierte Gitter) genauso betrachtet wie die Möglichkeiten, CFD-Modelle zu vereinfachen (gröberes Gitter, Reduzierung von drei auf zwei Dimensionen, Symmetriannahmen, etc.). Die gewonnenen Erkenntnisse werden in Kapitel 6 zusammengefasst.

Das Kapitel 7 zeigt an mehreren Beispielen Möglichkeiten auf, wie Bauteilauflösungen zukünftig mit Hilfe von Simulationen vereinfacht werden können.

Zum Schluss stellt Kapitel 8 eine begonnene Bauteilbibliothek vor und weist auf weitere in diesem Projekt erledigte Arbeiten hin.

1.3 Einordnung in bisherige Arbeiten

Es gibt bis heute viele Bestrebungen, die Strömungsvorgänge und die damit einhergehenden Energieflüsse in Komponenten solarthermischer Anlagen numerisch abzubilden. Ziel ist es, durch numerische Simulationen Energieflüsse zu verstehen und optimieren zu können, sei es im ganzen System oder nur in einzelnen Komponenten. Besondere Aufmerksamkeit wird dabei dem Sonnenkollektor als Energielieferant sowie dem Speicher einer Solaranlage geschenkt.

Gegenwärtiger Standard zur Simulation der reinen Energieflüsse ist das Ende der 1970er Jahre entwickelte Programm TRNSYS [Kle98], das Modelle für einzelne

Komponenten einer Solaranlage beinhaltet. Der Speicher wird hier bevorzugt durch das eindimensionale Modell MULTIPORT [Drück00] abgebildet. Wie alle Modelle dieses Programms ist es ein parametrisches Modell, das nicht die Physik basierend auf der vorliegenden Geometrie und den Randbedingungen selbst abbildet, sondern nur ihre Auswirkungen beschreibt. Es wurden sehr viele validierte Untersuchungen damit durchgeführt, aufgrund derer dieses eindimensionale Modell ein großes Maß an Vertrauen genießt.

Möchte man jedoch einen detaillierteren Einblick in die Strömungsverhältnisse haben, beispielsweise für einen Speicher mit einer Schichtbeladeeinrichtung, so muss auch die Geometrie dieses Objekts genau abgebildet werden. Dies führt auf eine Form einer dreidimensionalen Berechnung. Die Aufgabe, beliebige dreidimensionale Strömungen zu beschreiben, erfüllen die Navier-Stokes-Gleichungen, die in Kapitel 2 erläutert werden. Unter CFD wird im Allgemeinen die Lösung der vollständigen Navier-Stokes-Gleichungen verstanden. Dies erfordert einen enormen Rechenaufwand, der historisch zunächst Anwendungen im Militär-, Luft- oder Raumfahrtsektor (z.B. Wiedereintrittsprobleme) vorbehalten blieb.

Seit den 1980er Jahren haben sich die Rechnerleistungen dramatisch gesteigert, so dass einfache strömungsdynamische Probleme bereits ohne die Leistung von Supercomputern berechnet werden können. Seitdem werden diese Möglichkeiten verstärkt für zivile Anwendungen genutzt. Mit Beginn der 1990er Jahre werden diese Möglichkeiten auch im wachsenden Bereich der solarthermischen Forschung eingesetzt. Da Produktion und Vermarktung solarthermischer Anlagen im Wesentlichen aus dem Handwerk und kleineren mittelständischen Firmen heraus erfolgt, findet dieses aufwendige Verfahren jedoch bis heute so gut wie keine praktische Anwendung in der Entwicklung.

In der Anfangszeit kamen häufig noch selbst geschriebene Programme zur Anwendung, die aufgrund der Komplexität der Probleme jedoch meist nur ein- oder zweidimensionale Strömungen behandelten. So untersuchten Ghajar und Zurigat Anfang der 1990er Jahre den Einfluss verschiedener Prallplatten vor der Einströmöffnung eines Solarspeichers auf dessen Schichtung mit einem zweidimensionalen Finite Differenzen Code [Zur91].

Ein bedeutender Schritt war die Entwicklung kommerzieller CFD-Programme wie Fluent [Fluent] oder CFX [CFX] und deren technischer Verfügbarkeit durch schnelle Rechner Ende der 1980er Jahre. Dies erlaubte in den 1990er Jahren Forschern in

der Arbeitsgruppe von Prof. Morrison an der Universität von New South Wales, Australien, die Untersuchung an Solarspeichern mit Mantelwärmeübertragern [Shaw98], [Knu03]. Sie setzten dazu dreidimensionale numerische Strömungssimulation (CFD) und laser-optische Geschwindigkeitsmessungen (PIV) zur Validierung ein. Weitere Untersuchungen fanden an doppelwandigen Vakuumröhrenkollektoren statt, die direkt mit Wasser gefüllt sind, wie das der bevorzugte Einsatz von Sonnenkollektoren in China ist [Mor03]. Auch in diesen Untersuchungen werden PIV und dreidimensionale CFD-Modelle eingesetzt.

Durch Zusammenarbeit und den Austausch von Wissenschaftlern führte dies auch zu einer Reihe von ähnlichen Untersuchungen an der technischen Universität von Dänemark (DTU). In der Gruppe von Prof. Furbo zeigte dort Shaw die Effekte von Prallplatten vor einem einströmenden Strahl auf die Schichtung in Solarspeichern [Shaw03]. Die CFD-Simulationen validierte sie mit Thermoelementmessungen. Eine Fortführung dieser Untersuchungen wurde von Jordan vorgenommen, die zur Validierung PIV-Messungen einsetzte [Jor03]. Eine weitere Arbeit dieser Art an einer kommerziellen Schichtbeladeeinrichtung mit Rückströmklappen wurde von Shaw veröffentlicht [Shaw05]. Da diese Schichtbeladeeinrichtung jedoch numerisch nur sehr schwer abzubilden ist, wurde ein stark vereinfachtes Modell verwendet.

Ebenfalls an Wärmespeichern führte Messerschmidt [Mes02] Untersuchungen durch. Er betrachtete die Beladung eines Wärmespeichers über einen integrierten Wärmeübertrager und insbesondere den Einfluss verschiedener Rohrabstände des Wärmeübertragers. Seine numerischen Untersuchungen mit CFD validierte er durch Thermoelement- und Laser-Doppler-Anemometrie-Messungen (LDA).

Am Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik (ITW) der Universität Stuttgart wurden 1999 experimentelle und theoretische Untersuchungen zu den Wärmeverlusten an den hydraulischen Anschlüssen von Wärmespeichern durchgeführt. Durch den Einbau einer so genannten Konvektionsbremse [Man99] konnten die Wärmeverluste infolge von Konvektionsströmungen an den Anschlüssen um 27% reduziert werden, wie mit Hilfe von CFD-Berechnungen herausgefunden wurde.

Ein gegenwärtig noch laufendes Projekt an der TU Chemnitz beschäftigt sich mit der „Weiterentwicklung und Optimierung von Be- und Entladesystemen für Tank- und Erdbeckenspeicher“ [Loh06]. Aufgrund der deutlich größeren Abmessungen der dort untersuchten Speicher von etwa 50 m^3 muss eine relativ grobe örtliche Diskretisierung bei der Erstellung eines CFD-Modells vorgenommen werden. Die

hohen Beladevolumenströme führen zu großen Re-Zahlen und eindeutig turbulenten Einströmungen in den Speicher. Bisheriges Ergebnis des Projekts ist eine verbesserte Schichtbeladeeinrichtung für hohe Volumenströme in große Warmwasserspeicher.

Allen hier genannten CFD-Veröffentlichungen ist gemeinsam, dass sie nicht erwähnen, dass in ihnen eine konsequente Untersuchung des Einflusses verschiedener Simulationsparameter (zeitliche und örtliche Diskretisierung, Turbulenzmodelle) auf das Rechenergebnis vorgenommen wurde.

Zusätzlich sind in den letzten Jahren aus der Forschung viele nicht-validierte CFD-Untersuchungen an solarthermischen Komponenten erschienen. Dies zeigt an, dass die Möglichkeiten der numerischen Strömungssimulation weit genug vorangeschritten sein könnten, um nun auch in der industriellen Entwicklung einsetzbar zu sein.

2 Theoretische Grundlagen

2.1 Theoretische Grundlagen zur Strömungsmechanik

2.1.1 Grundgleichungen

Die Navier-Stokes-Gleichungen (NSG) sind die Grundgleichungen der Strömungsmechanik und bestehen aus einem System von nicht-linearen, partiellen Differentialgleichungen. Nach gängiger Meinung können (unter Annahme, dass die Materie sich wie ein Kontinuum verhält¹) die meisten technische Strömungen damit beschrieben werden.

In dieser Arbeit wird ausschließlich Wasser als nicht-kompressibles Fluid betrachtet, d.h. die Dichte ist keine Funktion des Drucks. Nicht vernachlässigt werden kann jedoch die Temperaturabhängigkeit der Dichte. Unter Annahme der Kontinuums-hypothese und Newtonscher Fluide (Proportionalität zwischen Spannung und Schergeschwindigkeit) können damit die folgenden NSG angegeben werden:

Kontinuitätsgleichung:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} = 0 \quad (2.1)$$

Impulsgleichungen:

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \rho g_i \quad (2.2)$$

↓
Konvektion
Druck
Reibung
Volumenkräfte

instationärer Term

Energiegleichung:

$$\frac{\partial(\rho T)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j T)}{\partial x_j} = \frac{1}{c_p} \left[\frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) + \mu \Phi_{Diss} \right] \quad (2.3)$$

¹ Nach der so genannten Kontinuums-hypothese betrachtet man Materie, also auch Flüssigkeiten, als Kontinuum. Dies stellt ein brauchbares Modell der Wirklichkeit dar, obwohl die Materie das wegen ihrer molekularen Struktur in Wirklichkeit nicht ist [Becker].

Zur Notation der Gleichungen wird die Tensorschreibweise mit den unteren Indizes i , j und k verwendet, die von 1 bis n gehen mit n als Anzahl der Dimensionen. Somit ist \vec{u}_i ein Geschwindigkeitsvektor mit den Komponenten u_1 , u_2 und u_3 , welche die Geschwindigkeitsbeiträge in die drei Raumkoordinaten x , y , und z repräsentieren (welche wiederum kurz mit x_i bezeichnet werden). Weiterhin wird sich hier der Summenkonvention bedient, nach der immer, wenn in einem Produkt zwei gleiche Vektorindizes auftreten, darüber automatisch von 1 bis n summiert werden soll.

u_i ist die Geschwindigkeit am Ort x_i zum Zeitpunkt t in einem Fluid mit der Dichte ρ und dem Druck p . g_i ist der Schwerefeldvektor, δ_{ij} das Kronecker-Delta.

Die Impulsgleichungen besagen, dass die zeitliche Änderung des Impulses gleich der Summe der angreifenden Kräfte ist. Die einzelnen Terme der Impulsgleichung werden als instationärer Term und Terme für Konvektion, Volumenkräfte, Druck und Reibung bezeichnet. Der Druck- und der Reibungsterm repräsentieren die Oberflächenkräfte.

Die Energiegleichung berechnet den Wärmetransport im Fluid, durch die als weitere Größen die stoffabhängige Wärmeleitung λ und die Temperatur T erscheinen. Die dort auftretende Dissipationsfunktion Φ_{Diss} wird für weitere Herleitungen in diesem Kapitel vernachlässigt.

Bei einem dreidimensionalen Problem stehen den sechs Unbekannten u_i , ρ , p und T fünf Gleichungen gegenüber. Folglich ist dieses System nicht lösbar. Dies ermöglicht erst eine Relation zwischen Druck und Dichte oder eine temperaturabhängige Definition der Dichte. In dieser Arbeit wird die Dichte als Funktion der Temperatur bei konstantem Druck von 1 bar vorgegeben, basierend auf [VDI84]. Zwischenwerte werden linear interpoliert. Die durch den hydrostatischen Druck verursachte Druckänderung auf das Fluid wird für die Dichtebestimmung vernachlässigt. Analoges gilt für die dynamische Viskosität μ als Produkt der kinematischen Viskosität ν mit der Dichte ρ (in der englischen Literatur wird das Symbol μ dem in der deutschen Literatur verwendeten η vorgezogen).

2.1.2 Berücksichtigung von Turbulenz

Tatsache ist, dass die meisten technisch interessanten Strömungen Turbulenz aufweisen, was bei der Lösung der NSG berücksichtigt werden muss [Laurien06].

Das Zustandekommen von Turbulenz lässt sich gut am Beispiel einer Rohrströmung erklären, bei der die drei unterschiedlichen Zustände der laminaren, transienten und turbulenten Strömung unterschieden werden. Charakterisiert werden diese Zustände durch die Reynolds-Zahl Re

$$Re = \frac{|u| \cdot d}{\nu} = \frac{\rho \cdot |u| \cdot d}{\mu} = \frac{\rho \cdot |u|^2}{\mu \frac{|u|}{d}} = \frac{\text{Trägheitskraft}}{\text{Reibungskraft}} \quad (2.4)$$

Dabei ist d eine für den Körper charakteristische Länge, in diesem Fall der Rohrdurchmesser. Die Trägheitskräfte bewirken ein ungeordnetes Verhalten der Teilchen in der Strömung, sie entfachen Turbulenz und erzeugen somit eine wirbelbehaftete Strömung. Die Reibungskräfte hingegen wirken dämpfend und damit stabilisierend auf die Strömung. Somit ist anschaulich, dass die destabilisierenden Trägheitskräfte bei Überschreiten einer Grenze für die Re -Zahl (kritische Re -Zahl) überwiegen und die Strömung turbulenten Charakter annimmt. Daher kann Turbulenz als ein Stabilitätsproblem angesehen werden.

Für die Lösung der NSG werden folgende Ansätze verwendet:

- laminare Simulation
- direkte numerische Simulation (DNS)
- Grobstruktursimulation (LES und VLES)
- zeitliche Mittelung (RANS)

Der erste Ansatz baut darauf auf, dass die Strömung laminar ist und nutzt ein einfaches Gitter, um die NSG (Gl. 2.2) zu lösen. Das Gitter orientiert sich dabei an der Größe der vorliegenden Geometrie, so dass typische Objekte mit einigen Zellen aufgelöst werden. Dieser Ansatz berücksichtigt keine Turbulenz.

Bei der direkten numerischen Simulation (DNS) werden die NSG (Gl. 2.2) direkt gelöst, und es werden keine weiteren Annahmen über die Strömung in Modellen vorgenommen. Das Gitter muss im Gegensatz zum laminaren Ansatz so fein gewählt werden, dass die kleinsten vorkommenden Wirbel aufgelöst werden können. Diese Vorgehensweise benötigt sehr viel Arbeitsspeicher, die Anzahl der notwendigen Zellen ist proportional $Re^{9/4}$. Daher wird dieses mit großem numerischem Aufwand

verbundene Verfahren nur bei geometrisch einfachen und kleinen Problemen und fast ausschließlich in der Forschung angewandt.

Eine weitere Möglichkeit besteht darin, nur die großen Wirbelstrukturen einer turbulenten Strömung direkt zu berechnen, und die kleineren Strukturen über ein Turbulenzmodell abzubilden. Dieses Verfahren heißt Grobstruktursimulation oder Large Eddy Simulation (LES), eine Variante davon Very Large Eddy Simulation (VLES). Der Aufwand an Gitter und Rechenzeit ist auch hier sehr hoch, jedoch geringer als bei der DNS. Zurzeit wird LES noch sehr selten zur Berechnung von technischen Strömungen eingesetzt.

Im Folgenden soll nun der am weitesten verbreitete Ansatz zur Lösung der NSG erläutert werden: Betrachtet man eine turbulente Größe, beispielsweise die Geschwindigkeit u_i , so kann man diese aufteilen in einen zeitlichen Mittelwert $\overline{u_i}$ und einen Schwankungsanteil u'_i :

$$u_i = \overline{u_i} + u'_i \quad (2.5)$$

Setzt man den Ansatz (2.5) nun in die Navier-Stokes-Gleichungen ein und unterstellt dabei, dass die Dichte ρ nur von der mittleren Temperatur abhängig ist, so erhält man die zeitlich gemittelten Navier-Stokes-Gleichungen:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u_i})}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Kontinuitätsgleichung (2.6)}$$

$$\frac{\partial(\rho \overline{u_i})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u_j u_i})}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial \overline{u_i}}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u_j}}{\partial x_i} \right) - \overline{\rho u'_i u'_j} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \rho g_i$$

Impulsgleichungen (2.7)

$$\left(\frac{\partial(\rho \overline{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \overline{u_j T})}{\partial x_j} \right) = \frac{1}{c_p} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} - \rho c_p \overline{u'_j T'} \right) \quad \text{Energiegleichung (2.8)}$$

Für die Wärmekapazität c_p von Wasser und seine Wärmeleitfähigkeit λ gilt analog zur Definition der Dichte, dass diese als Kennfeld basierend auf [VDI84] für konstante Dichte hinterlegt wurden.

In den Gleichungen (2.7) tauchen nun mit dem Term $(-\rho \overline{u'_i u'_j})$ die turbulenten Schwankungsbewegungen, auch Reynoldsspannungen bzw. Reynoldsspannungstensor genannt, auf. Weil es im Folgenden nur darum geht, diese Reynoldsspannungen zu beschreiben, werden die Gleichungen (2.7) auch Reynoldsgleichungen genannt, oder auf englisch Reynolds Averaged Navier-Stokes-Equations, kurz RANS.

2.1.3 Turbulenzmodelle

Zur Lösung der RANS müssen numerisch verwertbare Ausdrücke für die Reynoldsspannungen gefunden werden. Dies geschieht entweder durch die Einführung des Wirbelviskositätsprinzip (Boussinesq Hypothese) oder durch ein Reynoldsspannungsmodell (RSM).

Die aufgezeigten Lösungen (Wirbelviskositätsprinzip, RSM) unterscheiden sich in der Anzahl der zusätzlich zu lösenden Transportgleichungen. Transportgleichungen sind algebraische Gleichungen, die den Transport von Turbulenz beschreiben. Folgende Überlegung verdeutlicht, weshalb der Transport von Turbulenz berücksichtigt werden muss: Bei (Ein-)Strömungen in Wasserspeichern wird mit dem Wasser in den meisten Fällen auch Enthalpie transportiert. Je nach Turbulenzgrad der Strömung dringt diese mehr oder weniger tief in den Speicher ein und erwärmt dort das umgebende Wasser. Ohne Berücksichtigung des Turbulenztransportes würde dies durch das Modell nicht richtig abgebildet werden. Bei Verwendung des Wirbelviskositätsprinzips unterscheidet man Null-, Ein- und Zwei-Gleichungsmodelle, die entweder gar keine, eine oder zwei weitere Gleichungen lösen. Dieses am meisten angewandte Verfahren wird in den folgenden Kapiteln vertieft.

Das RSM hingegen erstellt Transportgleichungen für jede einzelne Komponente des Reynoldsspannungstensors. Der Vorteil des RSM ist, dass es - im Gegensatz zu den weiter unten erläuterten Zwei-Gleichungsmodellen - keine isotrope Turbulenz annimmt. Jedoch müssen hier im dreidimensionalen Fall nicht nur zwei, sondern 6 weitere Transportgleichungen (für jede Komponente des Spannungstensors) zur Lösung der Impulsgleichung berechnet werden. Innerhalb dieser Transportgleichungen tritt zusätzlich die Dissipation ε auf, für die eine weitere Gleichung gelöst werden muss. Dieser Aufwand für das RSM ist notwendig, wenn mit einfacheren Methoden (z.B. Zwei-Gleichungsmodellen) kein sinnvolles Ergebnis

mehr berechnet werden kann, was beispielsweise bei stark drallbehafteten Strömungen der Fall sein kann.

2.1.3.1 Wirbelviskositätsprinzip

Für die Null-, Ein- oder Zwei-Geichungsmodelle wird das Wirbelviskositätsprinzip verwendet. Dieses basiert auf der Annahme, dass sich die Reynoldsspannungen analog zu den viskosen Spannungen verhalten. Daher soll für den Reynoldsspannungstensor die Annahme von Boussinesq gelten, die die Reynoldsspannungen durch die mittleren Geschwindigkeitsgradienten ersetzt:

$$-\overline{\rho u'_i u'_j} = \mu_t \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \rho k \delta_{ij} \quad (2.9)$$

In dieser Gleichung taucht als neue Größe die turbulente Viskosität μ_t auf (auch Wirbelviskosität genannt – verwendet wird auch die kinematische Wirbelviskosität $\nu_t = \mu_t / \rho$), sowie k als kinetische Energie der turbulenten Schwankungsbewegung mit

$$k = \frac{1}{2} \cdot \overline{u'_i \cdot u'_i} \quad (2.10)$$

Der letzte Term auf der rechten Seite der Boussinesq-Annahme (Gl. 2.9) stellt den turbulenten Druck dar und wird im Folgenden vernachlässigt.

In der Energiegleichung (Gl. 2.8) tauchen die turbulenten Wärmeströme $\rho c_p \overline{u'_j T'}$ auf, die ebenfalls modelliert werden müssen. Man bedient sich dabei einer Analogie zum Fourierschen Wärmeleitungsgesetz,

$$\rho c_p \overline{u'_j T'} = -\lambda_t \cdot \frac{\partial \overline{T}}{\partial x_j} \quad (2.11)$$

und führt die turbulente Temperaturleitfähigkeit $a_t = \frac{\lambda_t}{\rho \cdot c}$ sowie die turbulente

Prandtl-Zahl $Pr_t = \frac{\nu_t}{a_t}$ ein, die ein Parameter der Turbulenzmodelle ist.

Somit ergeben sich als Ausgangspunkt für weitere Betrachtungen die reynoldsgemittelten NSG:

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial (\rho \bar{u}_i)}{\partial x_i} = 0 \quad \text{Kontinuitätsgleichung (2.12)}$$

$$\frac{\partial(\rho \bar{u}_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{u}_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\mu + \mu_t) \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right] + \rho g_i$$

Impulsgleichungen (2.13)

$$\left[\frac{\partial(\rho \bar{T})}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \bar{u}_j \bar{T})}{\partial x_j} \right] = \frac{1}{c_p} \cdot \frac{\partial}{\partial x_j} \left[(\lambda + \lambda_t) \cdot \frac{\partial \bar{T}}{\partial x_j} \right]$$

Energiegleichung (2.14)

2.1.3.2 Null-, Ein- und Zwei-Gleichungsturbulenzmodelle

Das Ziel im Folgenden ist es, geeignete Ausdrücke für die turbulente Viskosität μ_t zu finden. Dies wird mit Hilfe weiterer zu lösender Gleichungen erreicht. Dabei haben sich Null-, Ein- und Zwei-Gleichungsturbulenzmodelle zur Schließung des Gleichungssystems etabliert.

Null-Gleichungsmodelle, auch algebraische Turbulenzmodelle genannt, reichen für die in dieser Arbeit vorliegenden Probleme nicht aus, da sie keinen Transport von Turbulenz vorsehen. Beispiele für Null-Gleichungsmodelle sind das Prandtl'sche Mischungswegmodell und das Baldwin-Lomax-Modell.

Ein-Gleichungsmodelle lösen eine weitere Differentialgleichung für den Transport der turbulenten kinetischen Energie k . Berichte über ihre Verwendung sind in der Literatur jedoch eher selten anzutreffen.

Die Gruppe der Zwei-Gleichungsmodelle wird so bezeichnet, weil zwei zusätzliche Transportgleichungen gelöst werden. Der bekannteste und am häufigsten verwendete Vertreter ist das 1974 von Launder und Spalding entwickelte k - ε -Modell [Lau72]. Die beiden weiteren Gleichungen für den Turbulenztransport bilanzieren den Transport der turbulenten kinetischen Energie k und der Dissipationsrate von k , ε . Die Dissipationsrate ε kennzeichnet den Anteil der turbulenten kinetischen Energie k , der dissipiert, also durch Turbulenzerscheinungen in Wärme umgewandelt wird. Sie ist definiert über die Ableitungen der turbulenten Schwankungsbewegungen:

$$\varepsilon = \nu \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \frac{\partial u'_i}{\partial x_k} \quad (2.15)$$

Das Ausgangsproblem, nämlich die Bestimmung der zusätzlich auftretenden Transportglieder im Strömungsgebiet, wird auf das Berechnen von k und ε reduziert. Anders als bei dem RSM erfolgt bei den Zwei-Gleichungsmodellen die Annahme

isotroper Turbulenz. Nach allgemeiner Erfahrung lässt sich schwach nichtisotrope Turbulenz aber auch noch gut mit Zwei-Gleichungsmodellen simulieren [Oertel03]. Für das bekannte k - ε -Modell gibt es viele Korrekturterme, die einzelne Schwächen des Modells ausgleichen und zu modifizierten Modellen führen, wie das RNG- und das Realizable k - ε -Modell. Ebenfalls zu den Zwei-Gleichungsmodellen gehört das von [Wilcox] entwickelte k - ω -Modell, sowie eine Weiterentwicklung von Menter, das SST k - ω -Modell [Menter94].

Die folgende Übersicht von [Breuer] in Tabelle 2.1 soll weitere noch nicht genannte Vor- und Nachteile der beiden Modellklassen zeigen. Insbesondere ist darauf hinzuweisen, dass trotz des höheren Aufwandes des RSM dieses in vielen Anwendungsfällen keine klare Überlegenheit gegenüber einem Zwei-Gleichungsmodell zeigt [ERCOFTAC].

Wirbelviskositätsmodelle	Reynolds-Spannungsmodelle
- keine Abhängigkeiten von Stromlinienkrümmung und Systemrotation	+ prinzipiell den Wirbelviskositätsmodellen überlegen (Drall, Stromlinienkrümmung,...)
- problematisch bei Strömungen mit Grenzschichtablösung	+ exakte Behandlung einzelner Spannungskomponenten
+ vergleichsweise geringer Rechenaufwand	+ keine Isotropie-Annahme
+ zahlreiche Vergleichsrechnungen vorhanden	- in praktischen Anwendungsfällen oft keine klare Überlegenheit (ERCOFTAC Workshops)
+ akzeptable Ergebnisse für viele industrielle Anwendungen	- numerisch aufwändiger
+ De-facto-Standard in der Industrie	- Konvergenzprobleme

Tab. 2.1:
Vergleich von Wirbelviskositäts- und Reynolds-Spannungsmodellen nach [Breuer]

2.1.4 Problematik bei der Auswahl eines geeigneten Turbulenzmodells

Seit vielen Jahrzehnten werden Modelle entwickelt, um turbulente Strömungen beschreiben zu können. Daraus erwachsen unter anderem die in dem vorherigen Kapitel vorgestellten Lösungen. Doch trotz intensiver Forschungen ist es bislang nicht gelungen, ein Turbulenzmodell zu finden, das allen anderen bei den verschiedensten Formen turbulenter Strömung überlegen wäre [ERCOFTAC].

Aus diesem Grunde wird hier nur eine Übersicht über die in dieser Arbeit verwendeten Modelle und ihre theoretischen Stärken und Schwächen gegeben.

Erschwerend kommt hinzu, dass die Qualität des Rechenergebnisses ganz entscheidend von der Art der Wandbehandlung abhängt, über die im nächsten Kapitel berichtet wird.

Die k - ε -Modelle unterscheiden sich

- in der Methode, wie sie die turbulente Viskosität μ_t berechnen,
- in der Definition der turbulenten Prandl-Zahl, die die turbulente Diffusivität von k und ε bestimmt, sowie den Modellkonstanten,
- in den Quell- und Senkentermen der ε -Gleichung.

Das Standard k - ε -Modell hat sich allgemein bewährt für voll turbulente Strömungen bei hohen Re-Zahlen. Insbesondere in wandfernen Bereichen liefert es gute Ergebnisse. Es ist weiterhin bekannt dafür, in Staupunkten zu viel kinetische Energie zu berechnen und Probleme in Ablösepunkten zu haben. Das RNG- und das Realizable k - ε -Modell beheben einzelne Schwächen davon.

Das von Wilcox vorgeschlagene k - ω -Modell beinhaltet Modifikationen für Scherströmungen und bietet damit Vorteile für Strömungen im wandnahen Bereich. Es ist insbesondere auch für kleine Re-Zahlen einsetzbar.

Das SST k - ω -Modell wurde von Menter entwickelt, um die Vorteile der beiden Modelle (das k - ε -Modell hat gute Eigenschaften im wandfernen, das k - ω -Modell im wandnahen Bereich) zu kombinieren. Dies wird mit einer stetigen Gewichtungsfunktion (blending function) erreicht, die abhängig vom Wandabstand das k - ω -Modell oder das k - ε -Modell einsetzt. Damit ist es beiden Standardmodellen prinzipiell überlegen.

Eine genaue Beschreibung der einzelnen Turbulenzmodelle ist in der bereits erwähnten Literatur oder auch in [Pope] sowie in der Fluent-Anleitung [Fluent] zu finden.

Ein weiteres Problem besteht darin, dass in den meisten untersuchten Fällen strenggenommen die Voraussetzung für die Anwendung der Wirbelviskositätsmodelle, nämlich das Vorhandensein isotroper Turbulenz, nicht gegeben ist. In allen hier vorgenommenen Untersuchungen dominieren Auftriebskräfte die Strömung, die in Gegenrichtung zur Gravitation wirken. Die richtungsgebundenen Auftriebskräfte bewirken dadurch eine Anisotropie der erzeugten Turbulenzwirbel.

Schwerwiegender ist das Problem der anisotropen Turbulenz noch bei Speichern, in denen bereits eine stabile Temperaturschichtung besteht (Kap. 5.2.2 sowie 5.3.3).

Hier wird verstärkt nur die vertikale Schwankungskomponente der Geschwindigkeit gedämpft, was eine noch stärkere Anisotropie der Turbulenz zur Folge hat. Die verwendeten Turbulenzmodelle berücksichtigen diesen Effekt nicht, auch wenn bekannt ist, dass eine schwache Anisotropie der Turbulenz durchaus mit dem Wirbelviskositätsmodell gerechnet werden kann [ERCOFTAC]. Wenn im Folgenden dennoch diese Zwei-Gleichungsturbulenzmodelle in den Simulationen variiert werden, dann deshalb, weil sie den Stand der Technik repräsentieren und hier versucht wird, nach diesem das bestmögliche Simulationsergebnis zu erzielen. Vor dem Hintergrund, dass die Größe des Einflusses dieser Anisotropie auf das Ergebnis nicht bekannt ist und möglicherweise andere Effekte die Berechnung dominieren, erscheint das Vorgehen gerechtfertigt.

2.1.5 Wandbehandlung

Die Qualität der Ergebnisse von Turbulenzmodellen hängt bei Strömungen, die durch eine Wand in ihrer Ausbreitung eingeschränkt sind, stark von der Art der Wandbehandlung ab. Die Literatur widmet diesem Thema zahlreiche Publikationen. Im Rahmen dieser Arbeit kann nur eine kleine Orientierung gegeben werden, um mit den Grundbegriffen vertraut zu werden. Die Beschäftigung mit den entsprechenden Kapiteln der Anleitung von Fluent wird empfohlen [Fluent].

Bevor die Wandbehandlung im Weiteren ausgeführt wird, bleibt jedoch hervorzuheben, dass bei manchen Geometrien Wände keine wichtige Rolle spielen: Die Ausbreitung eines freien Strahls wie in Kapitel 5.2 wird weniger durch Wände beeinflusst als die in den späteren Kapiteln diskutierten Schichtbeladeeinrichtungen. Bei wandnahen Strömungen ist zu beachten, dass dort große Geschwindigkeitsgradienten auftreten: Die Geschwindigkeit direkt an der Wand ist Null („Haftbedingung“: $u_i=0$) und wächst mit zunehmender Entfernung von der Wand. Vergleichbares kann für andere Größen (Temperatur, Druck) gelten.

Im Allgemeinen werden folgende drei Gebiete der Grenzschicht unterschieden (Abb. 2.1 und 2.2): eine viskose oder laminare Unterschicht, in der die Strömung nahezu laminar ist und die von der molekularen Viskosität dominiert wird, eine Zwischenregion oder Überlappungsschicht, in der der Einfluss von molekularer Viskosität und Turbulenz gleich groß sind, und schließlich die äußere Schicht, die von Turbulenz dominiert wird. Daran schließt sich die turbulente Kernströmung an.

Wichtige Größen bei der Beschreibung wandnaher Schichten sind die dimensionslose Geschwindigkeit u^+ als Quotient der mittleren Geschwindigkeit und der Wandschubspannungsgeschwindigkeit u_τ sowie der dimensionslose Wandabstand y^+ :

$$u^+ = \frac{\bar{u}}{u_\tau} \quad u_\tau = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho}} \quad y^+ = \rho \cdot u_\tau \cdot \frac{y}{\mu} \quad (2.16)$$

\bar{u} : wandparallele Geschwindigkeit

τ_w : Wandschubspannung

y : kürzester Abstand von einem Gitterzellenmittelpunkt zur Wand

Zur Modellierung des kinetischen Verhaltens der Strömung in dieser Grenzschicht gibt es zwei Ansätze, die in Fluent Wandfunktionen (WF) und Enhanced Wall Treatment (EWT) genannt werden.

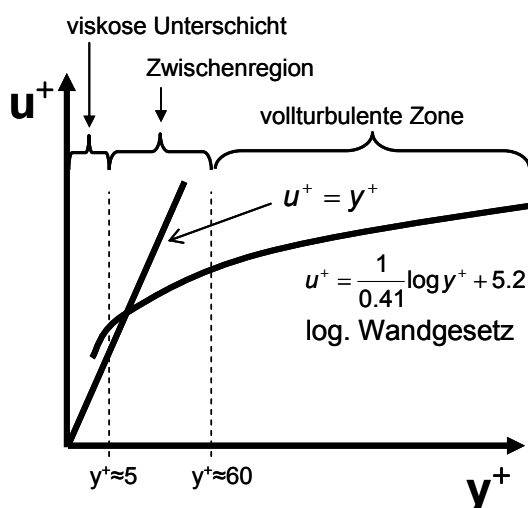


Abb. 2.1: Aufbau der wandnahen Schicht

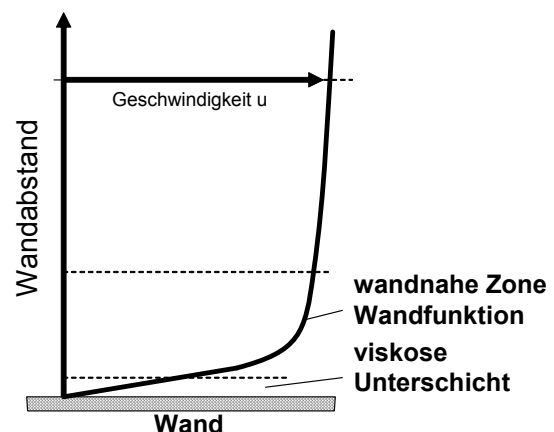


Abb. 2.2: turbulentes Geschwindigkeitsprofil an einer Wand, entspricht vom Aufbau her Abb. 2.1 um 90° gedreht

Mit dem Einsatz von Wandfunktionen soll die extrem dünne Unterschicht analytisch vereinfacht beschrieben werden, so dass diese nicht mit vielen Gitterpunkten aufgelöst werden muss (Abb. 2.3a). Dafür wird ausgenutzt, dass in dem Grenzschichtbereich ein logarithmischer Zusammenhang zwischen Wandabstand y^+ und der Geschwindigkeit u gültig ist, der als logarithmisches Wandgesetz bezeichnet wird. Wandfunktionen dürfen nur bei Strömungen mit großen Re-Zahlen, in denen die viskose Unterschicht sehr dünn ist, verwendet werden. Sie stellen geringere Anforderungen an die Gittererstellung. Es ist aber notwendig, dass kein Gitterpunkt in

der viskosen Unterschicht zu liegen kommt (sichergestellt durch $y^+ > 20$) und trotzdem etwa 10 Gitterpunkte in der Grenzschicht vorhanden sind.

Der Einsatz von Wandfunktionen ist beliebt, da deren Verwendung im Rahmen von Simulationen nur moderate Rechenzeit benötigt, die Ergebnisse numerisch stabil sind und verhältnismäßig genaue Ergebnisse liefern.

Ist das Gitter dergestalt wie in Abb. 2.3b dargestellt, d.h. dass es die viskose Unterschicht auflöst, so wird der Gültigkeitsbereich der Wandfunktionen verlassen und eine andere Wandbehandlung ist erforderlich. Bei entsprechend

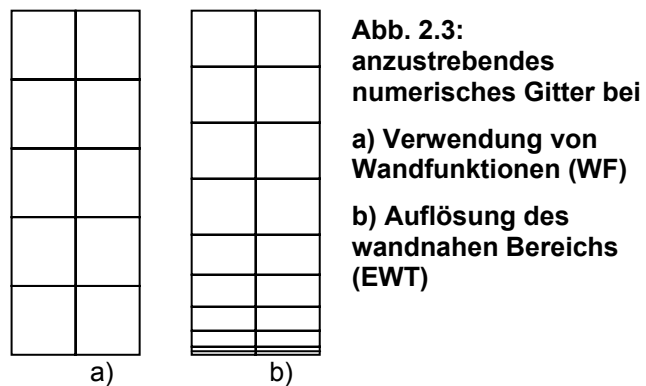


Abb. 2.3:
anzustrebendes
numerisches Gitter bei
a) Verwendung von
Wandfunktionen (WF)
b) Auflösung des
wandnahen Bereichs
(EWT)

feinem Gitter kann dies mit dem Enhanced Wall Treatment erreicht werden, welches immer bei kleinen Re-Zahlen notwendig ist. Dabei ist es nötig, mindestens eine Gitterzelle in die viskose Unterschicht zu setzen. Dies ist durch $y^+ \approx 1$ sichergestellt, aber auch Werte von $y^+ < 5$ sind noch akzeptabel. Außerdem sollten zwischen fünf und zehn Gitterpunkte in den Bereich zwischen Wand und $y^+ < 20$ platziert werden [ERCOFTAC].

2.1.6 Wandbehandlung in dieser Arbeit

Bei den untersuchten Schichtbeladeeinrichtungen haben die Wände zur Strömungsführung eine wichtige Funktion. Die dabei auftretenden Strömungen sind nicht laminar. Von der Theorie her ist eine Auflösung des Wandbereiches anzustreben. Es ist bei der Gittererstellung im Vorfeld jedoch schwierig zu wissen, wie dieses aufgebaut sein muss, um die Anforderungen an das EWT, mindestens einen Knoten in der viskosen Unterschicht zu haben, noch zu erfüllen.

Letztendlich konnten in dieser Arbeit nicht alle möglichen Kombinationen von Turbulenzmodellen, Wandbehandlungen und Strömungen (man erinnere sich: es gibt kein universelles Turbulenzmodell für alle verschiedenen Arten von Strömungen) getestet werden. Infolgedessen wurde in der Regel lediglich ein Gitter bestimmt, das bestmöglich die Grundregeln für ein gutes Gitter befolgte, und dann mit diesem Gitter

die Turbulenzmodelle getestet und außerdem überprüft, welchen Einfluss die (ggf. unzulässige) Verwendung von Wandfunktionen bzw. EWT hat.

2.1.7 Vereinfachte Modellierung dreidimensionaler Strömungen

Bei manchen Geometrien stellt sich intuitiv die Frage, ob eine Strömung darin in drei Dimensionen berechnet werden muss, oder ob die gewünschten Einblicke nicht auch durch zweidimensionale Berechnungen erhalten werden können. Eine dreidimensionale Berechnung bedeutet einen deutlich größeren Aufwand bei der Gittererstellung und der Lösung der NSG, da dort mehr Gleichungen gelöst werden müssen. Bei einem kombinierten Masse- und Wärmetransport, der in drei Dimensionen stattfindet, kann eine Berechnung sich jedoch nicht auf nur zwei Dimensionen beschränken. Dies führt zu physikalisch unsinnigen Annahmen, wie Drück ausführlich darstellt [Drück06]. Bei einem kombiniertem Masse- und Wärmetransport muss in drei Dimensionen gerechnet werden.

Wenn auch keine Dimension unterschlagen werden darf, so können doch Symmetrien verwendet werden. Gegebenenfalls bietet sich eine Spiegelsymmetrie an einer Ebene an, die allerdings weiterhin dreidimensionale Berechnungen erfordert. Diese Vereinfachung wird in Kapitel 5.1 diskutiert und in Kapitel 5.4 angewendet. In manchen Fällen liegt eine Rotationssymmetrie bezüglich einer Achse vor. Dann ist eine zweidimensionale Berechnung mit Symmetrieachse möglich, was im Kapitel 5.3 angewendet wurde. Gittererstellung- und Rechenaufwand werden damit erheblich reduziert.

Ist allerdings mit starken Turbulenzeffekten wie z.B. der Karmanschen Wirbelstraße nach einem Objekt in der Strömung zu rechnen, so sind diese Vereinfachung nicht zulässig, da bei der Annahme von Symmetrie alle Gradienten entlang der Symmetrieebene oder -achse auf Null gesetzt werden. Das Simulationsergebnis würde also auf jeden Fall auch eine Symmetrie ausweisen.

2.2 Überblick über die Diskretisierungsverfahren

Für die Lösung der Gleichungen stellt Fluent zwei Löser zur Verfügung, den „coupled solver“ und den „segregated solver“. Für instationäre Berechnungen, wie sie hier ausschließlich durchgeführt wurden, ist der „segregated solver“ zu wählen. Bei diesem Löser werden zunächst die Impulsgleichungen basierend auf den alten

Werten für u , v und w gelöst. Als nächstes wird eine Druckkorrekturberechnung durchgeführt, um die Massenerhaltung sicherzustellen. Für die Druckkorrektur empfiehlt Fluent wegen der dominierenden Volumenkräfte das „body force weighted“-Verfahren. Die Druck-Geschwindigkeitskopplung wurde für diese Rechnungen mit dem „SIMPLE“-Verfahren gelöst. Mittels dieser Korrekturen können das Geschwindigkeitsfeld neu berechnet und im Anschluss die Gleichungen für Energie und Turbulenz gelöst werden. Dieses Verfahren wird in so vielen Iterationen durchgeführt, bis die Konvergenzkriterien erfüllt sind. In Fluent ist es dabei in den meisten Fällen ausreichend, wenn die Standardwerte für die Fehler (Residuen) eingehalten werden. Ausführliche Erläuterungen sind in der Literatur zu finden [Fluent] [Oertel03] [Ferziger].

Mit dem „segregated solver“ wird automatisch ein implizites Lösungsverfahren für die Gleichungen gewählt. Die Diskretisierung der Gleichungen für Impuls, turbulente kinetische Energie, turbulente Dissipationsrate und die Energie erfolgt mit einem Second Order Upwind-Verfahren. Die zeitliche Diskretisierung hingegen kann bei kleinen Zeitschritten mit dem impliziten Verfahren erster Ordnung gelöst werden (Euler-Rückwärts Verfahren).

Die Relaxationsfaktoren γ haben einen starken Einfluss auf das Konvergenzverhalten: Zu Beginn eines Zeitschrittes werden die Anfangs- und Randbedingungen anhand des vorangegangenen Zeitschrittes festgelegt. Während der Iteration werden die Zustandsgrößen Φ neu berechnet. Die neu ermittelten Zustandsgrößen werden mit den Zustandsgrößen Φ_{old} zu Beginn einer Iteration verglichen. Die Relaxationsfaktoren geben nun an, ob die Änderung $\Delta\Phi$ beispielsweise zu 100% ($\gamma = 1$) oder nur zu 30% ($\gamma = 0,3$) bei der Bestimmung der neuen Zustandsgröße berücksichtigt wird:

$$\Phi = \Phi_{\text{old}} + \gamma \Delta\Phi \quad (2.17)$$

Besonders für schwer konvergierende Fälle müssen die Relaxationsfaktoren manchmal von ihren empirisch ermittelten Standardwerten auf kleinere Werte reduziert werden (Tab. 2.2, Spalte 3, ggf. mit den kleineren Werten in Klammern). Hat sich ein stabiles Konvergenzverhalten eingestellt, können sie wieder auf die Standardwerte zurückgesetzt werden (Tab. 2.2, Spalte 2 oder Spalte 3).

Zustandsgrößen	Voreinstellungen	mögliche Anpassung bei Konvergenzproblemen
Pressure	0,3	0,3 (zu Anfang auf 0,2)
Density	1,0	0,8
Body Forces	1,0	0,8
Momentum	0,7	0,7 (zu Anfang auf 0,4)
Turbulent Kinetic Energy	0,8	0,8
Turbulent Dissipation Rate	0,8	0,8
Turbulent Viscosity	1,0	0,8
Energy	1,0	0,8

Tab. 2.2: Einstellungen für die Relaxationsfaktoren: Voreinstellungen und Werte, die bei Berechnungen in Kap. 5.3 verwendet wurden.

3. Anlagen- und Experimentbeschreibung

Für die in dieser Arbeit beschriebenen Untersuchungen mussten zunächst ein Versuchsspeicher sowie Be- und Endlademodule beschafft werden. Da nichts davon auf dem Markt als Serienprodukt erhältlich ist, mussten Einzelanfertigungen geplant und gebaut werden.

3.1. Aufbau des Testspeichers

Der Testspeicher sollte eine möglichst große Ähnlichkeit mit einem realen Speicher haben. Der ursprüngliche Gedanke, in einen normalen Speicher Sichtfenster einzubauen, um dadurch PIV-/LIF-Messungen vornehmen zu können, wurde bald aus praktischen Gründen verworfen, da der Einbau von Fenstern sehr aufwändig geworden wäre. Die grundlegenden Anforderungen, nämlich eine realitätsnahe zylindrische Form sowie eine realistische Wärmeleitfähigkeit der Speicherwand, wurden beibehalten.

Der erbaute Versuchsspeicher (s. Abb. 3.1) besteht aus Edelstahl, hat einen Durchmesser von 0.7 m, eine Höhe von 1.53 m und ein Volumen von etwa 580 Litern. In den Zylindermantel sind drei Glasfenster eingearbeitet (die das theoretische Speichervolumen etwas verkleinern): durch zwei große gegenüberliegende Fenster können Vorgänge im Inneren des Speichers beobachtet werden, das kleinere Fenster ist als Öffnung für das Laserlicht vorgesehen. Die zylindrische Form wurde gewählt, weil sie der Form der meisten Speicher entspricht. Somit können in diesem Versuchsspeicher Strömungsvorgänge realistisch untersucht werden. Ebenfalls aus diesem Grunde wurde Stahl als Mantel verwendet. Ein Speicher aus Plexiglas ($\lambda=0,19 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) hätte zwar hinsichtlich des Beobachtens Vorteile, jedoch eine etwa 100-fache geringere Wärmeleitfähigkeit der Wand als Stahl. Edelstahl ($\lambda=15 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$) hat zwar eine 5-fach schlechtere Wärmeleitfähigkeit als Eisen ($\lambda=75 \text{ W}/(\text{m}\cdot\text{K})$), musste jedoch aus Korrosionsgründen gewählt werden. Diese Konstruktion ermöglicht es nun auch, den Speicher bis auf 80°C aufzuheizen. Plexiglas würde bei dieser Temperatur seine Transparenz verlieren.

3.2. Heiz- und Kühlmodule

Die zwei Be- und Entlademodule (s. Abb.3.2) ermöglichen das direkte Beladen mit einer Heizleistung bis zu 18 kW sowie das Entladen entweder direkt oder über einen Wärmeübertrager. Der maximale Volumenstrom beträgt 1000 l/h. Die Module verfügen über einen eigenen Regler und einen magnetisch induktiven Durchflussmesser (MID). Sie sind mobil gebaut, so dass sie an verschiedenen Orten einsetzbar sind.

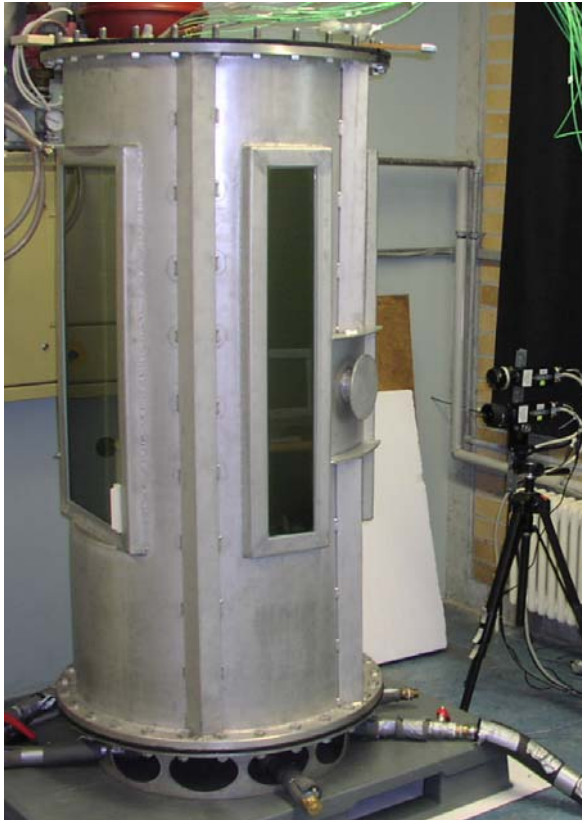


Abb. 3.1: Aufgebauter Testspeicher

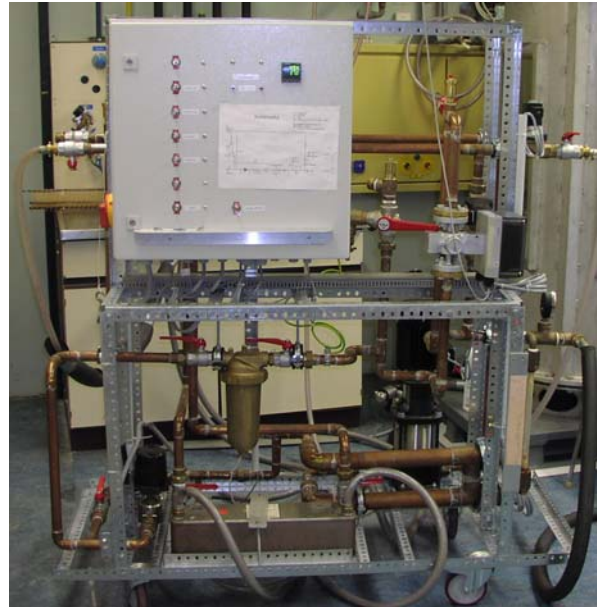


Abb. 3.2: Kombiniertes Heiz- und Kühlmodul

3.3. Messwerterfassung

Neben den Messungen mit dem PIV- und LIF-Verfahren, welche im folgenden Kapitel erläutert werden, wurden Temperaturen mit Thermoelementen und Widerstandsthermometern sowie der Beladevolumenstrom gemessen [Moogk06].

Die Widerstandsthermometer vom Typ PT100 zur Bestimmung der Ein- und Austrittstemperatur wurden in wärmegeämmte und mit Turbulatoren ausgerüstete Messkammern eingebaut. Sie wurden hausinternen kalibriert [VA019] und wiesen danach einen Messfehler von weniger als 0.1 K auf.

Die im Be-/Enlademodul verwendeten magnetisch induktiven Durchflussmesser (MID) wurden ebenfalls nach hausinternen Verfahrensanweisungen [VA016] kalibriert mit einem Messfehler von unter 1%.

Die Messwerterfassung erfolgte mit einem Digitalmultimeter 34970A der Firma Agilent in Verbindung mit einer 20-Kanal-Anker-Multiplexerkarte, Modell 34901A. Diese ist ein Einsteckmodul mit 20 Kanälen zum Schalten von 300 V und zwei Kanälen für Gleich- (DC) oder Wechselstrommessungen (AC) mit einem internen Multimeter im Messbereich von 100 nA bis 1 A. Außerdem besitzt es eine eingebaute Thermoelement-Vergleichsstelle. Das Multimeter unterstützt die direkte Messung mit Thermoelementen. Das Messen mit den Widerstandsthermometern in Vier-Leiter-Schaltung ist ebenfalls möglich und wurde für die Messung der Speicherbe- und Entladetemperatur verwendet.

Die Steuerung der Messdatenaufnahme und Darstellung der Messdaten erfolgt durch die Software Agilent BenchLink DataLogger auf einem handelsüblichen PC.

4. Verwendete Messverfahren

Die Überprüfung der CFD-Simulationen für den Testspeicher wird anhand der Temperatur- und Geschwindigkeitsverteilung im Speicher vorgenommen. Diese können invasiv, also mit Hilfe von Sonden, oder nicht-invasiv gemessen werden. Der Nachteil invasiver Messmethoden ist, dass die Sonden (z.B. Thermoelemente zur Temperatur- oder Messflügel zur Geschwindigkeitsmessung) bereits die Strömung stören können und nur punktuelle Messwerte liefern. Kennzeichen nicht-invasiver Methoden hingegen ist, dass die Messmittel die Strömung nicht stören.

4.1 Invasive Messverfahren

Zur Messung von Temperaturen im Versuchsspeicher wurden bis zu 14 Thermoelemente eingesetzt. Es handelt sich dabei um Mantelthermoelemente vom Typ K der Klasse 1. Sie wurden nicht einzeln kalibriert, stattdessen fand eine Überprüfung wie folgt statt:

Die Thermoelemente wurden jeweils einem Kanal der Multiplexerkarte des Messwerterfassungssystems zugewiesen. Als Referenzstelle diente die interne Eisstelle des Multimeters. Die an das später verwendete Messwerterfassungssystem angeschlossen Thermoelemente wurden dann in ein Eisbad getaucht. Ihre Abweichung zu 0°C wurde als Offset in der Software des Digitalmultimeters hinterlegt. Zur Überprüfung ihrer Linearität wurden die Thermoelemente in einem Ölbad mit Temperaturen von 10, 20, 30, ...100°C überprüft. Die vom Messsystem angezeigte Temperaturdifferenz der einzelnen Thermoelemente zur Ölbadtemperatur (festgestellt nach [VA019]) war mit Berücksichtigung der Eisbad-Offset-Korrektur kleiner als 0.2 K.

4.2 Nicht-invasive Messverfahren

Als nicht-invasive Messverfahren werden PIV und LIF eingesetzt. PIV ist eine Abkürzung für **P**article **I**mage **V**elocimetry, LIF für **L**aser **I**nduced **F**luorescence. Es sind auch die Bezeichnungen PLIF und TLIF gebräuchlich: PLIF steht für „planar LIF“ und weist darauf hin, dass die Daten in einer Ebene gewonnen werden. Mit TLIF wird die Möglichkeit einer Temperaturmessung angezeigt.

Mit einer PIV-/LIF-Messeinrichtung können simultan Ganzfeldgeschwindigkeits- und Temperaturmessungen vorgenommen werden. Das Entscheidende ist, dass die Messung von Temperatur und Geschwindigkeit vorgenommen werden kann, ohne mit Sonden in die Strömung einzugreifen. PIV- und LIF-Messungen können einzeln oder kombiniert durchgeführt werden.

4.2.1 PIV-Prinzip

Mit einer PIV-Messeinrichtung werden nicht-invasive Geschwindigkeitsmessungen für ein ganzes zweidimensionales Strömungsfeld vorgenommen. Dazu werden Tracerpartikel mit ähnlicher Dichte wie das zu untersuchende Fluid diesem hinzugefügt, welche sich mit der Strömung mit bewegen. An den Tracerpartikeln werden die Lichtblitze eines Lasers reflektiert und von einer Digitalkamera aufgezeichnet. Herkömmliche Messmethoden stören gegenüber PIV durch die endliche Größe des Messensors (Flügelrad, Anemometer) die sich einstellenden Konvektionsströmungen und / oder geben nur punktuelle Informationen über Strömungsvorgänge (z.B. Laser-Doppler-Anemometrie).

Bei der Digitalkamera handelt es sich um eine CCD-Kamera (Abkürzung für Charge-Coupled Device). Das CCD ist das zentrale elektronische Bauteil der Kamera, mit dem die Beleuchtungsstärke fein gerastert und ortsauflösend gemessen werden kann. Die Besonderheit dieser Kamera ist, dass sie in einem minimalen Zeitabstand von $5.5 \mu\text{s}$ zwei Bilder aufnehmen kann. Digitalkameras mit normalem CCD benötigen wesentlich länger, um den Datenträger (den CCD) für eine zweite Aufnahme vorbereitet zu haben. Die Kamera liefert Bilder mit 1600×1186 Pixeln bei bis zu 1024 Grauwerten.

Zur Messung einer Momentaufnahme wird ein Doppellichtpuls benötigt (s. Abb. 4.1). Diesen liefert das grüne Laserlicht eines Nd:YAG-Lasers. Ein Nd:YAG-Laser ist ein Festkörperlaser, der als aktives Medium einen Neodym-dotierten YAG (Yttrium-Aluminium-Granat) - Kristall verwendet. Er wird hier als gepulster Laser bei einer Wellenlänge von 532 nm benutzt.

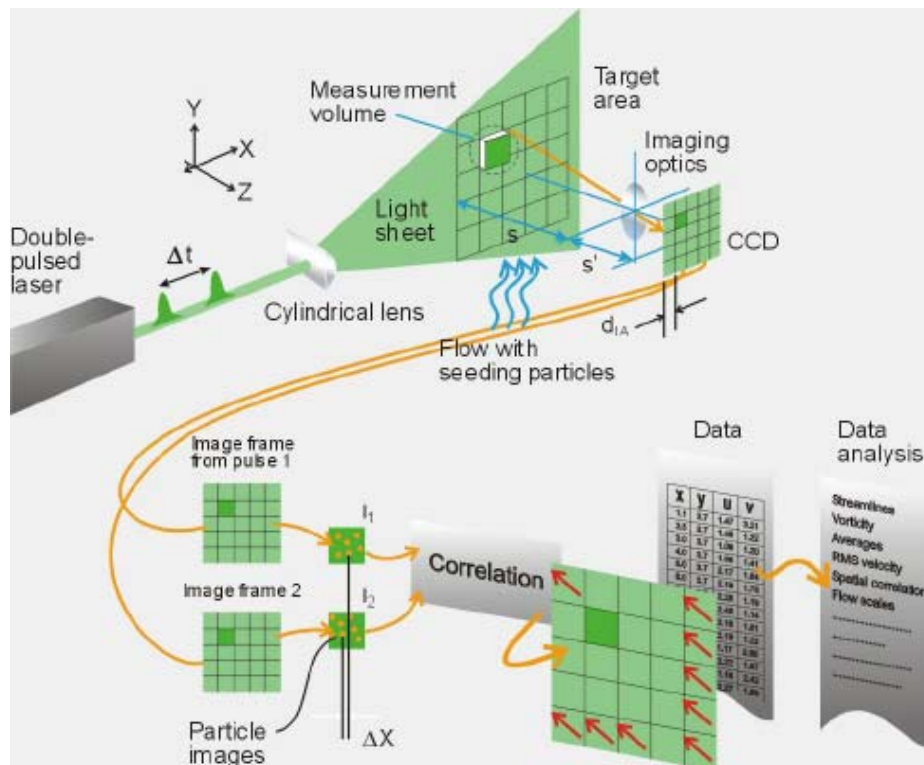


Abb. 4.1: Funktionsprinzip eines PIV-Systems (Zeichnung: DANTEC DYNAMICS)

Der pulsierende Laserstrahl wird zu einem sehr dünnen Lichtschnitt (ca. 1-2 mm Dicke) aufgeweitet. Im rechten Winkel dazu fotografiert eine Digitalkamera die Reflektionen der Tracerpartikel. Einige Millisekunden später wird ein zweites Partikelbild aufgenommen. Die Superposition beider Fotos (Abb. 4.2a) ergibt ein Bild mit gegeneinander verschobenen Partikelabbildungen. Zur weiteren Auswertung wird das Bild in viele einzelne Zellen (Interrogation Areas (Abb. 4.2b)) unterteilt. Diese müssen so klein gewählt sein (typischerweise 32 x 32 Pixel), dass innerhalb des Zellenbereichs eine homogene Bewegungsrichtung der Partikel angenommen werden kann. Ein Algorithmus kann aus dem Versatz Δs der Partikelbilder zueinander und dem bekannten Zeitabstand Δt der Bilder die Geschwindigkeit $v = \Delta s / \Delta t$ und die Strömungsrichtung der Partikel berechnen. Das Ergebnis ist ein Vektorbild, das das momentane Geschwindigkeitsfeld darstellt. Auf dieses Vektorfeld können zur weiteren Analyse beliebige Filter und Funktionen angewendet werden.

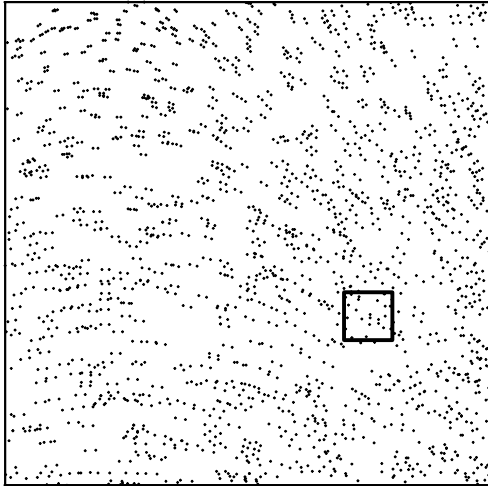


Abb. 4.2a: Doppelbild mit einer Interrogation Area angedeutet

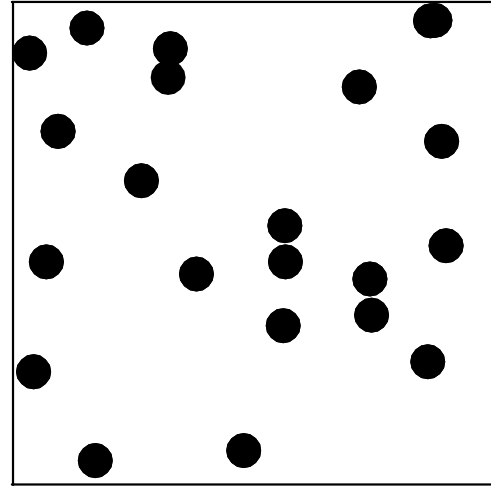


Abb. 4.2b: Ausschnittsvergrößerung auf eine Interrogation Area

Generell ist zu dem PIV-Verfahren anzumerken, dass dabei nicht die Strömung selbst gemessen wird, sondern die Partikel, die von der Strömung bewegt werden. Daher ist es wichtig, dass diese bezüglich Größe und Masse so gewählt werden, dass sie sich mit der Strömung mitbewegen. Die Partikel sollten also folgende Anforderungen erfüllen:

- schlupffreies Folgen der Grundströmung
- vernachlässigbar kleine Geschwindigkeiten durch Auftriebs- oder Zentrifugalkräfte
- sowie ausreichende Streulichteigenschaften

Die ersten beiden Anforderungen werden nach [Raffel98] weitestgehend erfüllt, wenn sich der Partikeldurchmesser bei flüssigen Fluiden zwischen 10 und 100 μm beläuft sowie die Dichte näherungsweise der des Trägerfluids entspricht. Quantitativ betrachtet werden die ersten beiden Anforderungen dann erfüllt, wenn die Sink- oder Sedimentsgeschwindigkeit gegenüber der Strömungsgeschwindigkeit zu vernachlässigen ist. Die Sinkgeschwindigkeit v_s berechnet sich nach der Stokesschen Gleichung für einen sphärischen Körper zu:

$$v_s = \frac{d_p^2 (\rho_p - \rho_f)}{18\mu} g \quad (4.1)$$

wobei der d_p und ρ_p der Partikeldurchmesser bzw. die Partikeldichte sind und μ und ρ_f die Fluidviskosität bzw. die Fluidichte sind.

Für die Messungen in dem Testspeicher wurden gute Erfahrungen mit dem Polymerpulver VESTOSINT® X7182 white der Firma Degussa gemacht. Die Partikel haben einen durchschnittlichen Durchmesser von 22 μm und eine Dichte von 1.016 g/cm^3 bei 23°C. Damit sind sie etwas schwerer als Wasser, was zur Folge hat, dass sie sich nach vielen Stunden am Boden absetzen. Die nach (Gl. 4.1) berechnete Sinkgeschwindigkeit für diese Partikel ist um 4-5 Größenordnungen kleiner als die typischerweise vorherrschenden Strömungsgeschwindigkeiten. Da die Partikel außerdem noch gute Streulichteigenschaften haben, erfüllen sie die Anforderungen an PIV-Tracerpartikel gut.

Eine schlechte Wahl der Tracerpartikel stellt nur eine Fehlerursache einer PIV-Messung dar. Weitere Fehlermöglichkeiten werden im Folgenden kurz aufgezählt. Für eine genauere Diskussion sei auf [Raffel98] verwiesen.

- Durch Linsenfehler und Lichtbrechung können Fehler auftreten. Diese werden jedoch im Allgemeinen durch eine zuvor erfolgte Kalibrierung eliminiert.
- Weiterhin ist der Korrelations-Algorithmus zur Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung aus den Partikelbildern fehleranfällig. Insbesondere schwache Signale (fehlender Kontrast durch schlechte Beleuchtung oder ungünstige Partikelanzahl, Hintergrundrauschen) erschweren die Auswertung der Partikelbilder und machen den Auswertalgorithmus fehleranfällig. Die Qualität der Auswertung kann jedoch sehr einfach beurteilt werden, denn jede Interrogation Area wird einzeln ausgewertet. Dies bedeutet, dass nebeneinander liegende Interrogation Areas auch einen sehr ähnlichen Geschwindigkeitsvektor haben sollten. Ist dies nicht der Fall, so ist das Ergebnis kritisch zu hinterfragen.
- Eine weitere Fehlerquelle können „out-of-plane motions“ sein, bei denen sich Teilchen aus dem Lichtschnitt hinaus bewegen. In diesem Fall gibt es zu dem im ersten Bild erkannten Partikel kein passendes im zweiten Bild, und der Algorithmus wird mit der Auswertung Probleme haben. Ein anderer Fall ist, dass der Lichtschnitt so breit ist, dass das Partikel sich quer zum Lichtschnitt (z.B. in z-Richtung) bewegt, in beiden Bildern aber zu erkennen ist. In dem Kamerabild (z.B. x-y-Ebene) wird jedoch nur die Bewegung in x-y-Ebene erkannt, die in z-Richtung wird ignoriert. So kann es zu einer Geschwindigkeitsmessung kommen, die nur die in x-y-Ebene projizierte Geschwindigkeitskomponente errechnet. Diesen Effekten kann nur mit einem

guten Versuchsaufbau entgegengewirkt werden, in dem keine „out-of-plane motions“ vorkommen können.

- Insbesondere für Messungen zeitlich gemittelter Geschwindigkeiten in turbulenten Strömungen ist zu beachten, dass aufgrund des speziellen Charakters der Turbulenz über eine angemessene Zahl von PIV-Messungen gemittelt werden muss.

4.2.2 LIF-Prinzip

Die Messung erfolgt auch hier durch ein laser-optisches Verfahren, das Fluoreszenzbilder eines dem Fluid beigefügten Farbstoffes aufnimmt. Die gemessene Intensität der Fluoreszenz ist proportional der Konzentration des Farbstoffes und, je nach Wahl des Farbstoffes, auch proportional der Temperatur.

Fluoreszenz ist eine natürliche Materialeigenschaft, die physikalisch der Emission von Photonen entspricht. Sie tritt auf, wenn Atome von einem angeregten Zustand in einen energetisch niedrigeren Zustand zurückfallen. In den angeregten Zustand können die Atome dabei durch Anregung mit Licht kommen, bspw. durch das grüne Licht des auch schon für die PIV-Messung verwendeten Nd:YAG-Lasers. Die bei der Fluoreszenz abgestrahlte Energie in Form von Photonen (Licht) ist dabei von einer deutlich größeren Wellenlänge als die des zur Anregung verwendeten Laserlichts. Die Schwierigkeit ist jedoch, die Fluoreszenz von dem Anregungslicht zu separieren, das einige Größenordnungen intensiver ist. Dies wird erreicht durch Benutzung eines Filters vor der CCD-Kamera, der die Wellenlänge des Anregungslichtes ausblendet.

Die Stärke des Fluoreszenzsignals ist linear abhängig von der Quanteneffizienz Q_λ des Farbstoffes, d.h. dem Verhältnis von emittierten zu absorbierten Photonen. Diese ist in erster Linie nur konzentrationsabhängig und ermöglicht damit Konzentrationsmessungen des Fluids. Bei einigen Farbstoffen (z.B. Rhodamin B) liegt jedoch auch eine starke Temperaturabhängigkeit von Q_λ vor. In diesem Fall kann bei festen Randbedingungen, wie definierter Anregungsenergie des Lasers, einer bekannten Konzentration des Farbstoffes und festgelegter Geometrie, von dem empfangenen Fluoreszenzsignal auf die Temperatur des Fluids zurückgeschlossen werden. Dabei gilt der folgende lineare Zusammenhang [Dantec]:

$$S = f_{\text{optic}} \cdot A_T \cdot V_c \cdot (E \cdot C_o) \cdot Q_\lambda(T) \quad (4.2)$$

S	[J]:	Stärke des Fluoreszenzsignals
f_{optic}	[m ⁻³]:	optischer Faktor (geometrieabhängig)
A_T	[-]:	Absorptionsfaktor (abhängig vom Absorbtionsfaktor des Fluids und dem Lichtweg)
V_c	[m ³]:	Probenvolumen (geometrieabhängig)
E	[J]:	Laserenergie
C_o	[g/kg]:	Konzentration des Farbstoffes
$Q_\lambda(T)$	[-]:	Quanteneffizienz des Farbstoffes

Um die Zuordnung des Fluoreszenzsignals zu einer bestimmten Temperatur zu ermöglichen, muss zuvor eine zweiteilige Kalibrierung stattfinden:

- Im ersten Teil wird durch Versuche die optimale Konzentration des Farbstoffes bestimmt. Dabei gilt, dass innerhalb bestimmter Grenzen mit steigender Konzentration die Fluoreszenz linear wächst. Ist die Konzentration zu hoch, verliert dieser Zusammenhang seine Linearität. Die letztendlich gewählte Konzentration darf daher nicht über den linearen Bereich hinausgehen.
- Im zweiten Teil wird eine Temperaturkalibrierung vorgenommen, indem das Fluid homogen auf bestimmte Temperaturen gebracht wird. Diese Kalibrier-temperaturen müssen den später im Experiment auftretenden Bereich abdecken. Zu beachten ist hierbei, dass das stärkste Fluoreszenzsignal bei der niedrigsten Temperatur auftritt.

Die Kalibrierung muss an dem zu messenden Objekt vorgenommen werden. Wie aus Gleichung (4.2) zu erkennen ist, müssen alle Faktoren (abgesehen von der Quanteneffizienz Q_λ) konstant bleiben. Dies betrifft insbesondere die geometrischen Verhältnisse, d.h. die Position „Kamera zu Messbereich“ und die Lichtverhältnisse.

Prinzipiell kann für LIV-Messungen der gleiche Aufbau wie für PIV-Messungen verwendet werden. Allerdings muss die zur Bilderfassung dienende Kamera mit einem optischen Filter versehen werden, da ansonsten die direkten Reflexionen des Laserlichts an den Partikeln die um Größenordnungen schwächere Fluoreszenz nicht sichtbar lassen würden.

Die Fehleranfälligkeit ist beim LIF-Verfahren deutlich größer als beim PIV-Verfahren:

- Fehlermöglichkeiten bei der Kalibrierung sind eine gemessene Referenztemperatur, die nicht der Temperatur des Fluids in der Lichtschnittebene

entspricht, oder auch ein nicht-lineares Fluoreszenzverhalten des Farbstoffes, wie dies bzgl. der Kalibrierung weiter oben schon erwähnt wurde.

- Schwankungen in der Laserintensität führen zu direkt proportionalen Schwankungen im Fluoreszenzsignal und der daraus abgeleiteten Temperatur.
- Bei Messungen über einen längeren Zeitraum ist Photobleaching einzukalkulieren, d.h. dass der Farbstoff über längere Zeit seine Fluoreszenzeigenschaften verringert oder verliert. Dies kann gegenüber den Kalibriermessungen zu Abweichungen führen.

5 Numerische und experimentelle Untersuchungen

5.1 Direktes horizontales Einströmen in einen Behälter

5.1.1 Aufbau und Versuchsbeschreibung

Mit den im Folgenden beschriebenen Berechnungen wurden Versuchsreihen simuliert, die zu Beginn des Projektes durchgeführt wurden [Denner]. Dazu wurde in einen Behälter entsprechend Abb. 5.1 und 5.2 gefärbtes Wasser unterschiedlicher Temperaturen horizontal eingeströmt. Das einströmende Wasser hatte die gleiche Temperatur ($\Delta T=0K$) oder war 20K ($\Delta T=20K$) bzw. 40K ($\Delta T=40K$) wärmer als das Wasser im Behälter. Hatte das einströmende Wasser eine höhere Temperatur als das Wasser im Becken, so wirkten Auftriebskräfte und der Strahl wurde nach oben gelenkt.

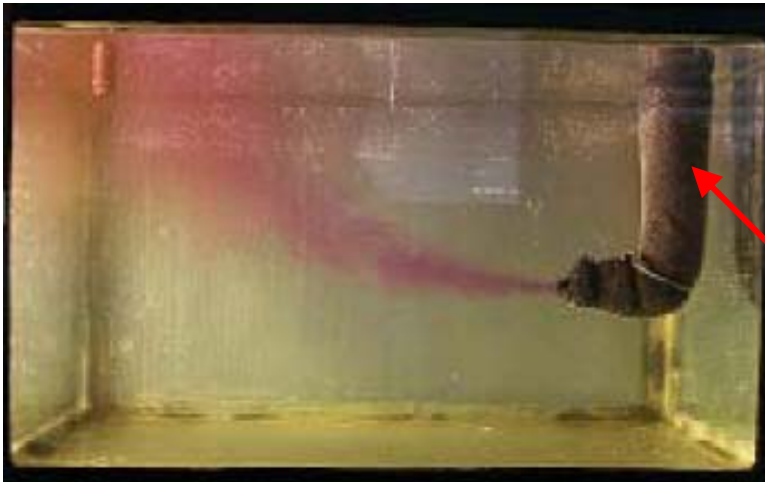


Abb. 5.1: Foto des Wasserbeckens bei Einströmung von gefärbtem Wasser mit $\Delta T=40K$

Wärmedämmung um das Einströmrohr

Zum besseren Verständnis ist in Abb. 5.2 die Symmetrieebene des Behälters dargestellt. Die Abbildung entstammt einer Simulation des gemessenen Einströmvorgangs (s. Abb. 5.1). Im Folgenden sind die relevanten Maße, Geschwindigkeiten und Temperaturen des vorliegenden Versuches aufgeführt, sofern sie sich nicht aus Abb. 5.2 ablesen lassen:

Eintritt:	Durchmesser (oben): 13 mm Durchmesser (engster Querschnitt): 7 mm Volumenstrom: 40 l/h Geschwindigkeit (oben): 8.4 cm/s Geschwindigkeit (engster Querschnitt): 28.9 cm/s Temperatur: zwischen 20°C und 60°C
Austritt:	Durchmesser: 13 mm
Tiefe des Behälters:	258 mm
Wassertemperatur im Behälter:	20°C zu Beginn des Experimentes

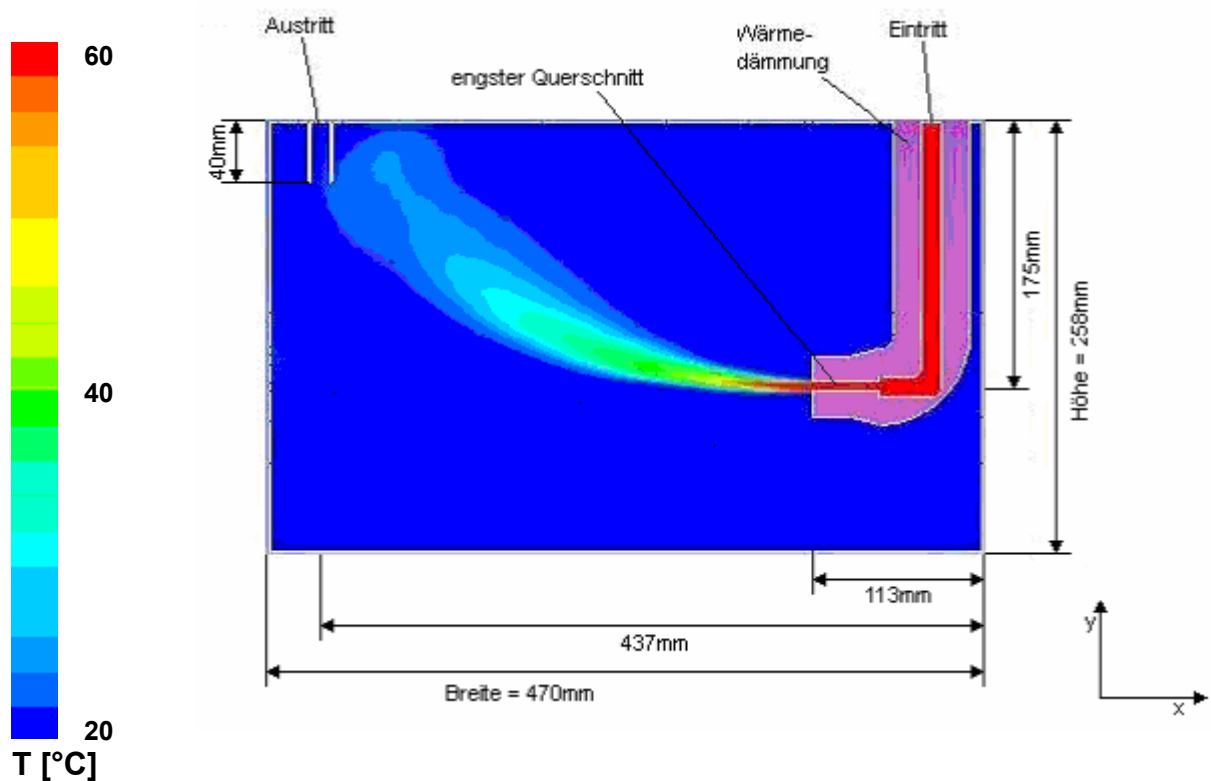


Abb. 5.2: Behälter in der Mitte geschnitten – Beispiel für Temperaturverteilung bei $\Delta T=40K$

Die Einströmvorgänge wurden mit gefärbtem Wasser durchgeführt, so dass sie fotografiert werden konnten. Gleichzeitig wurden PIV-Messungen vorgenommen, um das Geschwindigkeitsfeld zu messen. LIF-Messungen wären in diesem Zusammenhang interessant gewesen, doch stand die Technik zu diesem Zeitpunkt für die Experimente noch nicht zur Verfügung.

Für den Vergleich der Ergebnisse bei verschiedenen Parametern sowie dem Vergleich mit den PIV-Messungen reicht eine Simulation der ersten 10 Sekunden. In dieser Zeit hat sich gerade ein Strömungsverlauf stabilisiert, der sich in den nächsten Minuten von Verlauf und Stärke her nicht signifikant ändert. Sollten die gewählten Simulationsparameter zu Abweichungen zur Messung führen, werden diese in dem Zeitraum auftauchen, in welchem sich das Strömungsprofil einstellt. Die Beschränkung auf einen relativ kleinen Raum lässt dabei eine Verwendung von Thermoelementen nicht zu, um die Berechnungen über das Temperaturfeld zu validieren – dies würde eine große Anzahl von Thermoelementen zur Erfassung der Strömung erfordern, welche diese stören würde.

5.1.2 Untersuchungsziele

Es sollte der Einfluss mehrerer Parameter auf die Rechengeschwindigkeit und Ergebnisgüte untersucht werden. Dazu wurden betrachtet:

- Zeitschrittweite und Lösergenauigkeit
- Gitterfeinheit
- Symmetrieeffekte
- Volumenreduktion
- Gitterart (strukturiert und unstrukturiert)
- Relaxationsfaktoren

5.1.3 Numerisches Gitter

Zur Simulation des Wasserbeckens wird ein überwiegend strukturiertes Gitter verwendet. Lediglich Bereiche um den Austritt und um das Eintrittsrohr werden unter Verwendung eines unstrukturierten Gitters vernetzt. Es wurden mehrere Gitter erstellt, als Referenzfall gilt ein Gitter mit 493555 Zellen.

Wie in Kapitel 2 erläutert, ist der Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung ein Stabilitätsproblem, beschrieben durch die Reynoldszahl. Im betrachteten Fall ergibt sich die maximale Reynoldszahl im kleinsten Rohrquerschnitt bei einer Eintrittstemperatur von 60°C zu $Re = 4200$. Die Strömung wird nach Eintritt in den Behälter schnell abgebremst. Darum kann hier (in einiger Entfernung zum Eintritt) mit großer Sicherheit Turbulenz ausgeschlossen werden. In dem Bereich des engsten Querschnitts, sowie des Eintrittsbereichs der Strömung in den Behälter, kann turbulentes Verhalten nicht vollständig ausgeschlossen werden. Darum wurde in diesem Bereich das Gitter so verfeinert, dass auch die kleinsten Wirbel der möglicherweise turbulenten Strömung mit aufgelöst werden können. Mit Hilfe der Kolmogorow'schen Mikroskala lässt sich die Größe λ_d der kleinsten Wirbelemente bestimmen, welche durch Reibungskräfte dissipiert werden. Diese kann abgeschätzt werden durch [Rup03]:

$$\lambda_d \sim L \cdot Re^{-\frac{3}{4}} \quad (\text{Gl. 5.1})$$

λ_d = Größe des kleinsten auftretenden Wirbelementes

L = charakteristische Länge der Geometrie

Re = Reynoldszahl für die vorliegende Geometrie

Da sowohl die Wirbelelemente als auch die Gitterelemente im Größenbereich von Zehntelmillimeter liegen, darf dieser Fall, auch wenn Turbulenz auftreten würde, mit der laminaren Navier-Stokes-Gleichung gerechnet werden.

Die Wärmedämmung um das Einströmröhr wird vereinfachend als adiabat angenommen. Daher braucht dieser Bereich nicht mit simuliert zu werden und es ist dort kein Gitter notwendig. Das durch die Wärmedämmung eingenommene Volumen muss dennoch berücksichtigt werden, da sonst das Wasservolumen größer wird als in Wirklichkeit. Die Behälterwände werden vereinfachend ebenfalls adiabat simuliert. Die Zelldichte ist im Hauptströmungsbereich deutlich größer als im restlichen Volumen, wie aus Abb. 5.3 und 5.4 hervorgeht.

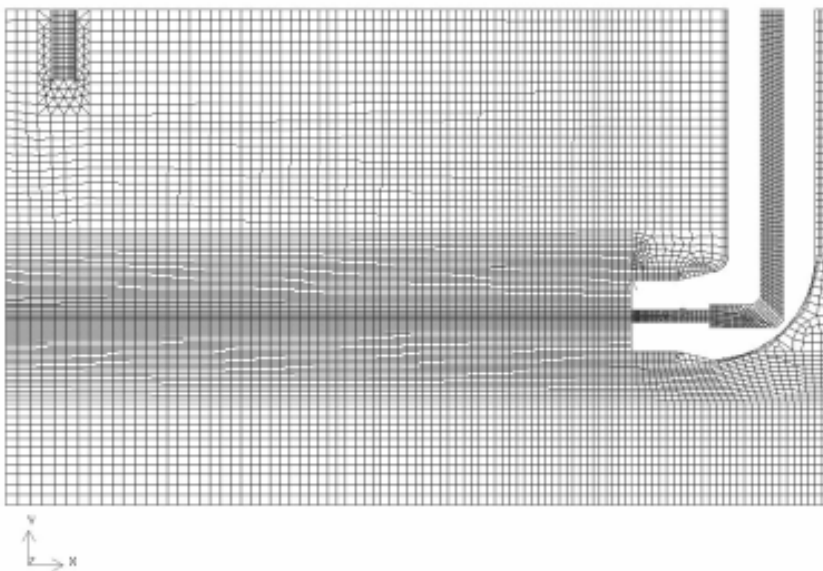


Abb. 5.3: Verwendetes Rechengitter im vertikalen Schnitt in Einströmrichtung

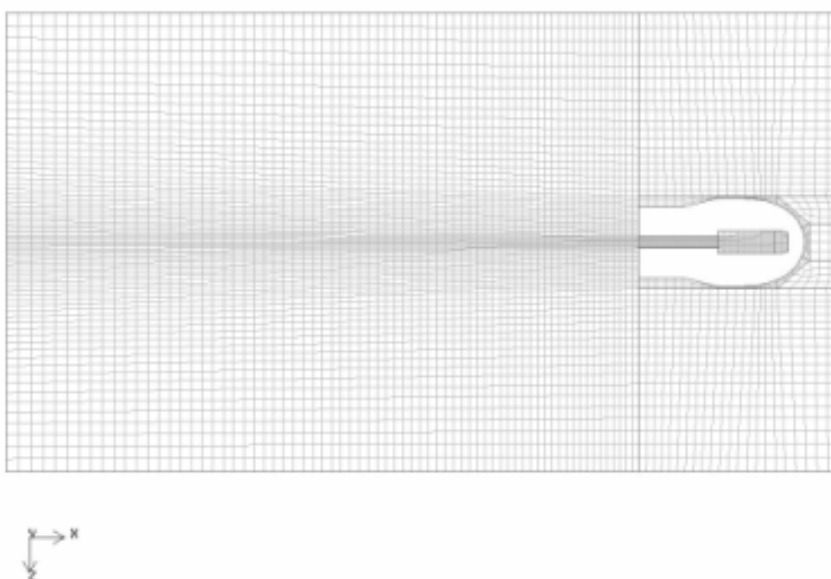


Abb. 5.4: Schnitt horizontal

5.1.4 Ergebnisse

5.1.4.1 Vergleich des Referenzfalls mit Fotos

Um den Referenzfall mit der Realität vergleichen zu können, wurde in den Behälter mit Tinte eingefärbtes Wasser eingeleitet. Die Tinte hat einen wesentlich höheren Diffusionskoeffizienten als Wasser, darum lässt sich die Schichtung des warmen Wassers über dem kalten Wasser nur sehr ungenau sichtbar machen. Für den Einströmvorgang sind die Ergebnisse aber hinreichend genau. In den Abbildungen 5.5 - 5.7 sind Konturlinien der Simulationen über die Fotos gelegt.



Abb. 5.5: Dargestellt ist die Fotografie des Behälters und die mit der Simulation berechneten Isotachen bei $\Delta T = 0\text{K}$.

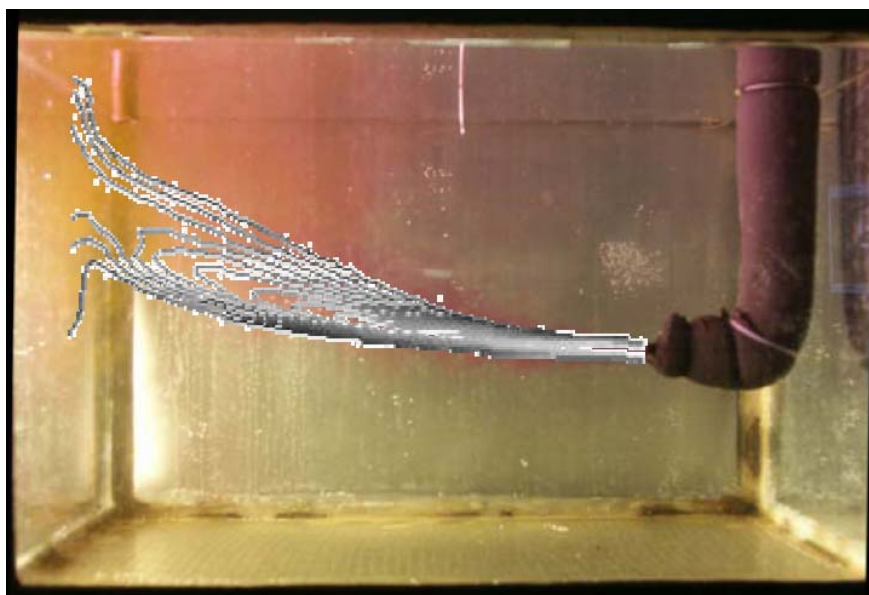


Abb. 5.6: Dargestellt ist die Fotografie des Behälters und die mit der Simulation berechneten Isothermen bei $\Delta T = 20\text{K}$.

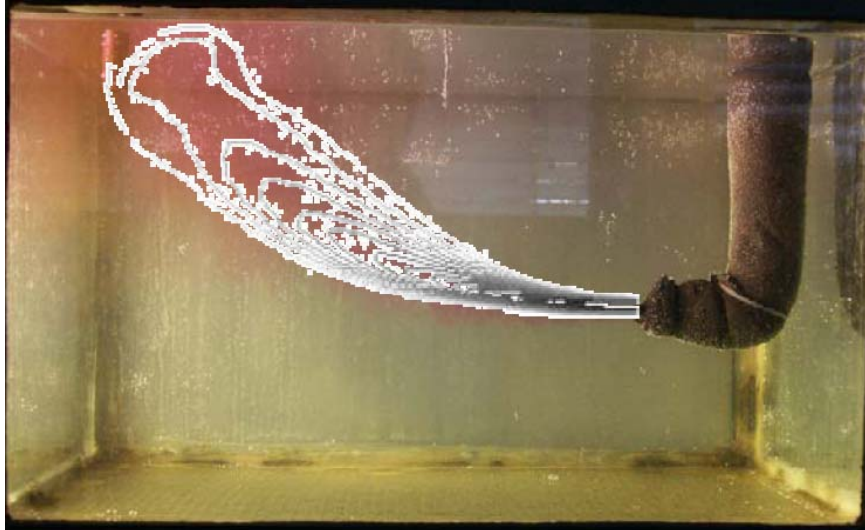


Abb. 5.7: Dargestellt ist die Fotografie des Behälters und die mit der Simulation berechneten Isothermen bei $\Delta T=40K$.

Für den Fall $\Delta T=0K$ in Abb. 5.5, in dem Isothermen keine Aussagekraft haben, wurden Isotachen (Linien gleicher Geschwindigkeit) als Konturlinien gewählt. Bei den anderen Fällen (Abb. 5.6 und Abb. 5.7) entsprechen die Konturlinien den Isothermen. Die Ergebnisse der Simulation stimmen gut mit dem Strömungsverlauf des eingefärbten Wassers überein.

5.1.4.2 Vergleich des Referenzfalls mit PIV-Daten

Zum Vergleich von CFD-Daten mit PIV-Daten wurde die Software FlowMatch™ der Firma Dantec Dynamics verwendet. Diese Software ist speziell dafür konzipiert, PIV-Messungen mit Simulationsergebnissen zu vergleichen, ermöglicht es aber auch, CFD-Daten untereinander zu vergleichen. Je nach Bedarf können bspw. die Größen Temperatur oder Geschwindigkeit dargestellt werden. Dies erfolgt in einer Grafik, in der als Größe die Differenz der Geschwindigkeit der CFD-Simulation und der PIV-Messung (oder einer weiteren CFD-Simulation) aufgetragen wird. Analoges ist möglich für beliebige andere vorliegende Größen wie z.B. die Temperatur.

Es wurde bei allen Vergleichen darauf geachtet, dass immer zuerst der CFD-Referenzfall in FlowMatch™ eingelesen wurde. So sind bei allen Auswertungen die Bereiche, bei denen die Temperatur beziehungsweise die Geschwindigkeit im Referenzfall höher ist, mit positiven Werten (farblich gegen rot gehend) gekennzeichnet und Bereiche, in denen der Referenzfall niedrigere Temperaturen/Geschwindigkeiten hat, mit negativen Werten (farblich gegen blau gehend) dargestellt. Um die Qualität der einzelnen Rechnungen untereinander

besser vergleichen zu können, wurde die Skalierung und die maximale und minimale Abweichung vorgegeben. Bei den Temperaturvergleichen wurde die Temperaturskala von -4 bis 4 K beziehungsweise von -2 bis 2 K festgelegt. Für die konkreten Experimente wurde vereinbart, dass eine Abweichung von 2 K tolerierbar ist. Größer sollten die Abweichungen nicht werden, da dann die Simulation zu ungenau wird. Zu stark abweichende Bereiche werden durch die Wahl der Temperaturskala besser erkennbar. Bei den Geschwindigkeitsvergleichen waren die Werte entsprechend von -0.05 bis 0.05 m/s.

Ergebnisse des Vergleichs

Die Abbildungen 5.8-5.10 zeigen die Abweichungen zwischen den mit dem PIV-System gemessenen Geschwindigkeiten und den berechneten CFD-Daten.

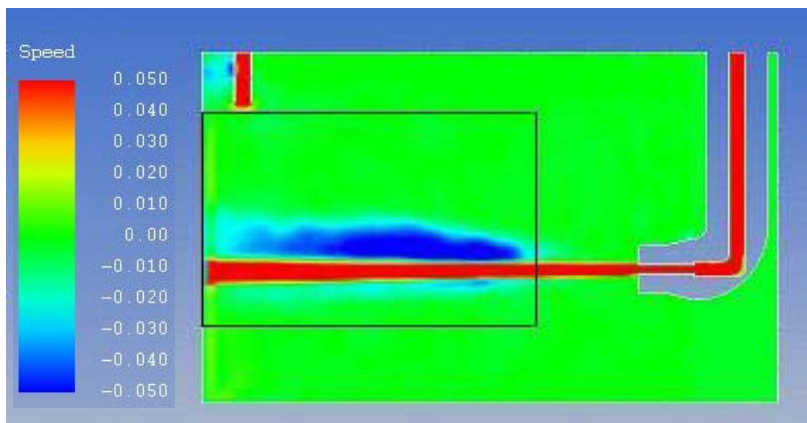


Abb. 5.8: Vergleich der CFD-Daten mit den PIV-Daten bei $\Delta T = 0K$

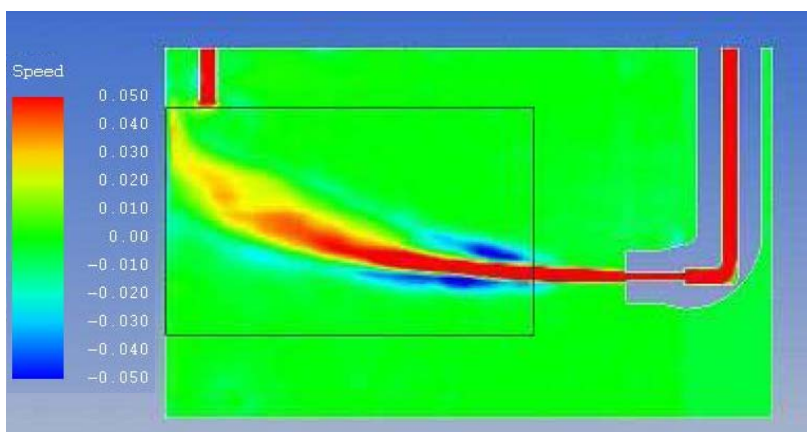


Abb. 5.9: Vergleich der CFD-Daten mit den PIV-Daten bei $\Delta T = 20K$

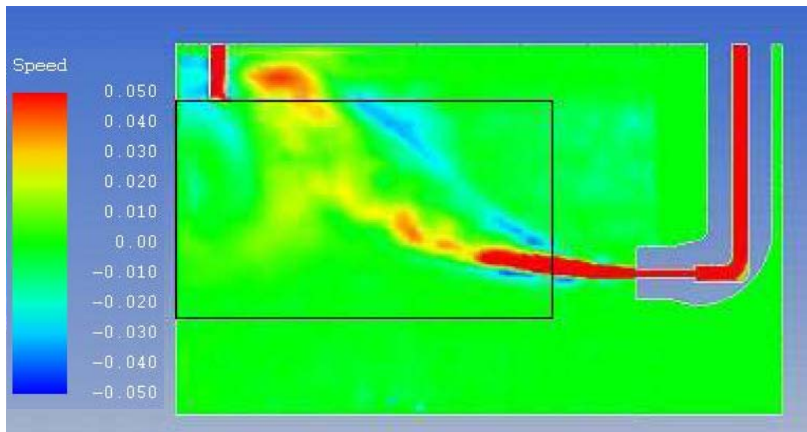


Abb. 5.10: Vergleich der CFD-Daten mit den PIV-Daten bei $\Delta T=40K$

Im Bereich des Eintritts in das Becken treten die größten Unterschiede auf. Der Grund dafür ist, dass die PIV-Messungen in diesem Bereich qualitativ schlecht sind und die hohen Geschwindigkeiten am Rohraustritt nicht richtig erfasst werden.

Ebenfalls große Abweichungen gibt es am Behälteraustritt. Das liegt zum einen an Fehlvektoren der PIV-Messung, die am Rande des Messbereichs auftreten, zum anderen daran, dass im Ausströmrohr keine Geschwindigkeiten gemessen werden können, die CFD-Simulation jedoch Daten zur Verfügung stellt. Zur Verdeutlichung wurde in den Abbildungen 5.8 bis 5.10 ein Bereich markiert, in dem realistische Daten von den PIV-Messungen zur Verfügung stehen. Abbildung 5.9 und 5.10 zeigen in diesem Bereich eine relativ gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Messung mit einer maximalen Abweichung von 0.08 bzw. 0.05 m/s. Leichte Abweichungen können auf folgenden Gründen basieren:

- Das reale Eintrittsrohr ist aus mehreren unterschiedlichen Teilstücken zusammengelötet, so dass an den Lötstellen möglicherweise Kanten entstanden sein könnten, die die Strömung beeinflussen. In der Simulation kann das nicht berücksichtigt werden, da die genaue Position der Kanten unbekannt ist.
- Der reale Austritt war nicht senkrecht, sondern leicht schräg.
- Der Behälter konnte nicht wie in der Simulation zu 100% mit Wasser gefüllt werden, sondern oben blieb etwas Luft, wobei die Höhe des Wasserspiegels etwas schwankte.
- Die Richtung des realen Eintrittsrohres konnte nur mit Augenmaß ausgerichtet werden, was die Richtung der Flüssigkeitsströmung im Behälter beeinflussen könnte.

- Die Abweichungen zwischen PIV und der Simulation geben Grund zur Annahme, dass die im Versuch eingestellten Volumenströme nicht den simulierten entsprechen. Hierzu muss festgestellt werden, dass bei dem realen Versuch die Volumenströme nicht so exakt eingestellt werden konnten wie bei der Simulation. Auch war es nicht möglich, die Durchflussmenge in der Praxis so konstant zu halten, wie es rein rechnerisch möglich ist.

Bei Abbildung 5.8 treten größere Abweichungen bis maximal 0.20 m/s auf. Anhand des Strömungsverlaufes der PIV-Messung (blau dargestellt), ist anzunehmen, dass die Temperatur der einströmenden Flüssigkeit etwas höher als 20°C war. Dadurch stellt sich in der Messung ein leichter Auftrieb ein und der Flüssigkeitsstrahl weitet sich auf. Die maximale Geschwindigkeit ist deshalb bei der Messung niedriger als bei der Simulation.

5.1.4.3 Zeitschrittweite und Lösergenauigkeit

Um einen Anhaltspunkt für die zu verwendende Zeitschrittweite Δt zu erhalten wird sich der Courant-Zahl C bedient, die eigentlich ein Stabilitätskriterium für explizite Lösungsverfahren ist:

$$C = \frac{v_x \Delta t}{\Delta x} \Leftrightarrow \Delta t = C \cdot \frac{\Delta x}{v_x} \quad (\text{Gl. 5.2})$$

Für Δx wird die Länge des kleinsten Elementes im Einlass gewählt, v_x gibt die Geschwindigkeit in x-Richtung an.

Jedes explizite Lösungsverfahren hat seine eigene maximale Courant-Zahl, bei deren Überschreitung das Verfahren instabil wird. Das verwendete implizite Verfahren hingegen ist numerisch stabil, jedoch kann die Courant-Zahl einen guten Anhaltswert für die Wahl von Δt bieten. Bei der Wahl von $C=0.3$ (Erfahrungswert) liefert das Kriterium eine Zeitschrittweite für die hier betrachteten Probleme von $\Delta t \approx 1/1000$ s. Da bei einer so kleinen Zeitschrittweite die Simulation für die ersten 10 Sekunden des Einströmvorgangs zirka drei Wochen dauern würde, wurde für den Referenzfall $\Delta t = 1/100$ s gewählt. Um zu zeigen, dass diese Wahl zulässig ist, wurde zur Überprüfung eine weitere Rechnung mit $\Delta t = 1/1000$ s bei $\Delta T=20\text{K}$ durchgeführt. Dabei wurden nur sehr kleine Unterschiede zu dem Referenzfall festgestellt.

Bei kleinen Temperaturgradienten (Druck-, Geschwindigkeitsgradienten) zwischen benachbarten Zellen kann allerdings die einfache Lösergenauigkeit nicht mehr ausreichend sein, die Unterschiede zwischen den Zellen festzustellen. Es wurde daher eine Vergleichsrechnung mit doppelter Genauigkeit durchgeführt. Diese berechnete eine nahezu gleiche Lösung wie die Rechnung mit einfacher Genauigkeit. Eine einfache Lösergenauigkeit ist somit für diesen Fall ausreichend. Zur Beantwortung der Frage, wie sehr die Zeitschrittweite vergrößert werden darf, wurden Rechnungen mit $\Delta t = 0.025$ s, $\Delta t = 0.05$ s und $\Delta t = 0.1$ s durchgeführt.

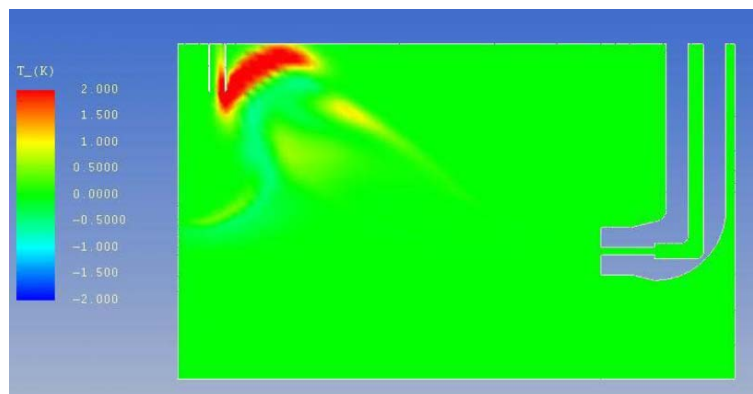


Abb. 5.11: Vergleich des Referenzfalls ($\Delta t=0.01$ s) mit einer Rechnung mit $\Delta t = 0.025$ s bei $\Delta T=40$ K.

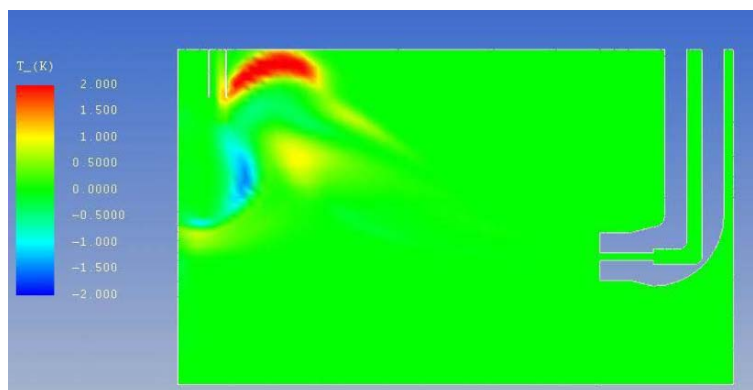


Abb. 5.12: Vergleich des Referenzfalls ($\Delta t=0.01$ s) mit einer Rechnung mit $\Delta t = 0.05$ s bei $\Delta T=40$ K.

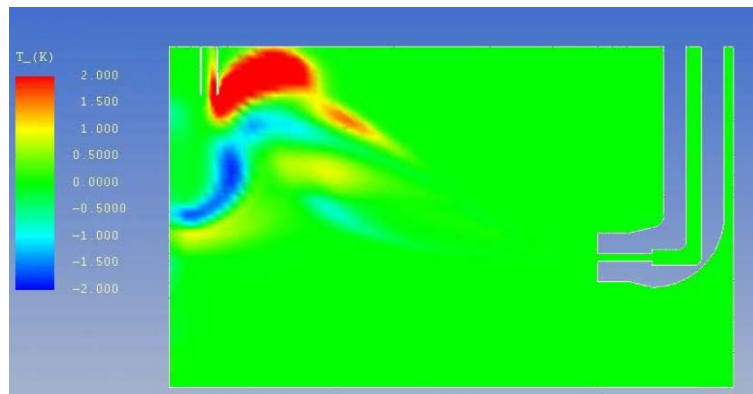


Abb. 5.13: Vergleich des Referenzfalls ($\Delta t=0.01s$) mit einer Rechnung mit $\Delta t = 0.1s$ bei $\Delta T=40K$

In den Abbildungen 5.11 bis 5.13 kann man anhand der aufgetragenen Temperaturdifferenz erkennen, dass die Strömungsverläufe der Simulationen in weiten Bereichen des Berechnungsgebietes keine Unterschiede zeigen. Der größte Unterschied liegt darin, dass die Strömung des Referenzfalls etwas weiter fortgeschritten ist. Die Stärke des Auftriebs ist in beiden Strömungen nahezu identisch.

In Abb. 5.12 mit $\Delta t = 0.05 s$ beträgt die maximale Abweichung 2.7 K, im Vergleich dazu bei $\Delta t = 0.025 s$ 3.6 K. Betrachtet man Abb. 5.11, ist dort die Strömung noch nicht so weit fortgeschritten wie im Referenzfall. Vergrößert man die Zeitschrittweite weiter auf 0.05 s, wird der Strömungsverlauf leicht nach unten verschoben.

Die Bereiche, in denen die Strömungsverläufe nicht mehr übereinstimmen, werden insgesamt größer, aber der Bereich, der bei 0.025 s als Abweichung (rot dargestellt) sehr ausgeprägt ist, wird bei 0.05 s etwas kleiner und somit auch die maximale Abweichung.

Es stellte sich heraus, dass in diesem Fall durch Änderung der Zeitschrittweite die größte Zeitersparnis möglich ist, ohne allzu große Einbußen in der Qualität des Ergebnisses hinnehmen zu müssen.

Vergleicht man die mit unterschiedlichen Zeitschrittweiten durchgeführten Simulationen nach mehr als 10 s, so werden die Abweichungen untereinander wieder geringer. Der Grund dafür liegt darin, dass zu Beginn der Simulation sich zuerst ein Strömungsverlauf einstellen muss. In diesem Zeitraum treten am ehesten Abweichungen zwischen Realität und Simulation auf (siehe auch Abb. 5.13). Hat sich dann eine Strömung eingestellt, werden die Abweichungen geringer oder verschwinden ganz.

5.1.4.4 Einfluss der Gitterfeinheit und Volumenreduzierung

Untersucht wurde der Einfluss der Gitterfeinheit auf die Rechengenauigkeit. Außerdem wurde das berechnete Volumen auf maximal die Hälfte des Ausgangsvolumens reduziert. Das geschah mit Definition einer Symmetrieebene (Abb. 5.15) und durch das Weglassen von Teilbereichen, die möglicherweise keinen Einfluss auf den Strömungsverlauf haben.

5.1.4.5 Gittervergrößerung

Ausgegangen wurde von einem Referenzfall mit einem sehr feinen Gitter (Anzahl der Zellen im Referenzfall: 493555). Speziell in dem hier simulierten Fall sollte bei der Vergrößerung des Gitters darauf geachtet werden, dass die Gitterelemente im Bereich des Rohraustritts konzentriert werden. Es zeigte sich auch, dass das Gitter im Bereich des Eintritts der Strömung in den Behälter nicht gröber gewählt werden darf als im Referenzfall. Des Weiteren stellte sich heraus, dass die Bereiche seitlich der Strömung (vorne und hinten) nur einen sehr geringen Einfluss auf den Strömungsverlauf haben. Das Gleiche gilt für die Bereiche unterhalb und rechts des Flüssigkeitseintritts in den Behälter (siehe Abb. 5.15 bis 5.17). In diesen Bereichen ist ein grobes Gitter ausreichend, soweit dies durch die Einflüsse der angrenzenden Nachbargitter möglich ist.

5.1.4.6 Behälter mit Symmetrieebene

Eine weitere Möglichkeit die Rechenzellen zu reduzieren besteht darin, eine Symmetrieebene in der Mitte des Behälters einzufügen und so nur die Hälfte des Behälters zu simulieren. Es muss dabei unterschieden werden, ob es sich nur um einen symmetrischen Körper oder auch um ein symmetrisches Strömungsprofil handelt. Nicht in jedem symmetrischen Körper liegt eine symmetrische Strömung vor. Es können z.B. Schwankungsbewegungen am Flüssigkeitseintritt in den Behälter auftreten. Wird der Behälter in der Mitte durch eine Symmetrieebene geschnitten, werden eben diese Schwankungsbewegungen nicht mehr richtig berechnet. Darum wurde bei der Referenzsimulation der komplette Körper simuliert.

Des Weiteren könnte der Einströmvorgang auch nur zweidimensional simuliert werden, indem eine Ebene ausgewählt wird (siehe Kapitel 2.1.7). Die gewählte Ebene war in diesem Fall die Symmetrieebene. Für diesen Fall wurde aber

festgestellt, dass das nicht möglich ist, da hierzu die Schnittebene um wenige Millimeter parallel verschiebbar sein müsste, ohne dass Unterschiede im berechneten Strömungsprofil auftreten. Der runde Querschnitt des Eintrittsrohres und dessen kleiner Durchmesser verbieten diese Option. Eine zweidimensionale Simulation wäre möglich, wenn der Behälter lange, schlitzförmige Ein- und Austritte hätte, so dass sich der Einfluss der horizontalen Ränder nicht mehr in den Bereich der Schnittebene auswirkt.

Bei der Simulation des halben Behälters mit Symmetrieebene (Abb. 5.14) zeigte sich, dass die erwähnten Bedenken gerechtfertigt sind und Abweichungen im Strömungsverlauf gegenüber dem Referenzfall, der das gesamte Becken berücksichtigt, auftreten.

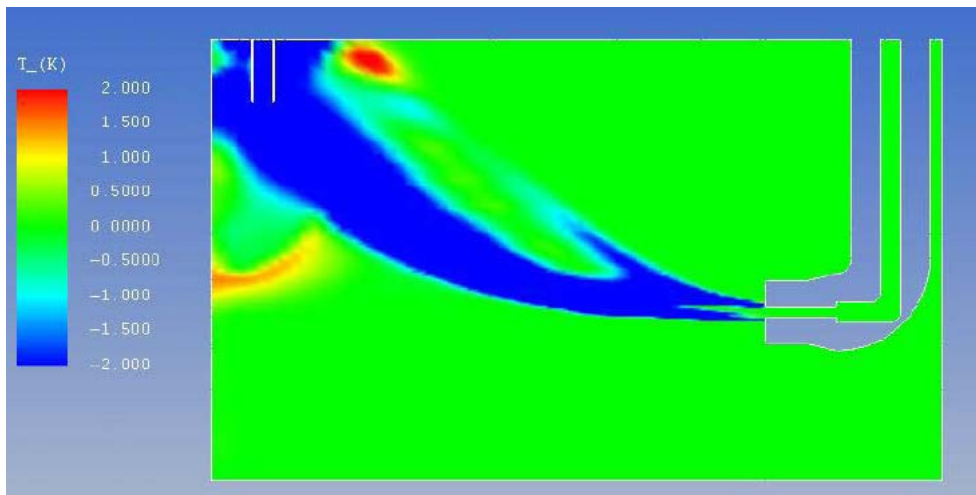


Abb. 5.14: Vergleich des Referenzfalls mit einer Simulation mit Symmetrieebene.

5.1.4.7 Behälter mit reduziertem Volumen

Zur Untersuchung des Einflusses der Größe des Berechnungsgebietes wurde dieses entsprechend Abb. 5.16 und 5.17 gegenüber dem Originalvolumen (Abb. 5.15) um mehrere Teilvolumina reduziert.

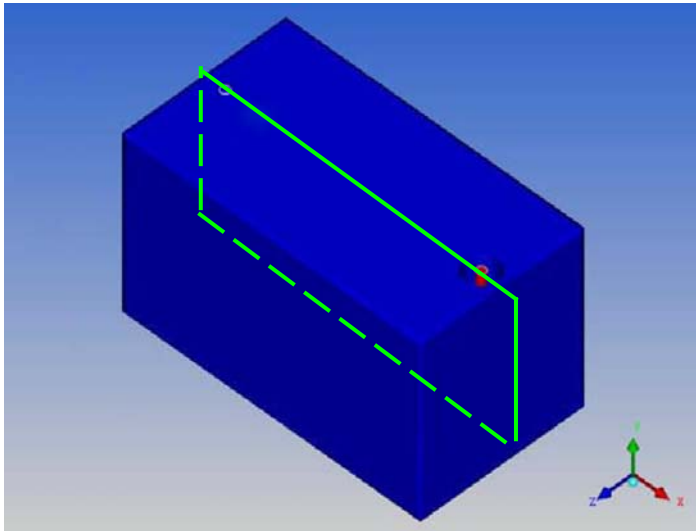


Abb. 5.15:
Behälter mit kompletten Volumen

rot: Einströmrohr

grün: angedeutete
Symmetrieebene

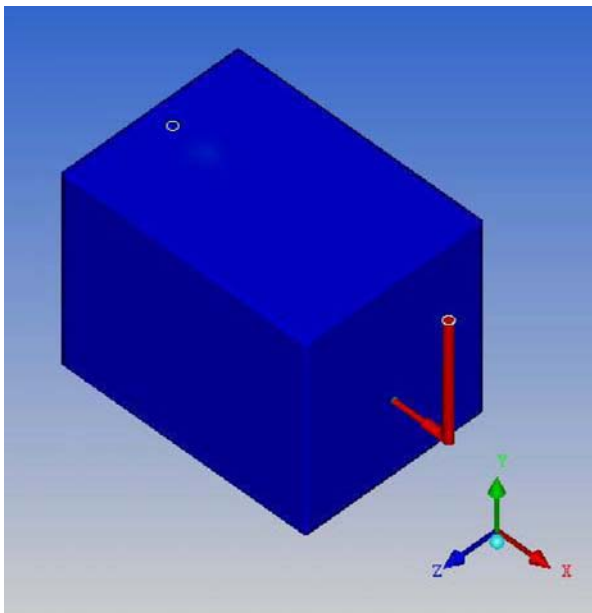


Abb. 5.16 zeigt das um den rechten Bereich reduzierte Volumen

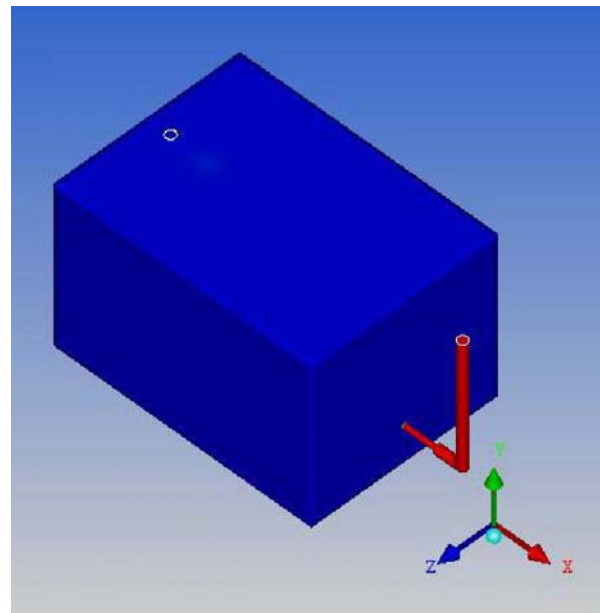


Abb. 5.17 zeigt das um den rechten sowie den unteren Bereich reduzierte Volumen

Vergleicht man die verkleinerten Volumen (Abb. 5.16 und 5.17) mit dem Originalvolumen (Abb. 5.15), sieht man, dass das Originalvolumen um die rechten Volumina (mit Ausnahme des Eintrittsrohres) reduziert wurde. Bei Abb. 5.17 wurde zusätzlich noch der Bereich unterhalb des Eintrittsrohres (mit Wärmedämmung) weggelassen. Hinter diesen Teilvolumen verbergen sich 55 Einzelvolumina (bei Abb. 5.16) und bei Abb. 5.17 56 Einzelvolumina, welche speziell im Bereich neben der Wärmedämmung um das Eintrittrohr zu starken Gitterverzerrungen führen, da einzelne Teilvolumina sehr klein oder dünn gewählt werden mussten. Im Prinzip wäre die Simulation des kompletten Eintrittsrohres nicht nötig, der untere Bereich nach dem Rohrkrümmer würde ausreichen. Es entsteht dann aber das Problem, den entsprechenden Zeitpunkt zum Vergleich mit dem Referenzfall zu finden. Es wurde

zwar versucht, anhand der Rohrstrecke und der Geschwindigkeit des Fluids den entsprechenden Zeitpunkt zu ermitteln, dies führte dennoch nicht zu den gewünschten Ergebnissen. Lässt man das Rohr dagegen komplett weg, treten Unterschiede im Auftrieb auf. Der Grund dafür ist das parabelförmige Strömungsprofil, das sich einstellt, wenn das Rohr Teil der Simulation ist. Lässt man das Rohr dagegen komplett weg, strömt die Flüssigkeit als Blockprofil ein, und der Auftrieb ist stärker. Auf die Anzahl der Gitterelemente wirkt es sich kaum aus, ob das Rohr mit simuliert wird oder nicht. Der Grund dafür ist, dass der Rohrquerschnitt relativ klein ist und auch das Gitter im vertikalen Rohrabschnitt relativ grob gewählt werden kann, ohne das Ergebnis zu verfälschen. Der Vergleich der Ergebnisse mit FlowMatch™ in Abb. 5.18 zeigt, dass das Weglassen von Teilbereichen eine gute Möglichkeit ist, die Anzahl der Rechenzellen zu reduzieren.

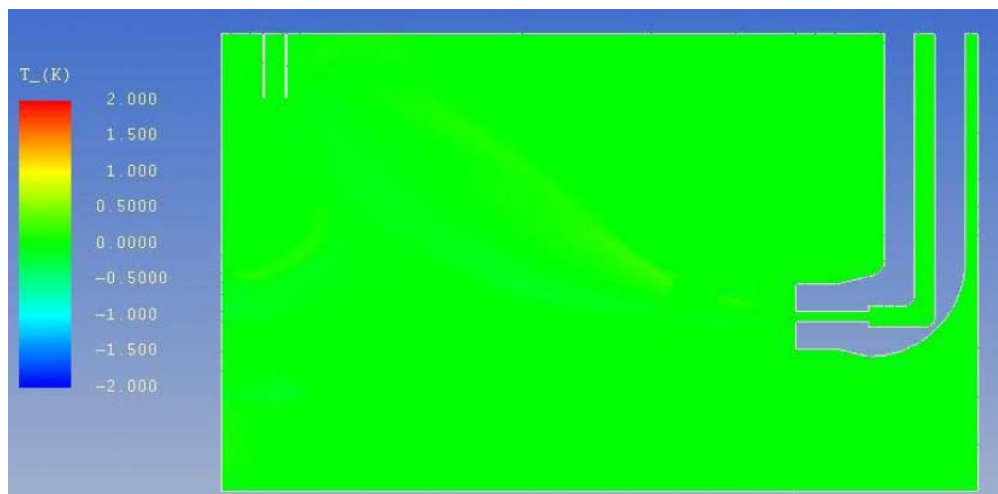


Abb. 5.18: Vergleich von Referenzfall mit Simulation ohne rechten und unteren Bereich bei $\Delta T = 40K$.

5.1.4.8 Modell mit unstrukturiertem Gitter

Ein mit einem unstrukturierten Gitter vernetztes Volumen wirkt sich immer negativ auf die Genauigkeit und die Rechengeschwindigkeit aus. Jedoch kann das Volumen mit einem unstrukturierten Gitter wesentlich einfacher und schneller vernetzt werden, was den Arbeitsaufwand erheblich reduziert. Darum wurde neben dem strukturierten Gitter auch ein unstrukturiertes Gitter erstellt. Auf spezielle Vorgaben, um das Gitter in den wichtigen Bereichen zu konzentrieren, wurde verzichtet. So konnte die Rechenqualität eines „schnell“ vernetzten Gitters mit der eines viel aufwändiger erstellten, strukturierten Gitters verglichen werden. Der Rechenzeitaufwand für ein unstrukturiertes Gitter mit 493555 Zellen war mit der verfügbaren Hardware zu hoch.

Aus diesem Grund musste das Gitter zusätzlich gröber gewählt werden (280815 Zellen), um in einer vertretbaren Zeit Ergebnisse zu erhalten.

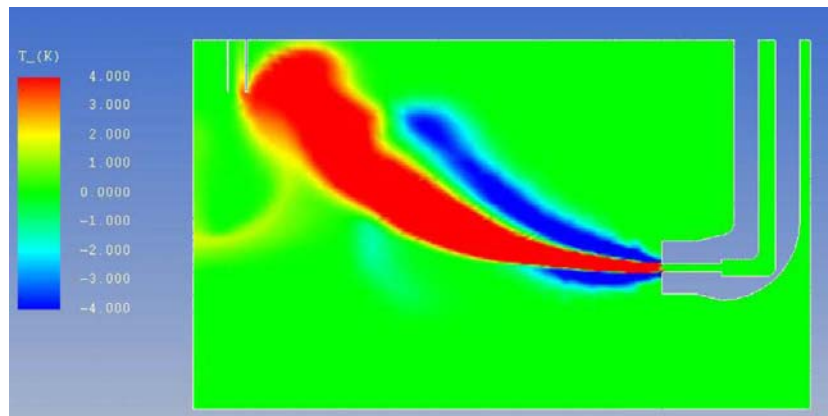


Abb. 5.19: Vergleich zwischen Simulation mit strukturiertem (493555 Zellen) und unstrukturiertem Gitter (280815 Zellen) bei $\Delta T = 40K$.

Die in Abb. 5.19 sichtbaren großen Abweichungen im Strömungsverlauf sind zum einen auf eine Reduktion der Gitterelemente, zum anderen aber auf das unstrukturierte Gitter zurückzuführen. Aus diesem Grunde wurde eine weitere Rechnung mit einem strukturierten Gitter mit vergleichbarer Feinheit (294767 Zellen) wie dem unstrukturierten Gitter gemacht. Der Vergleich des vereinfachten strukturierten Gitters mit dem Referenzfall ist in Abb. 5.20 dargestellt. Da hier die Abweichungen nicht so stark sind, wird deutlich, dass ein Großteil der Abweichungen in Abb. 5.19 auf die Unstrukturiertheit des Gitters zurückzuführen ist. Daran ist die Notwendigkeit erkennbar, mehr Zeit in die Gestaltung des Rechengitters zu investieren, um gute Ergebnisse erzielen zu können.

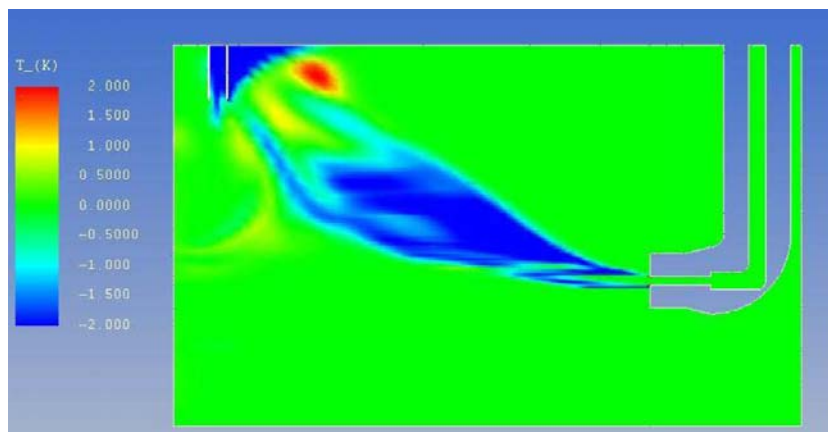


Abb. 5.20: Vergleich einer Simulation mit grobem strukturiertem Gitter mit dem Referenzfall bei $\Delta T = 40K$.

5.1.4.9 Relaxationsfaktoren

In Kapitel 2.2 wurde erklärt, dass die Relaxationsfaktoren erheblichen Einfluss auf die Konvergenzzeit haben können. Die Faustregel lautet hier, zu Anfang der Simulationszeit kleinere Relaxationsfaktoren zu wählen als die Default-Werte aus Tabelle 2.2, und im Laufe der Simulation so bald wie möglich zu den Default-Werten zurückzukehren.

Um den Einfluss der Relaxationsfaktoren auf das Rechenergebnis zu untersuchen, wurden für den Referenzfall eine Rechnung mit den Default-Werten und eine mit deutlich kleineren Relaxationsfaktoren durchgeführt. Zwischen beiden Simulationen konnten keine gravierenden Abweichungen im Ergebnis festgestellt werden. Die Relaxationsfaktoren beeinflussen somit lediglich die Rechengeschwindigkeit.

5.2 Vertikaler Freistrah

Die freie Ausbreitung eines Strahles in ein benachbartes Medium ist Gegenstand vieler Untersuchungen. Im vorherigen Kapitel wurde die Ausbreitung des horizontalen Strahles senkrecht zum Schwerefeldvektor untersucht. In diesem Kapitel wird ein vertikaler Strahl, also mit Einstömrichtung parallel zum Schwerefeld, untersucht. Der theoretisch schwerer zu beschreibende horizontale Freistrah aus Kapitel 5.1 wird in dieser Arbeit aus zwei Gründen zuerst behandelt. Zum einen entspricht es dem historischen Verlauf der Experimente, da die in diesem Kapitel verwendete Speicherkonstruktion ebenso wie die LIF-Technik zu Beginn des Projektes noch nicht zur Verfügung standen. Zum anderen behandeln dieses und die folgenden zwei Kapitel Einstömungen in denselben Speicherbehälter, d.h. die äußere Geometrie des Untersuchungsgegenstandes wird beibehalten. Die folgenden Versuchsaufbauten unterscheiden sich somit primär nur durch die unterschiedlichen Einbauten.

Ziel der Untersuchungen in diesem Kapitel war es, die horizontale und vertikale Ausbreitung des Freistrahls mit eigener Messeinrichtung zu messen und anhand von CFD-Simulationen die Charakteristiken der unterschiedlichen Turbulenzmodelle aufzuzeigen. Eine gute Beschreibung der Messung eines Freistrahls mit PIV und LIF findet sich in [Westerweel].

Es wurden im Rahmen dieser Arbeit Experimente mit einem vertikal nach oben einströmenden Strahl in einen homogenen und einen geschichteten Speicher durchgeführt. Dazu wurde der Speicher mit dem in Abb. 5.21 und 5.22 gezeigten Gitter numerisch abgebildet. Die Gitterdichte ist um die Mittelachse deutlich höher als zum Rande hin. Da zu erwarten ist, dass die Speicherwand in diesem Fall einen geringen Einfluss auf die Strömung hat, wird das Gitter zur Wand hin nicht verfeinert.

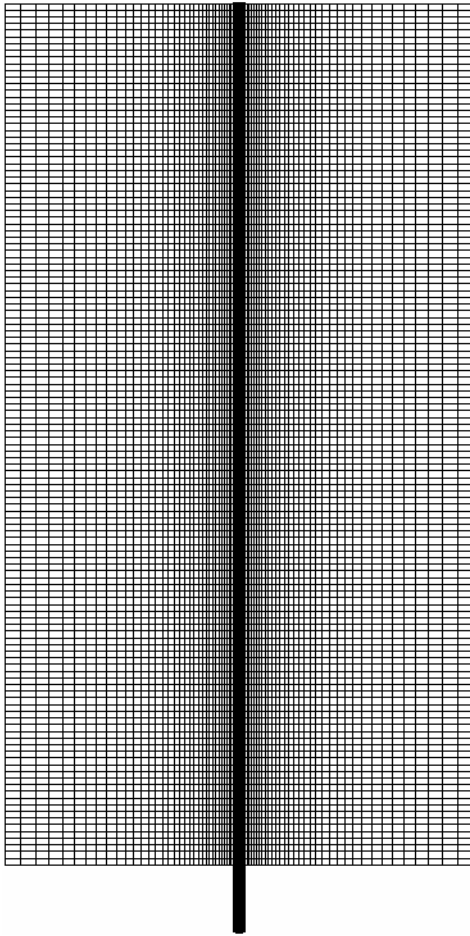


Abb. 5.21 (links): Seitenansicht des Gitters

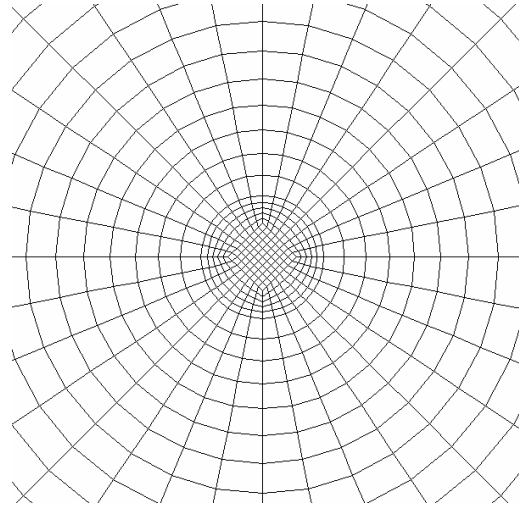


Abb. 5.22: Aufsicht auf Gitter

5.2.1 Einströmung in einen homogenen Speicher

Das homogen durchmischte Wasser im Speicher hatte zu Versuchsbeginn eine Temperatur von 25.4°C (gemittelt über die Thermoelemente). Vom Boden her steigt ein Rohr mit einer Länge von 25 cm und einem Innendurchmesser von 1.6 cm in den

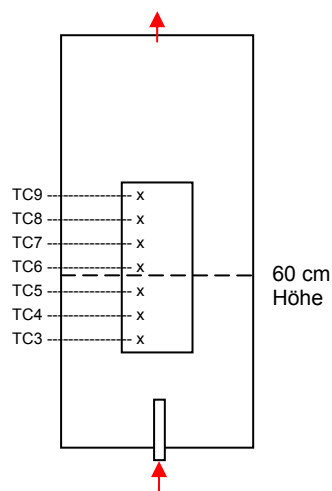


Abb. 5.23: Skizze der Thermoelementanordnung im Speicher

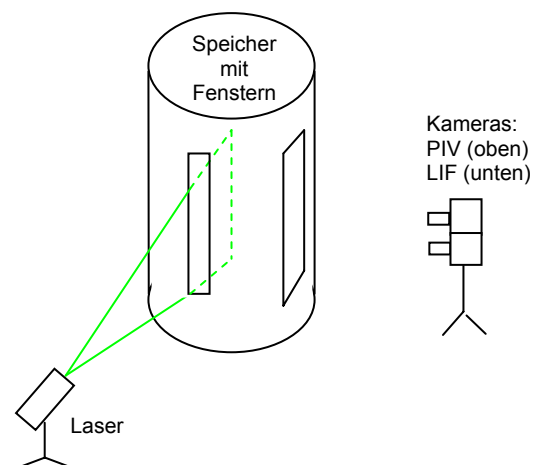


Abb. 5.24: Anordnung von Speicher, Laser und PIV-/LIF-Kameras

Speicher auf (s. Abb. 5.23). Aus ihm strömt 54°C warmes Wasser mit einem Volumenstrom von 300 l/h in den Speicher.

In dem Experiment wurden zeitgleich PIV und LIF-Messungen vorgenommen. Verwendet wurden 2 Kameras mit jeweils einem 16 mm Objektiv, die übereinander angeordnet sind und beide durch die volle Fensterfläche in den Speicher blicken (Abb. 5.24). Dadurch ergibt sich eine kleine Verzerrung, da die Kameras das Ziel nun aus unterschiedlichem Blickwinkel sehen. Der Winkel beträgt ca. 4° . Dieser Fehler kann hier jedoch für die LIF-Messung vernachlässigt werden, da er in der Kalibrierung kompensiert wird und somit keinen Einfluss auf die Temperaturermittlung hat. Für die PIV-Messung ist es am besten, die Bildebene der PIV-Kamera parallel zur Messebene zu haben. Verzerrungen in Strömungsrichtung, die die Geschwindigkeit verfälschen, können hier vernachlässigt werden, da sie nur sehr gering sind.

Im Experiment wird die Einströmgeschwindigkeit in den Speicher über den mit einem MID gemessenen Volumenstrom ermittelt und die Eintrittstemperatur mit einem PT100 überprüft. Die PIV und LIF Messungen erfolgen in den letzten 30 s der 5-minütigen Beladung jeweils im 1/2-Sekunden Takt. Beide Messungen können zwar das ganze sichtbare Feld erfassen, für den quantitativen Vergleich mit Simulationsdaten ist eine Darstellung auf einer horizontalen Linie, wie in Abbildung 5.27 und 5.28 dargestellt, jedoch vorteilhaft. Als Vergleichslinie wurde die Speicherhöhe von 60 cm gewählt (s. Abb. 5.23).

Bei dieser Strömung errechnet sich die Re-Zahl im Rohr zu $Re_{\text{Rohr}} = 6605$. Dies weist darauf hin, dass ein Turbulenzmodell unerlässlich ist.

Die CFD-Simulationen wurden mit folgenden Turbulenzmodellen durchgeführt:

- k- ϵ -Modell

- RNG k- ϵ -Modell

- Realizable k- ϵ -Modell

- k- ω -Modell

- SST k- ω -Modell

- laminar ohne Turbulenzmodell

5.2.1.1 Ergebnis der Untersuchungen

Die Abbildungen 5.25 und 5.26 sollen einen Überblick über das Geschwindigkeitsprofil nach 5 Minuten Einströmen in den Speicher geben. Dabei zeigt Abb. 5.25 die (mit dem Realizable k - ε -Modell) berechnete Verteilung im gesamten Speicher.

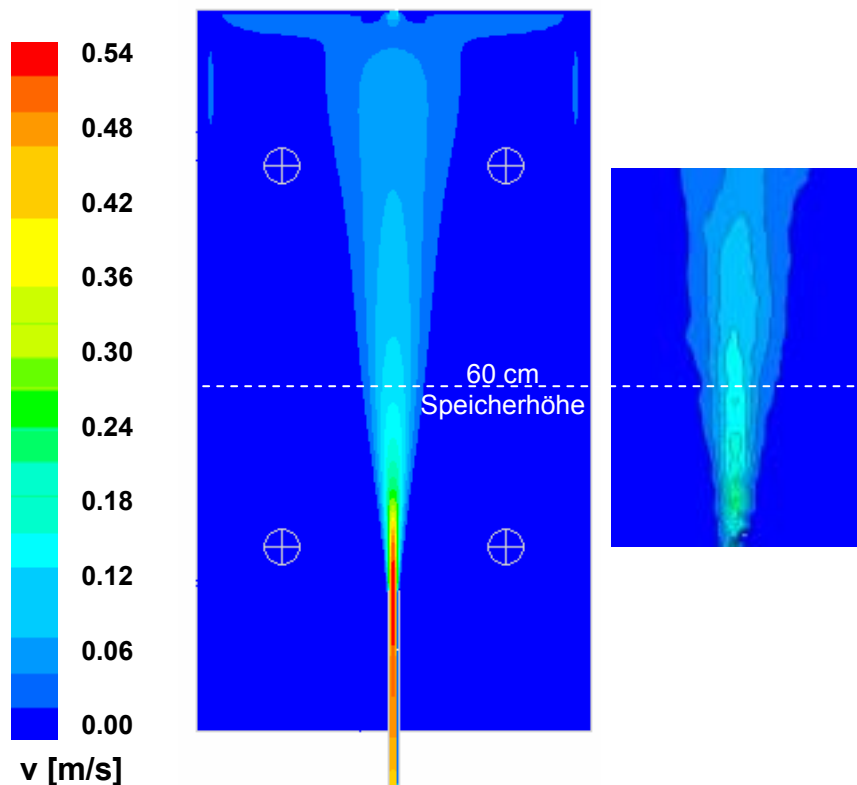


Abb. 5.26:
Geschwindigkeitsverteilung der PIV-Messung bei gleicher Skalierung wie Abb. 5.25

Abb. 5.25: CFD-Berechnung der Geschwindigkeitsverteilung in m/s über dem gesamten Speicher bei Verwendung des Realizable k - ε -Modells

Die vier Kreise mit den Kreuzen markieren das Fenster in dem Speicher, also den Bereich, für den auch PIV- und LIF-Messungen vorliegen. Abb. 5.26 zeigt die gemessene Geschwindigkeitsverteilung im Speicher (Mittelung über 10 Einzelmessungen 295 bis 300 s nach Beginn der Einströmung). Auf den ersten Blick herrscht qualitativ eine relativ gute Übereinstimmung zur Simulation.

Zur weiteren Diskussion betrachte man die Abbildungen 5.27 und 5.28, die die Mess- und Simulationsergebnisse auf einer horizontalen Linie in 60 cm Speicherhöhe darstellen, welche in den Abb. 5.25 und 5.26 als gestrichelte Linie angedeutet ist.

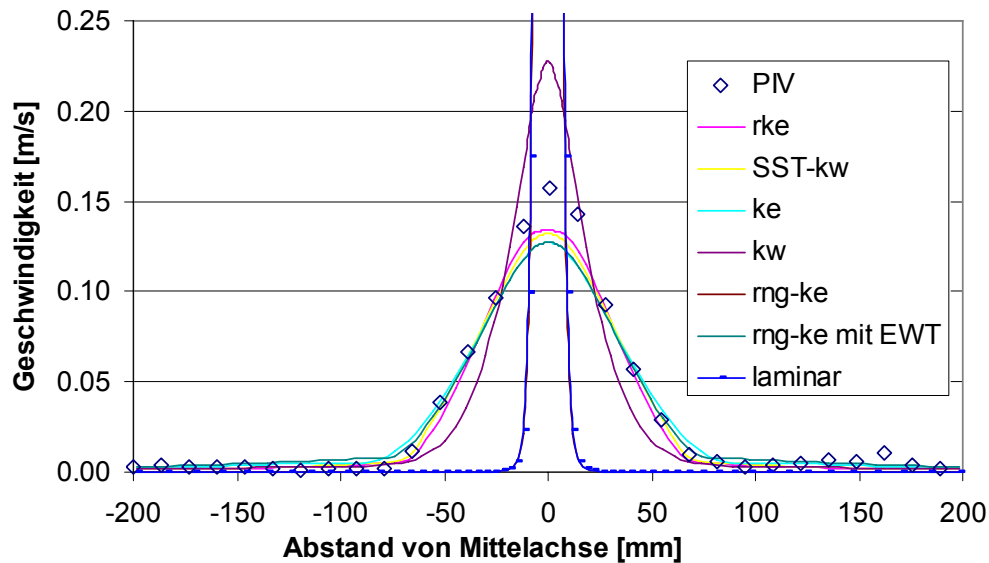


Abb. 5.27: Geschwindigkeitsverteilung in 60cm Höhe, CFD-Berechnung und PIV-Messung

Bei der Betrachtung der Geschwindigkeitsverteilung zeigt sich, dass das Realizable k - ε -Modell die Geschwindigkeit am besten wiedergibt, nahezu gleich auf mit dem SST k - ω - und dem Standard k - ε -Modell. Ein gänzlich falsches Strömungsbild liefert der Verzicht auf ein Turbulenzmodell (laminar) sowie die Verwendung des RNG k - ε -Modell mit Wandfunktionen. Beide Modelle zentrieren die Geschwindigkeitsverteilung sehr stark um die Mittelachse herum (in Abb. 5.27 deckungsgleich). Wird das RNG k - ε -Modell jedoch mit Enhanced Wall Treatment (EWT) verwendet, so sind die Ergebnisse gut. Hier zeigt sich, dass das RNG-Modell sehr empfindlich auf die Wandbehandlung reagiert. Die anderen Modelle sind diesbezüglich unempfindlicher. Das Standard k - ω -Modell gibt die Strömungsverteilung auch falsch wieder, da es die Strömungsgeschwindigkeit in der Strahlmitte deutlich überschätzt. Seine Vorzüge als stabiles Modell für wandnahe Strömungen kommen ihm bei dem Freistrah nicht zugute.

Betrachtet man die Temperaturverteilung in Abb. 5.28, so muss zunächst erwähnt werden, dass die zugehörige LIF-Messung (Abb. 5.30) hier fast 2 K zu hohe Temperaturen liefert. Da die Thermoelemente außerhalb des Lichtschnitts für die PIV- und LIF-Messung liegen (ansonsten würden sie die Messung stören), ist ein Vergleich der Temperaturen der Thermoelemente und der LIF-Messung schwierig, weil an unterschiedlichen Stellen gemessen wird. Mangels anderer Platzierungsmöglichkeiten, und da der Temperaturanstieg der Thermoelemente konform mit dem Anstieg der LIF-Messungen und der CFD-Simulationen geht und die LIF-Messungen

qualitativ somit plausibel erscheinen, werden von den Temperaturen der LIF-Messung 1.6 K subtrahiert.

Der Fehler in der LIF-Messung kann vielfältige Gründe haben, wie dies in Kapitel 4.2.2 erläutert wird. Weil eine LIF-Messung des Speichers im homogenen Ruhezustand vor der Beladung bereits höhere Temperaturen als die Thermoelementmessung ergab, wird hier ein Fehler in der LIF-Kalibrierung vermutet. Das deutet auf ein fehleranfälliges LIF-Messsystem hin, da dieser Fehler trotz großer Sorgfalt bei der Kalibrierung erfolgte.

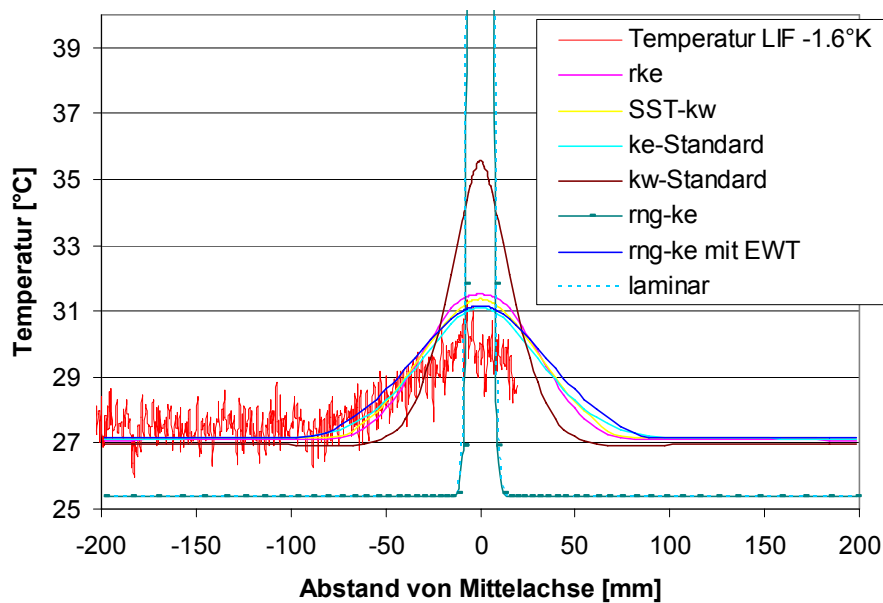


Abb. 5.28: Temperaturverteilung in 60 cm Höhe, CFD-Berechnung und LIF-Messung

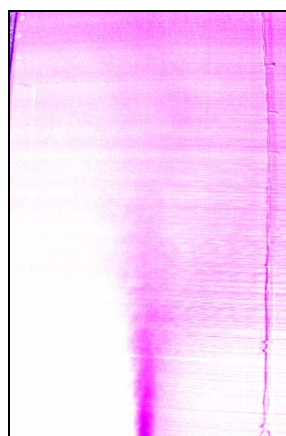


Abb. 5.29 (links): qualitative Darstellung des Temperaturfeldes einer CFD-Simulation bei Verwendung des Realizable k - ϵ -Modells

Abb. 5.30 (rechts): LIF-Aufnahme des gleichen Bildausschnitts

Abbildung 5.30 ist die Darstellung des Mittelwerts aus 10 einzelnen LIF-Messungen im Zeitraum von 295 bis 300 s nach Beginn der Einströmung. Ein Vergleich mit Mittelwerten über die letzten 10 s zeigte keinen signifikanten Unterschied. Es hat sich ein quasi-stationärer Zustand ausgebildet. Dieser unterliegt zwar einem permanenten

Enthalpiezustrom - jedoch ändert dies die Speichertemperatur innerhalb des relativ kurzen Messzeitraumes nicht signifikant, insbesondere da das wärmere einströmende Wasser nach oben aus dem beobachteten Messbereich rausströmt.

Im rechten Teil der LIF-Aufnahme sind neben der durchscheinenden Thermo-elementlanze auch durch Dichteunterschiede erzeugte Interferenzen zu erkennen, die eine Temperaturmessung dort nicht mehr zuverlässig machen. Daher wurden in Abb. 5.28 in dem Bereich rechts der Achse keine LIF-Daten mehr aufgetragen.

Berücksichtigt man die Zuverlässigkeit der LIF-Messung und betrachtet zusätzlich zu Abb. 5.28 auch Abb. 5.29 und 5.30, so findet man eine zufriedenstellende Übereinstimmung der Mess- und Simulationsdaten wiederum für das Realizable k - ϵ -Modell, das SST k - ω - und das Standard- k - ϵ -Modell. Bezüglich der Temperaturberechnung verhalten sich alle Modelle konsistent zu der Geschwindigkeitsverteilung, d.h. das oben zu den nicht passenden Turbulenzmodellen gesagte ist auch auf die Temperaturverteilung übertragbar.

5.2.1.2 Fazit für die Beladung homogener Speicher

PIV- und LIF-Messungen zeigen in diesem Experiment gute Übereinstimmung mit CFD-Berechnungen bei Verwendung von Realizable k - ϵ -Modell, SST k - ω - und Standard- k - ϵ -Modell.

Eigenwillig präsentiert sich das RNG-Modell: mit Wall Functions verhält es sich unphysikalisch (Verhalten wie bei laminarer Berechnung ohne Turbulenzmodell), mit EWT liefert es schlüssige Ergebnisse. Erwartungsgemäß liefert die Simulation mit einem laminaren Modell physikalisch unplausible Ergebnisse.

5.2.2 Einströmung in einen geschichteten Speicher

In diesem Versuch wird der diesmal zwischen 30 und 45°C warme Speicher wieder mit 300 l/h direkt beladen. Die Eintrittstemperatur in den Speicher beträgt 39°C. Fast der ganze Temperaturgradient des geschichteten Speichers ist in der Region zwischen 70 bis etwa 90 cm Speicherhöhe zu finden (Abb. 5.31). Die Thermo-elementmessungen wurden außerhalb der Einströmachse vorgenommen, die LIF-Messungen auf der Einströmachse.

5.2.2.1 Ergebnis der Messung

Die hier vorgestellten Ergebnisse beziehen sich auf ein Ende der Messung nach 90 s.

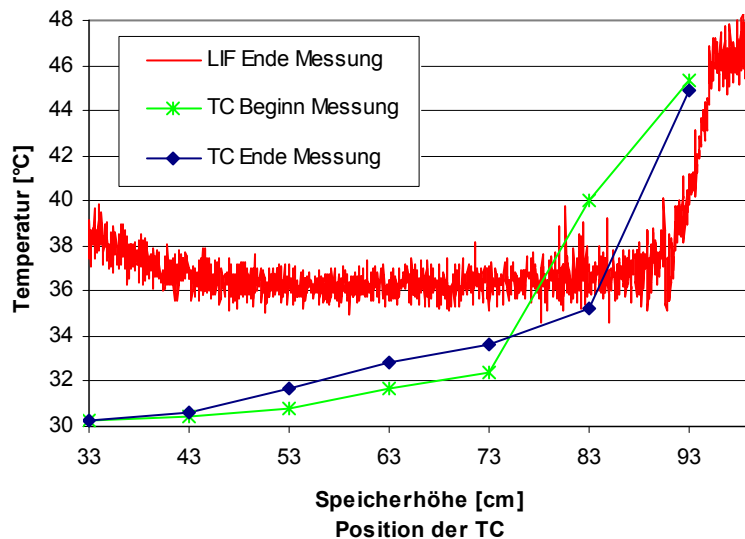


Abb. 5.31:
Temperaturprofil im Speicher zwischen 33 und 99 cm Speicherhöhe.

Es ist mit Hilfe der LIF-Messung auf der Mittelachse (Abb. 5.31) gut zu erkennen, dass der zunächst noch 39°C warme austretende Strahl sich auf den ersten 15 cm durch Vermischung mit dem umgebenden Speicherwasser auf etwa 36°C abkühlt. Wenn er in die Übergangszone eintritt, transportiert er dort kälteres Wasser aus tieferen Speicherschichten hinein und bewirkt somit ein Abkühlen entlang der Strömung, wie in Abb. 5.32 sowohl in der LIF-Messung als auch in der Simulation zu erkennen ist. An der sehr viel wärmeren oberen Schicht mit geringerer Dichte ändert der Strahl seine Richtung und fließt zu den Seiten hin, wie dies in der PIV-Messung (Abb. 5.32 Mitte) und auch in der Geschwindigkeitsdarstellung der Simulation (Abb. 5.32 rechts) zu erkennen ist.

5.2.2.2 Ergebnis der CFD-Berechnungen

In Abb. 5.32 ist zu erkennen, dass die Eindringtiefe des Freistrahles in der Realität (PIV/LIF-Bild) etwa 10 cm größer ist als in der CFD-Berechnung mit dem Realizable k - ϵ -Turbulenzmodell. Diese Abweichungen zeigen alle durchgeführten Simulationen. Die Berechnungen wurden hier mit Wandfunktionen durchgeführt.

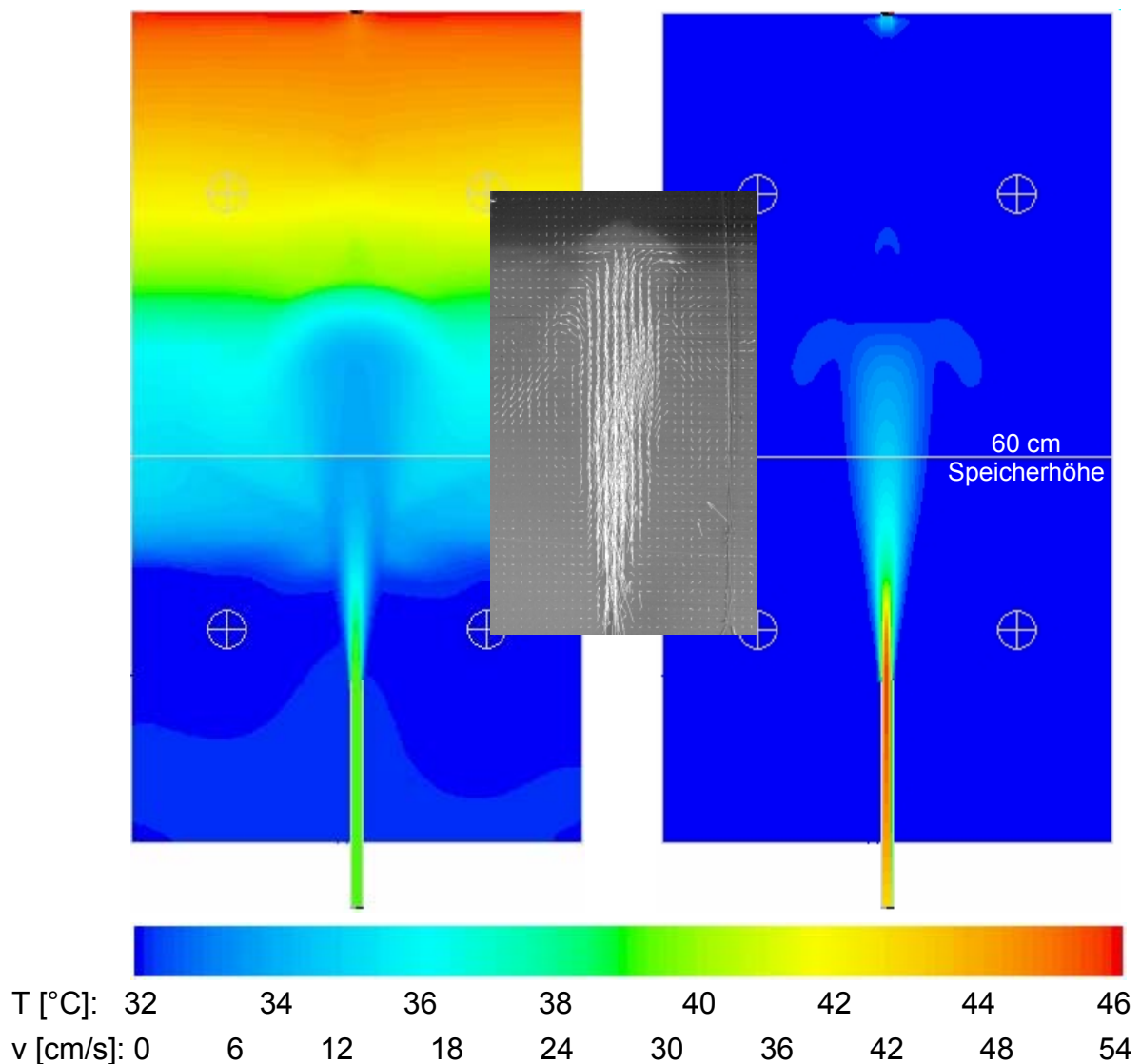


Abb. 5.32: Darstellung von berechneter Temperaturverteilung (links), einer kombinierten PIV-/LIF-Messung (Mitte) und der berechneten Geschwindigkeitsverteilung (rechts) nach 90 s Einströmzeit. Die Berechnungen wurden mit dem Realizable k - ε -Modell durchgeführt, die horizontale Linie befindet sich auf 60 cm Speicherhöhe.

Abb. 5.33 zeigt die gemessene Geschwindigkeitsverteilung nach 90 s Einströmzeit im Vergleich zu den Simulationen. Während das Realizable k - ε -Turbulenzmodell die Verteilung recht gut wieder gibt, zeigt das SST k - ω -Modell eine leichte Abweichung von der Symmetrieachse. Die Ursache liegt in der turbulenten Strömung, die sich in der Simulation schon im Einströmrohr verstärkt und bereits dort zu einer unsymmetrischen Strömung führt. In Stärke und Ausbreitung gibt das SST k - ω -Modell die Strömung aber recht gut wieder. Das Standard k - ω -Modell sowie das RNG k - ε -Modell weichen in der Geschwindigkeitsverteilung doch zu stark von der Messung ab. Das Standard k - ε -Modell konvergierte für diese Berechnungen nicht.

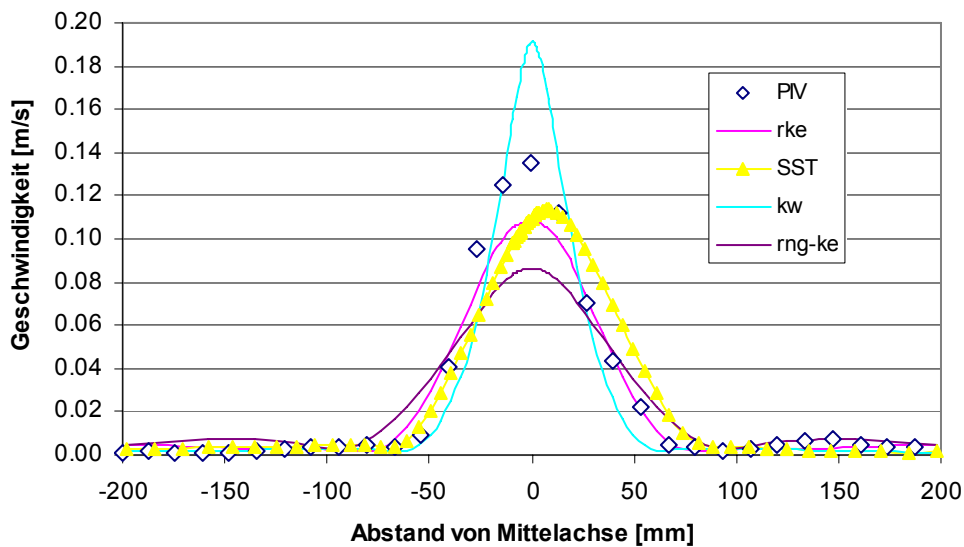


Abb. 5.33: Geschwindigkeitsverteilung auf 60 cm Speicherhöhe. Aufgetragen sind PIV-Messung und CFD-Berechnungen mit verschiedenen Turbulenzmodellen.

Abbildung 5.34 zeigt bei gleicher Skalierung die Temperaturfelder, die sich bei Berechnungen mit unterschiedlichen Turbulenzmodellen ergeben. Es ist gut zu erkennen, dass der einströmende Strahl kälteres Wasser von unten mit nach oben transportiert, unabhängig vom verwendeten Turbulenzmodell. Weiterhin ist klar zu erkennen, dass insbesondere das $k-\omega$ - und das RNG- $k-\varepsilon$ -Modell den Speicher stark vermischen und die Übergangszone abbauen. Die Thermoelementmessungen aus Abb. 5.31 und ebenso die LIF-Messung in Abb. 5.32 zeigen jedoch, dass die Übergangszone in der Realität gut erhalten bleibt. Auch das Realizable $k-\varepsilon$ -Modell vermischt zu stark, jedoch nicht so stark wie die zuvor genannten. Einzig das SST $k-\omega$ -Modell behält eine scharf ausgeprägte Übergangszone bei.

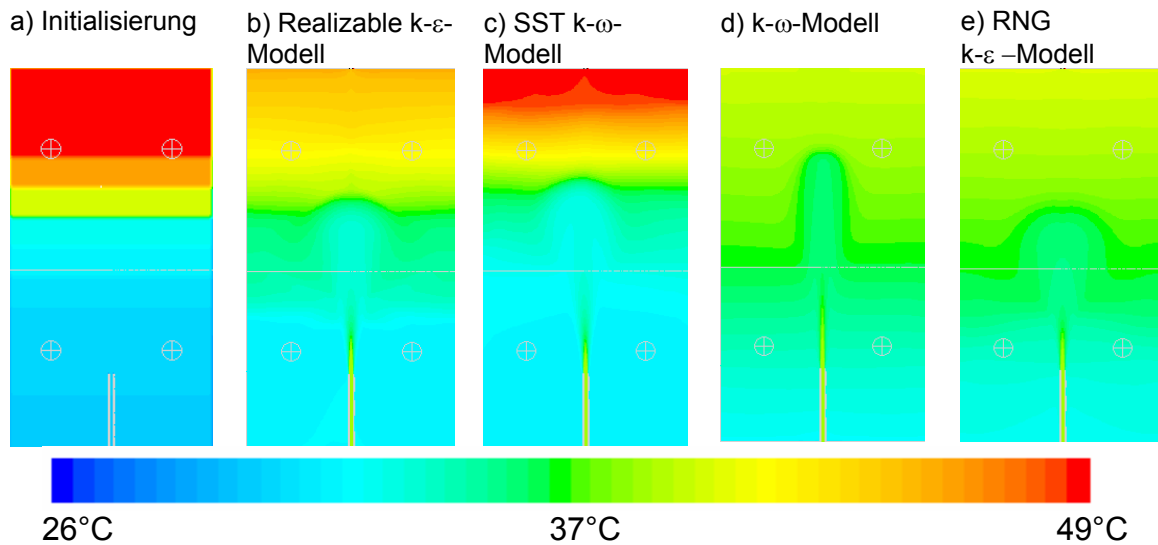


Abb. 5.34: Vergleich der auf den gesamten Speicher berechneten Temperaturfelder bei Verwendung unterschiedlicher Turbulenzmodelle nach 90 s Einströmzeit

Sehr unterschiedliches Verhalten der Turbulenzmodelle ist in Abb. 5.35 zu erkennen. Gezeigt wird die Temperaturverteilung auf 60 cm Speicherhöhe. Drei CFD-Berechnungen mit Turbulenzmodellen zeigen eine Abkühlung entlang der Einströmachse, lediglich das SST $k-\omega$ -Modell führt auf der Achse noch wärmeres Wasser als Umgebungswasser mit sich. In der LIF-Messung ist erst in höheren Ebenen (aber nicht schon auf 60 cm Speicherhöhe) zu erkennen, dass offensichtlich kälteres Wasser mit nach oben gerissen wird.

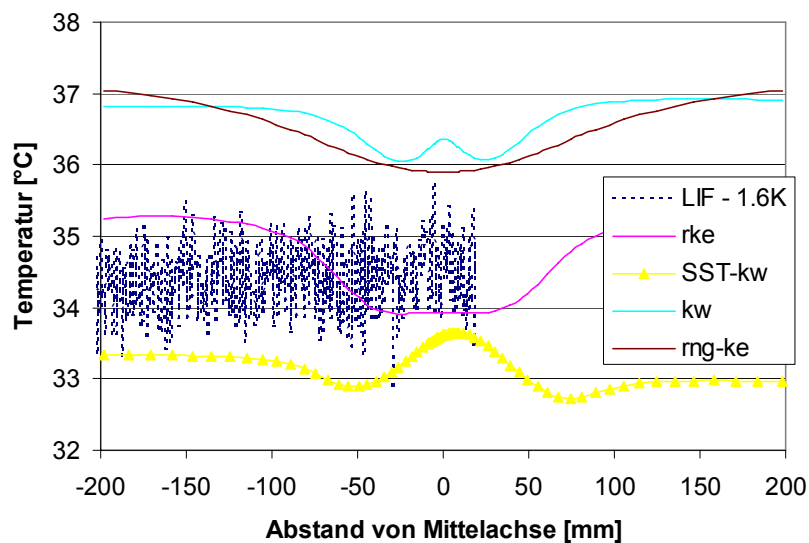


Abb. 5.35: horizontale Temperaturverteilung in 60 cm Speicherhöhe für LIF-Messung und Simulation

5.2.2.3 Fazit Beladung geschichteter Speicher

Keines der hier verwendeten Turbulenzmodelle beschreibt die Einströmung des Freistrahls in den geschichteten Speicher korrekt. Von allen Modellen wird die Eindringtiefe des Strahls in den Speicher unterschätzt. Während das SST $k-\omega$ -Modell die beste Übereinstimmung mit der Messung liefert und die Schichtung beibehält, zeigt das Realizable $k-\varepsilon$ -Modell nur noch eine einigermaßen gute Übereinstimmung in der Geschwindigkeitsverteilung. Es hält eine Temperaturschichtung aufrecht, die jedoch unplausibel ist. Bei dem $k-\omega$ -Modell sowie dem RNG $k-\varepsilon$ -Modell hingegen ist die Schichtung weitestgehend zerstört und stimmt auch in der Geschwindigkeitsverteilung nicht mit der Messung überein.

Hier zeigt sich, wie schwierig dieser instationäre Fall mit vertikalen wie auch horizontalen Temperaturgradienten zu beschreiben ist. Wie in Kap. 2.1.4 beschrieben wurde, führt in diesem Fall die stabile vertikale Schichtung zu einer Anisotropie der Turbulenz, da sie nur die vertikale Schwankungskomponente dämpft. Somit ist das Wirbelviskositätsmodell, das auf isotroper Turbulenz basiert, nicht zulässig. Waren diese Effekte bei der Beladung des homogenen Speichers noch tolerabel, so wird hier jedoch der Anwendungsbereich der Zweigleichungsturbulenzmodelle verlassen.

5.3 Schichtbeladeeinheit 1 (SBE 1)

5.3.1 Einführung

Eine Schichtbeladeeinheit (SBE) in Warmwasserspeichern dient dazu, das einströmende warme Wasser direkt in die Wasserschicht des Speichers zu lenken, die die gleiche Temperatur hat. Dadurch wird eine Vermischungen von kaltem mit warmem Wasser vermieden, was eine bessere Nutzungsmöglichkeit des Speicherwassers zur Folge hat [Duffie]. Ein Beispiel mag dies verdeutlichen: Am Ende eines Tages ist ein ursprünglich 15°C kalter Solarspeicher ohne SBE mit Hilfe von Sonnenkollektoren homogen auf 35°C beladen worden. Mit SBE könnte er (idealisiert) jedoch 15°C in der unteren Hälfte und 55°C in der oberen Speicherhälfte haben. Die gespeicherte Energie ist dieselbe, nicht jedoch die Exergie. So können z.B. die 55°C, vermischt mit kaltem Wasser, bereits für eine heiße Badewanne verwendet werden, wohingegen die 35°C dazu nicht ausreichen und die Nachheizung benötigt würde.

Es gibt auf dem Markt derzeit eine Reihe verschieden funktionierender SBE, welche [Göppert06] vorstellt. Über zwei SBE wird im Rahmen dieser Arbeit berichtet.

5.3.1.1 Aufbau der SBE 1

Dieses Bauteil setzt sich aus zwei grundlegenden Teilen zusammen (Abb. 5.36 und 5.37), dem dickeren unteren Kunststoffzylinder, der einen Rippenrohrwärmeübertrager aus Kupfer enthält, und dem schmalen oberen, lamellenartigen Ausströmbereich, dem „Konvektionskamin“. Dieser Abschnitt besteht aus übereinander gestapelten und senkrecht fixierten kleinen, kegelstumpffartigen Bauteilen aus Kunststoff mit einer konzentrischen Öffnung von 2.4 cm. Durch entsprechende Abstandshalter dazwischen ist das Ausströmen zwischen diesen Elementen grundsätzlich möglich. Aber auch die Möglichkeit der senkrechten Aufwärtsströmung bis zur letzten Öffnung in der Spitze der SBE ist gegeben.



Abb. 5.36: SBE 1

5.3.1.2 Funktionsweise

Die erwähnte Aufwärtsströmung soll durch einen auf dem Dichtegradienten basierenden Auftrieb geschehen. Das durch Solarstrahlung erwärmte Fluid im Kollektorkreislauf wird durch den Wärmeübertrager gepumpt und gibt die Wärme an den Speicherinhalt ab. Dieses erwärmte Wasser besitzt eine niedrigere Dichte als das noch nicht erwärmte und wird demnach durch den Konvektionskamin senkrecht nach oben strömen. Entweder strömt dieses Wasser bis zum oberen Ende, wenn das Wasser im Speicher generell eine niedrigere Temperatur hat als das aufströmende, oder es tritt seitlich aus der Schichtbeladeeinrichtung aus, wenn Schichten mit Temperaturen erreicht werden, die höher liegen als die Aufriebstemperatur. Auf diese Weise soll speziell die Mächtigkeit von Schichten höherer

Temperatur im oberen Speicherbereich ohne maßgebliche Vermischung mit weniger warmen Schichten vergrößert werden.

Um das Verhalten der Schichtbeladeeinrichtung verlässlich zu testen, wurden verschiedene Messgeräte verwendet:

Im oberen Teil des Speichers befinden sich an einer wärmeisolierten Lanze sechs Thermoelemente (TC 1 – 6, siehe Abb. 5.37) im gleichmäßigen Abstand von 15 cm und in unmittelbarer Nähe des Konvektionskamins der Schichtbeladeeinrichtung (Abstand 12 cm zur Symmetrieachse). Diese Thermoelemente dienen zur Beschreibung des Schichtverhaltens im oberen Teil des Speichers.

Jeweils ein Thermoelement befindet sich am oberen und unteren Ende des Konvektionskamins. Des Weiteren misst ein Thermoelement die Temperatur des Wassers ganz unten im Speicher.

Die zu messenden Daten am Wärmeübertrager sind der Massenstrom und die Eintritts- bzw. Austrittstemperatur. Das MID misst den Volumenstrom durch den Wärmeübertrager und zwei Pt100 die Temperaturen. PIV- und LIF-Messungen können durch das Sichtfenster in der Speicherwand durchgeführt werden, dessen Position in Abb. 5.37 durch eine gestrichelte Linie angedeutet ist.

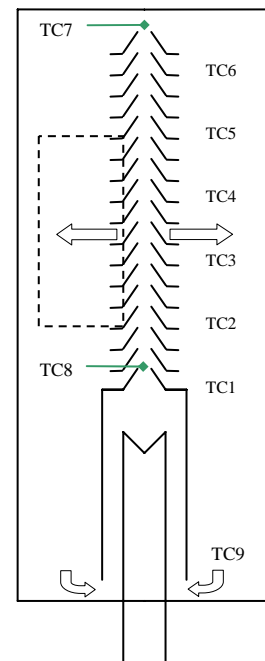


Abb. 5.37: SBE 1 mit Anordnung der Thermoelemente TC1 ... TC9

5.3.1.3 Numerisches Gitter

Für die Erstellung des numerischen Gitters wurde die Rotationssymmetrie ausgenutzt und zwei Versionen eines zweidimensionalen, axialsymmetrischen Gitters erstellt. In Abb. 5.38 sind vier Bereiche des Gitters gekennzeichnet: Bereich 1 ist der Übergangsbereich von dem Konvektionskamin (Bereich 3) auf den Speicherraum (Bereich 2). Bereich 4 ist der Bereich des Wärmeübertragers und seine Umgebung. Der Wärmeübertrager wurde vereinfacht nur als wärmeübertragende Platten simuliert.

Für die Simulation wurden zwei Gitter erstellt. Gitter 1 ist ein überwiegend strukturiertes Gitter mit etwa 43500 Zellen. Abb. 5.39 zeigt den Ausschnitt davon, der in Abb. 5.38 rot gestrichelt angedeutet ist. Es ist so aufgebaut, dass in den Bereichen 1 und 3 sehr viele Zellen angeordnet sind, die Zelldichte hin zum Speicheräußeren (Bereich 2) jedoch abnimmt. Die kleinste Längeneinheit einer Zelle beträgt dabei 2 mm bei einer Speicherhöhe von 1.5 m. Für die Platten des Wärmeübertragers werden Grenzschichten erstellt, die teilweise dünner als 1 mm sind. Es wird durchgehend ein strukturiertes Gitter verwendet mit Ausnahme von Bereich 1, der als Übergangsbereich vom feinen Bereich 3 auf den gröberen Bereich 2 als unstrukturiertes Netz ausgearbeitet wird.

Gitter 2 (ausschnittsweise in Abb. 5.40) ist die Verfeinerung von Gitter 1 und ist vollständig strukturiert mit etwa 110000 Zellen. Dabei wurde das feine Gitter von Bereich 3 auf die Bereiche 1 und 2 übertragen. Wärmeverluste an die Umgebung wurden bei der Modellerstellung nicht berücksichtigt, dies könnte aber ohne größere Probleme auch in das Modell implementiert werden.

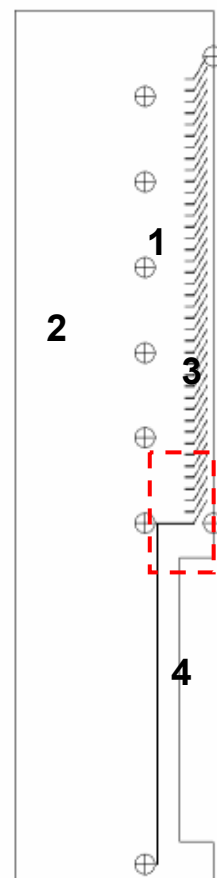


Abb. 5.38:
Vereinfachte Speichergeometrie als Grundlage für das Rechengitter. Die Kreise mit den Kreuzen sind die Positionen der Thermoelemente

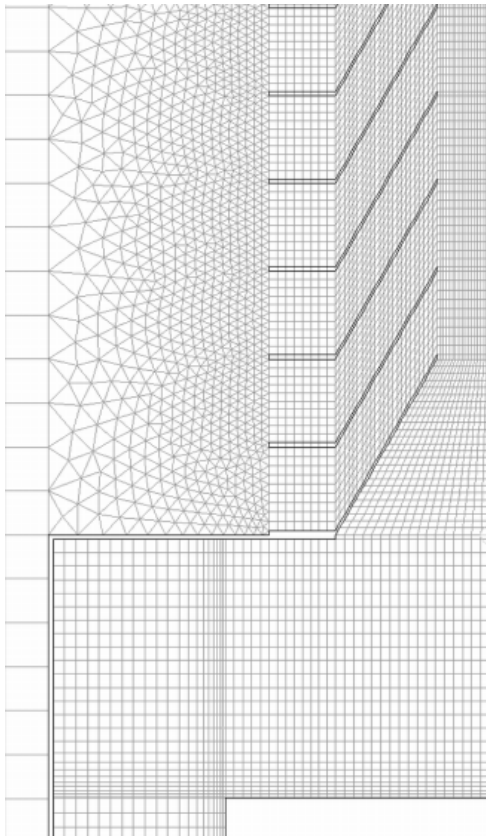


Abb. 5.39: Ausschnitt von Gitter 1

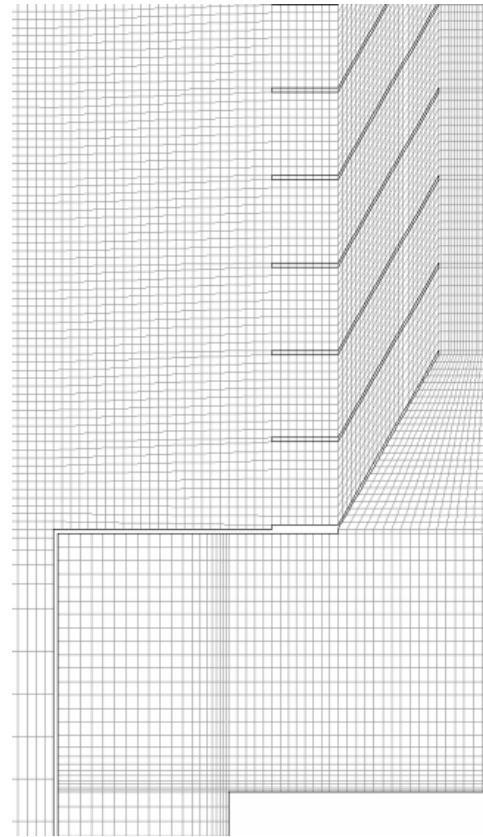


Abb. 5.40: Ausschnitt vom verfeinerten Gitter 2

5.3.2 Beladung eines homogenen Speichers mit SBE1

Die folgende Temperaturschichtung ergab sich, nachdem der zuvor homogen mit 20°C konditionierte Speicher etwa 30 min über den Solarkreis-Wärmeübertrager mit einem Wärmestrom von 12 kW beladen wurde.

Für die Auswertung dieses Experiments wurden CFD-Daten mit Thermoelement- und LIF-Messungen verglichen. Es wurden dabei das k - ε - und das Realizable k - ε -Modell sowie das k - ω - und das SST k - ω -Turbulenzmodell auf Gitter 1 getestet. Das RNG k - ε -Modell wurde ebenfalls getestet, konvergierte in diesem Fall aber nicht. Aufgrund seiner Auflösung ist Gitter 1 eher für Wandfunktionen als für das EWT geeignet.

Abb. 5.41 zeigt den quantitativen Vergleich zwischen Thermoelement- und LIF-Messungen mit den berechneten CFD-Daten entlang einer vertikalen Linie im Speicher, auf der die Thermoelemente platziert sind, 32 min nach dem Beginn der Beladung. Es ist offensichtlich, dass die LIF-Temperaturen bei höheren Temperaturen etwas kleiner sind als die zuverlässigeren Thermoelementmessungen. Die Ursachen hierfür können vielfältig sein, wie in Kapitel 4 diskutiert.

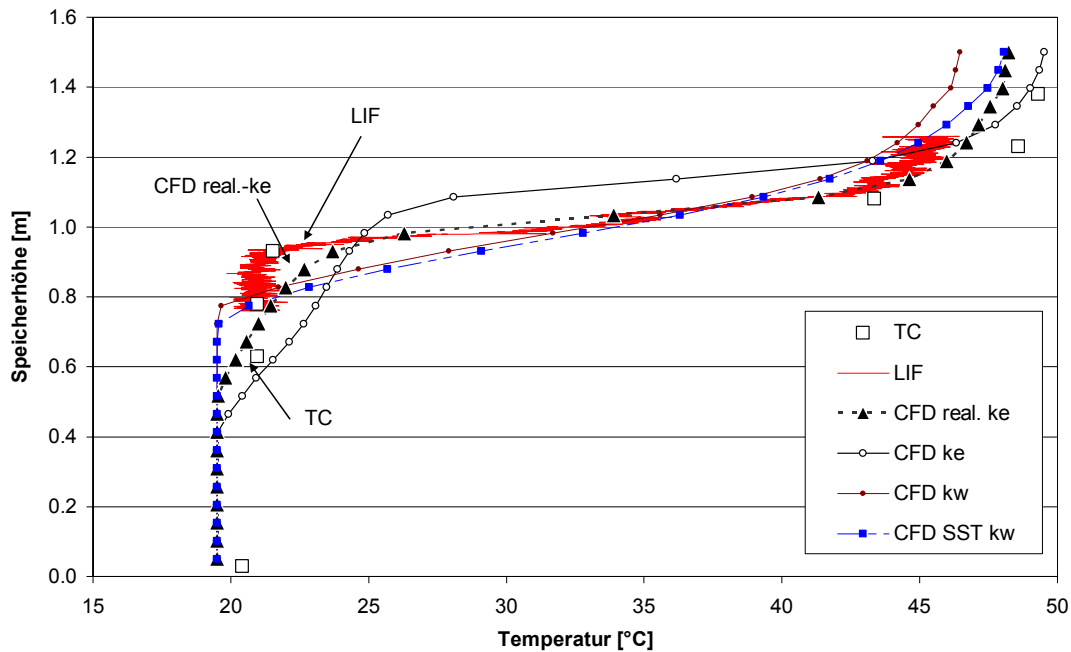


Abb. 5.41: Vergleich zwischen gemessenen (mit Thermoelementen TC und LIF) und berechneten (CFD) Ergebnissen bei Anwendung verschiedener Turbulenzmodelle auf Gitter 1 nach 32 min Beladung

Die CFD-Berechnungen geben das Temperaturfeld unterschiedlich gut wieder. Die beste Übereinstimmung mit den Messungen zeigt das Realizable k - ε -Modell mit WF, welches insbesondere die Höhe und Ausdehnung der Übergangszone von warm auf kalt im Speicher sehr genau berechnet.

Sehr große Abweichungen zu den Messungen treten hingegen bei Verwendung des Standard k - ε -Modell in Abb. 5.41 auf. Dieses Modell lässt warmes Fluid schon unten aus dem Konvektionskamin austreten, erwärmt damit bereits den mittleren Teil des Speichers und sorgt so dafür, dass sich die Übergangszone weiter oben als gemessen im Speicher ergibt. Wie aus der Literatur bekannt, zeigt auch hier das k - ε -Modell seine Eigenschaft, „over-diffusive“ zu sein, also sich zu stark zu verbreitern.

Das SST k - ω -Modell liefert mit und ohne Low-Reynoldsmodell sehr ähnliche Ergebnisse, die qualitativ der Messung nahe kommen, die Übergangszone aber nicht so konturscharf wiedergeben wie das Realizable k - ε -Modell. Das k - ω -Modell liefert ebenfalls mit und ohne Low-Reynoldsmodell sehr ähnliche Ergebnisse, bleibt im unteren Teil der SBE aber zu kalt und gibt dort nicht die auftretenden Vermischungseffekte wieder.

Es wurden weiterhin Berechnungen mit dem Realizable k - ε -Modell mit Enhanced Wall Treatment (EWT) vorgenommen. In diesem Fall ergeben sich Werte für y^+

zwischen 8 und 11 in dem Bereich um die Lamellen. Diese Berechnung führt auf eine ähnliche Temperaturverteilung wie mit dem Standard k - ε -Modell (WF), die die Messung nicht gut wieder gibt.

Abbildung 5.42 zeigt für einen Ausschnitt im Bereich des Kamins einen direkten qualitativen Vergleich zwischen LIF-Messung und CFD-Simulation mit dem Realizable k - ε -Turbulenzmodell (WF). In dieser Darstellung ist besonders deutlich die Übergangszone von etwa 20 cm Höhe zu erkennen, in der der gesamte Temperaturgradient von 44°C bis auf 22°C abgebaut wird. Insgesamt zeigt die Simulation mit dem Realizable k - ε -Turbulenzmodell (WF) die beste Übereinstimmung zu der Messung.

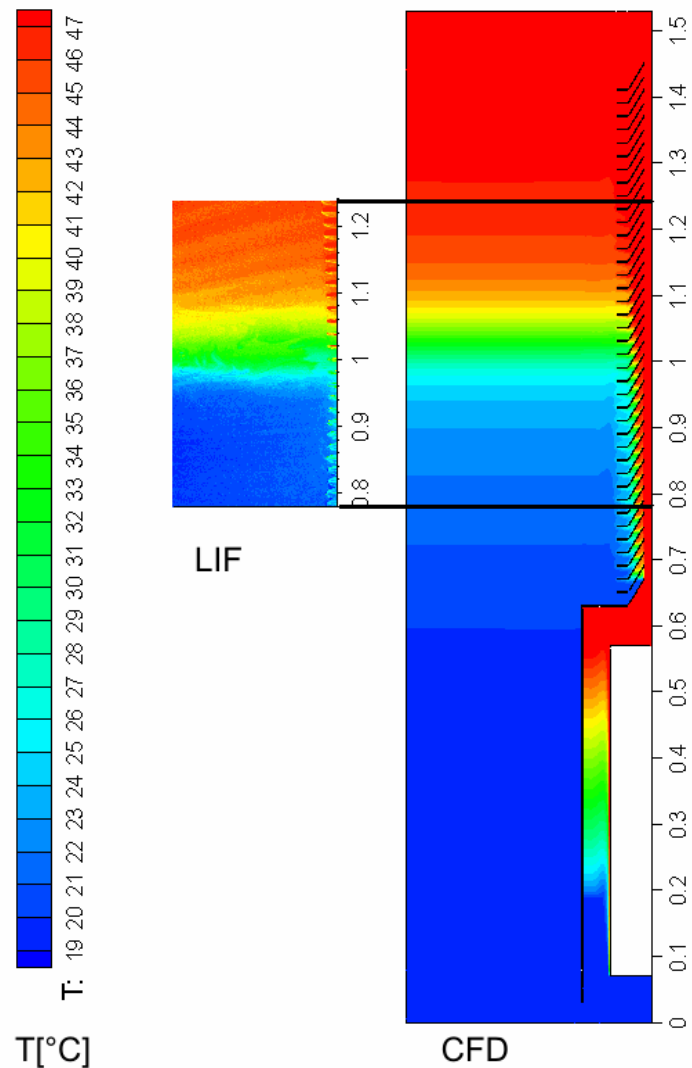


Abb. 5.42: LIF-Messung und CFD-Berechnung mit dem Realizable k - ε -Modell (rechts im Bild die Austrittslamellen der Schichtbeladeeinheit).

5.3.3 Beladung eines geschichteten Speichers mit SBE1

Die Messdaten zu diesem Experiment beruhen im Gegensatz zu Kapitel 5.3.2 auf der Beladung eines bereits geschichteten Speichers. Die Temperaturverteilung betrug zwischen 18°C im unteren und 45°C im oberen Speicherteil. Der Speicher wurde dann über 20 min mit einer Leistung von etwa 3 kW über den eingebauten Wärmeübertrager beladen. Die Eintrittstemperatur in den Konvektionskamin lag zwischen 30 und 35°C. Dies führte dazu, dass das warme Wasser bestrebt war, sich zwischen die 45°C-Schicht und die kalte 18°C-Schicht im Speicher einzuschichten, und die SBE etwa auf Höhe von TC3 (Abb. 5.37) verließ. Die dabei entstehenden Schlieren im Speicherwasser konnten mit dem bloßen Auge erkannt werden.

Die Simulationen für diesen Betriebsfall wurden überwiegend mit Gitter 2 durchgeführt, weil für diesen Beladungsfall die charakterisierende Strömung im Bereich 1 (s. Abb. 5.38) auftritt, der bei Gitter 2 feiner aufgebaut als bei Gitter 1 ist. Für alle untersuchten Turbulenzmodelle bleibt damit der maximale dimensionslose Wandabstand y^+_{\max} unter 7. Es zeigte sich für alle Modelle, dass $y^+_{\max} \approx 7$ nur an einigen wenigen Punkten, nämlich an einigen Lamellenspitzen zur Innenseite des Konvektionskamins, erreicht wurde. Die Verwendung von Wandfunktionen verbietet sich damit. Es wurde stattdessen das Enhanced Wall Treatment verwendet.

Der Testspeicher war oben nicht abgedeckt. In Abb. 5.43 ist zu erkennen, dass der dadurch bedingte Wärmeverlust über den Deckel nicht mitsimuliert wurde. Daher ist im Experiment die Temperatur oben im Speicher nach 20 min geringer als in der Simulation, in der sie sich quasi nicht geändert hat. Weiterhin ist ersichtlich, dass die Temperaturschicht mit 30-35°C sich gegenüber dem Anfangszustand nach unten hin ausdehnt. Somit ist nachgewiesen, dass die SBE funktioniert und in der richtigen Höhe einschichtet.

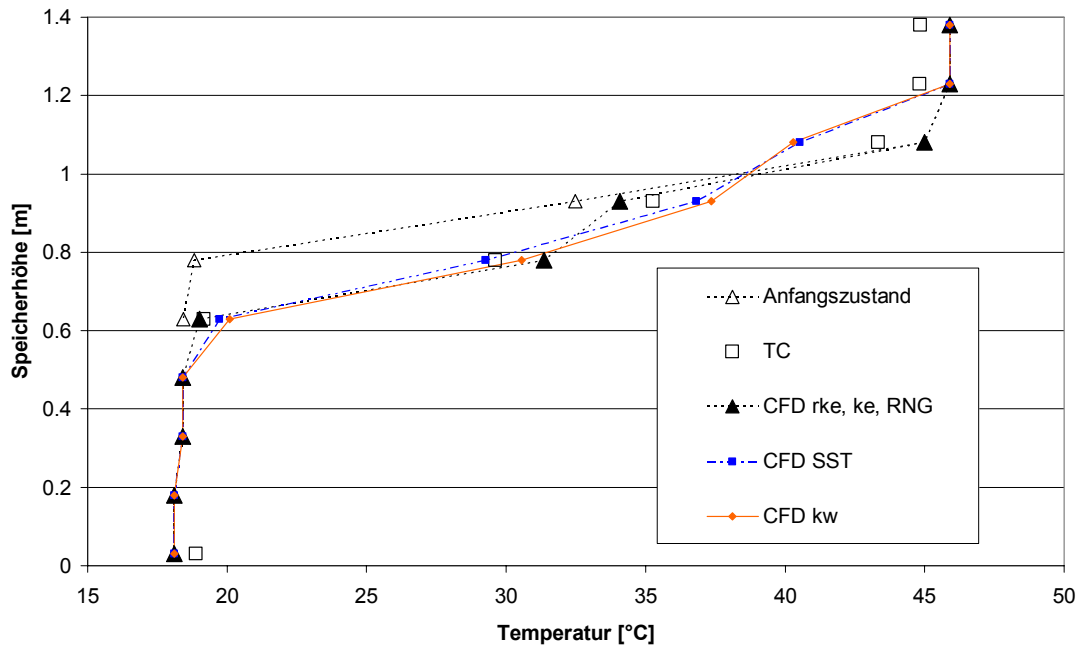


Abb. 5.43: Vergleich zwischen gemessenen (mit Thermoelementen TC) und berechneten CFD-Ergebnissen bei Anwendung verschiedener Turbulenzmodelle für die Beladung eines geschichteten Speichers mit der SBE1. Zusammengefasst wegen ähnlichen Verlaufs: Realizable k - ϵ -, k - ϵ - und RNG- k - ϵ -Modell mit EWT; weiter dargestellt: SST k - ω -Modell und k - ω -Modell mit Low-Reynoldsmodell

Die Ergebnisse, dargestellt in den Abb. 5.43 und 5.44, lassen sich in folgende Gruppen aufteilen: beim Realizable (Abb. 5.44a) und Standard k - ϵ -Modell (Abb. 5.44d) kommt die Simulation dem Experiment sehr nahe, egal ob EWT oder WF gewählt wird. Die beste Übereinstimmung liefert das Realizable k - ϵ -Modell mit EWT (Abb. 5.44a). Es lässt das Wasser in der richtigen Höhe aus der SBE strömen und stimmt in der berechneten Temperaturverteilung bis auf kleine, sich wieder ausgleichende lokale Abweichungen qualitativ und quantitativ mit der gemessenen Temperaturverteilung überein. Wird das Realizable k - ϵ -Modell mit Wandfunktionen verwendet (wegen nahezu identischer Bilder nicht dargestellt in Abb. 5.43 und 5.44), so wird etwas höher eingespeist, das Ergebnis differiert leicht gegenüber dem Modell mit EWT und kommt der Messung nicht ganz so nahe. Jedoch ist die Höhe der Einspeisung nicht so falsch wie bei den k - ω -Modellen.

Sämtlich Berechnungen mit einem k - ω -Modell (Abb. 5.44c) oder SST k - ω -Modell (Abb. 5.44b) bestimmen die Einspeisung zu weit oben. Dies führt dazu, dass zu weit oben durch Vermischung die Temperatur abgesenkt wird, dieser Mix durch nachströmendes Wasser weiter nach unten gedrängt wird und dort dann wärmere Temperaturen als im Experiment vorherrschen. Der Unterschied in den Ergebnissen

der einzelnen Modelle ist nur gering. Es wurden Simulationen mit und ohne Low-Reynoldsmodell durchgeführt.

Das RNG $k\text{-}\epsilon$ -Modell reagiert extrem: mit WF (Abb. 5.44f) ist das Ergebnis physikalisch unplausibel, da alles warme Wasser aus der oberen Öffnung strömt, mit EWT (Abb. 5.44e) hingegen sehr gut, das aufströmende warme Wasser verlässt die SBE auf der richtigen Höhe. Hier zeigt sich, dass man bei dem RNG Modell sehr vorsichtig sein muss, auch wenn es das einzige $k\text{-}\epsilon$ -Modell mit Low-Reynoldsmodell ist. Das Ergebnis unterstreicht, dass WF nur in ihrem Gültigkeitsbereich angewendet werden dürfen. Da dieser hier mit $y^+ \approx 7$ eindeutig verlassen wurde, sind falsche Ergebnisse nicht verwunderlich. Das Abschalten des Low-Reynoldsmodells beim RNG $k\text{-}\epsilon$ -Modell (EWT) beeinflusst das Ergebnis nicht.

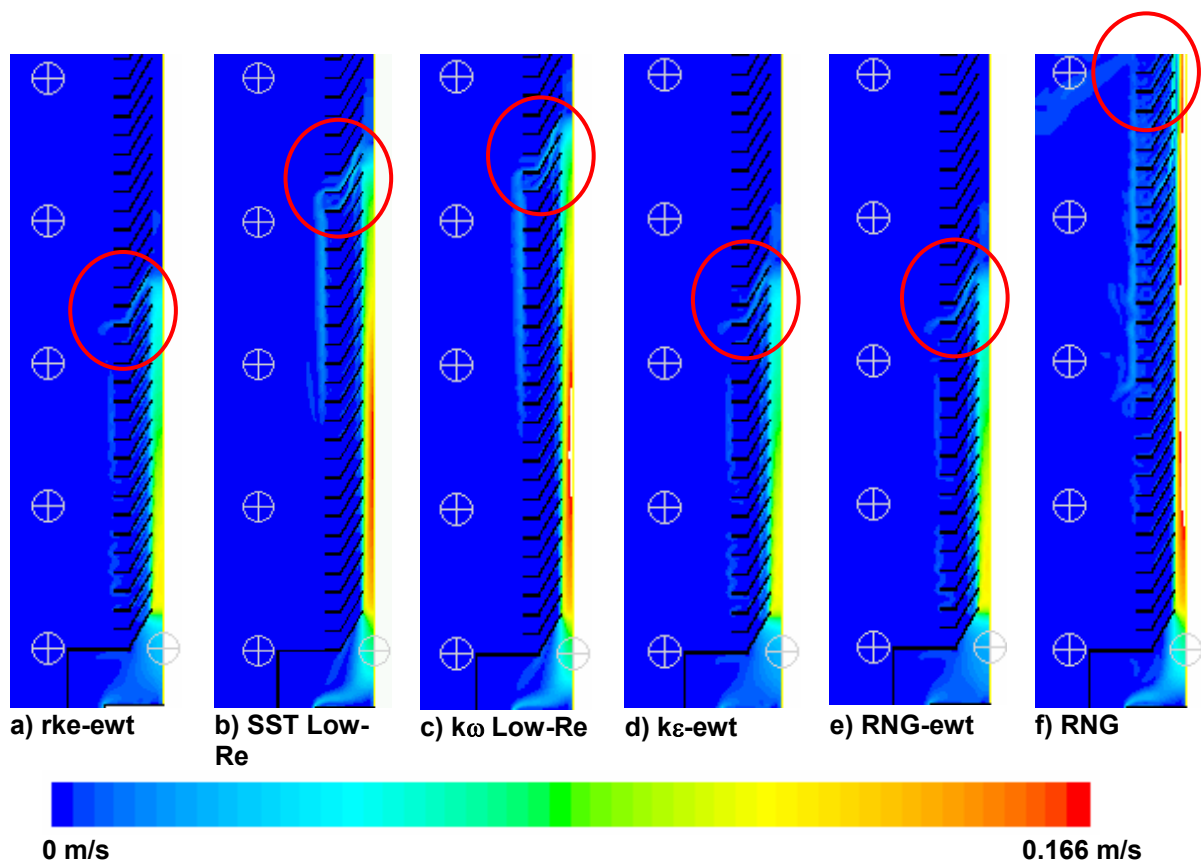


Abb. 5.44: Darstellung der berechneten Geschwindigkeitsverteilung in einem Ausschnitt des Speichers. Die roten Kreise zeigen die Position an, für welche die unterschiedlichen Turbulenzmodelle die Einspeisung berechnen. Die weißen Kreise stellen die Positionen der Thermoelemente dar (s. Abb. 5.38)

Zur Überprüfung der Gitterunabhängigkeit wird das Realizable k- ϵ -Modell auf drei weiteren Gittern gerechnet:

1. Ein feineres Gitter wurde erstellt, indem das Gitter in kritischen Bereichen so modifiziert wurde, dass für das beste Turbulenzmodell der Maximalwert von y^+ unter 4.5 bleibt, an den strömungskritischen Stellen sogar $y^+ < 3$. Es wurden gut 3000 Zellen mehr dafür benötigt. Das Simulationsergebnis ändert sich dadurch jedoch kaum.
2. Die Berechnung wurde auf dem gröberen Gitter 1 durchgeführt, dort allerdings aufgrund der Auflösung mit WF. Es zeigten sich nahezu keine Abweichungen zu den Berechnungen auf Gitter 2.
3. Um die Grenze der notwendigen Auflösung herauszufinden, wurde ein Gitter mit nur 8000 Zellen erstellt. Für diesen Fall stimmen auch da die Ergebnisse gut mit der Messung überein (sowohl für WF wie für EWT). Allerdings muss angemerkt werden, dass das gleiche Gitter die Simulation der Beladung des homogenen Speichers nicht wiedergeben kann.

5.3.4 Fallströmungen

Bei der Untersuchung dieser SBE im geschichteten Speicher wurde ein unerwartetes Strömungsphänomen festgestellt: Das den Konvektionskamin verlassende warme Fluid strömt nicht horizontal ab, sondern zunächst knapp 10 cm senkrecht nach unten, um sich daraufhin wieder leicht nach oben zu orientieren und erst dann horizontal weg zu strömen. Dieses Phänomen wird hier als „Fallströmung“ bezeichnet. Es wurde zuerst bei den PIV-Messungen (Abb. 5.45) beobachtet und dann in CFD-Simulationen (Abb. 5.46) bestätigt. Diese Fallströmungen wurden nur bei einem geschichteten Speicher, und auch dort nur während instationärer Phasen am Anfang eines Beladevorganges in unterschiedlichen Stärken beobachtet.

Die Abbildungen 5.45 zeigt das gemessene Strömungsbild eines Beladevorganges nach 7 min. Zur besseren Veranschaulichung ist die Hauptströmung rot nachgezeichnet. Mit den vorliegenden Randbedingungen wurde eine CFD-Simulation mit dem bewährten Realizable k- ϵ -Modell (EWT) gestartet (Abb. 5.46). Es ist zu erkennen, dass die Höhe der Einströmung in der Simulation nicht genau der Messung entspricht, der qualitative Verlauf aber gut übereinstimmt (die Hauptströmung ist schwarz nachgezeichnet). Überdies stimmt auch der Betrag der

Geschwindigkeit in Messung und Simulation überein, wie dies ausgewählte Punkte zeigen.

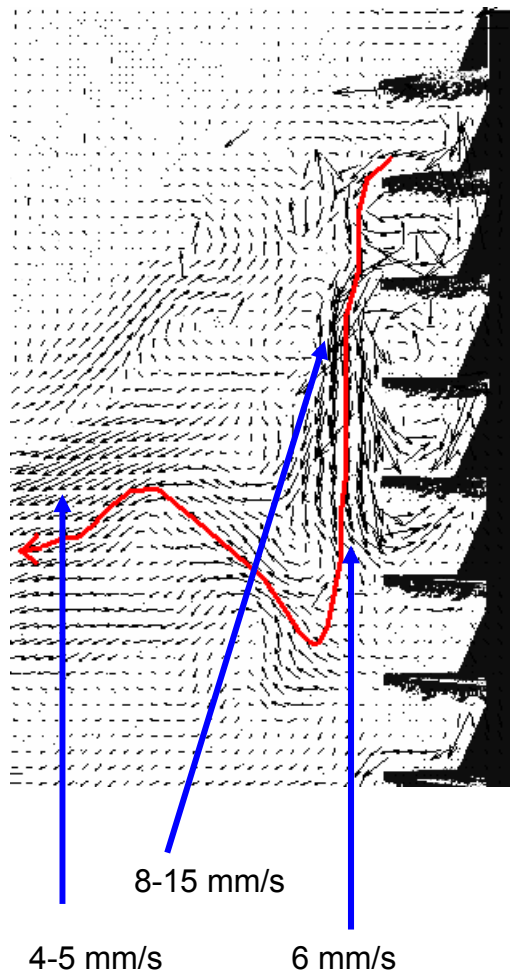


Abb. 5.45: PIV-Messung. Die Darstellung ist in Höhe und Ausdehnung an Abb. 5.46 angepasst

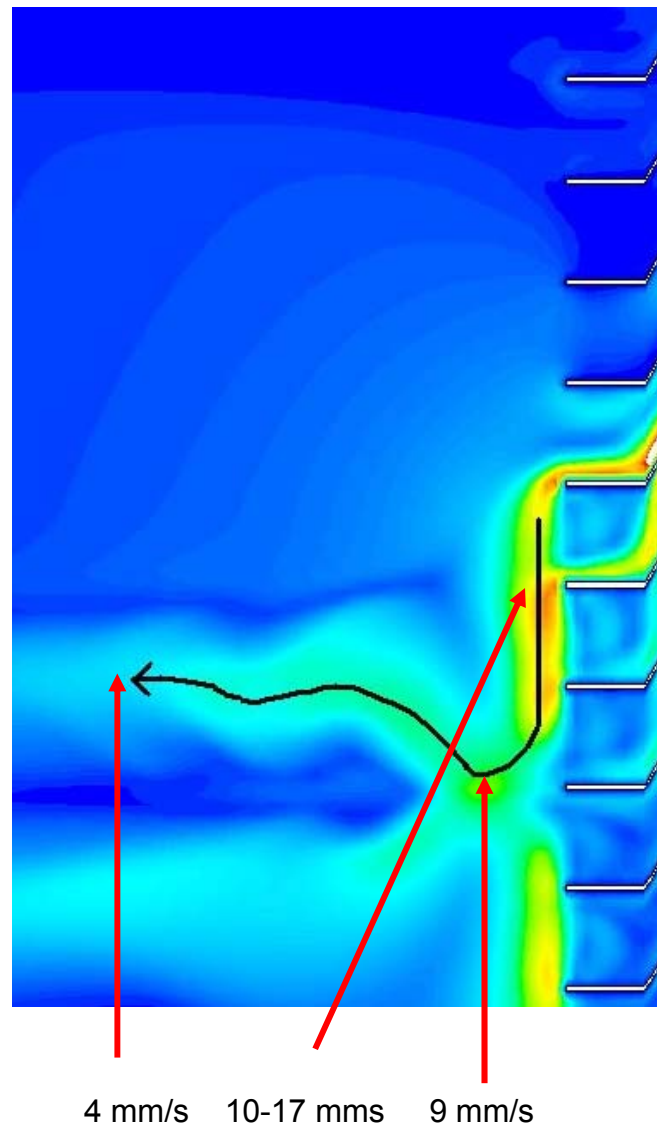


Abb. 5.46: CFD-Berechnung mit Realizable $k-\epsilon$ -Modell

Diese Fallströmungen lassen sich folgendermaßen erklären: Das warme Fluid strömt in dem Konvektionskamin mit einem starken Aufwärtsimpuls nach oben. Dieser Impuls bewirkt, dass das Fluid an „seiner“ Schicht, also der Schicht mit der gleichen Temperatur bzw. Dichte, vorbeiströmt. Es gerät in noch wärmere Schichten, verliert seinen Impuls und wird aufgrund seiner größeren Dichte sowie dem nachfolgenden Fluid aus dem Steigrohr gedrängt. Dort ist es aber nach wie vor in einer zu warmen Schicht und muss in „seine“ Schicht zurückfallen. Auch dies geschieht wieder mit

zuviel Impuls, so dass das Fluid etwas zu tief sinkt und wieder nach oben muss. Schließlich kann es sich horizontal in der richtigen Schicht einordnen.

5.3.5 Weitere Einblicke

Neben der Aufgabe, die CFD-Berechnungen zu validieren, sollten die Messungen an der SBE auch zeigen, ob das Prinzip der Beladung auf die vorgesehene Art und Weise funktioniert. Abb. 5.47 zeigt den Temperaturverlauf im Speicher während einer 90-minütigen Beladung des zuvor homogenen Speichers mit etwa 12 kW.

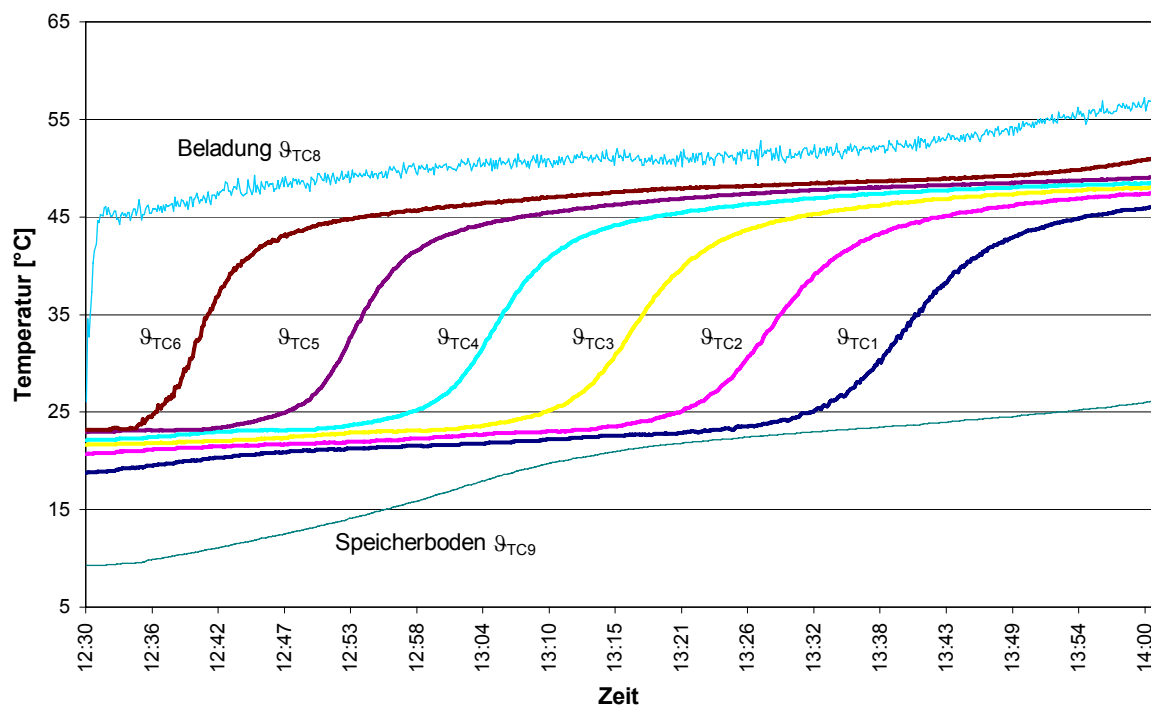


Abb. 5.47: Beladung des homogenen Speichers mit SBE1 über 90 min. Die Position der Thermoelemente TC1...TC9 ist Abb. 5.37 zu entnehmen

Es ist gut zu erkennen, dass das Prinzip der Schichtbeladung hier funktioniert, da zuerst die Temperatur im oberen Teil des Speichers ansteigt und der Speicher dann in immer tieferen Schichten erwärmt wird.

Allerdings werfen die unerwarteten Temperaturfluktuationen an TC8 die Frage auf, woher dies kommt. Die erste Erklärung wäre, dass das Thermoelement von oben in den Konvektionskamin geschoben und daher bei starker Strömung möglicherweise nicht sehr ortstabil ist. Eine weitere geäußerte Vermutung ist, dass durch den Druckunterschied zwischen dem mit 10-20 cm/s im Konvektionskamin aufsteigenden warmen Fluid und dem ruhenden Speicherwasser ein Sog in den unteren Teil des Konvektionskamins hinein ausgeübt wird. Somit könnten Effekte nach dem

Wasserstrahlpumpenprinzip auftreten und den Speicher vermischen. Nach Abb. 5.47 ist dies offensichtlich nicht oder nur in sehr geringem Umfang der Fall, denn die Temperaturkurven zeigen eine gute Schichtung im Speicher an. Dennoch ist es nicht erkennbar oder mit PIV oder Thermoelementen messbar, was dort am unteren Ende des Konvektionskamins passiert. Um in solch unzugängliche Bereiche Einsicht zu bekommen, bieten sich Simulationen an.

Eine Rechnung mit dem validierten CFD-Modell (Abb. 5.48, mit Realizable k - ε -Modell (EWT)) sagt aus, dass die gesamte Einströmung in den Konvektionskamin etwa 5.25 l/min beträgt, wohingegen die Einströmung vom Speicher in den Kamin durch die unteren vier Öffnungen summiert nur etwa 0.31 l/min (6%) beträgt. Die Simulation zeigt auch, dass sich in den Öffnungen darüber Wirbel bilden, die den Zustrom kalten Speicherwassers in den Konvektionskamin unterbinden. Dieser geringe Zustrom kalten Speicherwassers ist möglicherweise für die beobachteten Fluktuationen an TC8 verantwortlich. Er ist jedoch zu klein um die Schichtung zu zerstören.

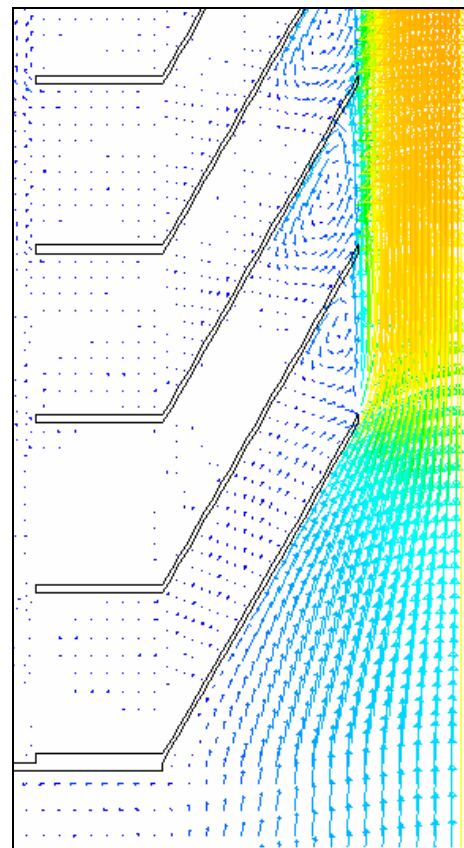


Abb. 5.48: Geschwindigkeitsvektoren am Eingang und an den ersten vier Öffnungen des Konvektionskamins. Von blau zu gelb nimmt die Geschwindigkeit zu.

5.3.6 Fazit SBE1

Mit dem Realizable k - ε -Modell ist eine gute Simulation der Messungen möglich. Je nach Feinheit des verwendeten Gitters muss die Art der Wandbehandlung (WF oder EWT) gewählt werden. Bei dieser SBE werden unerwartete Phänomene beobachtet, die mit „Fallströmungen“ bezeichnet werden und durch die Simulation bestätigt werden können. Messungen bestätigen die Funktionstauglichkeit der SBE. Die Simulationen geben Einblick in nicht messbare Bereiche und somit Antwort auf Fragen, die durch die vorhandene Messtechnik nicht hätten beantwortet werden können.

5.4 Schichtbeladeeinheit 2 (SBE 2)

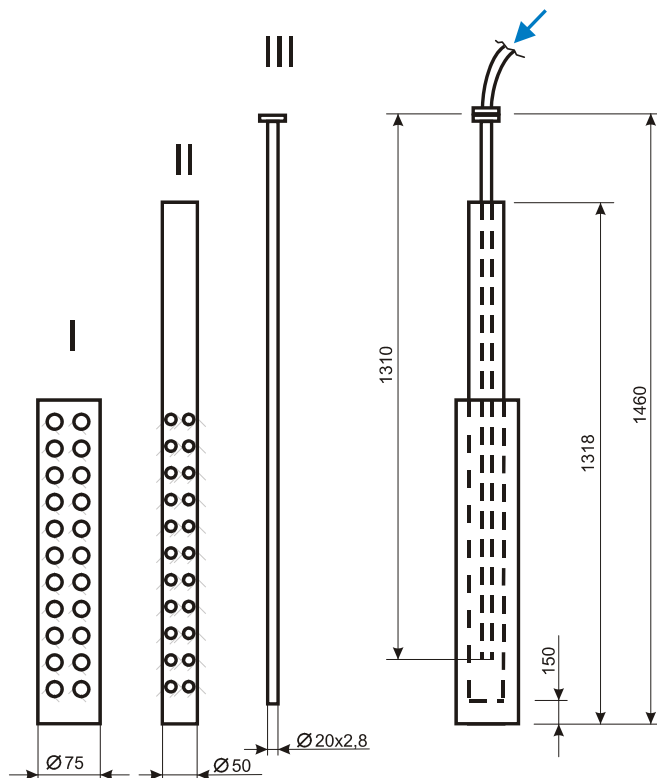


Abb. 5.49: SBE 2 mit den wichtigsten Bestandteilen



Abb. 5.50: Foto SBE 2

Die Schichtbeladeeinheit 2 (SBE 2) besteht aus zwei Kunststoffrohren und einem Leichtmetallrohr, die Rohre I, II und III in Abb. 5.49. Rohr III ist das Leichtmetallrohr. Im unteren Bereich befinden sich an den Rohren I und II im regelmäßigen Abstand übereinander 11 Reihen mit zwei nebeneinander gefrästen, gleich großen Löchern. Die beiden Rohre sind dichtend derart ineinander gesteckt, dass die Lochreihen 180° zueinander verdreht sind.

Rohr III ist an seinem oberen Ende mit einem genormten Anschluss versehen, um dort die Zuleitung für das im Kollektorkreis erwärmte Wasser anzuschließen. Dieses Rohr wird von oben in Rohr II geschoben. Jedoch soll es dabei nicht den Boden berühren, sondern muss sich in einem gewissen Abstand von wenigen Zentimetern darüber befinden. Dies wird mit einer Fixierung von Rohr III an Rohr II gesichert.

Das Wasser des Kollektorkreises ist in diesem Fall auch das Speicherwasser. Die SBE ist Bestandteil eines kompakten Kombispeichers. In diesem Speicher ist das Kollektorkreiswasser zugleich Speichermedium und Heizungswasser. Weil Heiz- und der Trinkwasserkreislauf in Heizsystemen voneinander getrennt sein müssen, wird

das Trinkwasser deshalb in einem wendelförmigen Rohrwärmeübertrager erwärmt, der sich über den gesamten Speicher erstreckt.

5.4.1 Funktionsweise

Das erwärmte Wasser fließt von oben durch Rohr III und strömt dann in Rohr II hinauf, um danach durch die Bohrungen in das Rohr I zu gelangen. Beim Auftreffen auf die Innenwand von Rohr I wird der Impuls der Strömung verringert. Das Wasser gelangt dann durch die Öffnungen des äußersten Rohres in den Speicher, wo es im Falle niedrigerer Speichertemperaturen nach oben strebt. In Abb. 5.51 ist die Funktionsweise der Rohre I bis III

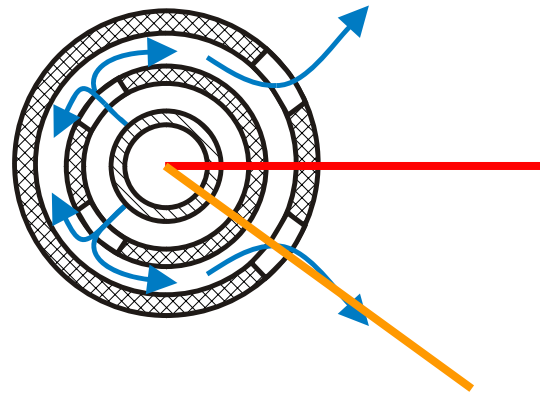


Abb. 5.51: Horizontaler Schnitt und Strömungsverlauf durch die Rohre I-III. Die rote Linie zeigt die Symmetrieebene an, die orange Linie die Austrittsebene.

angedeutet. Dargestellt ist ein Schnitt durch den unteren Teil der SBE 2. Ziel des Herstellers dieser SBE ist es, eine Schichtung im unteren Bereich des Speichers zu erzeugen. Im oberen Teil des Speichers soll dabei stets das Bereitschaftsvolumen mit der Bedarfstemperatur vorhanden sein. Deshalb befinden sich die Austrittsöffnungen im unteren Bereich der SBE.

5.4.2 Anordnung der Messgeräte

Wie beim Versuchsaufbau der SBE 1 wird eine mit Thermoelementen bestückte Lanze im Speicher verwendet, um das Temperaturverhalten möglichst im gesamten Speicher messtechnisch zu beschreiben. An dieser Lanze befinden sich 14 Thermoelemente im regelmäßigen Abstand von 10 cm. Das Thermoelement 1 befindet sich etwa 4 cm über dem Boden, das Thermoelement 14 misst die Temperatur in einer Speicherhöhe von ca. 134 cm (Abb. 5.52).

Wie bei der SBE 1 werden mit dem MID der Volumenstrom und mit den Widerstandsthermometern die Ein- und Austrittstemperaturen gemessen.

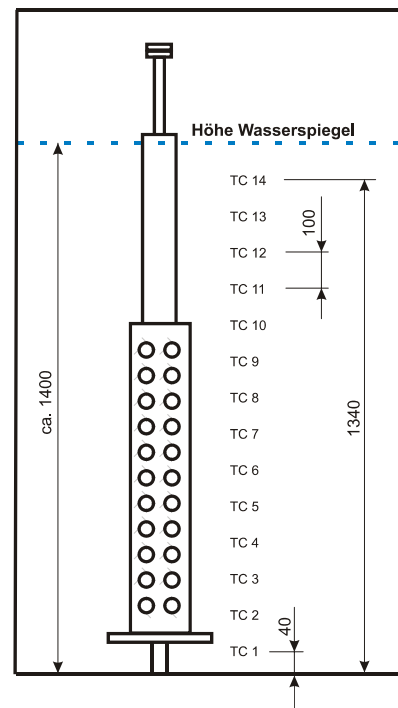


Abb. 5.52: Anordnung der Thermoelemente bei der SBE 2

5.4.3 Numerisches Gitter

Zur Gittererstellung wurden einige Vereinfachungen angenommen. Es wurde die Spiegelsymmetrie von Abb. 5.51 ausgenutzt, so dass nur der halbe Speicher berechnet werden muss. Der Speicher wurde als Zylinder mit adiabaten Wänden angenommen. Die Einspeisung erfolgt in die Schichtbeladeeinrichtung im Deckel, der Auslass ist im Boden. Zur Netzerstellung wurde ein unstrukturiertes, dreidimensionales Gitter mit 212936 Zellen aus Tetraedern verwendet.

Ein regelmäßiges Gitter aus Hexaedern wäre numerisch vorteilhafter, lässt sich bei dieser komplexen Geometrie jedoch nur schwer verwirklichen. In Abb. 5.53 ist ein

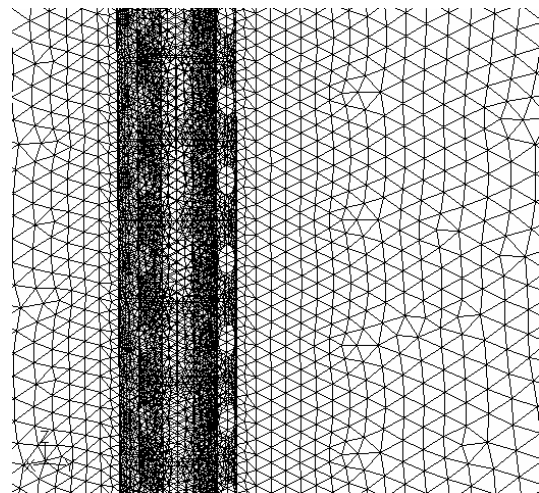


Abb. 5.53: Ausschnitt des Gitters um das Ausströmrohr

Ausschnitt mit dem inneren (Rohr II) und äußeren Rohr I mit den jeweiligen Ausströmöffnungen zu sehen. Es werden keine Wärmeverluste durch die Speicherwände berücksichtigt (adiabate Wände).

Das Modell ist numerisch sehr aufwändig, die Rechenzeit für eine Stunde Simulationszeit beträgt auf einem Pentium 4 mit 3.2 GHz und 2 MB RAM zwei Wochen. Es eignet sich daher nicht für ausgiebige Parameterstudien. Aus diesem Grunde wurden die Simulationen nur mit einem, dem Realizable k - ϵ -Modell, gemacht, das sich auch schon in vorherigen Simulationen bewährt hat. Es wurde auch eine Simulation mit dem Standard k - ϵ -Modell versucht, die jedoch nicht konvergierte.

5.4.4 Beladung eines Speichers mit SBE 2

Für die Untersuchung des numerischen Modells wird ein Beladevorgang mit der SBE 2 vorgenommen. Dabei wird der ursprünglich homogenen 20°C kalte Speicher für eine Dauer von 60 min mit einer Eintrittstemperatur von 40°C und einem Volumenstrom von 360 l/h beladen.

Abb. 5.54 zeigt in einem quasi-stationären Zustand eine Isotache während der Beladung des Speichers nach 60 min. Hier ist bereits deutlich zu erkennen, dass nicht nur durch die oberste Öffnung Wasser die SBE verlässt, sondern auch durch tiefere Öffnungen. Dies deckt sich mit Beobachtungen am Objekt, in denen sich auch sehr schnell die Ausströmung auf die obersten 5-7 Löcher ausdehnte. Jedoch wurde nie beobachtet, dass sich die Strömung nur auf die oberen 1-2 Öffnungen beschränkt, was die Vermischung mit kälteren Schichten minimieren würde.

Abbildung 5.55 zeigt die Strömungsverhältnisse an der SBE nach 30 min. Das linke Bild stellt eine PIV-Messung in der Austrittsebene dar. Nur an den unteren beiden Öffnungen 4 und 5 waren gute Messungen möglich, und die dort

gemessenen Geschwindigkeiten stimmen gut mit den berechneten überein, die in dem rechten Bild zu sehen sind. Des Weiteren wird eine horizontale Zuströmung vom Speicher in Richtung unteren Aufwärtsstrom gemessen (Abb. 5.55). Dieser Zustrom wird auch in der Simulation festgestellt, dort allerdings etwa um den Faktor 10 geringer, weshalb dies in Abb. 5.55 und 5.56 nicht darstellbar ist.

Der gemessene Aufwärtsstrom von etwa 2.5 cm/s wird wahrscheinlich etwas unterschätzt, da er sich in Wirklichkeit aus der Messebene hinaus in Richtung der Symmetrieebene bewegt, um sich dort mit der Ausströmung aus den anderen, spiegelsymmetrischen Austrittsöffnungen zu vereinen. Die CFD-Simulation berechnet

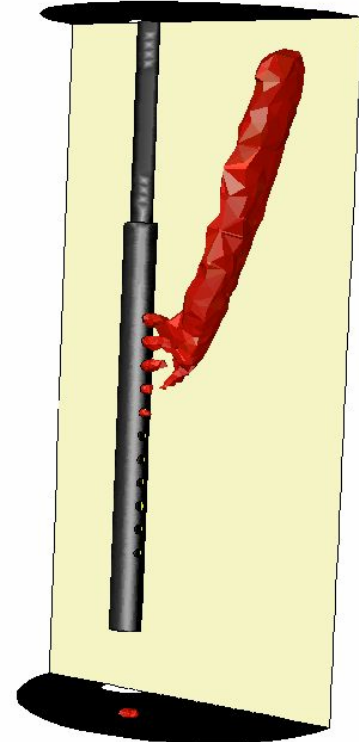


Abb. 5.54: Isotache mit einer Austrittsgeschwindigkeit von 2.5 cm/s

eine Aufströmgeschwindigkeit von etwa 3 cm/s, was gut mit der Messung übereinstimmt.

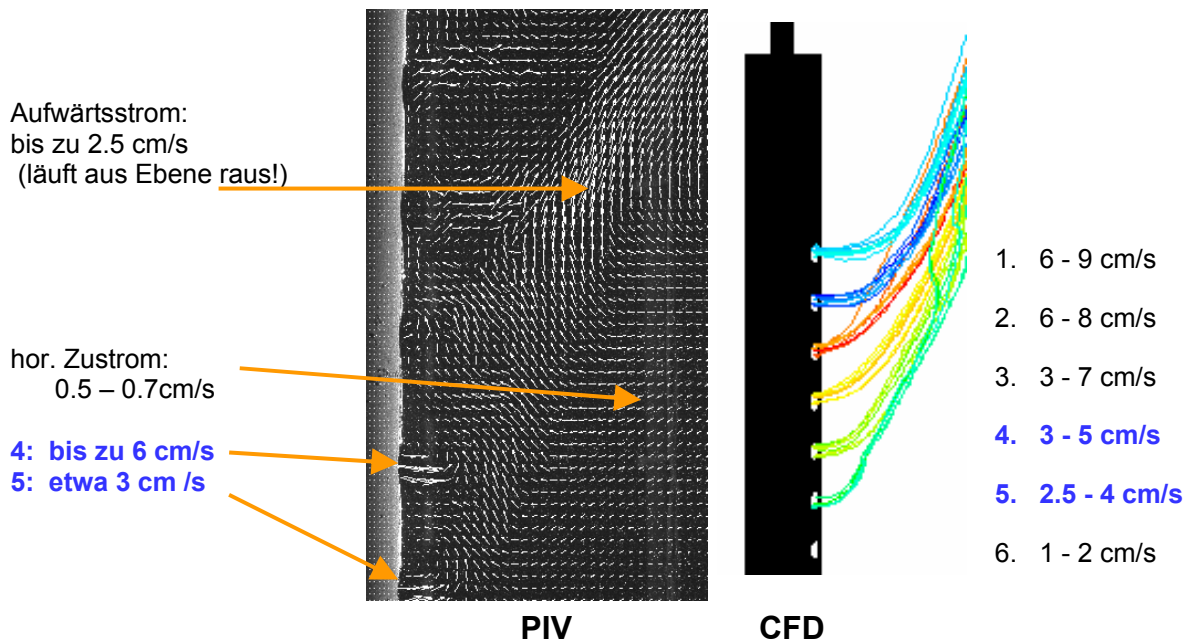


Abb. 5.55: Darstellung der Geschwindigkeiten in der Austrittsebene nach 30 min: links PIV-Messung, rechts CFD-Simulation (Pfadlinien)

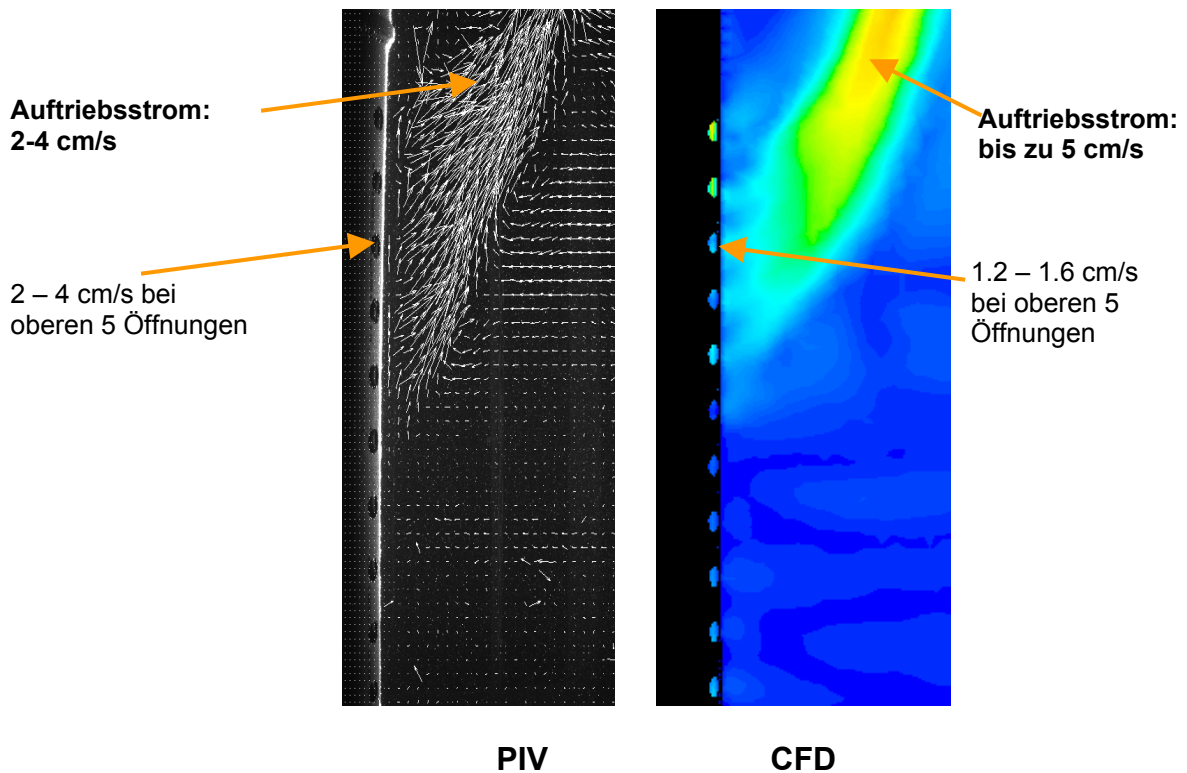


Abb. 5.56: Blick auf die Symmetrieebene nach 50 min.

Dies zeigt sich auch in Abb. 5.56, in der die Geschwindigkeit in der Symmetrieebene nach 50 min dargestellt ist. Es entwickelt sich ein starker Auftriebsstrom in der Symmetrieebene. Direkt an der SBE ist die Geschwindigkeit hingegen geringer, da die Austrittsöffnungen nicht in der dargestellten Ebene liegen.

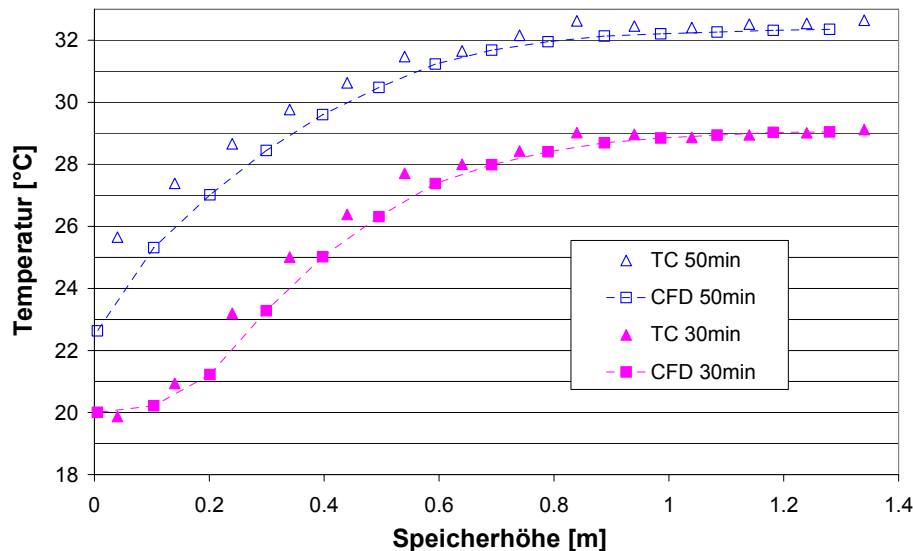


Abb. 5.57:
Vergleich von
Simulation und
Thermoelement-
messung nach 30
und nach 50 min.

Abbildung 5.57 zeigt einen Vergleich von Thermoelementmessung und Simulation jeweils nach 30 und nach 50 min. Es ist zu erkennen, dass die Daten nicht genau übereinstimmen. Die grundlegenden Phänomene werden jedoch richtig wiedergegeben. Der tatsächliche Gesamtenergieeintrag in der Realität ist offensichtlich größer als in der Simulation, und es strömt auch mehr warmes Wasser durch die unteren Öffnungen in den Speicher als in der Simulation berechnet.

5.4.5 Fazit SBE2

Mit diesem dreidimensionalen Modell kommt man bei der vorhandenen PC-Rechnerleistung an die Grenzen dessen, was sich noch für Parameterstudien eignet. Mit dem Realizable k - ϵ -Turbulenzmodell konnten jedoch auch auf einem unstrukturierten Gitter gute Simulationen gerechnet werden.

6 Schlussfolgerungen aus den Validierungen

Ziel dieser Untersuchungen ist es zu herauszufinden, inwieweit CFD-Simulationen zum gegenwärtigen Zeitpunkt in der Lage sind, mit einem akzeptablen Rechenaufwand Strömungsverhältnisse in solarthermischen Anlagen (hier Einströmvorgänge in einen solaren Warmwasserspeicher) so genau abzubilden, dass Parameterstudien zur optimierenden Konstruktion möglich sind. Dabei bestätigen sich folgende Punkte, die aus anderen CFD-Anwendungsgebieten bereits bekannt sind:

- Jeder Zeitschritt muss konvergieren. Die Zeitschrittweite sollte so gewählt werden, dass der Zeitschritt nach 5-10 Iterationen konvergiert. Wird er zu grob gewählt, so konvergiert die Rechnung erst nach sehr vielen Iterationen und der erhoffte Zeitvorteil ist verloren.
- Es ist immer doppelte Genauigkeit des Löser sowie ein Diskretisierungsverfahren zweiter Ordnung zu verwenden. Ausnahme ist die zeitliche Diskretisierung, die bei kleinen Zeitschritten auch ein Verfahren erster Ordnung verwenden kann.
- Ein strukturiertes Gitter mit mehr Zellen kann unter Umständen schneller rechnen als ein unstrukturiertes Gitter mit weniger Zellen.
- Die größte Zeitersparnis wird durch die Reduzierung des Simulationsgebiets erreicht.
- Achsensymmetrie, die auf eine zweidimensionale, oder Spiegelsymmetrie, die auf eine dreidimensionale Berechnung führt, sollte wenn möglich ausgenutzt werden.
- Eine gute Wahl der Unterrelaxationsfaktoren beschleunigt die Konvergenz.
- Die Wandbehandlung ist, insbesondere für Wärme übertragende Wände, für die Güte des Ergebnisses oftmals entscheidend und muss bereits bei der Gittererstellung beachtet werden.

Unter Berücksichtigung dessen haben die Untersuchungen folgendes ergeben:

- Für die untersuchten Fälle konnten Messergebnisse und Beobachtungen in einer zufriedenstellenden Übereinstimmung durch CFD-Berechnungen simuliert werden.

- Langzeitsimulationen (Simulationszeitraum Tage, Wochen, Jahre) sind nicht möglich, eine Reduzierung des betrachteten Zeitraumes auf Minuten bis Stunden ist notwendig.
- Eine adäquate Zeitschrittweite ermöglicht größte Zeitersparnis ohne Qualitätsverlust. In diesem Fall erfordert eine zeitliche Diskretisierung mit Zeitschritten von 0.1 bis 0.5 s noch Rechenzeiten in der Größenordnung von Stunden bis Tagen, je nach Modell.
- Wärmeleitung durch Wände, die nur der Führung von Strömungen dienen, wie hier z.B. die Lamellen des Konvektionskamins der SBE1, muss nach den gemachten Erfahrungen nicht unbedingt berücksichtigt werden.

Eine wichtige Frage in dieser Arbeit betrifft die Rolle von Turbulenzmodellen. Dazu muss folgendes festgehalten werden:

- Die meisten technischen Strömungen sind turbulent, was in dem Modell berücksichtigt werden muss.
- Nach den hier gemachten Erfahrungen muss immer ein Turbulenzmodell verwendet werden, wenn DNS aufgrund des numerischen Aufwands vermieden werden soll. Sämtliche laminaren Berechnungen (mit Ausnahme von Kap. 5.1) führten zu falschen Voraussagen.
- Die Anwendung eines Turbulenzmodells ermöglicht ein gröberes Gitter als bei DNS. Dadurch sinkt die Rechenzeit. Durch die empirischen Annahmen in den Turbulenzmodellen sinkt damit aber auch die Modellgenauigkeit gegenüber DNS.
- Zwei-Gleichungsmodelle, die auf dem Wirbelviskositätsprinzip basieren, lieferten fast immer sinnvolle Ergebnisse, so dass ein RSM nicht notwendig war.
- Es konnte auch in dieser Arbeit kein universelles Turbulenzmodell gefunden werden, das für alle Strömungsformen optimale Ergebnisse berechnet.
- Bei der Wahl des Turbulenzmodells können die in Kapitel 2.1.4 genannten allgemeinen Erkenntnisse berücksichtigt werden. Jedoch bietet auch das keine Garantie für eine richtige Strömungsberechnung.
- Die besten Simulationsergebnisse lieferten die jeweils neuesten Entwicklungen der Turbulenzmodelle, das Realizable k - ε -Modell sowie das

SST $k-\omega$ -Modell (Tab. 6.1). Jedoch kann die Art der Wandbehandlung die Berechnung maßgeblich beeinflussen.

	bestes Ergebnis mit Turbulenzmodell:	Anmerkung:
Freistrah in homogenen Speicher (Kap. 5.2.1)	Realizable $k-\varepsilon$, SST $k-\omega$, Standard $k-\varepsilon$	
Freistrah in geschichteten Speicher (Kap. 5.2.2)	SST- $k-\omega$	Kein Turbulenzmodell beschreibt den Versuch wirklich korrekt.
SBE1 in homogenen Speicher (Kap. 5.3.2)	Realizable $k-\varepsilon$ -Modell mit WF	
SBE1 in geschichteten Speicher (Kap. 5.3.3)	Realizable $k-\varepsilon$ -Modell mit EWT, Standard $k-\varepsilon$, RNG $k-\varepsilon$ mit EWT	RNG $k-\varepsilon$ mit WF liefert völlig falsches Bild des Versuches
SBE2 (Kap. 5.4)	Realizable $k-\varepsilon$ -Modell	Einzig benutztes Modell, $k-\varepsilon$ -Modell konvergierte nicht

Tabelle 6.1: Auflistung der Turbulenzmodelle, mit denen in den Kapiteln 5.2 bis 5.4 die Messungen am besten simuliert werden konnten. Es ist jeweils nur das Beste oder, bei gleichwertigem Ergebnis, die besten Modelle aufgelistet.

6.1 Folgen bei Verwendung eines ungeeigneten Turbulenzmodells

Wie groß der Einfluss des Turbulenzmodells sein kann, soll Abb. 6.1 verdeutlichen. Das dargestellte Geschwindigkeitsfeld zeigt das Ergebnis zweier Simulationen, deren einziger Unterschied in der Wahl des Turbulenzmodells liegt. Die Geometrie entspricht der Untersuchungen an der SBE1 für einen Einstromvorgang in einen geschichteten Speicher in Kapitel 5.3. Die ursprüngliche Temperaturverteilung im Speicher zeigt Abb. 6.2. Die Simulation mit dem Realizable $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodell (mit EWT) gibt die Messungen gut wieder und das warme Fluid strömt in der richtigen Höhe in den Speicher. Bei Verwendung des RNG $k-\varepsilon$ -Turbulenzmodells (mit WF)

hingegen strömt es erst aus dem Ende des Konvektionskamins raus, was letztendlich zu einer völlig falschen Temperaturverteilung im Speicher führt.

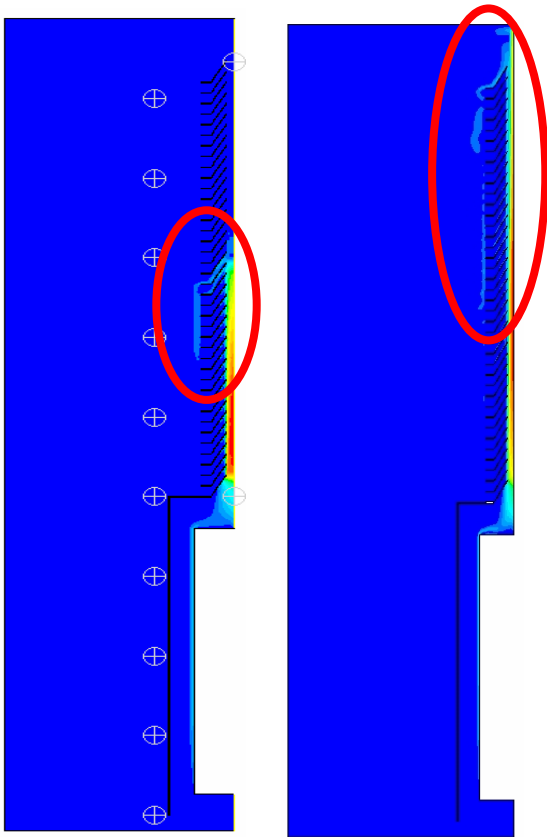


Abb. 6.1: Geschwindigkeitsverteilung bei unterschiedlichen Turbulenzmodellen, Vergleich nach 20 min. Links mit Realizable k - ϵ -Modell (EWT oder WF), rechts mit RNG k - ϵ -Modell mit WF

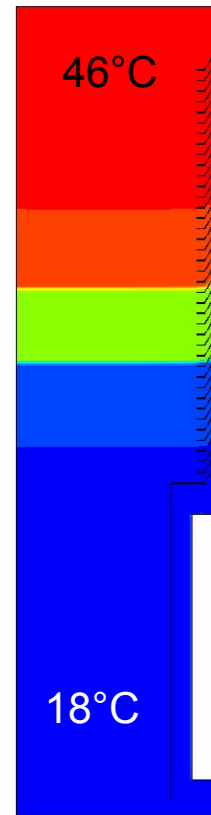


Abb. 6.2: ursprüngliche Temperaturverteilung im Speicher

Die Ergebnisse lassen auf den gleichen Effekt wie in Kap. 5.2.1 schließen, denn auch hier liefert das RNG-Modell mit EWT plausible Daten im Vergleich zur Verwendung von WF. Auf das Realizable k - ϵ -Modell hingegen hat die Art der Wandbehandlung keinen starken Einfluss.

7 Rechnerunterstützte Bauteilauslegung mit CFD

Nachdem in den letzten Kapiteln gezeigt wurde, dass die Simulation von Beladevorgängen eines Speichers mit dem kommerziellen CFD-Programm Fluent möglich ist, sollen hier nun mögliche Anwendungen dargestellt werden.

7.1 Überlegungen für SBE1

Kapitel 5.3 zeigt, dass beim Beladen eines Speichers mit der SBE1 eine unerwünschte Strömung aus dem Speicher in den Konvektionskamin auftritt. Eine Fragestellung an den Konstrukteur der SBE wäre nun, ob sich diese Strömung unterdrücken ließe und ob dadurch eine bessere Schichtung im Speicher erreicht würde. Der Vorschlag wäre, die SBE zu modifizieren und die Lamellen steiler und länger zu bauen, so dass dadurch in den Austrittswegen aus dem Kamin in den Speicher ein größerer Temperaturgradient aufgebaut wird. Die Lamellen werden dabei von 55° auf 73° aufgerichtet.

Diese Fragestellung kann durch den Bau eines Prototyps mit anschließenden aufwändigen Experimenten gelöst werden. Beides ist mit erheblichem zeitlichem und finanziellem Aufwand verbunden. Wesentlich eleganter ist eine CFD-Simulation, die bei einem validierten Modell nur einige Stunden Vorbereitung plus Rechenzeit dauert.

Abbildung 7.1 zeigt die CFD-Simulation eines Beladevorgangs nach 20 min, Abb. 7.2 zeigt den Beladevorgang bei gleichen Randbedingungen bei einer modifizierten Geometrie der SBE. Die Lamellen stehen steiler und ihre Anzahl ist dadurch um zwei reduziert worden. Zunächst ist zu erkennen, dass die Ausströmung bei beiden Simulationen auf gleicher Höhe stattfindet. Auch hier bilden sich wieder die charakteristischen Fallströmungen aus. Interessant ist jedoch die Frage, ob auch hier kaltes Speicherwasser in den Kamin gezogen wird, oder ob dieser Effekt durch die steileren Lamellen abgeschwächt wird. Dies veranschaulichen die Abbildungen 7.3 und 7.4, die zeigen, durch welche Austritte Wasser aus dem Konvektionskamin in den Speicher strömt, und in welchen Austritten die Strömung vom Speicher in den Kamin gesogen wird. Die Simulation des Modells der realen SBE (Abb. 7.3) zeigt, dass durch den untersten Austritt tatsächlich kaltes Wasser in den Kamin strömt. In den darüber liegenden Austritten finden netto nur Strömungen in den Speicher statt. Die hier sichtbaren Pfeile bilden Wirbel, tragen aber kein kaltes Speicherwasser in den Kamin. Dies ist weiterhin der Fall bis zur der 20. und 21. Austrittsöffnung (gezählt

von unten). Durch diese beiden Austritte verlassen 60% des thermosiphonischen Volumenstroms den Konvektionskamin. Oberhalb, in den Austritten 23-25, wird noch einmal Speicherwasser in den Kamin gesogen. Er bringt im Gegensatz zu den Einströmungen durch Austritt 1 jedoch kein kaltes Fluid in den Kamin, sondern hat die gleiche Temperatur wie das austretende Fluid.

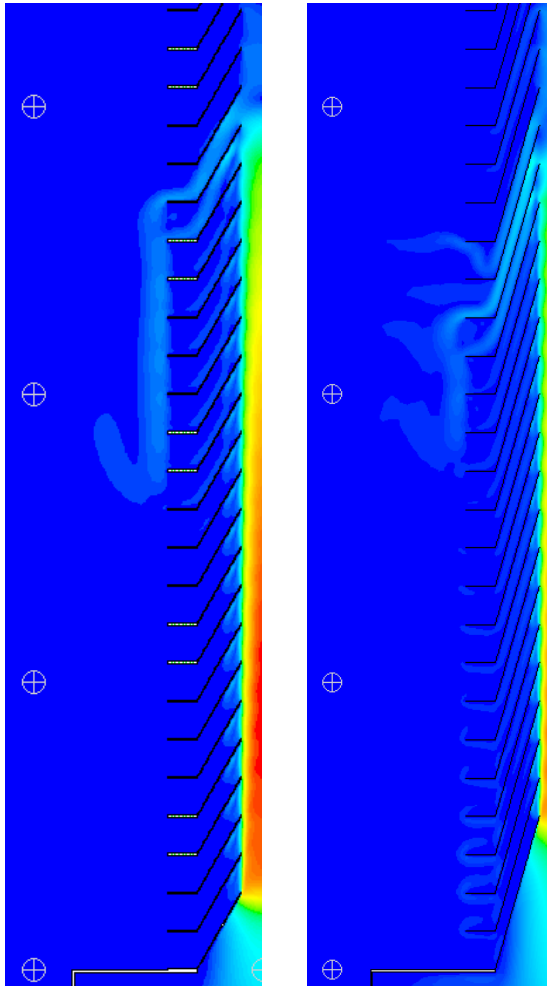


Abb. 7.1:
Geschwindigkeitsverteilung nach CFD-Simulation bei SBE1

Abb. 7.2:
Geschwindigkeitsverteilung nach CFD-Simulation bei modifizierter SBE1

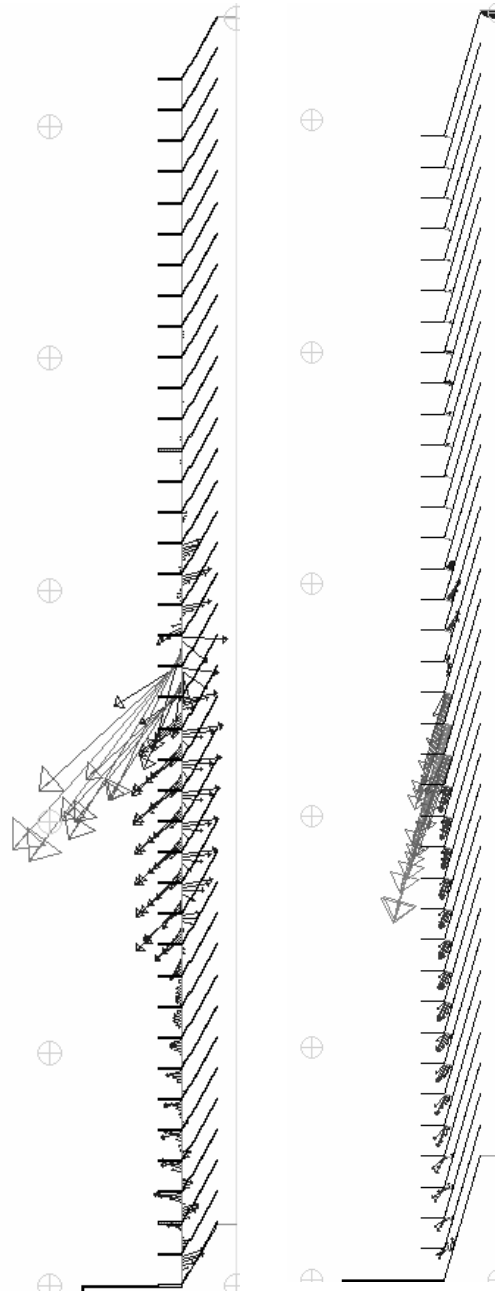


Abb. 7.3:
vektorielle Darstellung der simulierten Ein- und Ausströmvorgänge in der SBE1

Abb. 7.4:
vektorielle Darstellung der simulierten Ein- und Ausströmvorgänge in der modifizierten SBE1

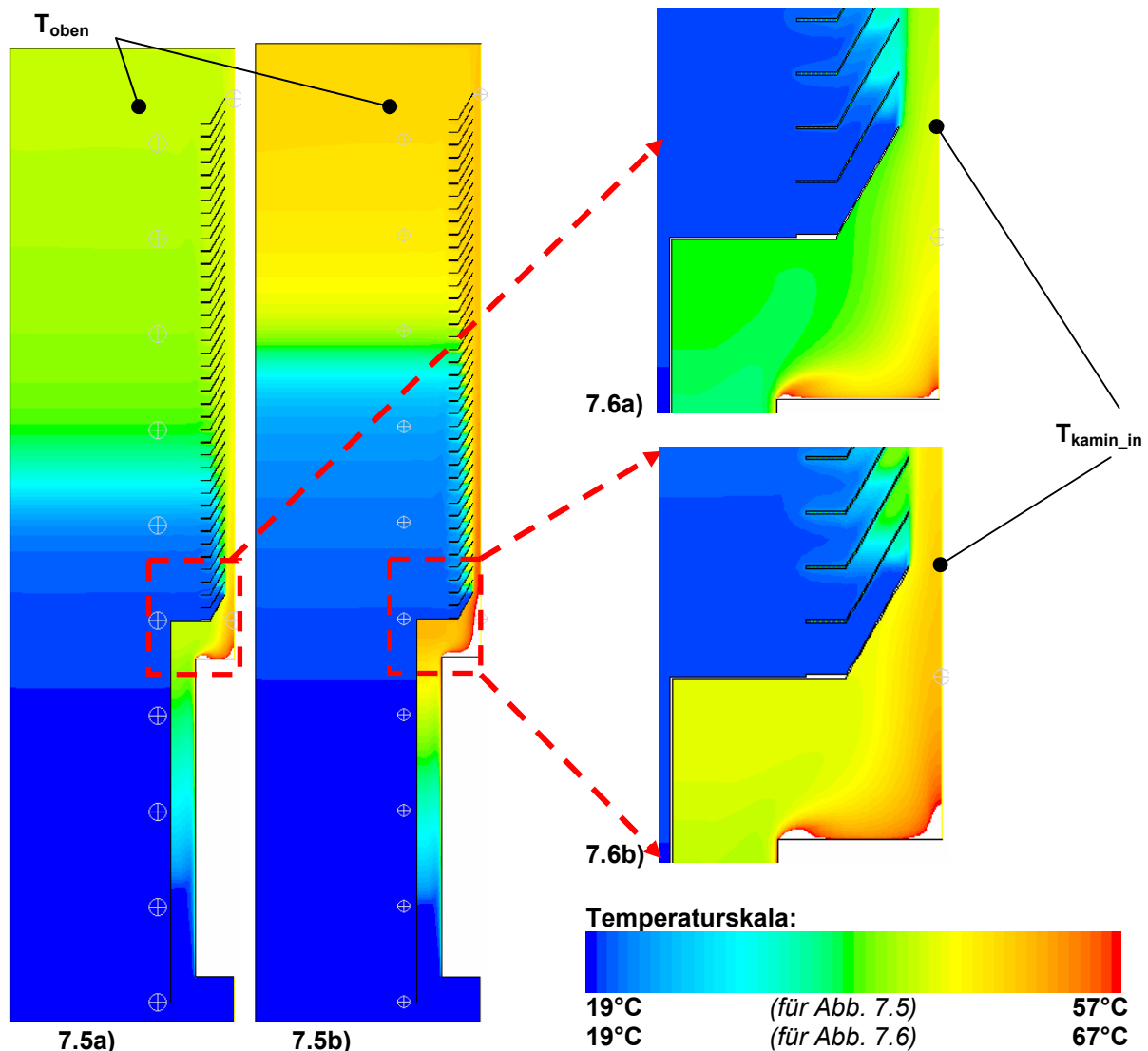
In der modifizierten Konstruktion (Abb. 7.4) hingegen führen die steiler angestellten Lamellen dazu, dass durch den ersten Austrittsring kein Fluid mehr in den Kamin eindringt. Dieses Phänomen findet nur noch oberhalb des 21. Austrittsrings statt, und hier auch in deutlich geringerem Umfang als in der Berechnung der rechten SBE.

Eine Antwort auf die Frage, welche Geometrie denn nun effektiver ist und eine bessere Schichtung ermöglicht, lässt sich durch die bisherigen Beobachtungen nicht geben. Hier kann jedoch eine energetische Betrachtung mit Hilfe der MIX-Zahl nach Davidson [Dav94] weiterhelfen, die ein Maß für den Grad der Schichtung darstellt. Dabei bedeutet $MIX = 0$ eine perfekte Schichtung und $MIX = 1$ eine völlige Durchmischung des Speichers.

Die Berechnung der MIX-Zahlen ergibt $MIX_{\text{original}} \approx MIX_{\text{modifiziert}} \approx 0.07$. Dieser kleine Wert zeigt, dass der Speicher in beiden Fällen sehr gut geschichtet ist, aber auch, dass diese Modifikation an der SBE keine Verbesserung der Funktionsfähigkeit zu bringen scheint.

Eine weitere Möglichkeit, den Zustrom von kaltem Speicherwasser in die SBE zu reduzieren, könnte dadurch realisiert werden, dass der Durchmesser des Konvektionskamins vergrößert und somit die Aufströmgeschwindigkeit in der SBE verringert wird. Dies soll in einer Simulation geprüft werden, in der der Kamindurchmesser von 2.4 cm auf 3 cm vergrößert wird. Dazu wird das neue Gitter 3 erstellt, welches bis auf die Breite des Kamins Gitter 1 entspricht (Abb. 5.39). Ergebnisse der Simulation sind in Abb. 7.5 und 7.6 dargestellt. Der über den WÜT eingebrachte Wärmestrom ist in beiden Fällen gleich und beträgt 12.6 kW. Wie die berechnete Temperaturverteilung im Speicher zeigt, weist die veränderte SBE (Abb. 7.5a) eine schlechtere Schichtung als die Original-SBE (Abb. 7.5b) auf.

In beiden Fällen strömt von dem in den Konvektionskamin eingetretenen warmen Wasser 79% aus der oberen Öffnung heraus, d.h. etwa ein Fünftel des aufströmenden Fluids verlässt die SBE nicht durch die obere Öffnung, sondern schon vorher durch die seitlichen Austritte.



Temperaturverteilung nach 32 min auf einer Skala von 19-57°C
Abb. 7.5a): modifizierte SBE1 (Gitter 3)
Abb. 7.5b): Original-SBE1

Ausschnittsvergrößerung der Temperaturverteilung nach 32 min mit angepasster Skalierung (von 19-67°C)
Abb. 7.6a): modifizierte SBE1 (Gitter 3)
Abb. 7.6b): Original-SBE1

Des Weiteren weisen beide SBE prozentual einen nahezu gleich starken Zustrom vom Speicher durch die unterste Öffnung in den Kamin auf, wie dies bereits in Kapitel 5.3.5 festgestellt wurde. Die Mutmaßung, dass durch die geringere Strömungsgeschwindigkeit im Kamin der Zustrom reduziert würde, kann nicht bestätigt werden.

Der konvektive, absolute Volumenstrom in die SBE hingegen ist bei dem breiteren Kamin (Gitter 3) mit etwa 407 l/h größer als bei der Original-SBE mit 313 l/h. Dadurch hat das Wasser nicht mehr so viel Zeit, durch den WÜT erwärmt zu werden, und tritt

mit einer niedrigeren Temperatur (Abb. 7.6a, $T_{\text{kamin_in}} \approx 44\text{-}49^\circ\text{C}$) in den Kamin ein als bei der Original-SBE (Abb. 7.6b, $T_{\text{kamin_in}} \approx 52\text{-}57^\circ\text{C}$). Dies führt dazu, dass bei der modifizierten SBE das Wasser schon vorher aus dem Konvektionskamin ausströmt und sich mit dem Speicherwasser vermischt als bei der engeren SBE.

Die engere Original-SBE mit 2.4 cm Durchmesser wirkt sich in diesem Fall positiv auf die Schichtung aus. Gleiches zeigt sich bei der Beladung eines vorgeschichteten Speichers, denn auch hier bewirkt die Original-SBE höhere Temperaturen in dem Konvektionskamin und das Wasser schichtet sich im Vergleich zur modifizierten, breiteren SBE weiter oben in den Speicher ein.

Die Ursache dafür ist in allen Fällen, dass die engere Original-SBE bei gleicher Beladeleistung höhere Temperaturen zur Verfügung stellt.

Beide vorgestellte Fälle sind nur Simulationsergebnisse, die auf Modifikationen eines validierten Modells (Kap. 5.3) beruhen. Von daher können sie dem Entwickler nur einen Hinweis geben, welche Designvarianten vielversprechend für die Funktion der SBE sind und welche nicht. Der Aufwand für eine Simulation ist jedoch deutlich geringer als der Bau eines Prototyps und die damit verbundenen Anstrengungen wie Werkzeug herstellen, SBE bauen, Versuchsdurchführung und -auswertung.

7.2 Überlegungen für SBE 2

Kapitel 5.4 stellt die SBE2 vor, die vom Hersteller so konzipiert wurde, dass sie nur im unteren Teil des Speichers eine Schichtung herbeiführen soll. Da diese Art einer SBE nur für Spezialfälle Anwendung findet, kann als Verbesserungsmöglichkeit ausgehend von dieser SBE überlegt werden, die Austritte in der SBE bis nach oben fortzuführen, so dass eine richtige Schichtung im Speicher erfolgen könnte, da der Speicher nun direkt im oberen Teil beladen werden kann. Dies wird im Folgenden numerisch und experimentell untersucht.

Zu diesem Zweck werden die Anzahl der Austritte sowohl im mittleren als auch im äußeren Rohr von 11 auf 19 erhöht (Abb. 7.7). Der homogen 20°C kalte Speicher wird im Mittel mit 364 l/h (362 kg/h), 36°C warmem Wasser über 43 min beladen.

7.2.1 Ergebnis des Experiments

Gleich zu Beginn der Beladung ist mit bloßem Auge sichtbar, dass das Wasser aus den oberen 4-6 Öffnungen der SBE austritt. Nach 20 min sind bereits die oberen 6 Öffnungen betroffen.

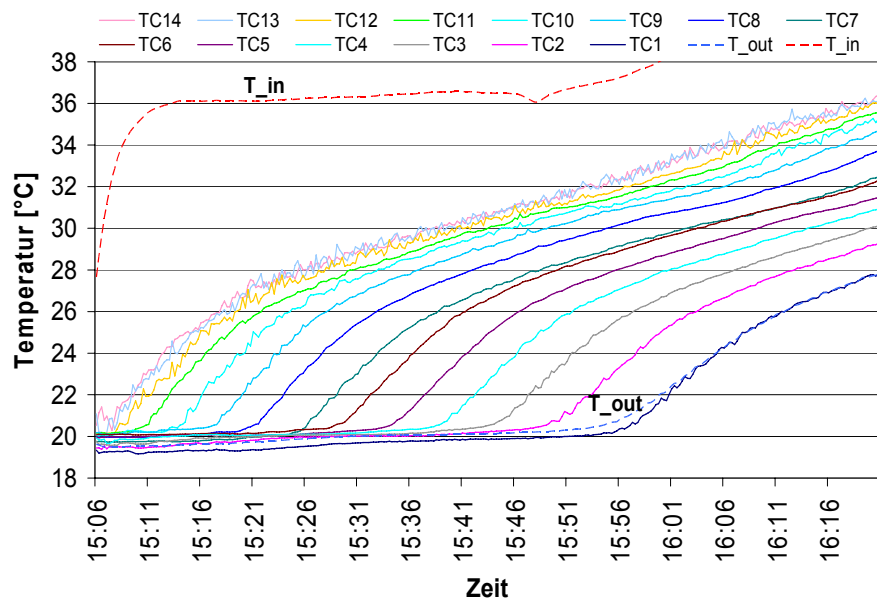


Abb. 7.7: SBE2 mit Thermoelementlanze links im Bild

Abb. 7.8: Temperaturentwicklung im Speicher anhand der Thermoelementmessungen

Abbildung 7.8 zeigt den Temperaturverlauf an den verschiedenen Thermoelementen (Position wie in Abb. 5.52). Es ist zunächst erkennbar, dass eine den ganzen Speicher betreffende Schichtung mit dieser SBE möglich ist. Jedoch zeigt die Abbildung auch, dass offensichtlich keine gute Schichtung aufgebaut wird, denn es wird nach einer Stunde bereits der untere Teil des Speichers erwärmt, obwohl erst etwa 364 l Wasser von etwa 500 l Speichervolumen ausgetauscht worden sind. Dazu müsste aber ein Volumenstrom von etwa 500 l/h vorliegen. Außerdem ist die im oberen Teil des Speichers gemessene Temperatur stets mindestens 5 K unter der Beladetemperatur. Nach 20 min hätten jedoch bereits die oberen 120 l des Speichers ausgetauscht sein müssen, und das obere Thermoelement TC14 müsste Temperaturen nahe der Beladetemperatur messen. Dass dies nicht der Fall ist, zeugt von Strömungen, die sich mit dem Beladewasser vermischen.

7.2.2 Ergebnis der CFD-Berechnung

Mit Hilfe der CFD-Berechnung kann ein tieferer Einblick in die Strömungsvorgänge innerhalb der SBE gewonnen werden. Abbildung 7.9 zeigt zunächst eine weitgehende Übereinstimmung zwischen Messwerten und Simulationsdaten, so dass davon ausgegangen werden kann, dass die simulierten Strömungen denen in der Realität sehr nahe kommen dürften. Die berechnete Temperaturverteilung im Speicher zeigt Abb. 7.10.

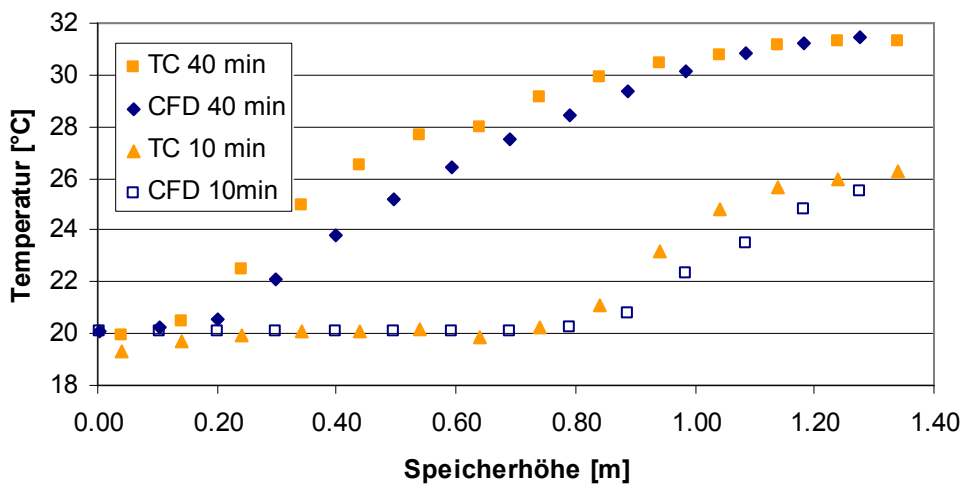
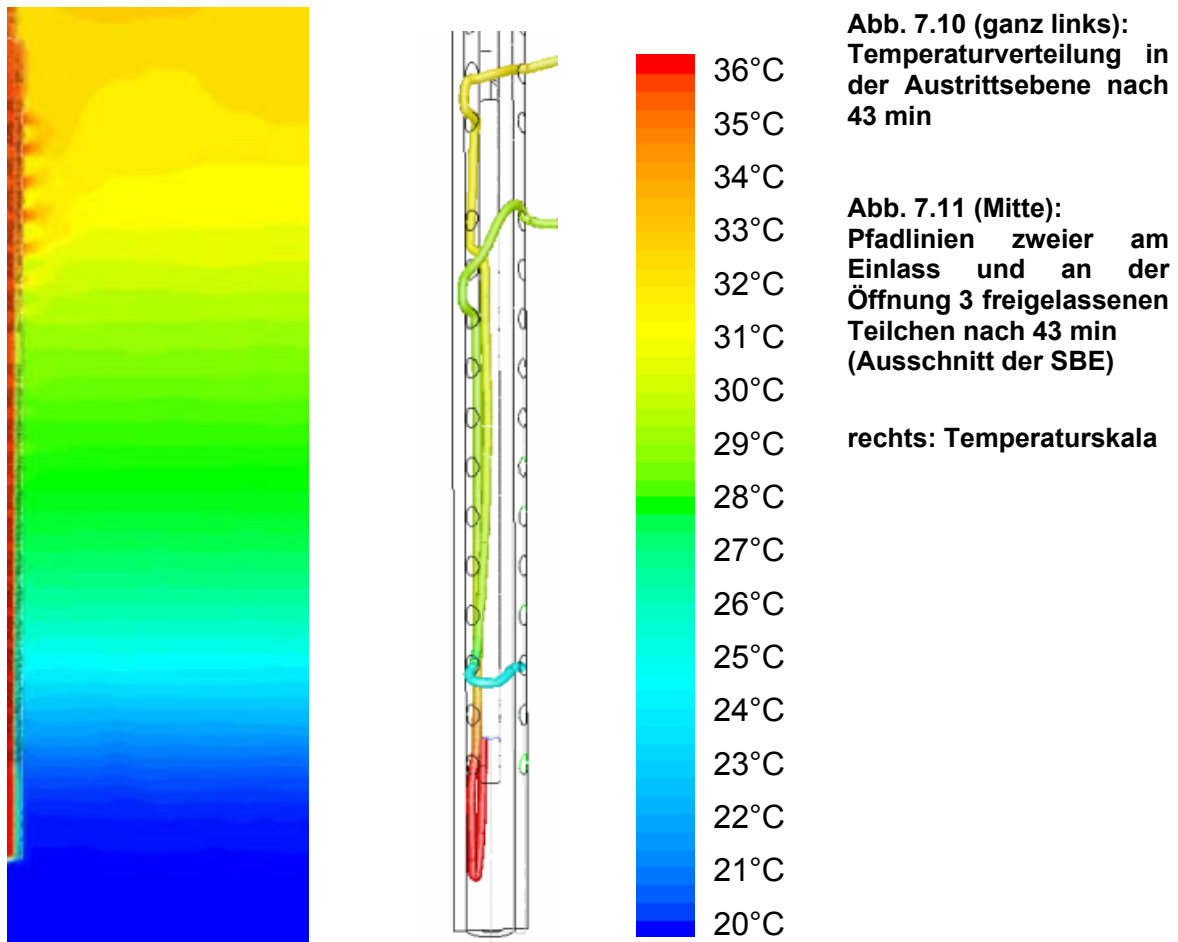


Abb. 7.9: Vergleich von Mess- und Simulationsdaten nach 10 und 40 min über die Speicherhöhe

In der Abb. 7.11 werden Pfadlinien in der SBE dargestellt, berechnet für zwei imaginäre Teilchen, die am Einlass und an der dritten Öffnung von unten starten. Ihr Weg ist farblich mit der Temperatur gekennzeichnet.

Das erste imaginäre Teilchen am Einlass tritt mit der Beladetemperatur von 36°C in die SBE ein und strömt zunächst aufgrund seiner kinetischen Energie noch nach unten. Vor dem Erreichen des Bodens wird es umgelenkt und strömt nun im inneren Spalt (zwischen Rohr II und III, Abb. 5.49) nach oben. Dabei kühlt es rasch ab und hat bei Öffnung 10, wo es vom inneren Spalt in den äußeren Spalt strömt, nur noch etwa 28°C. Den äußeren Spalt verlässt es schließlich zwei Öffnungen weiter oben in den Speicher. Der Beladestrom wurde in diesem Beispiel also um etwa 8 K abgekühlt, bevor er in den Speicher übergehen konnte.



Das zweite Teilchen startet von Öffnung 3 mit etwa 24°C und wird zunächst in die SBE hineingesogen. Auf gleicher Höhe wandert es vom äußeren in den inneren Spalt, wo es sich mit dem dortigen Massenstrom – und somit mit dem ersten Teilchen – vermischt und auch etwa 28°C hat. Es strömt im inneren Spalt noch höher als das erste Teilchen und dringt durch die Öffnung 13 wieder in den äußeren Spalt. Diesen verlässt es mit etwa 30°C durch Öffnung 14.

Diese beispielhaften, aber repräsentativen Wege zweier imaginärer Teilchen zeigen folgendes:

- im unteren Teil der SBE wird Speicherwasser angesogen
- dieses vermischt sich mit dem Beladestrom und kühlt ihn damit ab
- das Wasser verlässt die SBE nicht nur durch die obersten Öffnungen

Eine vereinfachte Massenstrombilanz an den Öffnungen der SBE ist in Abb. 7.12 dargestellt. Die Grafik zeigt die SBE mit den berechneten Geschwindigkeitsvektoren an deren Öffnungen. Die Farbe der Vektoren repräsentiert die Temperatur des strömenden Wassers. Es zeigt sich, dass der Belademassenstrom von 362 kg/h einen Massenstrom von 144 kg/h durch die unteren 8 Öffnungen in die SBE hinein

bewirkt (blaue Vektoren). Anders ausgedrückt wird ein Volumenstrom, der 40% des Beladestroms beträgt, durch die unteren acht Öffnungen angesogen. In Folge dessen verlassen 504 kg/h die SBE in den Speicher durch die Öffnungen 9-19. Dieser Massenstrom (orange-gelbe Vektoren) hat ebenfalls nicht mehr die Beladestromtemperatur von 36°C.

Diese Simulationsergebnisse decken sich genau mit der Beobachtung im Experiment, dass bereits nach einer Stunde die oberste Temperaturschicht im Speicher nach unten durchgedrückt wurde, was einen Volumenstrom von etwa 500 l/h erfordert.

Fazit

In diesem Fall ist der Prototyp für die SBE zwar schnell gebaut, so dass gefragt werden darf, ob der Aufwand für die Simulation gerechtfertigt ist. Jedoch bietet die Simulation sehr gute Einblicke in die Vorgänge in der SBE, welche mit experimentellen Mitteln der Strömungsmessung- und Visualisierung nur unter großem Aufwand möglich gewesen wären.

Die SBE wirkt in diesem Fall teilweise wie eine Wasserstrahlpumpe, die kaltes Wasser aus dem unteren Teil des Speichers in den oberen befördert. Damit kann sie niemals die maximale Beladetemperatur zur Verfügung stellen, die stets höher als die Temperatur in der untersten Speicherschicht ist (andernfalls ist eine Beladung sinnlos).

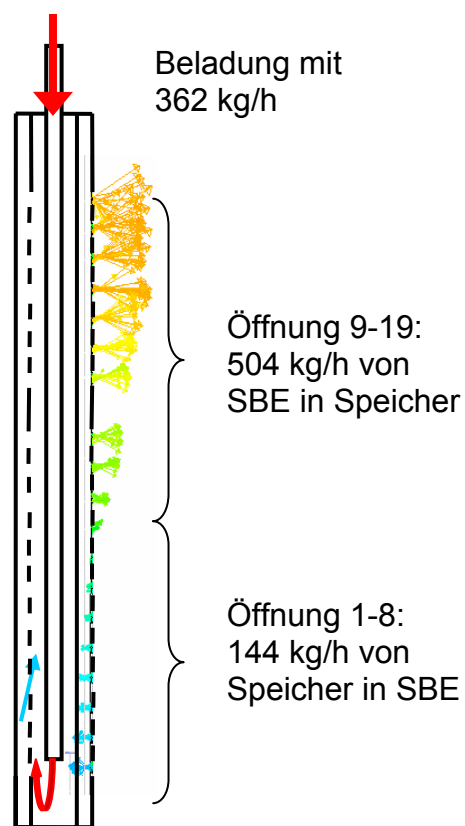


Abb. 7.12: Skizzierter Verlauf der warmen und kalten Massenströme in SBE2

8 Verweis auf Bauteilbibliothek

Im Rahmen der vom BMU geförderten Arbeit wurden weitere Untersuchungen vorgenommen. Unter anderem entstand dabei eine Bauteilbibliothek, die die erstellten Modelle zur verfügbar machen soll. Diese Sammlung ist allgemein zugänglich. Sämtliche darin enthaltenen Modelle basieren auf der CFD-Software Fluent (Version 6.1) und der Software zur Gittererzeugung Gambit (Version 2.04). Die Benutzung erfordert eine lizenzierte Version dieser Software.

Die Dateien sowie der Bericht zu diesem BMU-Projekt, der im Anhang auch eine Einstiegshilfe für Neulinge in dieses Gebiet enthält, sind auf der Homepage des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart zu finden:

<http://www.itw.uni-stuttgart.de>

⇒ Forschung

⇒ Numerische Berechnungen

⇒ Rechnerunterstützte Entwicklung und Optimierung von Solaranlagen

Die Beschreibung der Bauteilbibliothek, in der alle erstellten Modelle kurz vorgestellt werden, ist als Anhang A dieser Arbeit angefügt. Dabei werden zuerst die Dateinamen der Modelle angegeben, wie sie in der Bauteilbibliothek verwendet werden. In tabellarischer Übersicht folgen für die jeweilige Berechnung wichtige Parameter. Eine weitere Beschreibung soll das Modell mit seinen Vereinfachungen und Besonderheiten gegenüber dem Experiment kurz erläutern. Ist das Funktionsprinzip der einzelnen Systeme nicht verständlich, so kann es im entsprechenden Kapitel des Berichts nachgelesen werden.

9 Zusammenfassung

Es wurde eine Anlage zur Untersuchung von Einströmvorgängen in einen Warmwasserspeicher gebaut. Der Warmwasserspeicher wurde mit drei großen Glasfenstern ausgestattet, die einen visuellen Zugang zum Inneren gewähren. Zur Beladung des Speichers sind Heiz- und Kühlmodule notwendig, die ebenso dafür geplant und gebaut wurden.

Die Untersuchungen der Einströmvorgänge fanden mit Hilfe von Temperaturfühlern und den laser-optischen Systemen PIV und LIF statt. PIV steht für Particle Image Velocimetry und ermöglicht Geschwindigkeits- und Richtungsmessungen für ein ganzes Strömungsfeld. LIF (Laser Induced Fluorescence) kann durch die Aufnahme von Fluoreszenzbildern die Temperaturverteilung in dem gleichen Feld messen. Beide Systeme kommen ohne den Einsatz herkömmlicher Messsonden aus, die möglicherweise das Strömungsfeld stören und auch nur punktuelle Informationen liefern.

Für die Messungen wurden Modelle erstellt, die mit Hilfe numerischer Strömungsberechnungen (CFD) diese simulieren können. Dazu wurde die Software Fluent verwendet. Die Modelle wurden in einem Fall mit Hilfe eines problemangepassten, hochauflösenden Gitters gelöst, in den anderen Fällen wurden verschiedene Turbulenzmodelle der reynoldsgemittelten Navier-Stokes-Gleichungen (RANS) eingesetzt: Standard k - ε -Modell, Realizable k - ε -Modell, RNG k - ε -Modell, Standard k - ω -Modell, SST k - ω -Modell.

Vorgestellt werden in dieser Arbeit Untersuchungen mit verschiedenen Belademethoden des Warmwasserspeichers: zwei direkte Beladungen durch das Einströmen eines warmen Wasserstrahls in den Speicher und zwei Beladungen über kommerzielle Schichtbeladeeinrichtungen.

Für den Bereich der Messungen stellt sich folgendes heraus:

- Der gebaute Speicher mit den Sichtfenstern ist sehr gut für Beobachtungen der Strömung geeignet
- Die PIV-Messtechnik ist unkompliziert in der Anwendung und Auswertung und liefert zuverlässige Ergebnisse
- Das LIF-Verfahren ist aufwändig in der Kalibrierung und fehleranfällig im Betrieb

- Thermoelemente sind (sofern einsetzbar) LIF meistens überlegen in Zuverlässigkeit und Genauigkeit, liefern aber nur Daten von Punktmessungen

Die CFD-Berechnungen konnten für die untersuchten Fälle die Messergebnisse und Beobachtungen in einer zufriedenstellenden Art wiedergeben. Sie zeigten jedoch zugleich, dass Langzeitsimulationen über einen Simulationsraum von Wochen und Monate, die in der solarthermischen Forschung häufig eingesetzt werden, aufgrund des sehr hohen Rechenaufwandes nicht möglich sind.

In dem ersten, mit einem problemangepassten, hochauflösenden Gitter berechneten Fall, wurden grundlegende Einflussfaktoren auf Rechenzeit und Genauigkeit des Ergebnisses untersucht. Hierzu zählen die Genauigkeit des Gleichungslösers, die Güte des numerischen Gitters, Vereinfachungen aufgrund von Symmetrienausnutzung oder Weglassens von Simulationsgebieten, die Relaxationsfaktoren des Lösers, die Zeitschrittweite sowie die Anzahl der Iterationen und die Größe der erlaubten Residuen. Den größten Einfluss auf die Rechenzeit haben die Zeitschrittweite sowie die angeführten Vereinfachungen.

Mit Ausnahme des ersten Falles wurden RANS verwendet, bei denen die Art der Wandbehandlung und der Turbulenzmodellierung in besonderem Maße ausschlaggebend für die Güte der Simulation sind. Für die untersuchten Fälle zeigte sich, dass Turbulenzmodellierung unverzichtbar war, aber dass kein universell einsetzbares Turbulenzmodell gefunden werden konnte. Mit den neuesten Weiterentwicklungen der klassischen Turbulenzmodelle, dem Realizable k - ε -Modell und dem SST k - ω -Modell, konnten in den unterschiedlichen Fällen die besten Übereinstimmungen mit den Messungen erzielt werden. In einem Beispiel wird allerdings auch gezeigt, dass bei Einsatz eines ungeeigneten Turbulenzmodells das Simulationsergebnis erheblich von der Messung abweichen kann.

Die so validierten Modelle dienten als Grundlage für modifizierte Modelle zur Untersuchung von möglichen Verbesserungen von Schichtbeladeeinheiten. In zwei Beispielen an der ersten Schichtbeladeeinheit konnte gezeigt werden, dass eine erwünschte Verbesserung des Schichtungsverhaltens durch Verwendung von steileren Lamellen im Konvektionskamin oder durch einen breiteren Konvektionskamin nicht zu erwarten ist. Ein modifiziertes und anschließend auch validiertes Modell der zweiten Schichtbeladeeinheit, die in der Originalversion nur die Beladung des unteren Speicherteils erlaubt und in der Modifikation neben dem unteren

ebenfalls den oberen Teil des Speichers beladen kann, weist auf konstruktionsbedingte Mängel dieser Einrichtung hin, die eine optimale Schichtbeladung erschweren.

Mit dieser Arbeit liegt nun erstmals eine zugängliche Sammlung von dokumentierten und validierten CFD-Simulationsrechnungen im Bereich Solarthermie vor. Die dabei erarbeiteten Modelle und dokumentierten Erfahrungen können ein weiterer Schritt dazu sein, dass CFD als Entwicklungswerkzeug auch in der Solarthermie weiter Verbreitung findet mit dem Ziel, eine Steigerung des Wirkungsgrades von thermischen Solaranlagen oder eine Kostenreduktion durch neue Konstruktionen zu erreichen.

10 Literaturverzeichnis

- [Becker] Becker, E.: *Technische Strömungslehre*, 5. überarbeitete und erweiterte Auflage, Stuttgart, Teubner 1982, ISBN 3-519-33019-9
- [BMU04] *Förderkonzept "Solarthermie2000plus"*, Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit (BMU), Februar 2004
- [Breuer] Breuer, M.: *Einführung in die Turbulenzmodellierung*, Vorlesungsskript, Lehrstuhl für Strömungsmechanik, Universität Erlangen-Nürnberg
- [CFX] ANSYS Inc.: *ANSYS CFX 10.0*, Canonsburg (USA), 2005
- [Dantec] *Planar-LIF Software – Liquid Applications*, 3. Auflage, Veröffentlichungsnummer 9040U3652, Dantec Dynamics A/S, P.O.Box 121, Tonsbakken 16-18, DK-2740 Skovlunde, Dänemark 2002
- [Dav94] Davidson J.H., Adams D.A., Miller J.A.: *A coefficient to characterize mixing in solar water storage tanks*, Journal of Solar Energy Engineering Nr. 116, S. 94-99, 1994
- [Denner] Denner C.: *CFD-Berechnungen von Einströmvorgängen in einen Warmwasserspeicher und deren Vergleich mit Messergebnissen durch ein PIV-System*, Studienarbeit Nr. 2004-16, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, März 2005
- [Drück00] Drück H.: *MULTIPOINT Store-Model for TRNSYS, Version 1.99B, Users Manual*, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2000

-
- [Drück06] Drück H.: *Mathematische Modellierung und experimentelle Prüfung von Warmwasserspeichern für Solaranlagen*, Dissertation, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, 2006
- [Duffie] Duffie J.A., Beckman W.A.: *Solar Engineering Of Thermal Processes*, 2. Auflage, Wiley-Interscience Publications, New York, 1991, ISBN 0-471-51056-4
- [ERCOFTAC] Casey M., Wintergerste T. (Hrsg.): *ERCOFTAC Special Interest Group on "Quality and Trust in Industrial CFD" – Best Practice Guidelines*, Version 1.0, ERCOFTAC Publication, 2000, www.ercoftac.org
- [Ferziger] Ferziger J.H., Peric M.: *Computational Methods for Fluid Dynamics*, Second Edition, Springer-Verlag, 1999, ISBN 3-540-65373-2
- [Fluent] *Fluent User's Guide*, Fluent Inc., Centerra Resource Park 10, Cavendish Court Lebanon, NH 03766, 2003
- [Göppert06] Göppert S., Urbaneck T., Schirmer U., Lohse R., Platzer B.: *Be- und Endladesysteme zur thermischen Speicherschichtung*, 16. Symposium thermische Solarenergie, Bad Staffelstein, Mai 2006
- [Jor03] Jordan U., Furbo S.: *Investigations of the flow into a storage tank by means of advanced experimental and theoretical methods*, ISES Solar World Congress, Göteborg, Juni 2003
- [Kle98] Klein S.A. et al: *TRNSYS, A Transient Simulation Program, User's Manual*, Version 14.2, University of Wisconsin, Solar Energy Laboratory. Bezug in Deutschland: Transsolar Energietechnik GmbH, Nobelstr. 15, 70569 Stuttgart

-
- [Knu03] Knudson S., Furbo S., Morrison G., Behnia M.: *Analysis of the Flow Structure and Heat Transfer in a Vertical Mantle Heat Exchanger*, ISES Solar World Congress, Göteborg, Juni 2003
- [Lau72] Launder B. E., Spalding D. B.: *Lectures in Mathematical Models of Turbulence*, Academic Press, London, England, 1972.
- [Laurien06] Laurien E.: *Numerische Strömungssimulation*, Vorlesungsskript Sommersemester 2006, Institut für Kernenergie-technik und Energiesysteme, Universität Stuttgart
- [Loh06] Lohse R. et al: *Weiterentwicklung und Optimierung von Be- und Entladesystemen für Tank- und Erdbeckenspeicher*, TU Chemnitz, Forschungsprojekt des BMU, Förderkennzeichen 0329271A, Tagungsband zum Statusseminar thermische Energiespeicherung, Freiburg, November 2006
- [Man99] Mandel H., Drück H., Hahne E.: *Bestimmung der Wärmeverluste an den hydraulischen Anschlüssen von Wärmespeichern*, Tagungsband zum Fluent-Anwendertreffen, Fluent Deutschland GmbH, Darmstadt 1999
- [Menter94] Menter F.R.: *Two-Equation Eddy-Viscosity Turbulence Models for Engineering Applications*, AIAA Journal 32, Nr. 8, S. 1598-1605, August 1994
- [Mes02] Messerschmidt H.: *Entwicklung und Validation eines numerischen Verfahrens zur Beurteilung von Trinkwasserspeichern*, Dissertation, IKE, Universität Stuttgart, 2002, ISBN 3-9805218-7-7

-
- [Moogk06] Moogk S.: *Experimentelle Untersuchung und quantitative Bewertung zweier Schichtbeladeeinrichtungen für solare Warmwasserspeicher*, Studienarbeit Nr. 2006-5, Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik, Universität Stuttgart, Juli 2006
- [Mor03] Budihardjo I., Morrison G., Behnia M.: *Measurement of Flow Rates in a Water-In-Glass Evacuated Tube Solar Water Heater*, ISES Solar World Congress, Göteborg, Juni 2003
- [Oertel95] Oertel Jr., H., Laurien, E.: *Numerische Strömungsmechanik*, Springer-Verlag, 1995, ISBN 3-540-58569-9
- [Oertel03] Oertel Jr., H., Laurien, E.: *Numerische Strömungsmechanik*, Vieweg Verlag, 2003, ISBN 3-528-03936-1
- [Piesche] Piesche M., Schütz S.: *Modellbildung und Simulation von Strömungsvorgängen*, Vorlesungsskript, Universität Stuttgart, 2003
- [Pope] Pope, S.: *Turbulent Flows*, Cambridge University Press, 2000, ISBN 0521598869
- [Raffel98] Raffel R., Willert C., Kompenhans J.: *Particle Image Velocimetry: A Practicle Guide*, Springer 1998, ISBN 3-540-63683-8
- [Rup03] Ruprecht, A.: *Einführung in die Turbulenzmodellierung*, Vorlesungsskript Sommersemester 2003, Institut für Strömungsmechanik und hydraulische Strömungsmaschinen, Universität Stuttgart
- [Shaw98] Shah L.S., Morrison G.L., Behnia M.: *Modelling mantle tanks for SDHW systems using PIV and CFD*, EuroSUN, Porto Roz, Slowenien, 1998

-
- [Shaw03] Shaw L.S., Furbo S.: *Entrance Effects in Solar Storage Tanks*, Solar Energy 75, S. 337-348, Oktober 2003
- [Shaw05] Shaw L.S., Furbo S.: *Theoretical and Experimental Investigations of Inlet Stratifiers for Solar Thermal Tanks*, Applied Thermal Engineering 25, S. 2086-2099, 2005
- [VA016] *Verfahrensanweisung MID Kalibrierung Sonnensimulator, VA-00-016*, Bestandteil des Qualitätsmanagementsystems des Forschungs- und Testzentrums für Solaranlagen Stuttgart am ITW, Universität Stuttgart, Dezember 2003
- [VA019] *Verfahrensanweisung PT100 Kalibrierung, VA-00-019*, Bestandteil des Qualitätsmanagementsystems des Forschungs- und Testzentrums für Solaranlagen Stuttgart am ITW, Universität Stuttgart, November 2003
- [VDI84] *VDI-Wärmeatlas*, 4. Auflage, VDI-Verlag, Düsseldorf 1984
- [Westerweel] Westerweel J., Fukushima C., Aanen L.: *Investigation of the mixing process in an axisymmetric turbulent jet using PIV and LIF*, Selected papers from the 10th International Symposium on Applications of Laser Techniques to Fluid Mechanics, S. 339-357, Lisbon, Portugal, July 10-13, 2000 (publ. 2002)
- [Wilcox] Wilcox D.C.: *Reassessment of the scale determining equation for advanced turbulence models*, AIAA Journal, Vol. 26, S. 1299-1310, 1988
- [Zur91] Ghajar A.J., Zurigat Y.H.: *Numerical Study of the Effect of Inlet Geometry on Stratification in Thermal Energy Storage*, Numerical Heat Transfer, Part A, Vol. 19, S. 65-83, 1991

Anhang A - Bauteilbibliothek

Einleitung

Die hier beschriebenen CFD-Modelle wurden im Rahmen des vom Bundesministerium für Umwelt, Naturschutz und Reaktorsicherheit geförderten Projektes „Rechnerunterstützte Entwicklung und Optimierung von Warmwasser-Wärmespeichern für solarthermische Anlagen“ (Förderkennzeichen 0329272A) entwickelt. Sie basieren alle auf der CFD-Software Fluent (Version 6.1) und der Software zur Gittererzeugung Gambit (Version 2.04).

Die Dateien sowie der Bericht zu diesem Projekt sind auf der Homepage des Instituts für Thermodynamik und Wärmetechnik der Universität Stuttgart zu finden:

<http://www.itw.uni-stuttgart.de>

→ Forschung → Numerische Berechnungen

→ Rechnerunterstützte Entwicklung und Optimierung von Solaranlagen

Vorbemerkung

In den folgenden Kapiteln werden die berechneten Modelle kurz beschrieben. Dabei werden zuerst die Dateinamen der Modelle angegeben, wie sie in der Bauteilbibliothek verwendet werden. In tabellarischer Übersicht folgen für die jeweilige Berechnung wichtige Parameter. Eine weitere Beschreibung soll das Modell mit seinen Vereinfachungen und Besonderheiten gegenüber dem Experiment kurz vorstellen. Ist das Funktionsprinzip der einzelnen Systeme nicht verständlich, so kann es im entsprechenden Kapitel des Hauptberichts oder dieser Arbeit nachgelesen werden.

Einige Modelle haben Konvergenzprobleme, wenn sie sofort alle Gleichungen in voller Komplexität lösen sollen. Es bietet sich der Vergleich mit einem Auto an, das auch nicht im fünften Gang angefahren werden kann. Die hier zur Verfügung gestellten Datensätze basieren auf dem „voll angefahrenen“ Modell. Sollen die Modelle neu berechnet werden, so wird in den meisten Fällen eine temporäre Einschränkung der zu lösenden Gleichungen notwendig sein. Näheres dazu ist in Kapitel 2 und im Anhang B des Projekt-Abschlussberichts zu lesen.

Einströmvorgänge in ein Wasserbecken

Dateien in der Bauteilbibliothek:

basin.dbf:	Gitter für Gambit
basin.cas:	Modellbeschreibung für Fluent
basin.dat:	Datensatz

Name	basin.cas			
Solver	Solver	Segregated		
	Space	3D		
	Formulation	Implicit		
	Time	Unsteady	1 st -Order Implicit	
Viscous	Model	laminar		
Initialize	Temperature	293 K		
Solution Controls	Equations	Flow		
		Energy		
	Discretization	Pressure	Body Force Weighted	
		Pres-Vel. Coupling	SIMPLE	
		Momentum	2 nd -Order Upwind	
Energy		2 nd -Order Upwind		
Iterate	Time step size	0.01		

Abb. A1 stellt ein vereinfachtes Modell eines Wasserbeckens mit einem Einströmrrohr und einem angedeuteten Gitter dar. Zu sehen ist auf der rechten Seite der bogenförmige Eintritt, oben links in der Decke der Austritt. Die Wärmedämmung um den Eintritt ist nicht gezeichnet.

Abb. A2 zeigt ein Photo bei einem Einströmvorgang mit gefärbtem Wasser, das die gleiche Temperatur wie das im Becken befindliche Wasser hat. Dort ist auch die Wärmedämmung um das Eintrittsrohr sichtbar.

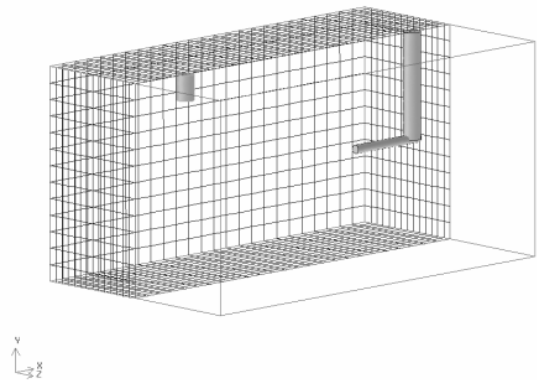


Abb. A1: Stark vereinfachte 3D-Ansicht des Wasserbeckens mit angedeutetem Berechnungsgitter.

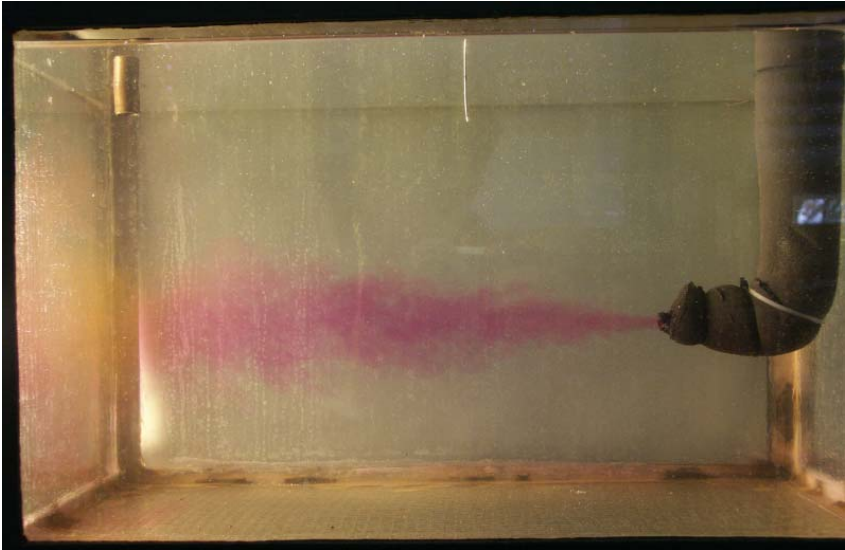


Abb. A2: Foto des Wasserbeckens bei Einströmung von gefärbtem Wasser mit gleicher Temperatur

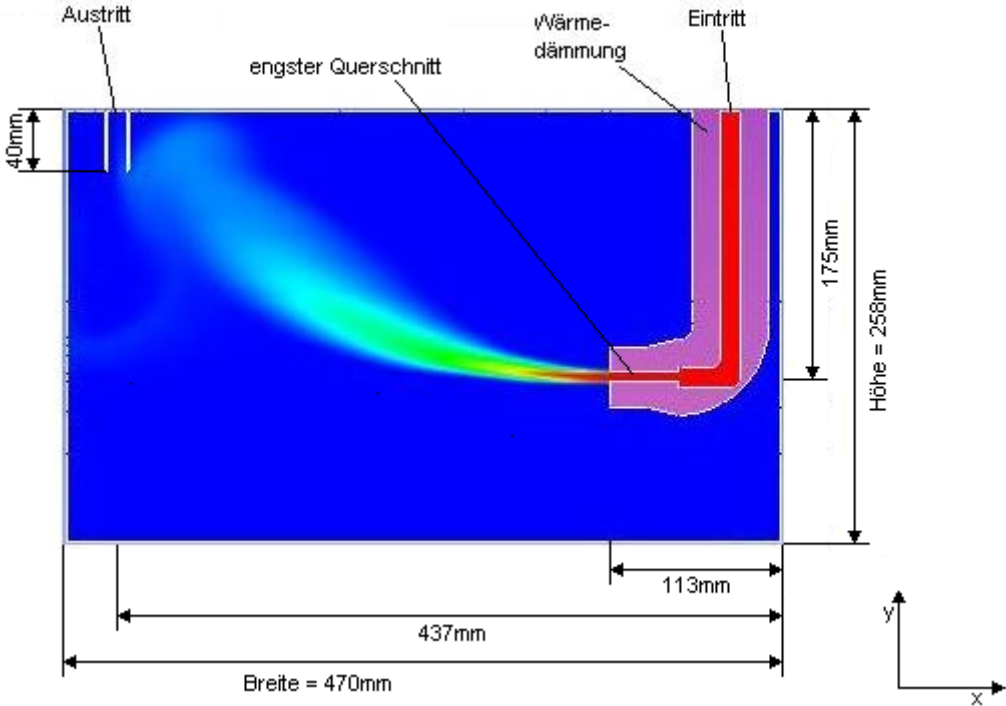


Abb. A3: Behälter in der Mitte geschnitten bei einer Einströmtemperatur von 60°C in das 20°C kalte Becken

Abb. A3 zeigt anhand eines Simulationsergebnisses die Maße des Wasserbeckens. Zur Simulation des Wasserbeckens wird ein überwiegend strukturiertes Gitter verwendet. Lediglich der Bereich um den Austritt und Bereiche um das Eintrittsrohr

verwenden ein unstrukturiertes Gitter. Die Anzahl der Zellen beträgt 493555. Die Wärmedämmung wird vereinfachend als adiabat angenommen. Daher braucht dieser Bereich nicht mit simuliert zu werden und es ist dort kein Gitter notwendig. Das durch die Wärmedämmung eingenommene Volumen muss dennoch berücksichtigt werden, da sonst das Wasservolumen größer wird als in Wirklichkeit. Die Wände werden vereinfachend adiabat simuliert. Die Zelldichte ist im Hauptströmungsbereich deutlich größer als im restlichen Volumen. Abb. A4 und A5 veranschaulichen dies.

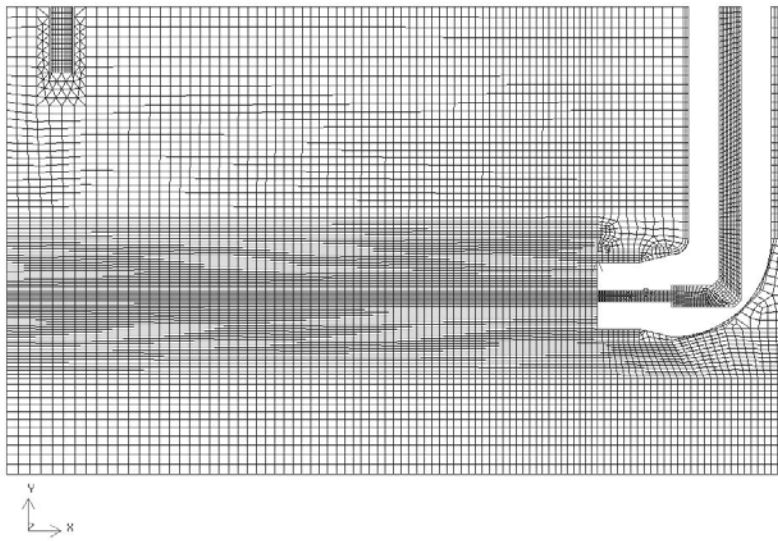


Abb. A4: Schnitt vertikal in Einströmrichtung

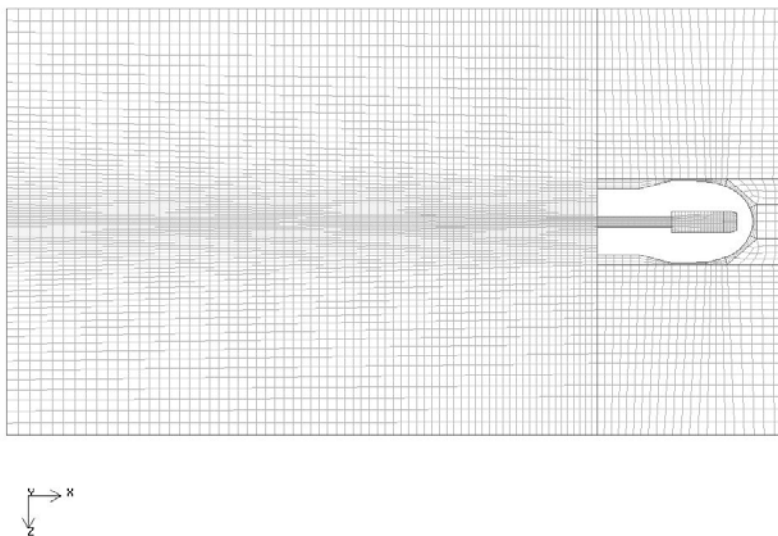


Abb. A5: Schnitt horizontal

Freistrahlin in den Speicher

Dateien in der Bauteilbibliothek:

free_jet.dbs:	Gitter für Gambit
free_jet.cas:	Modellbeschreibung für Fluent
free_jet.dat:	Datensatz für Fluent

Name	free_jet.cas		
Solver	Solver	Segregated	
	Space	3D	
	Formulation	Implicit	
	Time	Unsteady	1 st -Order Implicit
Viscous	Model	Realizable k- ϵ	
	Near-Wall Treatment	Standard Wall Functions	
	Options	Full Buoyancy Effects	
Initialize	Temperature	298.55 K	
Solution Controls	Equations	Flow	
		Turbulence	
		Energy	
	Discretization	Pressure	Body Force Weighted
		Pres-Vel. Coupling	SIMPLE
		Momentum	2 nd -Order Upwind
		Turb. Kin. Energy	2 nd -Order Upwind
		Turb. Diss. Rate	2 nd -Order Upwind
		Energy	2 nd -Order Upwind
Iterate	Time step size	0.1s	

Es wurde ein 54°C warmer einströmender Strahl in einen homogenen 25.4°C kalten Speicher simuliert (Abb. A6 und A7). Der Strahl tritt durch den Boden und ein 25 cm langes Rohr mit 1.6 cm Durchmesser in den Speicher ein. Der Speicher wird vereinfachend als ein Zylinder mit adiabaten Wänden betrachtet, da die Simulationszeit nur 5 min beträgt. Das Gitter hat 170386 Zellen, besteht aus einem vollständig strukturierten Netz und ist um die Mittelachse deutlich engmaschiger als zum Rand hin. Da Wärmeverluste und Einflüsse durch die Wand hier unbedeutend sind, wird das Gitter zur Wand hin nicht wieder feiner.

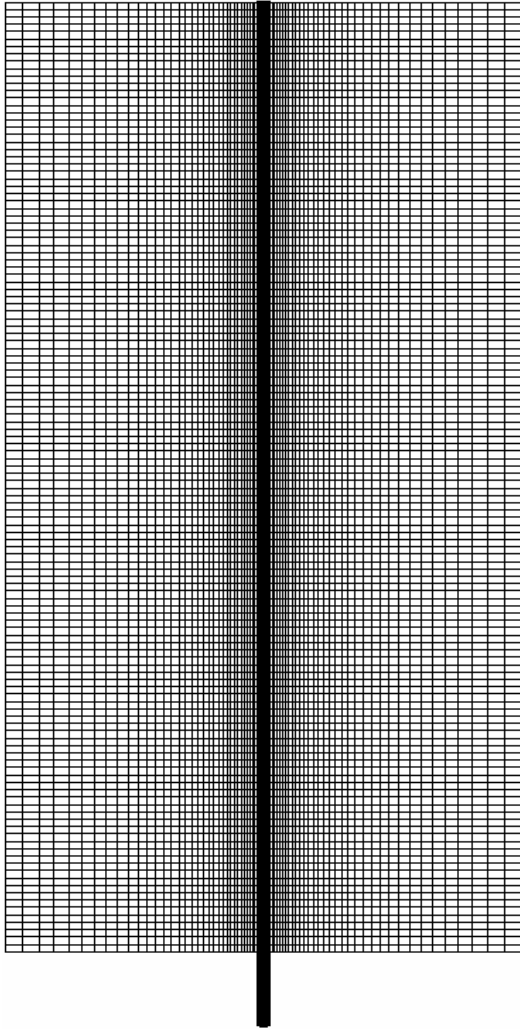


Abb. A6: Die Gitterdiskretisierung ist um die Mittelachse deutlich engmaschiger als am Rande

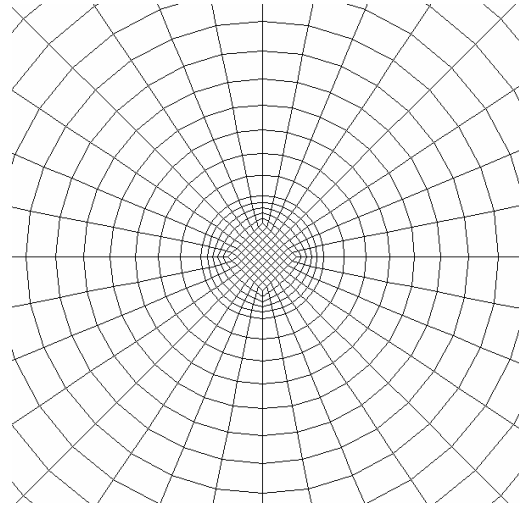


Abb. A7: Aufsicht auf Gitter

Schichtbeladeeinheit 1 mit Wärmeübertrager

Dateien in der Bauteilbibliothek:

SBE1.dbs:	Gitter für Gambit
SBE1.cas:	Modellbeschreibung für Fluent
SBE1.dat:	Datensatz für Fluent

Name	SBE1.cas			
Solver	Solver	Segregated		
	Space	2D axisymmetric		
	Formulation	Implicit		
	Time	Unsteady	1 st -Order Implicit	
Viscous	Model	Realizable k- ϵ		
	Near-Wall Treatment	Wall Functions		
	Options	Full Buoyancy Effects		
Initialize	Temperature	292.65 K		
Solution Controls	Equations	Flow		
		Turbulence		
		Energy		
	Discretization	Pressure	Body Force Weighted	
		Pres-Vel. Coupling	SIMPLE	
		Momentum	2 nd -Order Upwind	
		Turb. Kin. Energy	2 nd -Order Upwind	
		Turb. Diss. Rate	2 nd -Order Upwind	
		Energy	2 nd -Order Upwind	
Iterate	Time step size	0.2s		

Für diesen Fall wurde die Rotationssymmetrie ausgenutzt und ein zweidimensionales, axialsymmetrisches Gitters erstellt. In Abb. A10 sind vier Bereiche des Gitters dargestellt. Bereich 1 ist der Übergangsbereich von dem Konvektionskamin (Bereich 3) auf den Speicherraum (Bereich 2). Bereich 4 ist der Raum des Wärmeübertragers, der vereinfacht nur als wärmeübertragende Platten simuliert wird, und seine Umgebung.

SBE1 benutzt ein vollständig strukturiertes Gitter mit etwa 110000 Zellen. Die kleinste Längeneinheit einer Zelle beträgt dabei 2 mm bei einer Speicherhöhe von 1,5 m. Für die Platten des Wärmeübertragers werden Grenzschichten benutzt, die auch dünner als 1 mm sind. Wärmeverluste an die Umgebung werden nicht berücksichtigt. Hohe Wahrscheinlichkeit von anfänglichen Konvergenzproblemen.



Abb. A8: Foto der Schichtbeladeeinheit 1

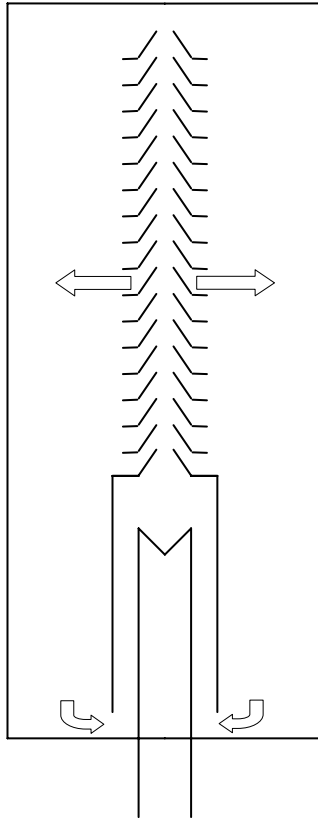


Abb. A9: Funktionsskizze der Schichtbeladeeinheit 1

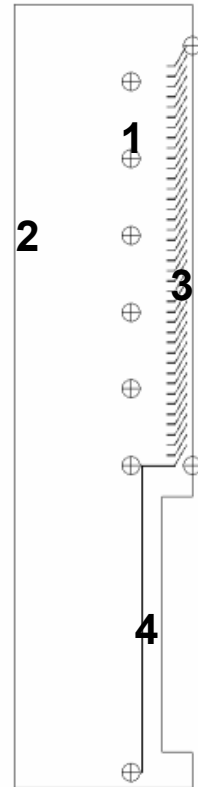


Abb. A10: numerisches Gitter der Schichtbeladeeinheit 1, es wurde Achsensymmetrie angenommen

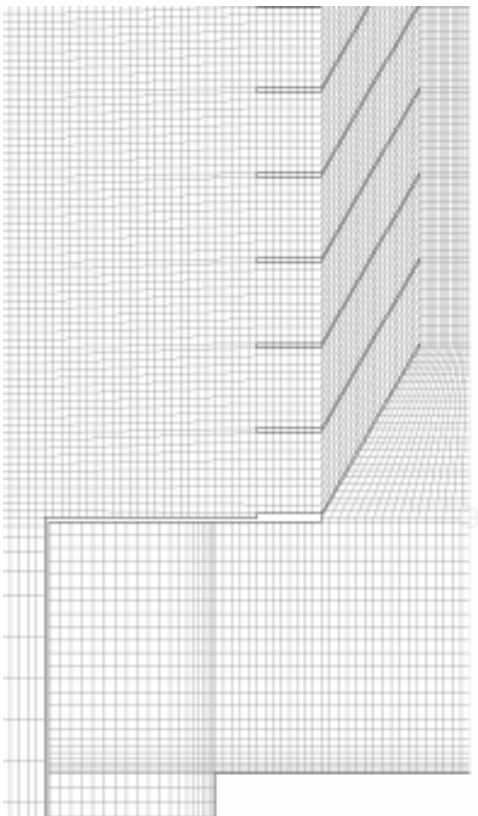


Abb. A11: Detailvergrößerung des numerischen Gitters

Schichtbeladeeinheit 1 ohne Wärmeübertrager

Dateien in der Bauteilbibliothek:

SBE1_d.dbf:	Gitter für Gambit
SBE1_d.cas:	Modellbeschreibung für Fluent
SBE1_d.dat:	Datensatz für Fluent

Name	SBE1_d.cas			
Solver	Solver	Segregated		
	Space	2D axisymmetric		
	Formulation	Implicit		
	Time	Unsteady	1 st -Order Implicit	
Viscous	Model	Realizable k- ϵ		
	Near-Wall Treatment	Enhanced Wall Treatment		
	Options	Pressure Gradient Effects		
		Thermal Effects		
Full Buoyancy Effects				
Initialize	Temperature	293.15 K		
Solution Controls	Equations	Flow		
		Turbulence		
		Energy		
	Discretization	Pressure	Body Force Weighted	
		Pres-Vel. Coupling	SIMPLE	
		Momentum	2 nd -Order Upwind	
		Turb. Kin. Energy	2 nd -Order Upwind	
		Turb. Diss. Rate	2 nd -Order Upwind	
		Energy	2 nd -Order Upwind	
Iterate	Time step size	0.1s		

Dieses Gitter stellt eine Variante der oben beschriebenen Schichtbeladeeinheit dar: das Speicherwasser wird nicht mehr über einen eingebauten Wärmeübertrager erwärmt, sondern direkt durch eine externe Wärmequelle (das könnte z.B. ein externer Wärmeübertrager sein). Abb. A12 stellt das Funktionsprinzip dar. Auch in diesem Fall wurde die Rotationssymmetrie ausgenutzt und ein zweidimensionales, axialsymmetrisches Gitters erstellt. Es besteht aus einem überwiegend strukturierten Gitter. Nur der Bereich neben dem Konvektionskamin wurde mit einem unstrukturierten Gitter vernetzt, wie in Abb. A13 dargestellt ist.

Mit 39400 Zellen hat dieses Gitter deutlich weniger Zellen als das im vorigen Absatz beschriebene Gitter.

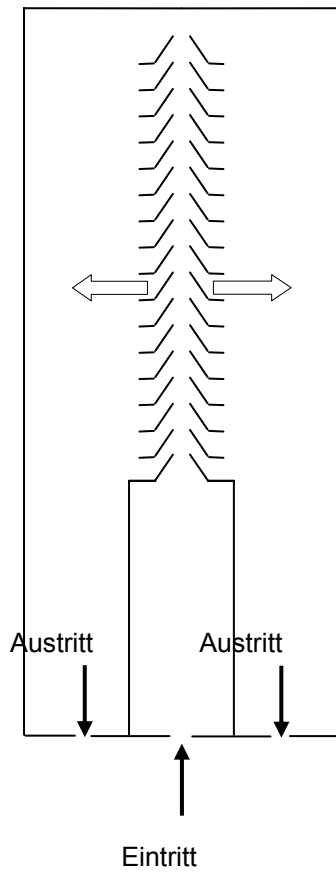


Abb. A12: Funktionsskizze der Schichtbeladeeinheit 1 ohne Wärmeübertrager

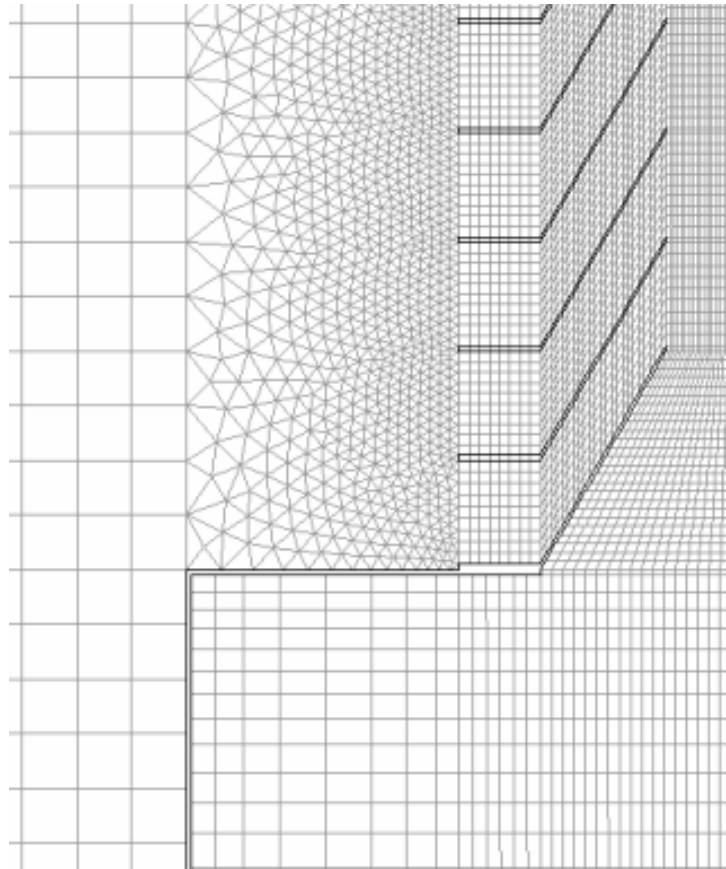


Abb. A13: Detailvergrößerung des numerischen Gitters

Schichtbeladeeinheit 2

Dateien in der Bauteilbibliothek:

SBE2.dbs: Gitter für Gambit
 SBE2.cas: Modellbeschreibung für Fluent
 SBE2.dat: Datensatz für Fluent

Name	SBE2.cas			
Solver	Solver	Segregated		
	Space	3D		
	Formulation	Implicit		
	Time	Unsteady	1 st -Order Implicit	
Viscous	Model	Realizable k- ϵ		
	Near-Wall Treatment	Standard Wall Functions		
	Temperature	293.15 K		
Initialize	Equations	Flow		
		Turbulence		
		Energy		
	Discretization	Pressure	Body Force	
		Pres-Vel. Coupling	Weighted	
		Momentum	SIMPLE	
		Turb. Kin. Energy	2 nd -Order Upwind	
		Turb. Diss. Rate	2 nd -Order Upwind	
		Energy	2 nd -Order Upwind	
		Time step size	0.1s	



Abb. A17: Blick in den Versuchsspeicher mit eingebauter Schichtbeladeeinrichtung und Temperaturlanze

Die Schichtbeladeeinheit 2 besteht aus drei Röhren. Abb. A17 zeigt ein Photo davon, Abb. A18 und A19 den schematischen Aufbau.

Zur Gittererstellung wurden die folgenden Vereinfachungen angenommen: Es wurde die Spiegelsymmetrie von Abb. A19 ausgenutzt, so dass nur der halbe Speicher berechnet werden muss. Der Speicher wurde als Zylinder mit adiabaten Wänden angenommen. Die Einspeisung erfolgt in die Schichtbeladeeinrichtung im Deckel, der Auslass ist im Boden.

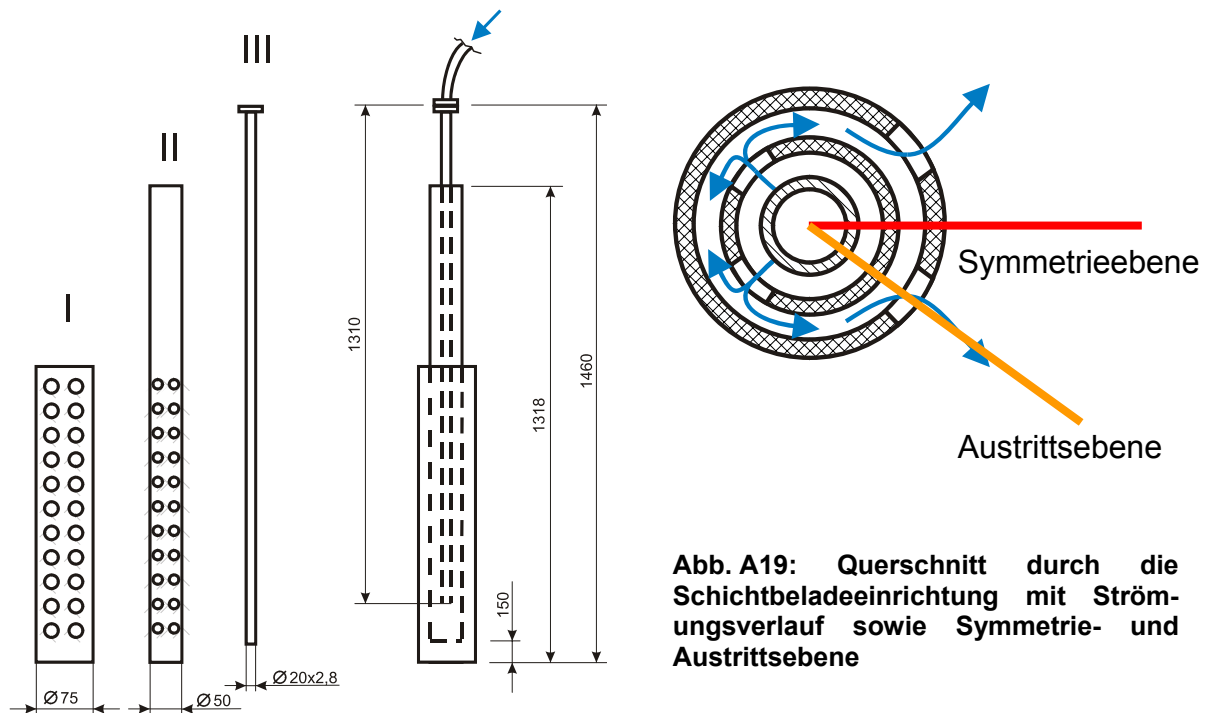


Abb. A18: Aufbau der Schichtbeladeeinrichtung

Abb. A19: Querschnitt durch die Schichtbeladeeinrichtung mit Strömungsverlauf sowie Symmetrie- und Austrittsebene

Abb. A20 zeigt die Geometrie des Modells. Zur Netzerstellung wurde ein unstrukturiertes Gitter mit 212936 Zellen verwendet. Abb. A21 zeigt einen Ausschnitt an der Symmetrieebene.

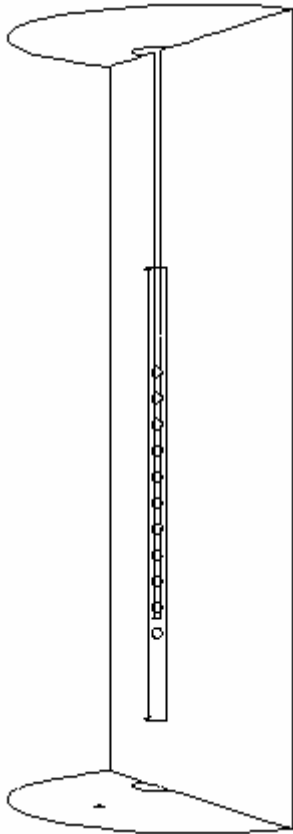


Abb. A20: Aufbau des Modells

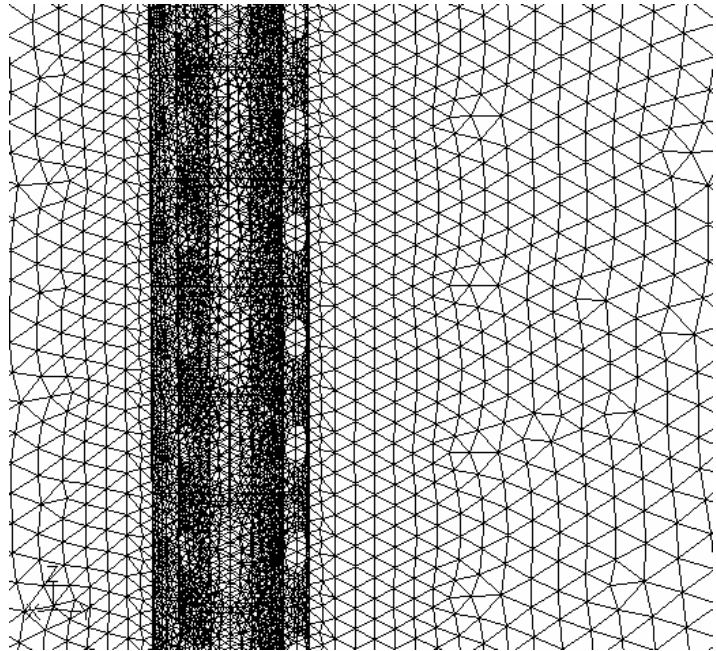


Abb. A21: Ausschnitt des Gitters um das Ausströmröhr