

**CFD-Untersuchungen
von multiphysikalischen
Phänomenen im
Rahmen der
Sicherheitsbewertung
bestehender
Reaktoranlagen**

**CFD-Untersuchungen
von multiphysikalischen
Phänomenen im
Rahmen der
Sicherheitsbewertung
bestehender
Reaktoranlagen**

Abschlussbericht

Angel Papukchiev
Joachim Herb
Zhi Yang

November 2021

Anmerkung:

Das diesem Bericht zugrunde liegende Forschungsvorhaben wurde mit Mitteln des Bundesministeriums für Wirtschaft und Energie (BMWi) unter dem Förderkennzeichen RS1566 durchgeführt.

Die Verantwortung für den Inhalt dieser Veröffentlichung liegt bei der GRS.

Der Bericht gibt die Auffassung und Meinung der GRS wieder und muss nicht mit der Meinung des BMWi übereinstimmen.

Deskriptoren

Fluid-Struktur-Wechselwirkung, konsolidierte Kopplungsschnittstelle,
Validierung der ATHLET-CFD-Kopplung

Kurzfassung

Im Rahmen des vom BMWi geförderten Projekts RS1566 „CFD-Untersuchungen von multiphysikalischen Phänomenen im Rahmen der Sicherheitsbewertung bestehende Reaktoranlagen“ (MULTISIM-II) wurden entsprechende Verfahren zur Berechnung von dreidimensionalen thermohydraulischen Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in Kernkraftwerken bereitgestellt, weiterentwickelt, erprobt und anschließend validiert. Die Schwerpunkte lagen auf der Berechnung von strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe von multiphysikalischen Rechenprogrammen sowie auf der Konsolidierung der Kopplungsschnittstellen und Validierung von mehrskaligen gekoppelten thermohydraulischen 1D-3D-Codes.

Ziel der Untersuchungen zu strömungsinduzierten Schwingungen war es, reaktortypische, strömungsinduzierte Schwingungsphänomene analysieren und bewerten zu können. Es wurden zwei Fluid-Struktur-Interaktions- (FSI)-Verfahren zur Analyse des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment eingesetzt. Das erste ist die CFD-CSM-Kopplung ANSYS CFX-MOR und das zweite die volle multiphysikalische CFD-CSM-Kopplung ANSYS CFX-Mechanical. Diese unterscheiden sich in ihrem Einsatzbereich, in der erreichbaren Genauigkeit und im Rechenaufwand. Die beiden gekoppelten multiphysikalischen Rechenverfahren wurden verglichen und anhand der Vattenfall-Daten validiert. Validierungsarbeiten zu diesem Versuch wurden auch im Rahmen der europäischen Initiative VIKING (**V**ibration **ImpaKt** In **N**uclear power **G**eneration) durchgeführt. Um die multiphysikalischen Rechenprogramme auch für strömungsinduzierte Schwingungen von reaktorrelevanten Strukturen in Querströmungen zu untersuchen, nimmt die GRS an dem aktuellen OECD/NEA FSI-Benchmark teil. Die wesentlichen Forschungsaktivitäten sind in diesem Bericht zusammengefasst.

Die verschiedenen Kopplungsvarianten des Programmsystems AC² wurden in einem einheitlichen System konsolidiert. Damit wird auch die zukünftige Pflege und Wartung der Kopplung erleichtert, da diese von den jeweiligen Programmversionen weitgehend unabhängig ist. Im Rahmen von RS1566 wurde die Kopplung zwischen ATHLET und den CFD-Rechenprogrammen ANSYS CFX und OpenFOAM konsolidiert: das existierende Ablaufschema der Kopplung ATHLET-ANSYS CFX wurde an das der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung angepasst. Weiterhin wurden Verifizierungsrechnungen durchgeführt.

Vor dem Hintergrund der wachsenden Bedeutung der gekoppelten ATHLET-CFD-Analysen wurde ATHLET-ANSYS CFX anhand des Versuchs ROCOM PKLIIT1.2 validiert. In diesem Fall erfolgte die Kopplung an den drei kalten und drei heißen Strängen des ROCOM-Druckwassersimulators. Die erzielten Ergebnisse für den Vermischungsskalar wurden mit Versuchsdaten verglichen und dabei konnte für die meisten der untersuchten Messstellen eine gute Übereinstimmung festgestellt werden.

Die Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte bei Zweiphasenströmungen ist für die sicherheitstechnische Bewertung von Leichtwasserreaktoren von übergeordneter Bedeutung. Im Rahmen des vorliegenden Projekts werden verschiedene Modelle in OpenFOAM implementiert und validiert. Das Hauptziel ist eine verbesserte Modellierung von Zweiphasenströmungen mit Fokus auf kritische Wärmeströme. Die Forschungsarbeiten ermöglichen eine verbesserte CFD-Simulation der lokalen Siedekrise.

Abstract

The major goal of the BMWi-funded project RS1566 „CFD Investigation of Multiphysics Phenomena within the Safety Evaluation of the Existing Reactor Facilities” (MULTISIM-II) is further development, testing and validation of Computational Fluid Dynamics (CFD) based methods for multiscale and multi-physics simulations of thermohydraulic flow and heat transfer phenomena in nuclear power plants. The focus was on the calculation of flow-induced vibrations with the help of multi-physics computer programs as well as on the consolidation of the coupling interfaces and validation of multi-scale coupled thermohydraulic 1D-3D codes.

The aim of the studies on flow-induced vibrations was the analysis and the evaluation of such phenomena in reactor-typical applications. Two-way Fluid-Structure Interaction (FSI) methods were tested and used to analyze the Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment. The first method is the CFD-CSM coupling ANSYS CFX-MOR and the second is the full two-way multiphysics CFD-CSM coupling ANSYS CFX-Mechanical. These approaches differ in their field of application, in the accuracy to be accomplished and in the required computational effort. Validation work, based on this experiment was also performed within the VIKING (**V**ibration **I**mpa**K**t **I**n **N**uclear power **G**eneration) European initiative. GRS also participates in the current OECD/NEA FSI Benchmark. The most important activities are summarized in this report.

The various coupling interfaces in the AC² program system are to be consolidated in a single system. This simplifies the future maintenance of the coupling interface, since it is largely independent from the program versions. Therefore, within RS1566, the coupling interfaces between ATHLET and the CFD computer programs ANSYS CFX and OpenFOAM were consolidated in one ATHLET-CFD coupling interface: The existing flow chart of the ATHLET-ANSYS CFX coupling was adapted to the one of the ATHLET-OpenFOAM coupling. Verification calculations with the new interface were also carried out.

Considering the growing importance of the coupled ATHLET-CFD analyses, validation activities for ATHLET-ANSYS CFX were carried out on the ROCOM PKLIIT1.2 test. In this case, the codes were coupled at the three cold and the three hot legs of the ROCOM Pressurized Water Reactor (PWR) simulator. The results obtained for the mixing scalar were compared with experimental data and a good agreement was found for most of the analyzed measurement locations.

The determination of the critical heat flux in two-phase flows is of paramount importance for the safety assessment of light water reactors. In the context of the present project, various models are implemented and validated in OpenFOAM with the main objective to improve the modeling of two-phase flows with a focus on critical heat flux. The scientific works allow an improved CFD simulation of the local boiling crisis.

Inhaltsverzeichnis

	Kurzfassung.....	I
	Abstract.....	III
1	Einleitung	1
2	Zielsetzung und Arbeitsprogramm.....	3
3	Simulation und Analyse von strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe von multiphysikalischen CFD-CSM- Verfahren.....	5
3.1	Strömungsinduzierte Schwingungen in Reaktoranlagen	5
3.2	Multiphysikalische Methoden zur Berechnung von strömungsinduzierten Schwingungen	7
3.2.1	Multiphysikalische Kopplung ANSYS CFX-MOR.....	8
3.2.2	Multiphysikalische Kopplung mit ANSYS System Coupling 2.0.....	11
3.3	Validierung von ANSYS CFX-MOR anhand des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiments.....	12
3.3.1	Versuchsaufbau.....	12
3.3.2	Durchgeführte Versuche und Randbedingungen	15
3.3.3	Entwicklung der ANSYS CFX- und Mechanical-Modelle	16
3.3.4	Einstellungen für das ANSYS CFX-MOR-Modell	22
3.3.5	Turbulenzansatz	23
3.3.6	Modalanalyse mit Mechanical	24
3.3.7	Analyse der erzielten Ergebnisse für den Vattenfall-Versuch mit 2,4 l/s am Einlass der Teststrecke.....	27
3.3.8	Schwingungsanalyse	31
3.4	Weitere Simulationen zum Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment im Rahmen der europäischen Initiative VIKING	36
3.4.1	Netzanpassungen.....	36
3.4.2	Simulationssetup	37

3.4.3	Analyse der erzielten Ergebnisse für den Vattenfall-Versuch mit 5 l/s am Einlass der Teststrecke.....	38
3.4.4	Schwingungsanalyse	40
3.4.5	ANSYS CFX-Mechanical-Analysen zum Vattenfall-Versuch	44
3.4.6	Diskussion der erzielten Ergebnisse für die beiden Testfällen	46
3.4.7	Genauigkeit und Effizienz der beiden multiphysikalischen Rechenverfahren	48
3.5	Analysen zum OECD/NEA FSI-Benchmark	49
3.5.1	FSI-Benchmark-Beschreibung	49
3.5.2	Versuchsaufbau und Instrumentierung	49
3.5.3	Geometrieaufarbeitung	52
3.5.4	CFD-Netzgenerierung.....	53
3.5.5	Modalanalyse mit Mechanical.....	55
3.5.6	FSI-Modell der russischen Versuchsanlage	59
3.5.7	Anfangs- und Randbedingungen	60
3.5.8	Analyse der erzielten Ergebnisse zu dem Versuch mit 10 m ³ /h am Einlass der Teststrecke.....	60
3.5.9	Schwingungsanalyse zum Versuch mit 10 m ³ /h am Einlass der Teststrecke	79
3.5.10	Analyse der erzielten Ergebnisse zum Versuch mit 16 m ³ /h am Einlass der Teststrecke	87
3.5.11	Schwingungsanalyse zu dem Versuch mit 16 m ³ /h am Einlass der Teststrecke	108
3.6	Zusammenfassung	117
4	Konsolidierung und Verifizierung der vereinheitlichten Kopplungsschnittstelle zwischen dem Programmsystem AC² und CFD-Rechenprogrammen	119
4.1	Stand im Bereich Kopplung CFD-Systemcodes zum Projektstart	119
4.2	Konsolidierte Architektur der CFD-ATHLET-Kopplung.....	123
4.2.1	Existierende Implementierungen von CFD-ATHLET-Kopplungen	123
4.2.2	Umsetzung der Konsolidierung	128
4.3	Verifizierungsrechnungen	132

4.3.1	Rechnung für automatisierte Überprüfung	132
4.3.2	Verifizierung der Kopplung für mehrere Schnittstellen	137
4.4	Zusammenfassung	144
5	Validierung der ATHLET-CFD-Kopplung.....	145
5.1	Validierung der ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung anhand des ROCOM- Versuchs	145
5.1.1	Die Versuchsanlage ROCOM	145
5.1.2	ROCOM-Versuche.....	147
5.1.3	Modellierung der Anlage mit ANSYS CFX	149
5.1.4	Modellierung in ATHLET	160
5.1.5	Anfangs- und Randbedingungen	162
5.1.6	Ergebnisse der gekoppelten ATHLET-ANSYS CFX-Simulation	163
5.1.7	Vergleich der 1D-3D-Ergebnisse mit experimentellen Daten	173
5.2	Validierung der Kopplung ATHLET-OpenFOAM anhand des Phénix Dissymmetric-Test.....	189
5.2.1	Beschreibung des Versuchs	190
5.2.2	Beschreibung des ATHLET-Modells	198
5.2.3	Beschreibung des OpenFOAM-Modells.....	202
5.2.4	Ergebnisse der Simulationen und Vergleich mit Messdaten.....	208
5.3	Zusammenfassung	218
6	Weiterentwicklung der Siedekrise-Modellierung für einen zweiphasigen OpenFOAM-Solver	221
6.1	Einleitung.....	221
6.2	Numerische Modellierung des <i>reactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers der OpenFOAM Foundation.....	222
6.3	Arbeiten zur Verifikation des <i>reactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers.....	224
6.4	Validierung des <i>reactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers anhand von PSBT-Experimenten	225
6.4.1	Anlagenbeschreibung PSBT	225
6.4.2	CFD-Modellierung.....	227
6.4.3	Numerische Ergebnisse und Vergleich mit experimentellen Dateien.....	229

6.4.4	Analyse und Bewertung der erzielten Ergebnisse	234
6.5	Entwicklung des <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers zur Berücksichtigung des Conjugate Heat Transfer in Zweiphasenströmungen.....	236
6.5.1	Implementierung von <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i>	238
6.5.2	Testweise Portierung von Wandsiedemodellen aus der ESI-Version zur Foundation-Version.....	238
6.5.3	Test des neuen Solvers und der Portierung	239
6.5.4	Numerische Modellierung des <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers	241
6.6	Validierung des <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers anhand von PSBT-Experimenten.....	243
6.6.1	Simulationsergebnisse und Vergleich mit experimentellen Daten	244
6.6.2	Test des <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers mit einer erhöhten Wärmeleistung	249
6.7	Test des <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i> -Solvers mit erweiterter Modellierung für Wandsieden im 2D-Kanal	250
6.8	Zusammenfassung und Ausblick	254
7	Zusammenfassung und Schlussfolgerungen.....	257
	Abbildungsverzeichnis.....	261
	Tabellenverzeichnis.....	275
	Abkürzungsverzeichnis.....	277
	Literaturverzeichnis.....	279

1 Einleitung

Der fortschreitende Entwicklungsstand von CFD-Software verbunden mit den großen Fortschritten in der Computerhardware führt dazu, dass CFD-Programme in zunehmendem Maß bei der Bewertung von Sicherheitsmerkmalen sowie bei der Untersuchung von Störfällen und Transienten ergänzend zu den traditionellen Systemrechenprogrammen eingesetzt werden. Die detaillierte, lokale und dreidimensionale Simulation von Strömungs- und Wärmeübergangsphänomenen in komplexen Geometrien ermöglicht die zeitabhängige Berechnung von Druck-, Temperatur- und Geschwindigkeitsfeldern von Wasser-, Wasser-/Dampf-, Luft- sowie auch von Wasserstoffströmungen. Weitere Kühlmedien wie z. B. Natrium, Blei oder Helium, die für die Reaktoren der vierten Generation vorgesehen sind, können nach einer Anpassung der Stoffwerte ebenfalls mit CFD berechnet werden. Mit CFD werden nicht nur Zweiphasenströmungen, sondern auch Mehrkomponentenströmungen modelliert, wie z. B. die Verteilung von Borsäure in der Kühlmittelströmung von Druckwasserreaktoren (DWR). Eine dynamische Darstellung der Strömungsphänomene in 3D ermöglicht einen tieferen Einblick und ein verbessertes, physikalisches Verständnis der Strömungs- und Transportvorgänge. Dieses physikalische Verständnis kann zu gezielten Anlagenverbesserungen verwendet werden. Da der Rechenaufwand für transiente, dreidimensionale CFD-Simulationen sehr hoch ist, sind CFD-Simulationen bisher auf ausgewählte Anlagenkomponenten beschränkt. In solchen Anlagenkomponenten werden die Randbedingungen für die CFD-Berechnungen aus Experimenten oder aus vorausgegangenen Systemanalysen vorgegeben.

Um die Stärken der CFD-Programme auch für die Analyse der unterschiedlichen Fragestellungen der Reaktorsicherheit nutzen zu können, werden diese Simulationstools mit weiteren Codes gekoppelt. Die Bewertung von strömungsinduzierten Schwingungsphänomenen wurden z. B. bisher mit vereinfachten Verfahren, die auf Korrelationen beruhen, durchgeführt. In den letzten Jahren konnten strömungsinduzierte Strukturschwingungen zunehmend mit Hilfe von realistischen 3D-Simulationen und durch den Einsatz von Multiphysik-Algorithmen analysiert werden. Die entwickelten Verfahren beruhen auf einer Kopplung von CFD- und CSM- (Computational Structure Mechanics)-Programmen, welche die Wechselwirkung zwischen der Struktur und dem umgebenden Fluid berücksichtigen kann. Weiterhin werden die Simulationsmöglichkeiten der traditionellen Systemrechenprogramme wie z. B. ATHLET durch eine Kopplung mit CFD-Codes erweitert, um die Simulation des gesamten Kühlsystems eines Kernkraftwerks unter Berücksichtigung lokaler Vermischungsprozesse zu ermöglichen. Bei der Gesellschaft für

Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) werden seit Jahren Verfahren zur Kopplung von System- und CFD-Codes entwickelt. Dazu werden das bei der GRS entwickelte Systemprogramm ATHLET und die kommerzielle Software ANSYS CFX sowie das Open Source-Programm OpenFOAM verwendet.

Die zuverlässige Berechnung der Siedevorgänge in Zweiphasenströmungen ist ein wesentlicher Bestandteil der Zweiphasensimulationen. Die Vorhersage solcher Phänomene leistet einen unmittelbaren Beitrag zur Erhöhung der Sicherheit von Kernkraftwerken. Weiterhin ist die Bestimmung der kritischen Wärmestromdichte für die sicherheitstechnische Bewertung von Leichtwasserreaktoren von übergeordneter Bedeutung. Hierfür sind spezielle Critical Heat Flux-Modelle (CHF) notwendig. Im Rahmen des NUBEKS-Verbundvorhabens sollte ein verbessertes CHF-Modell erstellt und in einem zweiphasigen OpenFOAM-Solver implementiert werden. Da diese Arbeiten u. a. aufgrund von Eigenschaften des NUBEKS-CHF-Modells nicht abgeschlossen werden konnten, fehlt derzeit ein validierter OpenFOAM-Solver für CHF-Analysen in der Kerntechnik.

Um diese Lücke zu schließen, werden im Rahmen dieses Projekts verschiedene CHF-Modelle in OpenFOAM implementiert und validiert. Das Hauptziel ist eine verbesserte Modellierung von Zweiphasenströmungen mit Fokus auf kritische Wärmeströme. Die Forschungsarbeiten sollen eine verbesserte CFD-Simulation der lokalen Siedekrise ermöglichen. Die zuverlässige Vorhersage der Siedekrise sowie die Modellierung des Wärmeübergangs beim Filmsieden sind grundlegende Anforderungen an den Modellumfang eines zweiphasigen OpenFOAM-Solvers.

2 Zielsetzung und Arbeitsprogramm

Das Gesamtziel der hier dokumentierten Forschungsarbeiten ist, Computational Fluid Dynamics (CFD)-basierte Verfahren zur Berechnung von dreidimensionalen Strömungs- und Schwingungsphänomenen in bestehenden und neuen Reaktoranlagen bereitzustellen, weiterzuentwickeln und anschließend zu validieren. Die Schwerpunkte liegen auf der Berechnung von strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe von multiphysikalischen Rechenprogrammen, der Weiterentwicklung und Validierung von gekoppelten ATHLET-CFD-Anwendungen sowie auf der Verbesserung der Siedekrise-Modellierung mit OpenFOAM.

Strömungsinduzierte Schwingungen treten auf, wenn Fluide mit hohem Energiegehalt auf dünne bzw. flexible Strukturen treffen. Das Verständnis von strömungsinduzierten Schwingungen ist sowohl für die derzeit betriebenen Reaktoren als auch neue Reaktorkonzepte von Bedeutung (wie z. B. kleine modulare Reaktoren mit kompakten hocheffizienten Wärmetauschern). Sie können die Barrieren für den Einschluss radioaktiver Inventare gefährden. Gemäß den Sicherheitsanforderungen für Kernkraftwerke vom 20. November 2012 /SIA 15/ sind Barrieren und Rückhalte u. a. so auszulegen und während der gesamten Betriebsdauer in einem solchen Zustand zu halten, dass bei allen Anlagenzuständen und den dabei auftretenden mechanischen, thermischen, chemischen und durch Strahlung hervorgerufenen Einwirkungen die jeweiligen sicherheitstechnischen Nachweisziele und Nachweiskriterien eingehalten werden. Aus diesem Grund ist das Verständnis der Schwingungsphänomene sowohl für die derzeit betriebenen Reaktoren als auch für neue Reaktorkonzepte wichtig.

In der Vergangenheit wurden oft das Auftreten und die Stabilität von strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe von empirischen Korrelationen bewertet. Der Fortschritt bei der Kopplung von CFD und Strukturen erlaubt es heute, diese Phänomene mit Hilfe von gekoppelten multiphysikalischen Strömungs-/Struktursimulationen zu bewerten. Im Kapitel 3 werden numerische Analysen zu strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe multiphysikalischer Rechencodes durchgeführt. Dabei werden die Rechencodes ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical anhand des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiments und des OECD NEA FSI-Benchmarks validiert.

Thermohydraulische Systemrechenprogramme werden seit mehr als 40 Jahren entwickelt, um die Auslegung und die Sicherheit kerntechnischer Anlagen beurteilen und verbessern zu können. Diese Programme sind in der Lage, das Gesamtverhalten eines

Kernkraftwerks unter Störfallbedingungen mit akzeptablem Rechenaufwand zu simulieren. Sie verfügen aber nur über eingeschränkte Möglichkeiten, dreidimensionale Strömungen und Kühlmittelvermischungsvorgänge detailliert nachzubilden. Da die Simulation dieser Vorgänge für die Analyse von Transienten und Störfällen wichtig ist, werden hierzu ergänzend CFD-Programme eingesetzt. Mehrskalige Simulationen können mit hoher Genauigkeit und mit vertretbarem Rechenaufwand durch Kopplung von System- und CFD-Programmen komplexe Strömungs- und Wärmeübergangsphänomene im Reaktorkühlkreislauf abbilden. Durch den gekoppelten Ansatz wird es möglich, Anlagenkomponenten, für die keine allgemeinen Modelle in Systemcodes existieren, dreidimensional aufzulösen. In diesem Vorhaben wurden die beiden Verfahren zur Kopplung des Systemrechenprogramms ATHLET mit den CFD-Simulationswerkzeugen ANSYS CFX und OpenFOAM konsolidiert, verifiziert und anhand von realistischen, reaktorsicherheitsrelevanten Demonstrationstestfällen validiert. Die Konsolidierung der zweiphasigen Kopplung ATHLET-CFD steht im Mittelpunkt von Kapitel 4; im Kapitel 5 wird die Validierung der Kopplung ATHLET-CFD anhand der Versuche ROCOM PKLIIT1.2 und Phénix Dissymmetric Test dokumentiert.

Im Rahmen des NUBEKS-Verbundvorhabens sollte ein verbessertes CHF-Modell erstellt und in einem zweiphasigen OpenFOAM-Solver implementiert werden. Aufgrund von numerischen Instabilitäten, die bei der Simulation nicht-isothermer Strömungen mit den OpenFOAM Foundation 4.0- und 5.0-Solvern auftreten, konnten die Arbeiten nicht abgeschlossen werden. Derzeit fehlt ein validierter OpenFOAM-Löser für CHF-Analysen in der Kerntechnik. Daher werden zunächst mit den RPI- und Extended RPI-Modellen für unterkühltes Sieden Zweiphasen-Simulationen durchgeführt. Bei dem Einsatz des Extended RPI-Modells werden unterschiedliche Umschaltfunktionen, die auf verschiedenen Modellen beruhen, implementiert und getestet und dabei die Simulationsfähigkeit von OpenFOAM im Bereich unterkühltes Blasensieden bis CHF untersucht. Die Erstellung und Eignung eines OpenFOAM-Zweiphasen-Solvers zur Berechnung von Conjugate Heat Transfer (CHT) mittels eines Block Coupled Solvers wird analysiert. Die Erweiterung der Siedekrise-Modellierung und dessen Validierung anhand der PSBT-Versuche ist in Abschnitt 6 zusammengefasst.

3 Simulation und Analyse von strömungsinduzierten Schwingungen mit Hilfe von multiphysikalischen CFD-CSM-Verfahren

3.1 Strömungsinduzierte Schwingungen in Reaktoranlagen

Im Anlagenbau können Schwingungen insbesondere als Rohrschwingungen in Rohrbündel-Wärmetauschern, Dampferzeugern und im Reaktorkern auftreten. Quer angeströmte Rohre können z. B. durch Wirbelablösung der Strömung zu Schwingungen angeregt werden. Das kann zu Rohr- bzw. Stabbeschädigungen führen. Die mit den Schwingungen verbundene wiederholte Verbiegung kann Ermüdung hervorrufen, wenn auftretende Verwindungsspannungen entsprechend groß werden. Typischerweise treten Strukturschäden in Bereichen großer Stützweiten und hoher lokaler Geschwindigkeiten auf, denn die Schwingungsamplitude ist abhängig von der Stützweite und dem Quadrat der Geschwindigkeit /WAG 93/. Unter dem betriebswirtschaftlichen Zwang, einen immer höheren thermischen Wirkungsgrad erzielen zu müssen, ist man dazu übergegangen, die Durchströmungsgeschwindigkeiten zu erhöhen und die Rohrwandstärken immer weiter zu reduzieren /FIS 02/. Dies führte jedoch zu einer Reihe von Schadensfällen /GRS 84/, in denen Schwingungen der Rohrbündelstrukturen durch die Außenströmung induziert wurden. Ein Überblick über solche Schadensfälle wird in /AGE 17/, /PAI 83/ gegeben.

Strömungsinduzierte Schwingungen könnten auch im Reaktorkern entstehen. Laut dem amerikanischen Electrical Power Research Institute (EPRI) sind über 70 % aller Brennstableckagen in US-Druckwasserreaktoren (DWR) auf strömungsinduzierte Schwingungen (SIS) zurückzuführen. Laut IAEA ist der aus solchen Schwingungen resultierende Reibschwingung (Grid-to-Rod-Fretting) die Ursache für 58 % der Brennstableckagen in Leichtwasserreaktoren weltweit /IAE 10/, /IAE 19/. Laut der Richtlinie für schweizerische Kernanlagen für Auslegung und Betrieb von Reaktorkern, Brennelementen und Steuerelementen sind hydraulisch induzierte Vibrationen im Reaktorkern zu minimieren. Weiterhin ist vorgegeben, dass die Brennelementstruktur so auszulegen ist, dass die Spannungen und Dehnungen an Strukturteilen und Verbindungen (bei Siedewasserreaktoren) am Brennelementkasten infolge von strömungsinduzierten Schwingungen zu begrenzen sind /ENS 15/. In der deutschen KTA-Regel 3101.3 „Auslegung der Reaktorkerne von Druck- und Siedewasserreaktoren / Teil 3: Mechanische und thermische Auslegung“ wird festgehalten, dass durch Änderungen des

Betriebszustandes (z. B. beim An- und Abfahren bzw. Leistungsänderung) und infolge strömungsinduzierter Schwingungen die Brennelement-Strukturteile und Schraubenverbindungen Wechsellastspannungen ausgesetzt werden. Daher müssen Spannungen in den Brennelement-Strukturteilen, den Brennelementkästen und den Verbindungen (z. B. Schraubverbindungen, Schweißverbindungen, Lötverbindungen, formschlüssige Verbindungen) begrenzt werden /KTA 17/.

Die hochturbulente Kühlmittelströmung in Brennelementen im Normalbetrieb führt zu asymmetrischen und schwankenden Drücken an den Brennstaboberflächen. Diese Druckschwankungen sind zufällig und erstrecken sich über ein breites Frequenz- und Amplitudenband über die gesamte Staboberfläche. Dies resultiert in dynamischen Stab-Abstandhalter-Kontakten und die Reibung führt in den Kontaktbereichen zu Materialverschleiß und ggf. Hüllrohrbeschädigungen. Ebenso können Steuerstäbe aufgrund von SIS einem erhöhten Verschleiß unterliegen. In ihrer voll ausgefahrenen Position schwingen die Steuerstäbe im Reaktorkern und ihre Spitzen reiben gegen die BE-Führungsrohre. Dies kann die Steuerstaboberflächen beschädigen und im schlimmsten Fall die Steuerstabbewegung im Kern beeinträchtigen.

Die bereits beschriebenen Schwingungsphänomene in den Reaktorkernen sind für axiale Strömungen relevant und hauptsächlich von der Strömungsturbulenz induziert. Stabschwingungen können aber auch in Querströmungen entstehen. Dabei spielt die Wirbelablösung von der Staboberfläche und deren Frequenz eine wichtige Rolle /BIE 19/. Im DWR ist die Kühlmittelströmung im Ringraum hauptsächlich nach unten gerichtet. Von dort gelangt es in das untere Plenum und den Kern. Zwischen dem Kernbehälter und dem Kern befinden sich Leitbleche, die zur seitlichen Zurückhaltung des Kerns dienen. Diese ermöglichen auch einen Kernbypass. Ein Teil des Kühlmittelbypass-Massenstroms wird durch die Leitblechspalte zum Kern geleitet. Dabei bilden sich Wasserstrahlen, die mit hoher Geschwindigkeit auf die Kernperipherie-BE aufprallen. Diese verursachen BE-Schwingungen und ggf. Hüllrohrbeschädigungen. Das beschriebene Phänomen ist unter dem Namen *Baffle Jetting* bekannt /BIE 19/.

Bei Transienten oder Störfällen können im Bereich des Reaktorkerns Kräfte entstehen, die die Schwingungsamplituden wesentlich vergrößern können. Leckstörfälle oder Erdbeben werden oft als mögliche Schwingungserreger in diesem Bereich in Betracht gezogen. Im Fall von Erdbeben werden die Strukturschwingungen durch externe Kraft induziert /LUN 14/. Sloshing-Effekte gehören ebenfalls zu dieser Kategorie von Schwingungen.

Stabschwingungen können eine wichtige Rolle bei der Entstehung des Neutronenflussrauschens spielen. Im Rahmen des europäischen Projekts CORTEX werden strukturelle Analysen zu RDB- und BE-Schwingungen durchgeführt, die für das Neutronenflussrauschen relevant sind. Die GRS beteiligt sich mit Simulationen am CORTEX Subtask 1.1.1 "Detailed modelling of fluid-structure interactions" und leitet das Arbeitspaket 4 "Application and demonstration of the developed modelling tools and signal processing techniques against plant data".

3.2 Multiphysikalische Methoden zur Berechnung von strömungsinduzierten Schwingungen

In den letzten Jahren wurden Strukturschwingungen zunehmend mit Hilfe von realistischen 3D-Simulationen und durch den Einsatz von Multiphysik-Algorithmen analysiert. Die Berechnung der Fluid-Struktur-Wechselwirkung ist wichtig, um insbesondere Untersuchungen zur Integrität von Brennstäben in den Reaktorkernen sowie von U-Rohren in den Dampferzeugern durchzuführen. Im Rahmen vom Vorgängerprojekts RS1540 MULTISIM-I wurden Analysen zum Vattenfall Rod Vibration Experiment mit Hilfe von zwei FSI-Ansätzen durchgeführt: ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical. Die mit den multiphysikalischen Rechenprogrammen erzielten Ergebnisse zeigten sehr gute Übereinstimmung mit experimentellen Daten für die Versuche mit strömendem Wasser. Abweichungen bis zu 30 % wurden nur in den späteren Phasen (kleinere Schwingungsamplituden) der Versuche mit stagnierenden Fluiden festgestellt. Als mögliche Gründe für die Abweichungen wurden eine ungenaue Berechnung des Added-Mass-Effekts, höhere numerische Dämpfung sowie eine unzureichende Modellierung der Versuchsanlage identifiziert /PAP 19a/.

In einem gekoppelten CFD-CSM-System berechnet das CFD-Programm die Druck- und die Temperaturverteilung, die an der Strukturoberfläche wirken, und übermittelt diese Daten an den Strukturcode. Das CSM-Programm löst die mechanischen Bewegungsgleichungen unter den von CFD spezifizierten Randbedingungen und berechnet die Strukturveränderung. Diese wird dem CFD-Code übermittelt, der dann die fluidodynamischen Gleichungen in einem angepassten, verformten Rechennetz (s. Abb. 3.1) löst. Die beschriebene Sequenz wird wiederholt, bis die Ergebnisse in den beiden Rechenprogrammen intern konvergieren. Gleichzeitig müssen auch die physikalischen Größen, die an den Kopplungsschnittstellen ausgetauscht werden, ein vorgegebenes

Konvergenzkriterium erfüllen. Erst dann kann der gekoppelte Löser mit dem nächsten Zeitschritt fortfahren.

Im Rahmen dieses Forschungsprojekts werden wieder die beiden multiphysikalischen Simulationsverfahren ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical für die Schwingungsanalysen angewendet und validiert. Beim ersten Ansatz ist ANSYS CFX an ein vereinfachtes mechanisches Modell reduzierter Ordnung gekoppelt. Dieses MOR verwendet die Ergebnisse einer Modalanalyse, die im Voraus mit einem CSM-Code durchgeführt wurde, um die mechanischen Gleichungen schnell lösen zu können. Der zweite Ansatz beruht auf einer vollständigen Kopplung von mehreren physikalischen Feldern in ANSYS CFX- und -Mechanical-Bereichen. Beide Verfahren beruhen auf einer vollständigen 2-Wege-Kopplung. Dies bedeutet, dass Informationen in beiden Richtungen ausgetauscht werden. Bei der einfacheren 1-Weg-Kopplung werden Daten nur vom CFD- zum CSM-Code übertragen.

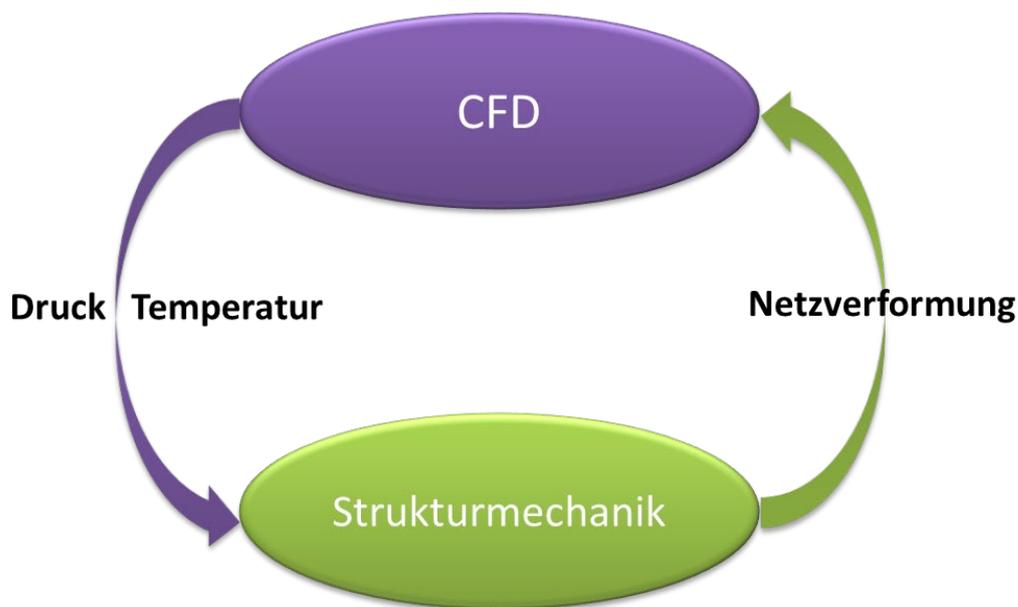


Abb. 3.1 Multiphysikalische CFD-CSM-Kopplung und Austauschgrößen

3.2.1 Multiphysikalische Kopplung ANSYS CFX-MOR

3.2.1.1 Theoretische Basis

Das übergeordnete Ziel von jedem Modell reduzierter Ordnung ist eine schnelle Berechnung der verschiedenen physikalischen Größen bei einem abschätzbaren und akzeptablen Genauigkeitsverlust. ANSYS hat ein solches Modell entwickelt und mit dem

CFD-Programm ANSYS CFX gekoppelt /EIN 14/. In ANSYS CFX-MOR sorgt das mechanische MOR für eine effiziente Berechnung der statischen oder der dynamischen Rückwirkungen des mechanischen Systems auf die Strömungssimulation in der multi-physikalischen Kopplung. Das MOR-Modell beruht auf dem Mode-Superposition-Verfahren, bei dem Eigenfrequenzen und Eigenformen zur Berechnung der dynamischen Rückwirkungen der mechanischen Struktur verwendet werden. Die dynamische Reaktion der Struktur auf transiente oder stetige harmonische Anregungen wird vor Beginn der gekoppelten Simulation mit Hilfe einer Modellanalyse charakterisiert /ANS 21/. In jedem Element (Node) des mechanischen Systems werden die allgemeinen Bewegungsgleichungen wie folgt gelöst:

$$[M]\{\ddot{u}\} + C\{\dot{u}\} + [K]\{u\} = \{F\}$$

mit

[M] – strukturelle Masse-Matrize

[C] – strukturelle Dämpfungsmatrize

[K] – strukturelle Steifigkeitsmatrize

$\{\ddot{u}\}$ – nodaler Geschwindigkeitsvektor

$\{\dot{u}\}$ – nodaler Beschleunigungsvektor

$\{u\}$ – nodaler Verschiebungsvektor

$\{F\}$ – zeitabhängiger Lastvektor

Der zeitabhängige Lastvektor ist definiert als:

$$\{F\} = \{F_{nd}\} + s\{F^s\}$$

mit

$\{F_{nd}\}$ – zeitabhängige nodale Kräfte

$\{F^s\}$ – Lastvektor, berechnet mit Hilfe einer Modalanalyse

s – Skalierungsfaktor für den Lastvektor

Die nodale Kraft F_i kann wie folgt definiert werden:

$$F_i = \int \Phi_i^T \vec{n} p_i da$$

mit

ϕ_i^T – typische Eigenform

\vec{n} – normaler Vektor

p_i – Druck im i-ten Node

Der nodale Verschiebungsvektor kann dann mit Hilfe der modalen Koordinaten y_i definiert werden als:

$$\{u\} = \sum_{i=1}^n \{\Phi_i\} y_i \quad (3.1)$$

$\{\Phi_i\}$ – die i-te Eigenform

n – die Anzahl der Schwingungsmoden, die berücksichtigt werden müssen

Nach mehreren Substitutionen und weiteren mathematischen Operationen sieht die Bewegungsgleichung in modalen Koordinaten folgendermaßen aus:

$$\ddot{y}_i + 2\omega_i \xi_i \dot{y}_i + \omega_i^2 y_i = f_i \quad (3.2)$$

mit

ξ_i – Fraktion der kritischen Dämpfung für Mode i

ω_i^2 – Winkelgeschwindigkeit

Da i jede Mode darstellt, bezeichnet die oben geschriebene Gleichung n entkoppelte Gleichungen mit n Unbekannten y_i . Der Vorteil des entkoppelten Gleichungssystems besteht darin, dass die gesamte rechenintensive Matrizenalgebra im Eigenlöser durchgeführt wird (Mechanical). Aus diesem Grund können lange Transienten in Modalkoordinaten sehr effizient simuliert werden. Die y_i werden wieder in geometrische Verschiebungen (die Systemantwort zur Belastung) /ANS 21/ umgerechnet.

3.2.1.2 Einschränkungen des ANSYS-MOR-Verfahrens

Die oben beschriebenen mechanischen Gleichungen stellen ein reduziertes mechanisches System dar und sind im ANSYS CFX-MOR-Code implementiert. Da es sich um eine Vereinfachung des mechanischen Systems handelt, ist es wichtig zu erwähnen,

dass FSI-Simulationen mit ANSYS CFX-MOR einigen Einschränkungen unterliegen. Dieses Verfahren ist für Fälle mit linearer Dynamik und moderaten Verschiebungen gültig. Darüber hinaus können mit diesem Verfahren keine großen Dehnungen abgebildet werden. ANSYS CFX-MOR ist nur für die Berechnung von Systemen mit linearen Kontakten und linearen Materialverhalten (keine Plastizität) geeignet /EIN 14/

3.2.2 Multiphysikalische Kopplung mit ANSYS System Coupling 2.0

ANSYS Mechanical ist ein Werkzeug für die umfassende Finite-Element-Analyse (FEA) von Festkörpern, die lineare, nichtlineare und dynamische Studien umfassen. Numerische Mechanical-Simulationen halten einen vollständigen Satz an Elementverhaltensweisen, Materialmodellen und Gleichungslösern für eine breite Palette von Fragestellungen zu mechanischen Strukturen bereit. Darüber hinaus stehen in Mechanical Funktionen für die Wärmeanalyse und für gekoppelte physikalische Phänomene zur Verfügung, dazu gehören Akustik, Piezoelektrik /BLÄ 15/, thermisch-strukturelle und thermoelektrische Analysen /ANS 21/. Strukturmechanische Rechenprogramme wurden in der GRS im Rahmen von mehreren Projekten eingesetzt (RS1197, RS1520, RS1509). Dabei wurden u. a. Analysemethoden zur Bestimmung des dynamischen Verhaltens von Containment-Strukturen sowie Verfahren zur Berücksichtigung komplexer Lastannahmen bei hochdynamischen Einwirkungen auf Stahlbetonstrukturen bereitgestellt. Derzeit werden mit ANSYS Mechanical Arbeiten zum Komponentenverhalten bei Unfallbelastungen durchgeführt. Es wurden auch Arbeiten zum Thema Neutronenflussrauschen, insbesondere zum Brennelementverhalten im Rahmen des europäischen Projekts CORTEX durchgeführt.

Im Rahmen von MULTISIM-I wurde ANSYS CFX-Mechanical 19.2 innerhalb der ANSYS-Workbench gekoppelt mit Hilfe des ANSYS Multifield-Solvers (MFX) gekoppelt /PAP 19b/. Der MFX-Solver wird für Simulationen verwendet, bei denen Felder ausgetauscht werden, die mit verschiedenen numerischen Simulationswerkzeugen berechnet wurden. Im MFX-Löser ist jeder "Feldlöser" jeweils ein Rechencode. Diese sind mit sog. Stagger-Loops gekoppelt, die eine implizite Kopplung im Rahmen des MFX-Lösers erlauben. Innerhalb jedes Zeitschritts werden die Feldlösungen im Stagger-Loop wiederholt, bis das vorgegebene Konvergenzkriterium erreicht ist.

In den vorliegenden Analysen wurde die Komponente System Coupling 2.0 eingesetzt. Diese neue ANSYS-Komponente ersetzt den MFX-Solver und ermöglicht eine einfachere Kopplung von unterschiedlichen ANSYS-Rechenprogrammen innerhalb der

Workbench. Die Kopplung der Programme wird mit Hilfe von graphischen Verbindungen in der Workbench realisiert. In der System Coupling-Komponente wird der Datenaustausch (1-Weg- und 2-Wege-Kopplung, Anzahl der Stagger-Iterationen) spezifiziert. Zusätzlich sind auch einige Änderungen in den Code-Datensätzen notwendig, System Coupling beruht auf Python-Skripten, die auch unter Linux ausgeführt werden können, dies ermöglicht Simulationen mit großen CFD-Modellen.

Es ist sehr wichtig zu betonen, dass die Einschränkungen, die für das ANSYS CFX-MOR-Verfahren gelten, hier nicht relevant sind. Große Verschiebungen, Dehnungen und nichtlineares Materialverhalten können bei FSI-Simulationen mit ANSYS CFX-Mechanical berücksichtigt werden.

3.3 Validierung von ANSYS CFX-MOR anhand des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiments

Zur Verifikation und grundlegenden Validierung der vorgestellten Verfahren werden geometrisch einfache und gut dokumentierte Laborversuche verwendet. Im vorliegenden Projekt wird dazu das Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment untersucht /LIL 15/. Dieses ist im Gegensatz zum Vattenfall Rod Vibration Test /PAP 19a/ den Schwingungen gewidmet, die durch die Strömung und nicht durch externe Kräfte entstehen. Der Versuch befasst sich mit den Instrumentierungsschwingungen im Kern eines Siedewasserreaktors und zeichnet sich durch eine erhöhte Komplexität sowohl der Geometrie als auch der untersuchten Schwingungsphänomene aus.

3.3.1 Versuchsaufbau

Die Versuchsanlage von Vattenfall besteht aus einem geschlossenen Rohrkreislauf mit einer quadratischen Plexiglas-Teststrecke (Innenmaß 80 mm x 80 mm), s. Abb. 3.2 und Abb. 3.3. Die Teststrecke besteht aus einem Führungsrohr für die Neutronenflussmessung und vier Brennelementkasten (Abb. 3.4). Das Führungsrohr ist unten fest positioniert. Sein oberes Ende ist in axialer Richtung frei beweglich, während es in den anderen beiden Richtungen (X und Y) mit Hilfe von metallischen Stiften fixiert ist. Die Länge des Rohres zwischen unterer und oberer Befestigung beträgt 1486 mm. Von diesen sind jedoch nur 1400 mm von den Brennelementkasten umgeben. Da das Experiment im Vergleich zur realen SWR-Konfiguration skaliert ist (reduzierte Rohrlänge), ist es wichtig, die gleiche Eigenfrequenz des Systems zu haben. Das Verhältnis der Vattenfall-

Führungsrohrlänge zur realen Röhrenlänge ist 0,37. Daher wird auch die Rohrwandstärke auf 0,6 mm verringert.

Am Einlass der beschriebenen Konfiguration werden Luft- und Wassergeschwindigkeiten von 0 m/s bis etwa 15 m/s aufgeprägt. Die Strömung induziert Stabschwingungen, die mit Hilfe fortschrittlicher Instrumentierung erfasst werden können. Im Gegensatz zum Vattenfall Rod Vibration Test werden hier eine zeitabhängige 2D-Stabauslenkung (in X- und Y-Ebene) und die Drücke an verschiedenen Stellen gemessen. Zwei Hochgeschwindigkeitskameras sind im 90°-Winkel an zwei verschiedenen Stellen entlang des Führungsrohres angeordnet, um seine Bewegung in der XY-Ebene erfassen zu können. Die Kameras werden über einen gemeinsamen Trigger zeitlich synchronisiert. Das Führungsrohr ist an den Messstellen schwarz lackiert und dort wurden weiße Punkte aufgesprüht. Die CCD-Kameras haben eine Auflösung von 2080x1044 Pixel, dies ergibt eine Genauigkeit von 5 µm. Während sich das Führungsrohr bewegt, werden die Punkte mit einem Particle Tracking Velocimetry- (PTV)-Algorithmus verfolgt. Die Bildrate beträgt 750 fps. Der Durchfluss wird mit elektromagnetischen Durchflussmessern Krohne Optiflux 4000 gemessen. Der Volumenstrom liegt zwischen 0 l/s – 15 l/s, was einer Fluidgeschwindigkeit von ca. 0 m/s – 15 m/s in der Teststrecke entspricht. Die Unsicherheit der Volumenstrommessungen liegt bei 0,3 %.

In der Anlage wird auch der Druck an verschiedenen Stellen gemessen. Die Drucksensoren befinden sich in den engen Spalten zwischen Führungsrohr und Brennelementkasten. Diese werden auf der Ebene der Schwingungsmessungen entlang des Kanals durchgeführt. Die Messfrequenz der Drucksensoren wurde auf 1 kHz eingestellt /LIL 15/.



Abb. 3.2 Vattenfall-Versuchsanlage /LIL 15/

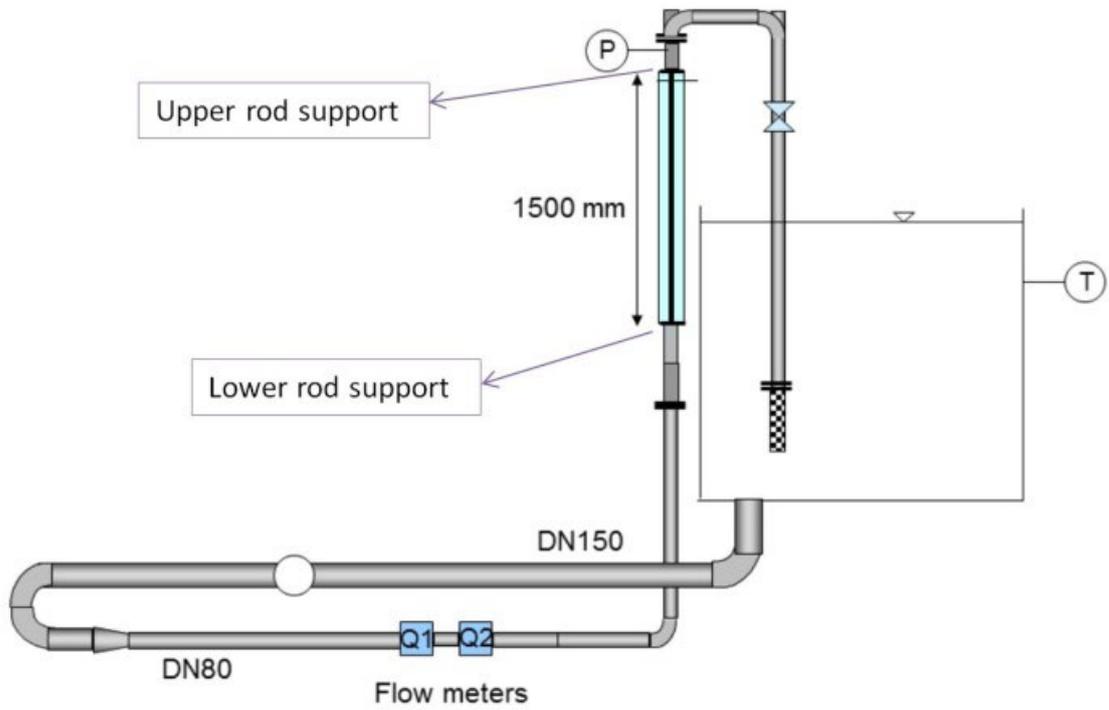


Abb. 3.3 Vattenfall-Versuchsanlage mit Teststrecke /LIL 15/

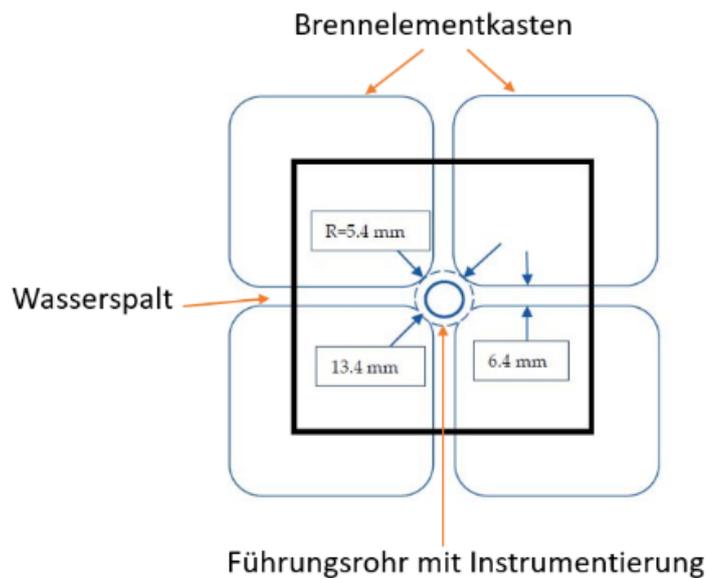


Abb. 3.4 Querschnitt durch die Vattenfall-Teststrecke: Vier SWR-Brennelementkasten und ein Führungsrohr (schwingende Struktur) für die Neutronenfluss-Instrumentierung /LIL 15/

3.3.2 Durchgeführte Versuche und Randbedingungen

Im Vattenfall-Labor im schwedischen Älvkarleby wurden mehrere Testfälle mit unterschiedlichem Volumenmassenstrom am Einlass der Teststrecke durchgeführt. Alle Versuchsläufe zeigt Tab. 3.1. In diesem Bericht werden Simulationen zu den Testfällen mit Volumenströmen von 2,35 l/s und 5 l/s beschrieben. Die Analyse mit 5 l/s am Einlass der Teststrecke wurde im Rahmen der europäischen Kollaboration VIKING durchgeführt.

Tab. 3.1 Liste der Vattenfall-Versuche und Randbedingungen

Fluid	Volumenstrom (l/s)
Luft	0,00
Wasser	0,00
Wasser	2,35
Wasser	5,00
Wasser	7,00
Wasser	10,00
Wasser	12,00
Wasser	14,80

3.3.3 Entwicklung der ANSYS CFX- und Mechanical-Modelle

3.3.3.1 CAD Geometrie

Da die Schwingungen und Messungen im Teststreckenbereich sind, wurde entschieden, nur diese zu modellieren. Der Rest der Versuchsanlage wird in CFD nicht abgebildet, da dies mit sehr hohem Modellierungs- und Rechenaufwand verbunden ist. Eine vereinfachte CAD-Geometrie der Teststrecke wurde von Vattenfall vorbereitet und die CAD-Dateien wurden der GRS im STEP-Format zur Verfügung gestellt. Diese wurden zunächst in SpaceClaim importiert. Abb. 3.5 zeigt das vollständige CAD-Modell von Vattenfall, visualisiert mit SpaceClaim, während Abb. 3.6 nur den kreuzförmigen Teil der Teststrecke darstellt. Diese Geometrie beinhaltet weder den Strömungsgleichrichter in der Einlasskammer noch das Fixierkreuz (unteres Rohrende) und die Fixierstifte (oberes Rohrende), die im ersten Vattenfall-Versuch vorhanden waren /PAP 19a/. Trotz der Teststreckensymmetrie wurde aufgrund der Komplexität der Führungsrohrbewegung ein vollständiges FSI-Modell des Vattenfall-Experiments generiert. In einem ersten Schritt wurden einige kleine Verbesserungen der CAD-Geometrie mit SpaceClaim vorgenommen. Außerdem hatte im ursprünglichen CAD-Modell die Auslasskammer der Teststrecke die gleiche Größe wie die Einlasskammer. Nach der Durchführung der ersten CFD-Simulationen wurde festgestellt, dass sich in der Auslasskammer eine Rezirkulationszone ausbildet. Um einen Einfluss der *OPENING*-Randbedingung auf die Rezirkulationszone und die erzielten Ergebnisse zu vermeiden, wurde die Auslasskammer deutlich verlängert und somit die *OPENING*-Randbedingung von der Rezirkulationszone entfernt. Aufgrund des großen Querschnitts beider Kammern im Vergleich zum

kreuzförmigen Teststreckenbereich erhöhte die Auslasskammervverlängerung die Gesamtzahl der Mesh-Elemente wesentlich.

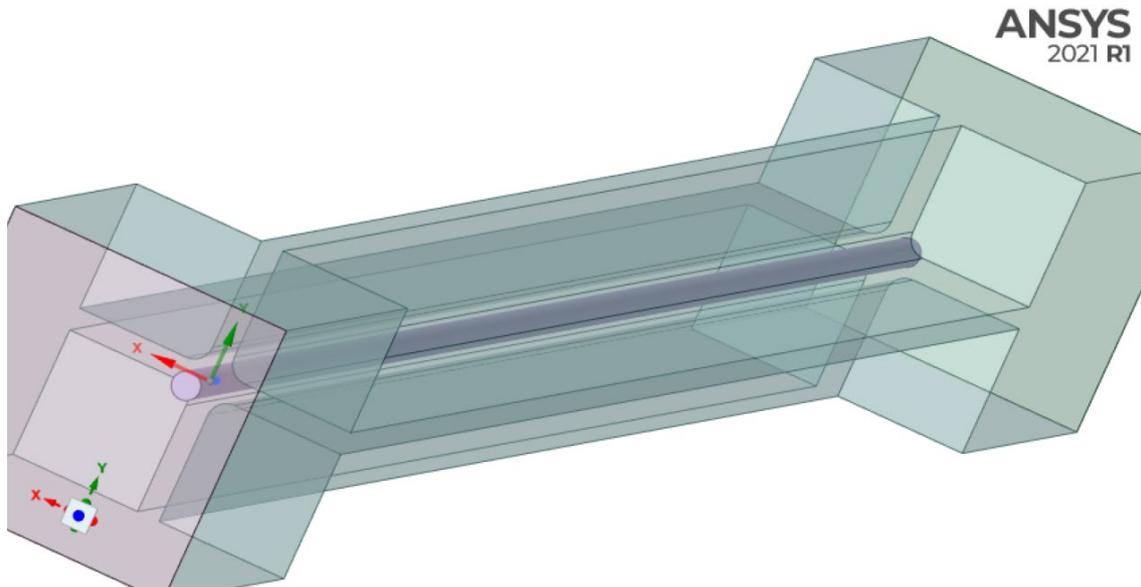


Abb. 3.5 CAD-Geometrie der Teststrecke: mit Einlasskammer; mittlerer kreuzförmiger Teststreckenbereich; Auslasskammer

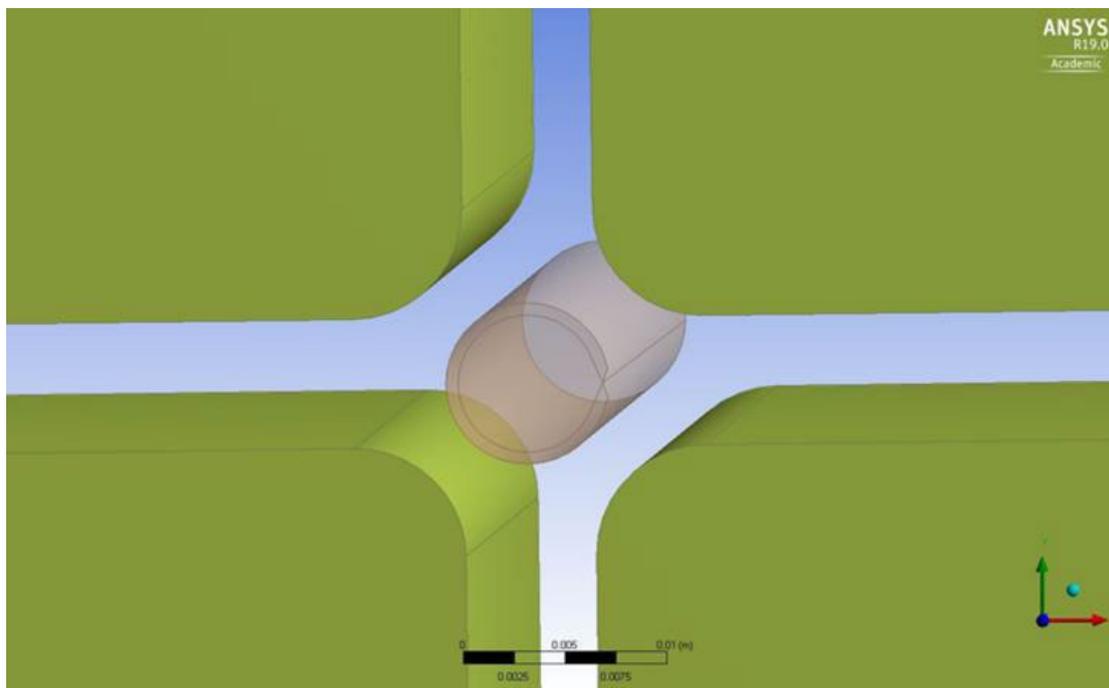


Abb. 3.6 CAD-Geometrie des kreuzförmigen Teststreckenbereichs ohne Einlass- und Auslasskammern

3.3.3.2 ANSYS CFX-Rechennetz

Die Analysen zeigen, dass die Anforderungen an die Netzqualität bei FSI-Analysen wesentlich höher als bei CFD-Analysen sind. Grund dafür ist die Netzverformung, die im Laufe der Simulation stattfindet. Als Folge dieser Netzverformung ändern sich die Qualitätsparameter, was oft zu einer Verschlechterung führen kann. Dies wurde auch bei den ersten Vattenfall-Rod-Vibration-Test-Analysen beobachtet. Aufgrund der Stabverbiegung erhöht sich während der transienten Rechnung das Aspektverhältnis und der maximale Expansionsfaktor. Dies führt zu einer Verschlechterung der Löser-Konvergenz und in manchen Fällen sogar zu Simulationsabbrüchen.

Die vereinfachte Teststreckengeometrie wurde in ICEM CFD importiert und dort vernetzt. Es wurden zahlreiche Analysen durchgeführt, um die Rechennetzunabhängigkeit der Ergebnisse zu gewährleisten. Dabei wurden die Empfehlungen der OECD NEA, "Best Practice Guidelines for the use of CFD in Nuclear Reactor Safety Applications" /NEA 15/ (BPG) berücksichtigt.

Ein Hexaeder-Netz wurde mit ICEM CFD für die Teststrecke erzeugt. Dieses wurde systematisch verfeinert, anschließende Sensitivitätsstudien zur Gitterunabhängigkeit wurden ebenso durchgeführt. Das endgültige Netz für die FSI-Simulationen besteht aus 17,7 Millionen Elementen (Abb. 3.7, Abb. 3.8, Abb. 3.9), jedoch konnten nicht alle OECD/NEA BPG-Kriterien erfüllt werden /NEA 15/. Obwohl die Netzqualität insgesamt gut ist, existieren Elemente mit einem Seitenverhältnis von 696, was über OECD-Empfehlungen liegt. Der hohe Wert resultiert aus der stark von der Geometrie abhängigen Vernetzungsstrategie (Übergang von großen zu schmalen Strömungskanalquerschnitten mit unterschiedlicher Form, LES- und URANS-Zone). Die weiteren zwei sehr wichtigen Netzqualität-Parameter sind die min. Orthogonalitätswinkel (22°) und der Expansionsfaktor (85). Beide liegen innerhalb der empfohlenen BPG-Grenzwerte. Eine weitere Verbesserung dieser Parameter ist durch eine deutliche Erhöhung der Anzahl der Elemente in den Ein- und Auslasskammern (große Querschnitte) möglich. Dies würde jedoch zu einer sehr hohen Gesamtelementanzahl führen und die Durchführung der Analysen in einem vernünftigen Zeitrahmen in Frage stellen. Mit dem endgültigen Rechennetz von 17,7 Millionen Elementen konnte ein niedriger y^+ -Wert ($\sim 1,0$) im LES-Abschnitt erreicht werden, was für die skalenauflösende Simulation (SRS) wichtig ist.

Da das Zonal Large Eddy Simulation (ZLES)-Turbulenzmodell ausgewählt wurde, wurde ein numerisches Netz mit verschiedenen Zonen (Unsteady Reynolds-Averaged Navier-

Stokes (URANS) und LES) generiert. Abb. 3.10 zeigt diese Zonen: in der roten Zone wird ein LES-Ansatz angewendet, während die blauen Zonen mit Hilfe des URANS-Ansatzes simuliert werden. Die LES- und URANS-Zonen haben unterschiedliche Netzichten, um die Anforderungen des jeweiligen Turbulenzmodells (LES und SST) erfüllen zu können.

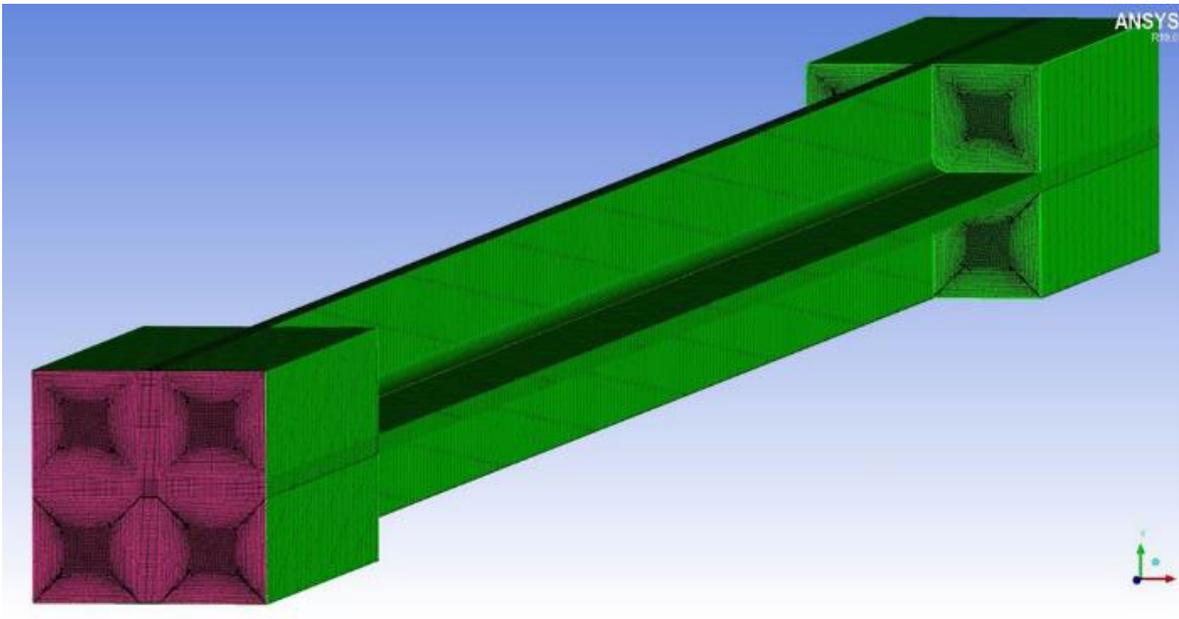


Abb. 3.7 Rechennetz mit 17,7 Mio. Elementen für die Teststrecke des Vattenfall-Versuchs

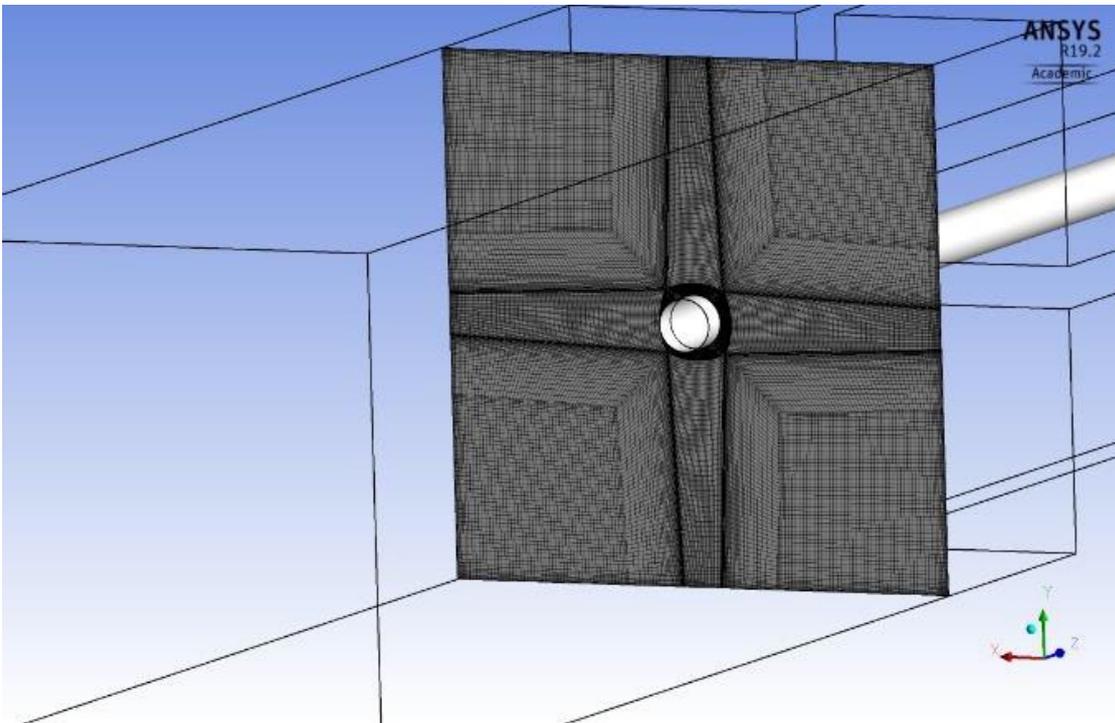


Abb. 3.8 Rechennetz-Querschnitt in der Nähe des unteren Führungsrohr-Endes

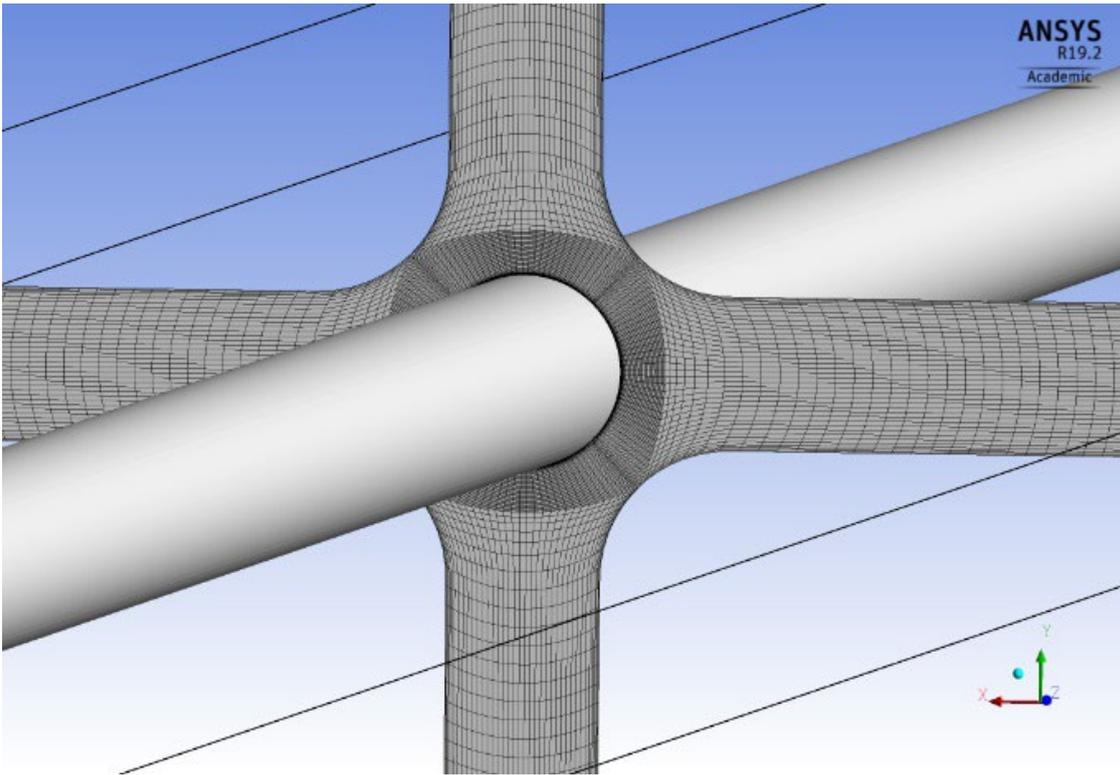


Abb. 3.9 Rechennetz-Querschnitt in der Mitte der Teststrecke

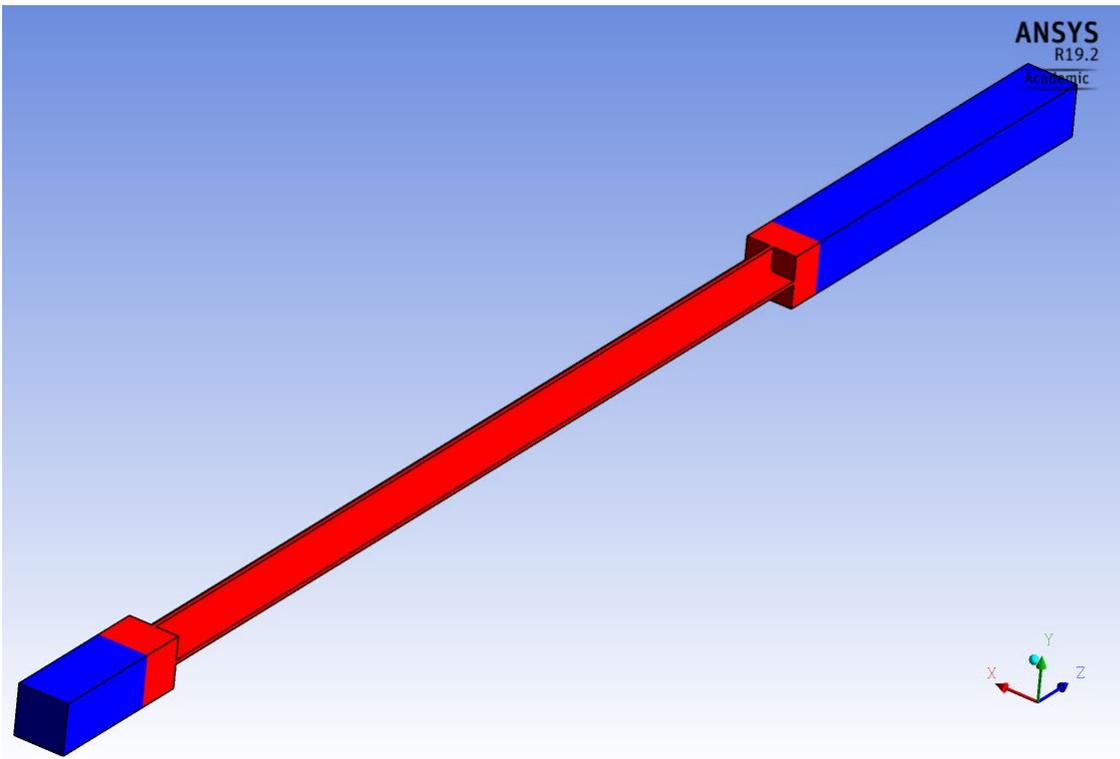


Abb. 3.10 URANS-Zone (blau) und LES-Zone (rot)

3.3.3.3 ANSYS Mechanical-Rechennetz

Das strukturelle Modell bestand aus dem schwingendem Führungsrohr, weil die restliche Geometrie zur CFD-Domäne gehört. Die Vernetzung für die Strukturanalysen wurde innerhalb von Mechanical durchgeführt. Das strukturelle Netz des Führungsrohrs besteht aus etwa 102.000 Elementen und ist in Abb. 3.11 und Abb. 3.12 dargestellt. Bei Mechanical-Analysen sind Hexaeder-Netze für eine bessere Konvergenz der Lösung nicht so wichtig wie bei CFD-Analysen. Aus diesem Grund wurde ein Tetraeder-basiertes Gitter im Mechanical-Bereich automatisch erstellt.

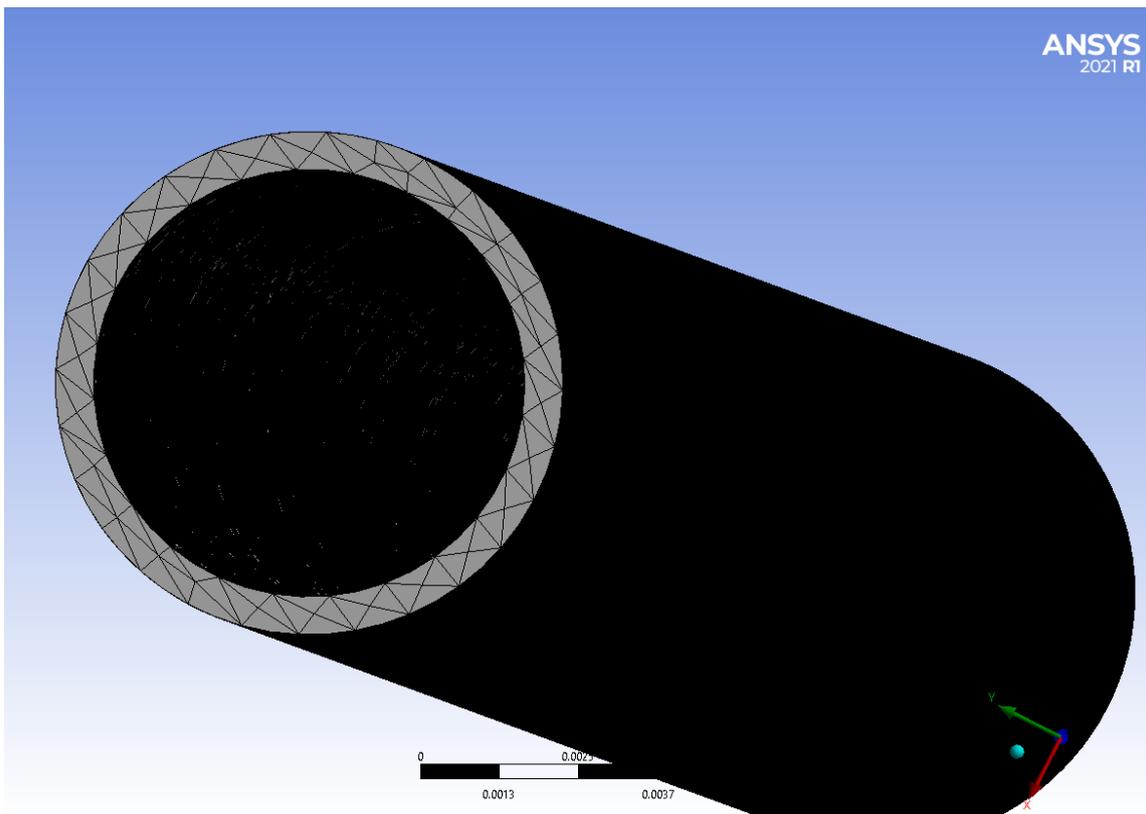


Abb. 3.11 Unstrukturiertes ANSYS Mechanical-Rechennetz des Führungsrohrs: Verteilung der Elemente in der Rohrwand

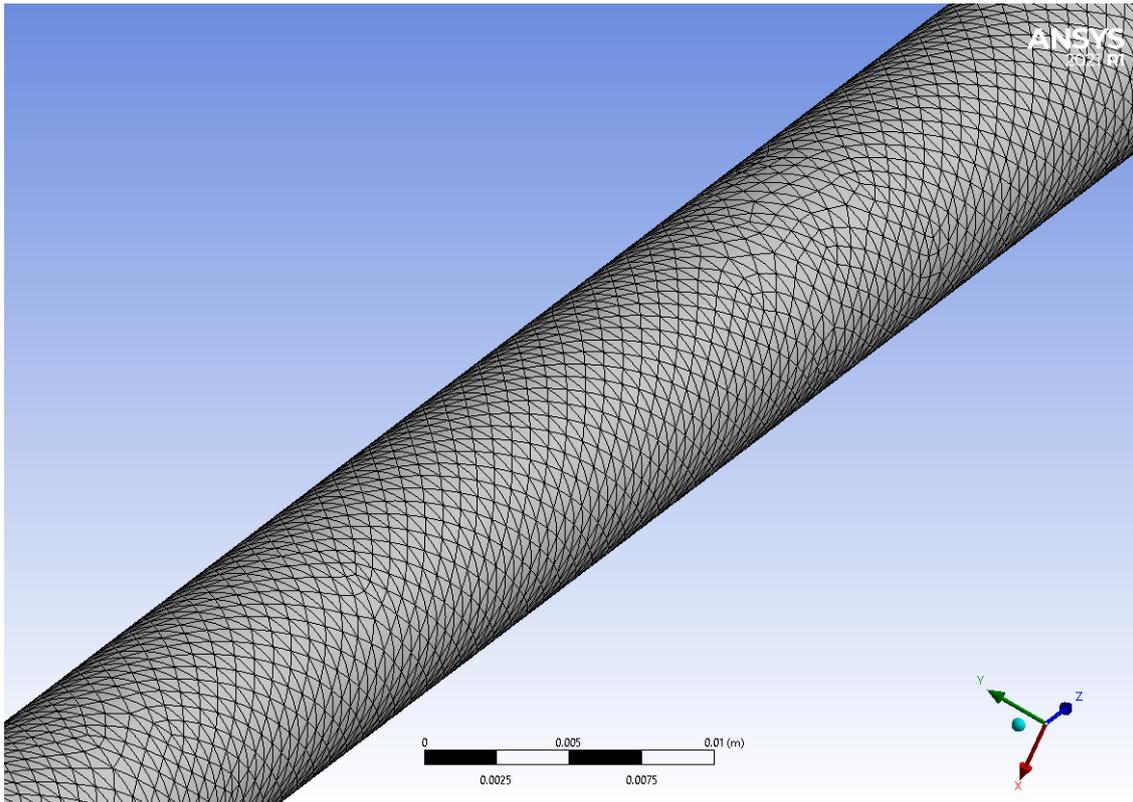


Abb. 3.12 Unstrukturiertes ANSYS Mechanical-Rechennetz des Führungsrohrs: Verteilung der Elemente an der Rohroberfläche

3.3.4 Einstellungen für das ANSYS CFX-MOR-Modell

Für alle FSI-Simulationen wurden IAPWS-IF97-Stoffeigenschaften aus den ANSYS-CFX-Stoffwertebibliotheken verwendet. Die CFD-Simulationen sind isotherm, da alle Vattenfall-Experimente bei konstanten Fluidtemperaturen durchgeführt wurden. Der schwingende Stab ist aus Stahl 304 hergestellt. Tab. 3.2 zeigt die wesentlichen Stoffeigenschaften dieses Edelstahl. Für die diskutierten Schwingungssimulationen ist das Elastizitätsmodul die wichtigste Stabmaterialeigenschaft: Es definiert die Beziehung zwischen Spannung σ (Kraft pro Flächeneinheit) und Dehnung ε (proportionale Verformung).

Tab. 3.2 Stoffeigenschaften des Stahl-Führungsrohrs

Stoffeigenschaft	Wert
Dichte	7863 kg/m ³
Elastizitätsmodul	197 GPa
Poisson-Zahl	0,3

Zunächst sollten Analysen mit ANSYS CFX-MOR durchgeführt werden. Für das Ziel wurde ein ANSYS CFX-Datensatz vorbereitet. Die Strömungssimulationen wurden mit einem High-Resolution-Advektionsschema durchgeführt. Für die Zeit-Diskretisierung wurde ein Schema zweiter Ordnung gewählt. Leider haben die schwedischen Experimentatoren keine detaillierten Geschwindigkeitsmessungen am Einlass der Teststrecke durchgeführt. Aus diesem Grund wurde dort ein flaches Turbulenzprofil spezifiziert. Die Turbulenzintensität am Einlass wurde auf 5 % gesetzt. Am Auslass des CFD-Bereichs wurde ein konstanter Druck spezifiziert.

Die Erfahrungen in MULTISIM-I zeigten eine starke Abhängigkeit der Simulationsergebnisse vom Zeitschritt der gekoppelten Rechnung. Im Rahmen dieser Analysen wurde festgestellt, dass der Zeitschritt eine wesentlich größere Auswirkung auf die Schwingungsamplitude als auf die Schwingungsfrequenz hat. Große Zeitschritte (10^{-3} s) führten zu einer stärkeren Dämpfung und kleineren Schwingungsamplituden. Die im Rahmen dieses Projekts durchgeführten Zeitschritt-Sensitivitätsstudien zeigten, dass die Verringerung der Zeitschrittgröße unter $4 \cdot 10^{-4}$ s keinen bemerkbaren Einfluss auf die numerischen Ergebnisse hatte. Aus diesem Grund wurde dieser Wert in den vorgestellten Simulationen verwendet. Dies resultierte in einer RMS-Courant-Zahl von 0,85 bis 1,34. Das Konvergenzkriterium für den CFD-Löser wurde auf $\text{RMS} < 10^{-5}$ gesetzt.

3.3.5 Turbulenzansatz

Während heutige CFD-Simulationen hauptsächlich auf RANS- oder URANS-Turbulenzmodellen basieren, können bestimmte Strömungen präziser abgebildet werden, wenn das gesamte oder ein Teil des Turbulenzspektrums zumindest in einem Teil des Rechengebiets aufgelöst wird. Solche Verfahren werden als SRS bezeichnet. Diese liefern zusätzliche Informationen, die einer RANS-Simulation nicht entnommen werden können. Beispiele sind Akustiksimulationen, bei denen die Turbulenz Geräuschquellen erzeugt und instationäre Vermischungssimulationen von Strömungen mit unterschiedlichen Temperaturen, aufprallende Jets, usw. Auch multiphysikalische Phänomene wie SIS erfordern oft SRS. Die Wirbel in der Strömung sind diejenigen, die die

Strukturschwingung induzieren und müssen deshalb mit großer Sorgfalt aufgelöst oder modelliert werden.

Es wurde von Anfang an entschieden, das Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration-Experiment mit SRS zu analysieren. Zwei Optionen wurden in Betracht gezogen: reine LES oder eine SRS mit hybridem Turbulenzmodell (Kombination von LES und URANS). Der Vorteil des Hybridmodells gegenüber der reinen LES ist der reduzierte Rechenaufwand. In der vorgestellten Analyse wurde das Zonal-LES- (ZLES-) Turbulenzmodell verwendet. Die Idee hinter ZLES besteht darin, verschiedene Zonen in der CFD-Domäne mit unterschiedlichen Turbulenzansätzen zu behandeln. Die Zonenaufteilung muss im Vorfeld überlegt werden, so dass das Rechengitter entsprechend aufgebaut werden kann. Die CFD-Domäne wird noch vor der Simulation in eine URANS- und LES-Zone aufgeteilt. Zwischen den verschiedenen Regionen wird das Turbulenzmodell von URANS (SST in der vorliegenden Analyse) auf LES/WMLES (wandmodelliertes LES) umgeschaltet. An den LES-URANS-Grenzflächen wird synthetische Turbulenz erzeugt. ZLES ist eigentlich kein neues Modell, sondern eine Infrastruktur, die die bestehenden Turbulenzansätze kombiniert.

3.3.6 Modalanalyse mit Mechanical

Bei der Entwicklung von Bauteilen ist zu berücksichtigen, dass es eine idealisierte Trennung von Masse und Steifigkeit nicht gibt. Jeder Körper hat eine eigene Masse und eigene Steifigkeit, demzufolge wirkt jeder Körper wie ein Mehrmassenschwinger, so dass mehrere Eigenfrequenzen auftreten können. In Strukturen mit dynamischen Belastungen werden diese Schwingungen mehr oder weniger stark angeregt. Je näher die Anregungsfrequenz bei einer Eigenfrequenz liegt, desto geringer ist die Dämpfung. Je mehr die Anregung mit der Schwingungsbewegung übereinstimmt, desto größer fallen die Schwingungsamplituden aus. Bei dynamisch zu untersuchenden Strukturen werden bei FEM-Simulationen die Eigenfrequenzen und die Eigenformen (Moden) als primäres Ergebnis berechnet. Mit geringem Aufwand lässt sich so das grundlegende Schwingungsverhalten einer Struktur untersuchen. Dafür vergleicht man die berechneten Frequenzen und die Frequenzen der Anregung. Liegen diese nahe beieinander, ist die Resonanz besonders stark, was erwünschte und unerwünschte Wirkungen haben kann /GEB 11/.

Jeder Schwingungsmodus ist durch eine Eigenfrequenz und eine Eigenform bestimmt. Die Eigenfrequenzen und Eigenformen sind wichtige Parameter bei der Auslegung einer Komponente, die dynamischen Belastungszuständen ausgesetzt ist.

Für die Modalanalyse spielt neben der Geometrie, der Masse und den Materialeigenschaften auch die Befestigung eine sehr wichtige Rolle. Wie bereits in Kap. 3.3.1 beschrieben wurde, ist das Führungsrohr unten fest positioniert. Sein oberes Ende ist in axialer Richtung frei beweglich, während es in seinen anderen beiden Richtungen mit Hilfe von metallischen Stiften fixiert ist. Da die von Vattenfall gelieferte Teststreckengeometrie vereinfacht wurde, sind die beiden Befestigungsarten in Mechanical mit Hilfe von zwei *DISPLACEMENT*-Randbedingungen modelliert. Die erste repräsentiert die untere Befestigung und dabei wurde keine Verschiebungsmöglichkeit in X-, Y- und Z-Richtung spezifiziert. Bei dem zweiten *DISPLACEMENT* (obere Befestigung) wurde eine Verschiebungsmöglichkeit nur in Z-Richtung erlaubt.

Die Modalanalyse wurde für die ersten zehn Moden durchgeführt. Die Eigenformen, Eigenfrequenzen und die Netzverformung für jeden Knoten in X-, Y- und Z-Richtung wurden extrahiert und als Eingabe dem ANSYS CFX-MOR-Code zur Verfügung gestellt. Für die aktuelle Analyse ist der erste Modus der wichtigste. Grund dafür ist die Tatsache, dass der Stab hauptsächlich in seinem ersten Modus schwingt. Die berechnete Eigenfrequenz von 14,60 Hz stimmt sehr gut mit dem von Vattenfall ermittelten Eigenfrequenzwert von 14,65 Hz überein. Die Eigenformen der Moden 1, 2, 9, 10 werden in Abb. 3.13, Abb. 3.14, Abb. 3.15 und Abb. 3.16 dargestellt. Die Farben in diesen Abbildungen haben keine Bedeutung. Weiterhin zeigt Tab. 3.3 die berechneten Eigenfrequenzen für die ersten zehn Moden.

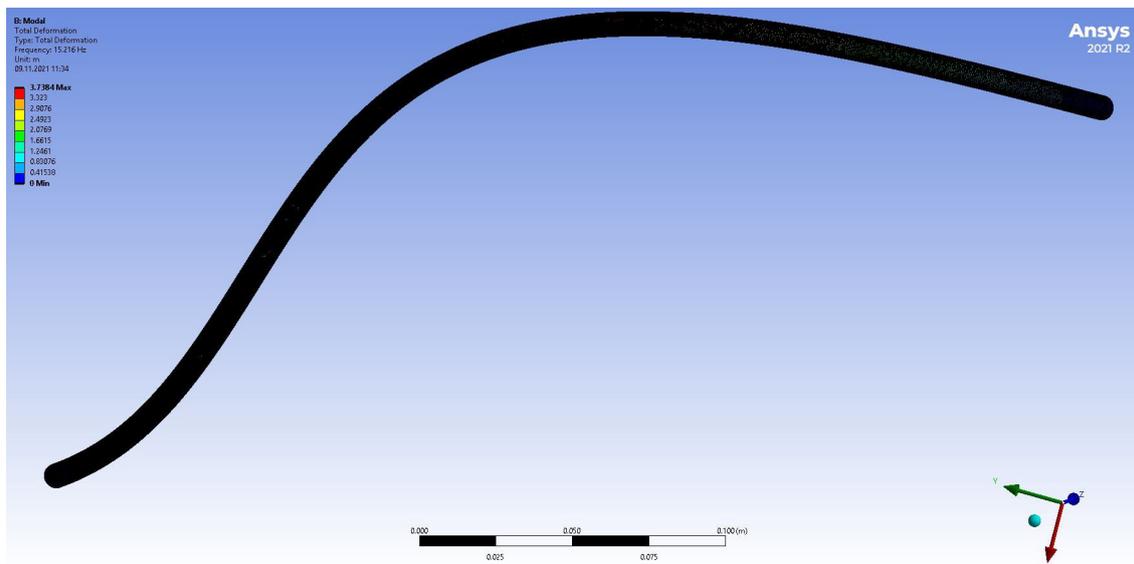


Abb. 3.13 Erste Eigenform

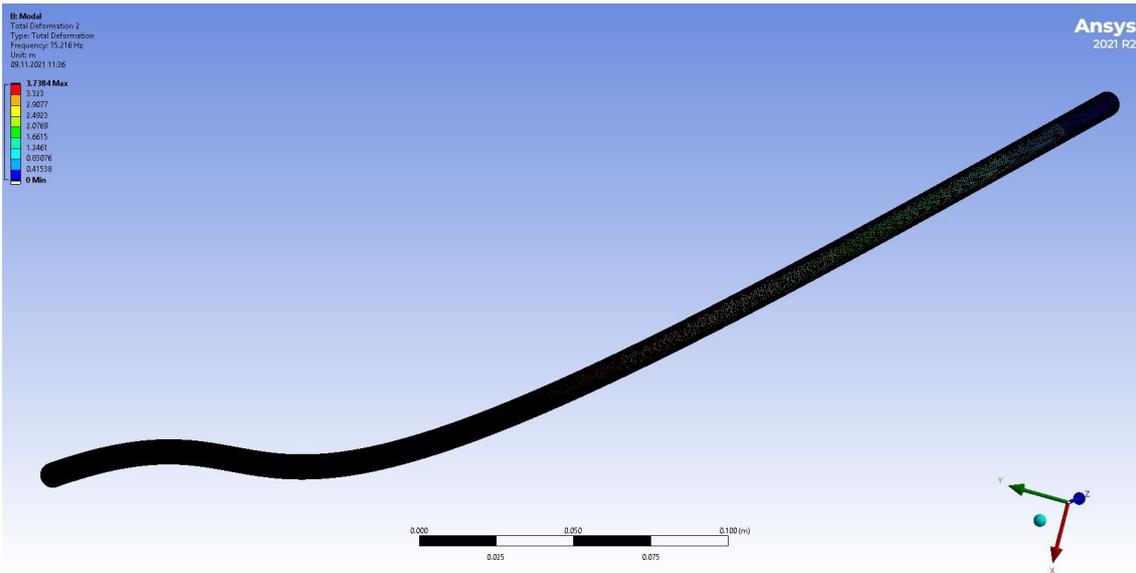


Abb. 3.14 Zweite Eigenform

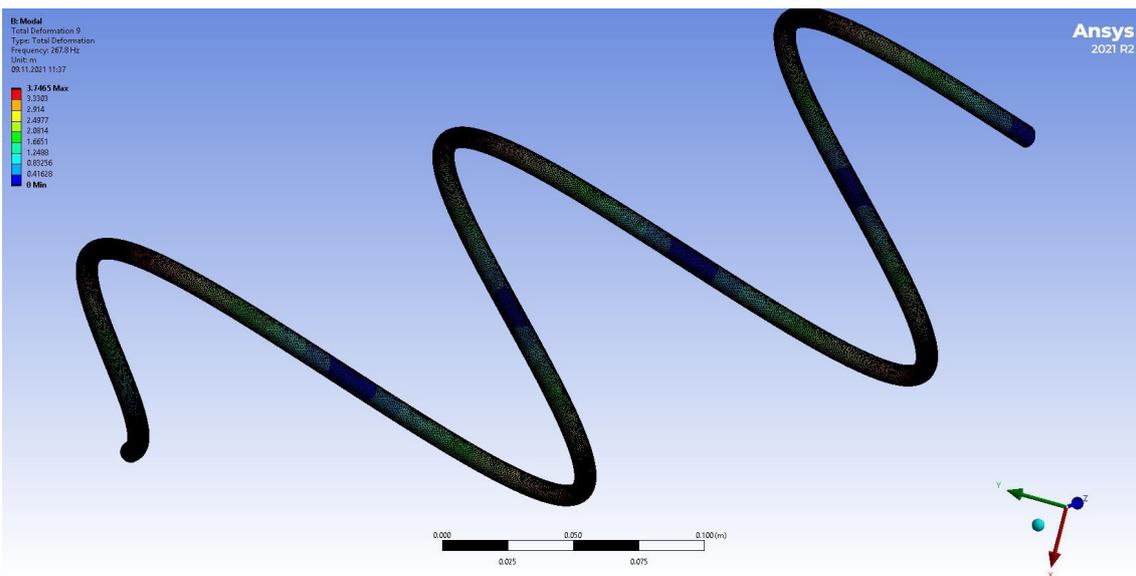


Abb. 3.15 Neunte Eigenform

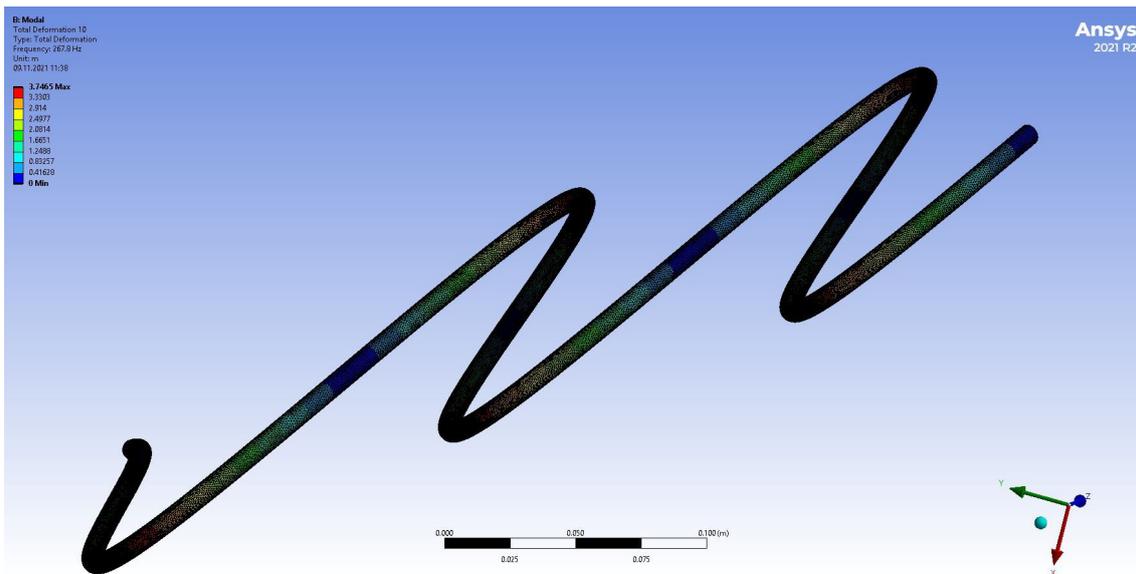


Abb. 3.16 Zehnte Eigenform

Tab. 3.3 Berechnete Eigenfrequenzen

Modus	Berechnete Eigenfrequenz [Hz]
Erster Modus	14.60
Zweiter Modus	14.60
Dritter Modus	47.29
Vierter Modus	47.29
Fünfter Modus	98.62
Sechster Modus	98.62
Siebter Modus	168.53
Achter Modus	168.53
Neunter Modus	256.94
Zehnter Modus	256.94

3.3.7 Analyse der erzielten Ergebnisse für den Vattenfall-Versuch mit 2,4 l/s am Einlass der Teststrecke

Zunächst wurde mit ANSYS CFX eine stationäre RANS-Rechnung mit einem starren Führungsrohr durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse wurden für die Initialisierung einer eigenständigen CFD-Simulation mit dem ZLES-Modell, die eine Problemzeit-Dauer von 3 s hatte. Dies reichte für mehrere Durchströmungszeiten aus, da die mittlere Geschwindigkeit in der Teststrecke ca. 3 m/s beträgt und die Teststrecke 1,4 m lang ist. Die erzeugten Ergebnisse wurden dann für die Initialisierung der endgültigen FSI-Simulation mit dem schwingenden Führungsrohr verwendet. Die gerechnete Problemzeit liegt bei 4 s.

Abb. 3.17 zeigt die berechnete Geschwindigkeitsverteilung im CFD-Bereich bei $t = 4,0$ s, visualisiert mit Hilfe einer Iso-Surface und des Q-Kriteriums. Das Wasser strömt vom Einlass (links) zur Auslasskammer (rechts), was der positiven Z-Richtung entspricht. Die URANS- und LES-Zonen sind einfach an der Größe der Turbulenzstrukturen zu erkennen. In der kreuzförmigen LES-Region sowie am Austritt der Einlasskammer und am Eintritt der Auslasskammer sind kleinskalige, feine Turbulenzstrukturen zu beobachten. Im Rest der Domäne wird der URANS-Ansatz angewendet: es ist ersichtlich, dass mit Hilfe des SST-Modells /MEN 94/ die Strömung nicht so detailliert aufgelöst werden kann /MEN 94/.

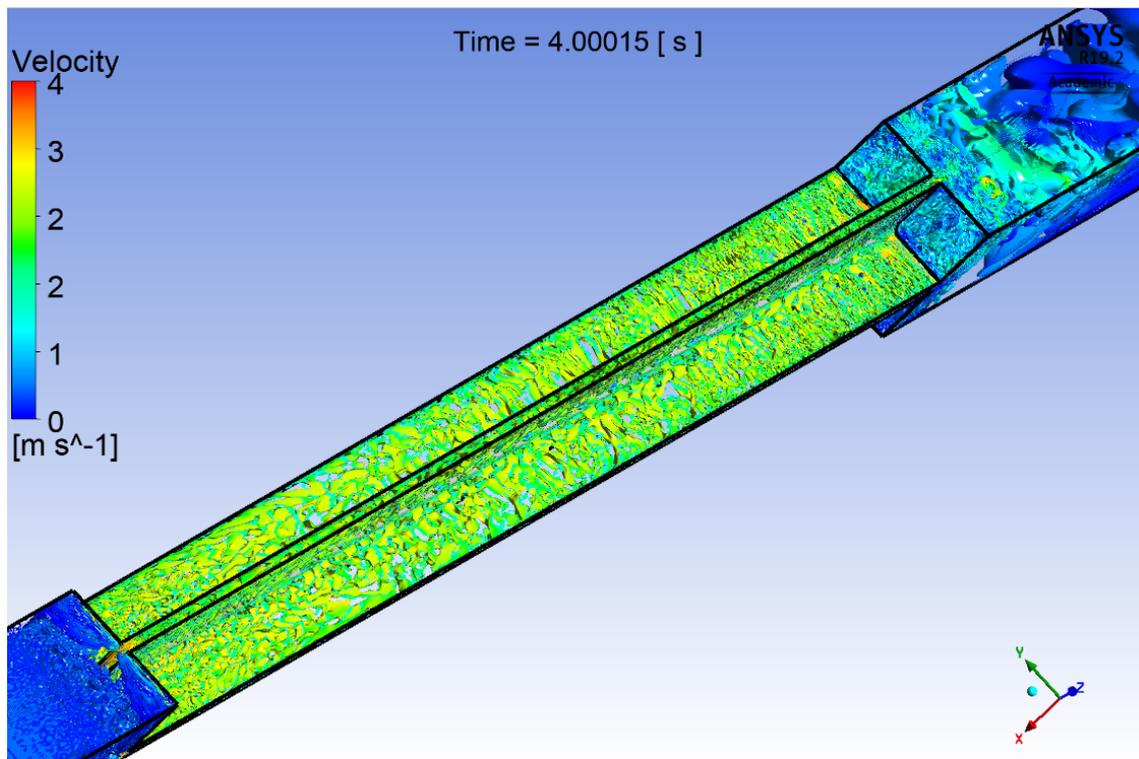


Abb. 3.17 Geschwindigkeitsverteilung in der Vattenfall-Teststrecke bei $t = 4,0$ s

Die mittlere Geschwindigkeit in der Einlasskammer beträgt $0,37$ m/s. Beim Eintritt des Wassers in den kreuzförmigen Teil der Teststrecke, geformt von den Spalten zwischen den vier Brennelementwänden, wird es aufgrund der deutlichen Reduzierung des Strömungsquerschnitts auf bis zu ~ 3 m/s beschleunigt. Abb. 3.18 zeigt, wie sich das Geschwindigkeitsprofil über die Führungsrohrlänge entwickelt. Der Nullpunkt des Koordinatensystems liegt dort, wo die Brennelementkasten anfangen. An dieser Stelle ändert sich die Form des Strömungskanal von rechteckig zu kreuzförmig. In Abb. 3.18 werden vier verschiedene XY-Ebenen mit Geschwindigkeitsverteilung bei $Z = 0,05$ m, $Z = 0,8$ m (Rohrmitte), $Z = 1,37$ m und $Z = 1,43$ m dargestellt. Das Wasser tritt mit einem

inhomogenen Geschwindigkeitsprofil ($Z = 0,05 \text{ m}$) in die Spalten zwischen den Brennelementwänden ein. Dabei können Regionen mit niedrigeren und höheren Fluidgeschwindigkeiten beobachtet werden. Etwa $0,75 \text{ m}$ weiter stromabwärts wird das Geschwindigkeitsprofil etwas homogener, da sich die Fluidströmung in der Teststrecke entwickelt. Die maximale Geschwindigkeit beträgt $2,85 \text{ m/s}$ und ist an den Mittellinien zu finden. Die Strömung entwickelt sich stromabwärts weiter und bei $Z = 1,37 \text{ m}$ wird die maximale Geschwindigkeit von $3,16 \text{ m/s}$ erreicht. Gleichzeitig nimmt die Grenzschichtdicke zu. Bei $Z = 1,40 \text{ m}$ beginnt die Auslasskammer. Die kreuzförmige Form des Geschwindigkeitsprofils wird durch die neue Strömungskanalgeometrie gestört, jedoch kann das vorherige Geschwindigkeitsprofil fast bis zum oberen Ende des Rohres ($Z = 1,43 \text{ m}$) erkannt werden. Die veränderte Geometrie wenige Zentimeter stromaufwärts hat bereits die Entstehung massiver Sekundärströmungen ausgelöst, die das kreuzförmige Profil zerstören. Dies bestätigen auch die Geschwindigkeitsvektoren in Abb. 3.19. In der Austrittskammer entsteht ca. $0,2 \text{ m}$ hinter dem oberen Ende des Rohres eine große Rezirkulationszone. Diese kann mit Hilfe von Stromlinien, gefärbt entsprechend Fluidgeschwindigkeit, visualisiert werden (s. Abb. 3.20). Wie bereits früher erwähnt, wurde das Rechengebiet erweitert, um einen Einfluss der Austrittsrandbedingung auf der Rezirkulationszone und letztendlich auf das schwingende Führungsrohr zu vermeiden. Ab Auslasskammer-Mitte verlaufen die Stromlinien immer parallel zum Führungsrohr. Die massiven Sekundärströmungen im vorderen Teil der Austrittskammer verschwinden kontinuierlich stromabwärts, was zu einem gleichmäßigeren Strömungsbild führt.

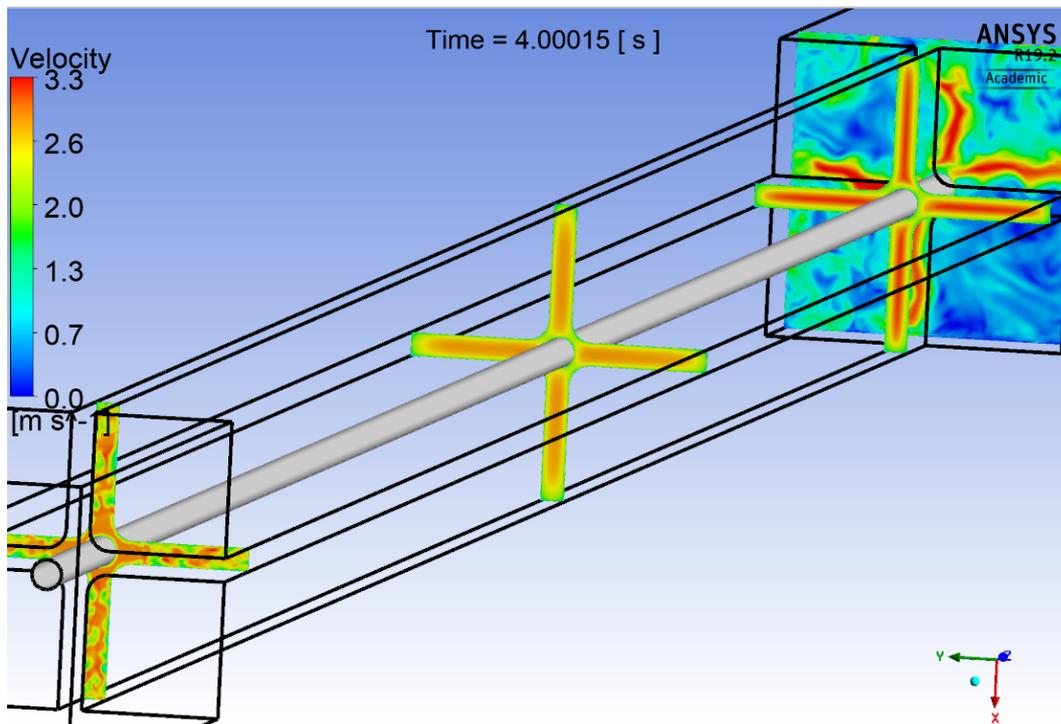


Abb. 3.18 Geschwindigkeitsverteilung in der CFD-Domäne bei $Z = 0,05$ m, $Z = 0,8$ m, $Z = 1,35$ m und $Z = 1,43$ m

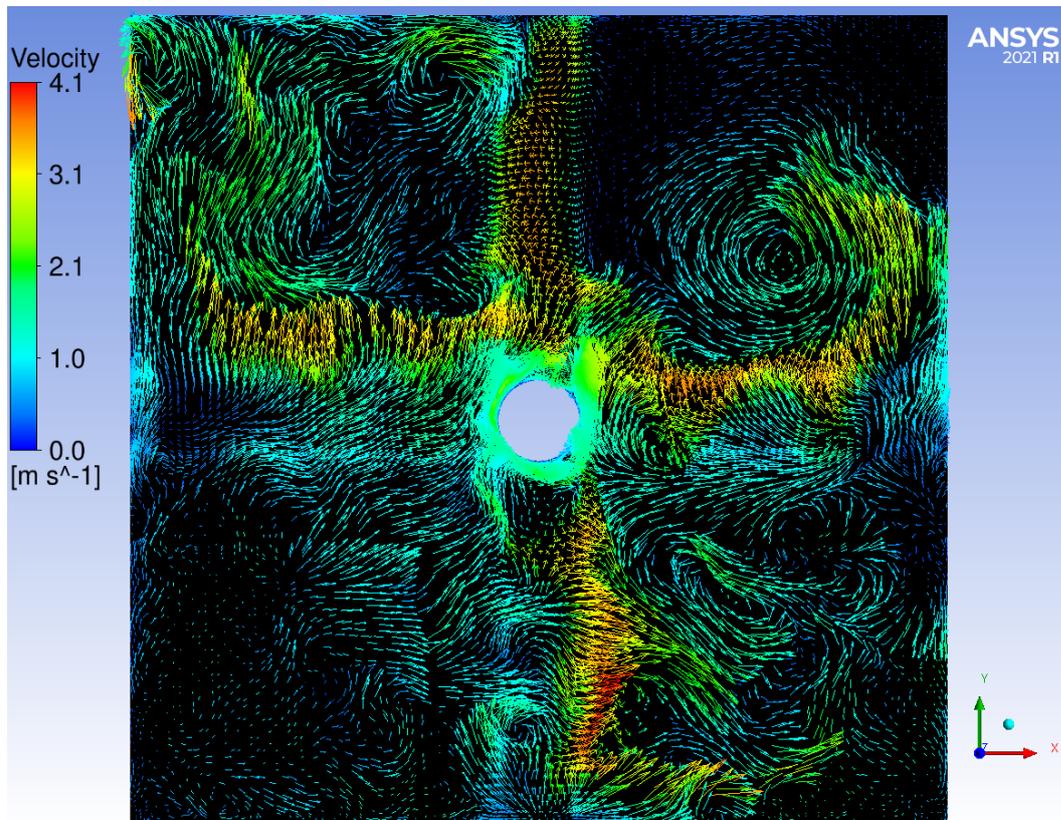


Abb. 3.19 Geschwindigkeitsvektoren in xy-Ebene kurz vor dem oberen Führungsrohr-ende

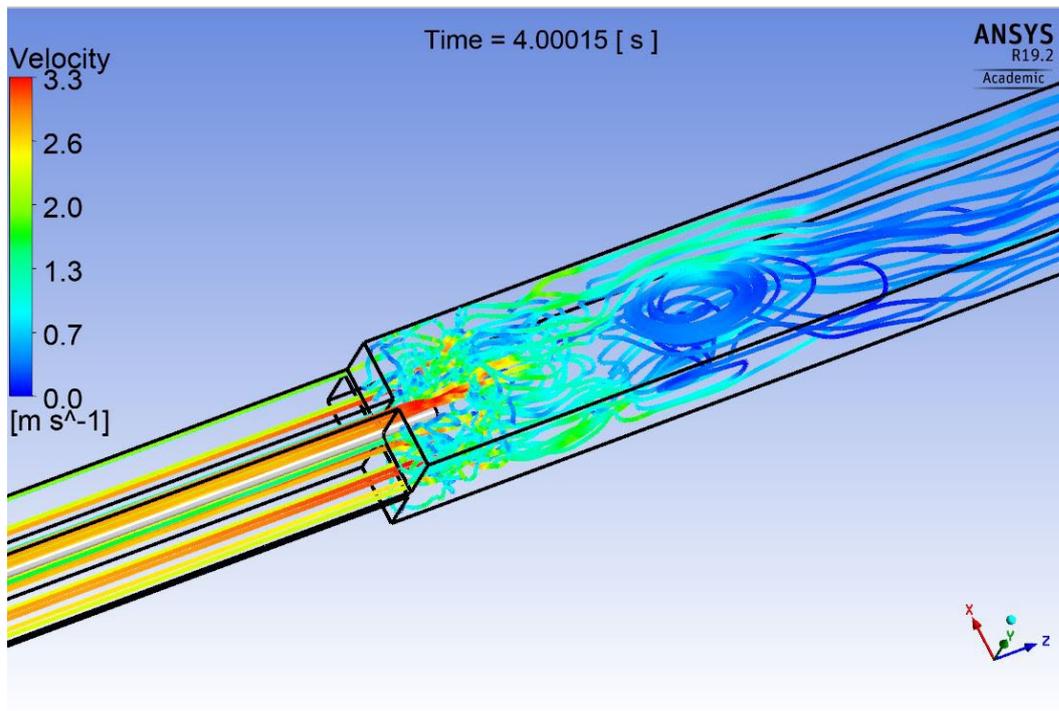


Abb. 3.20 Rezirkulationszone in der Auslasskammer

3.3.8 Schwingungsanalyse

Die Simulationsergebnisse werden mit Hilfe einer Fast Fourier Transformation- (FFT)-Analyse und einem direkten Vergleich der zeitabhängigen Schwingungsamplituden analysiert. Diese basiert auf 4 s Simulationszeit. Die Auto Power Spectrum Density (APSD) wurde mit Python berechnet und dabei wurde die numerische Funktion matplotlib.mlab mit dem Periodogramm von Welch verwendet. Die Abtastfrequenz (Anzahl der Abtastungen pro Sekunde) beträgt 5109 Hz und es wurde eine Hanning-Fensterung angewendet. Die Abtastfrequenz der experimentellen Daten beträgt 750 Hz.

Abb. 3.21 und Abb. 3.22 zeigen die berechneten und die experimentellen Führungsrohramplituden. Es ist zu erkennen, dass die Schwingungsamplituden im Experiment im Allgemeinen größer als die berechneten sind, andererseits sind die absoluten Spitzenamplituden in der Simulation größer (s. Abb. 3.21, $t \sim 0,8$ s). Für die Simulationsergebnisse und das Experiment wurde ein quadratischer Mittelwert (RMS) der zeitabhängigen Amplitude berechnet. Die von ANSYS CFX-MOR berechnete RMS-Amplitude in X-Richtung beträgt 0,011 mm, während im Experiment 0,08 mm gemessen wurden. Für die Y-Richtung ist eine gute Übereinstimmung vorhanden: Der Code sagt 0,012 mm voraus, während die experimentellen Daten 0,01 mm zeigen. Für die Auslegung von Wärmetauschern und anderen Geräten im Energiebereich ist die maximale Schwingungsamplitude

von großer Bedeutung. Die maximale Führungsrohr-Auslenkung aus seiner normalen Position in X-Richtung wird mit 0,05 mm berechnet, während sie im Experiment 0,038 mm beträgt. Die maximale absolute Verschiebung (Spitze zu Spitze) wird vom Code mit 0,1 mm vorhergesagt, während die Vattenfall-Daten 0,063 mm zeigen. Ein Überblick über diese Daten gibt Tab. 3.4.

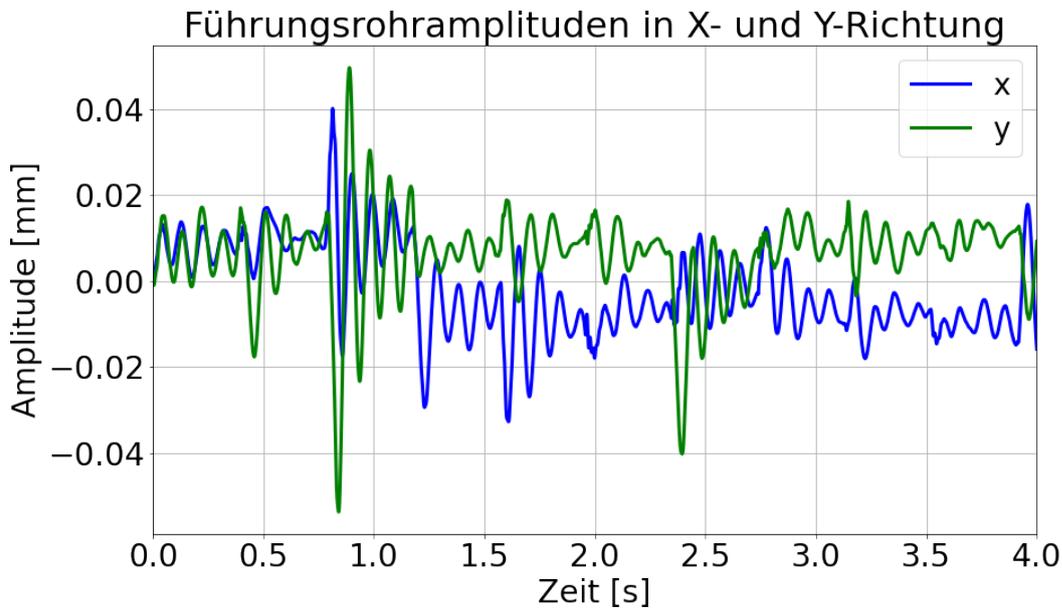


Abb. 3.21 Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Simulation)

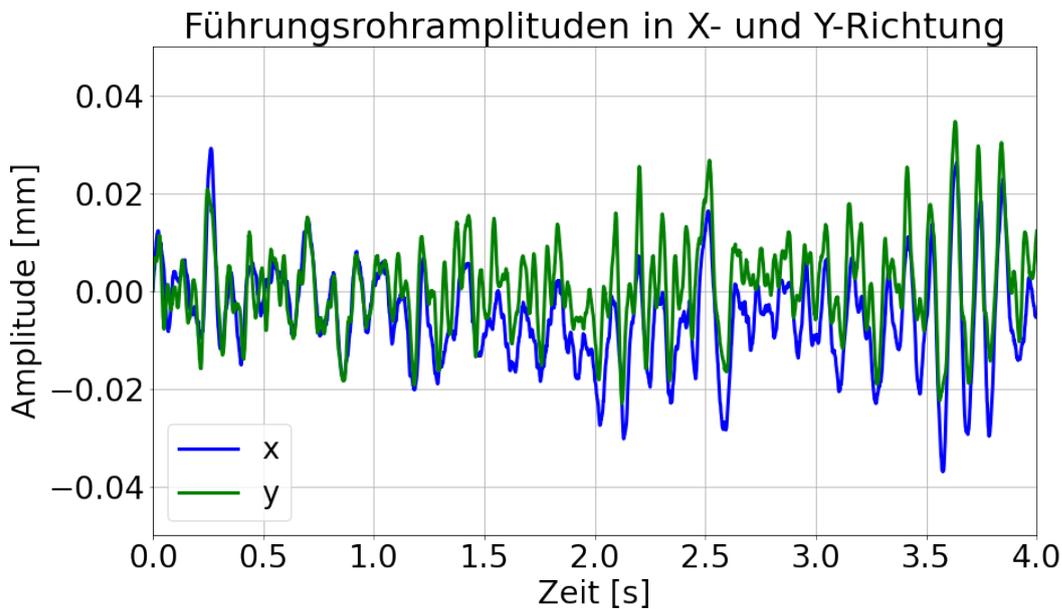


Abb. 3.22 Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Experiment)

Tab. 3.4 Vergleich der Amplituden zwischen Simulation und Experiment

Parameter	Simulation	Experiment
Amplitude RMS, X-Richtung, mm	0,011	0,080
Amplitude RMS, Y-Richtung, mm	0,012	0,010
Amplitude MAX, X-Richtung, mm	0,040	0,038
Amplitude MAX, Y-Richtung, mm	0,050	0,057
Maximale absolute Amplitude, mm	0,100	0,063

Abb. 3.23 und Abb. 3.24 zeigen die Frequenzinhalte aus den numerischen und gemessenen Amplituden, dargestellt mit APSD. In beiden Fällen ist der auffälligste Modus der erste. Dies bedeutet, dass das Führungsrohr hauptsächlich in diesem Modus schwingt. Dieser enthält den größten Teil der Schwingungsenergie und ist daher der wichtigste für die aktuelle Analyse. Es wird eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment beobachtet: ANSYS CFX-MOR sagt $f_{1,s} = 10,0$ Hz voraus, während die experimentellen Daten $f_{1,e} = 9,25$ Hz zeigen. Die anderen Spitzen, die die höheren Schwingungsmoden in den experimentellen Daten darstellen, werden bei 19 Hz, 24 Hz, 31 Hz, 49 Hz, 63 Hz, 100 Hz beobachtet. Die sehr hohe zweite Spitze bei 19 Hz fehlt in der Simulation, da diese von der Anlagenpumpe stammt. Die Pumpe ist im CFD-Modell nicht enthalten, daher fehlt diese Spitze in der numerischen APSD. In der Rechnung existiert eine Frequenzspitze bei 31 Hz, aber diese ist nicht so ausgeprägt wie in den experimentellen Daten. Höhere Moden sind in den Simulationsergebnissen bei 54 Hz (49 Hz im Versuch) und 69 Hz (63 Hz im Versuch) vorhanden, was nahe an den experimentellen Werten liegt. Die 100-Hz-Spitze ist in den ANSYS CFX-MOR-Ergebnissen nicht vorhanden.

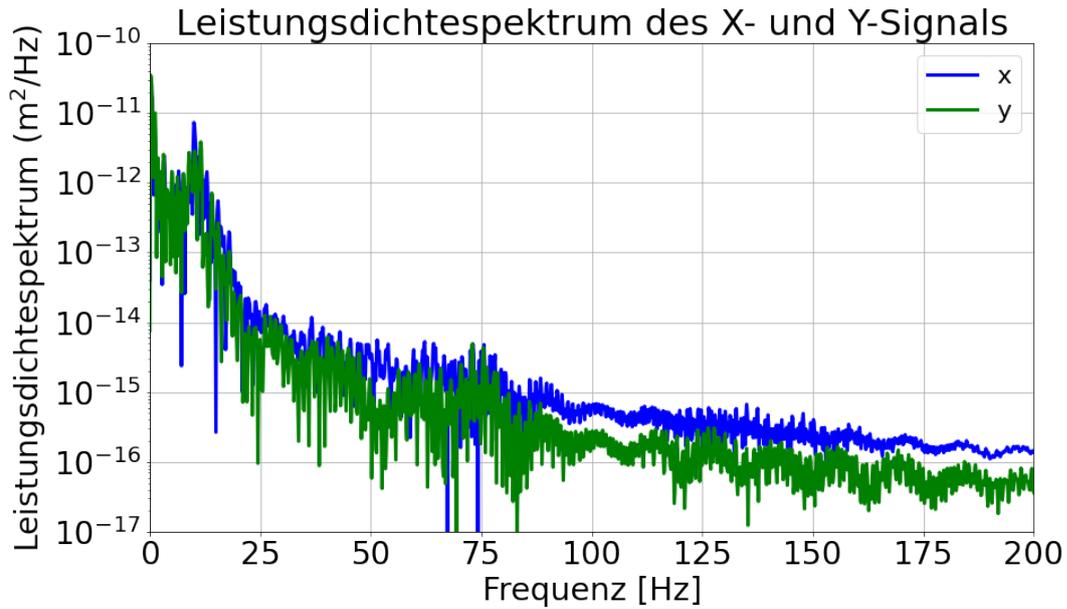


Abb. 3.23 Leistungsdichtespektrum der X- und Y-Signale (Simulation)

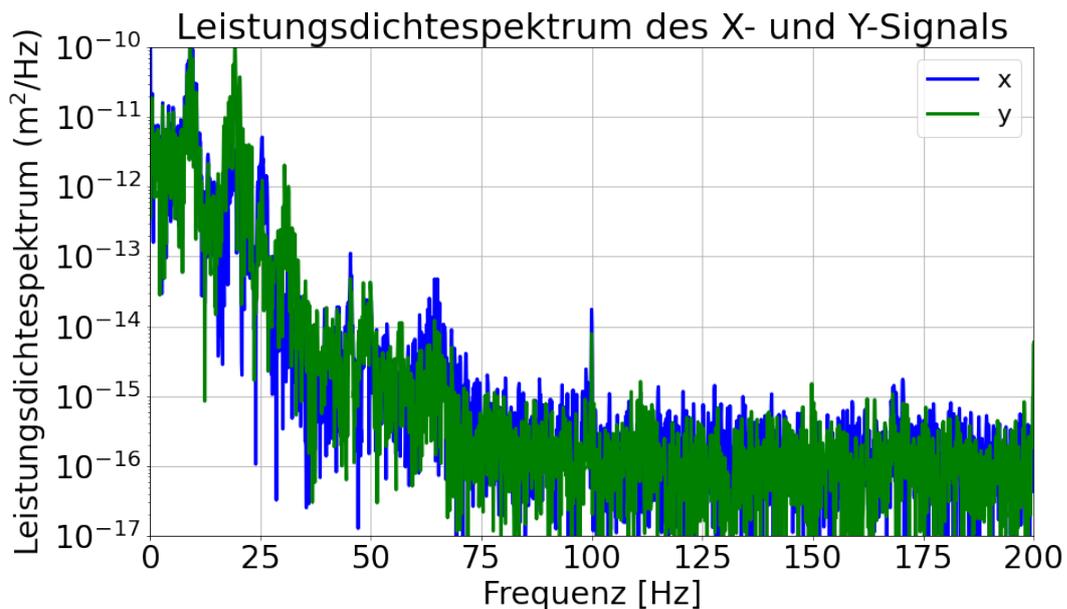


Abb. 3.24 Leistungsdichtespektrum der X- und Y-Signale (Experiment)

Abb. 3.25 zeigt den gemessenen und den berechneten zurückgelegten Pfad des Führungsrohres in XY-Ebene. Beide Pfade haben ein chaotisches Verhalten. Die FSI-Simulation wurde mit Nullverschiebung gestartet und der simulierte Führungsrohrpfad liegt etwa in der Nähe der Führungsrohr-Ruheposition ($X = 0 \text{ mm}$, $Y = 0 \text{ mm}$). Die Vattenfall-Daten wurden unverändert verwendet. Der Versuch zeigt, dass das Führungsrohr schon zu Beginn des Versuchs in einer in X-Richtung verschobenen Ebene schwingt.

Diese anfängliche Verschiebung muss mit den Experimentatoren besprochen werden. Um einen besseren Vergleich zu ermöglichen, wurden die Vattenfall-Daten sowohl in X- als auch in Y-Richtung so verschoben, dass die anfängliche Führungsrohrverschiebung null ist. Das Ergebnis ist in Abb. 3.26 dargestellt: Obwohl beide Schwingungspfade unterschiedliche Formen haben, ist die qualitative Ähnlichkeit von Experiment und Simulation sichtbar. Die größte Abweichung scheint der große Kreis im simulierten Pfad zu sein. Dieser resultiert aus der Amplitudenspitze bei $t = 0,8$ s in Abb. 3.21.

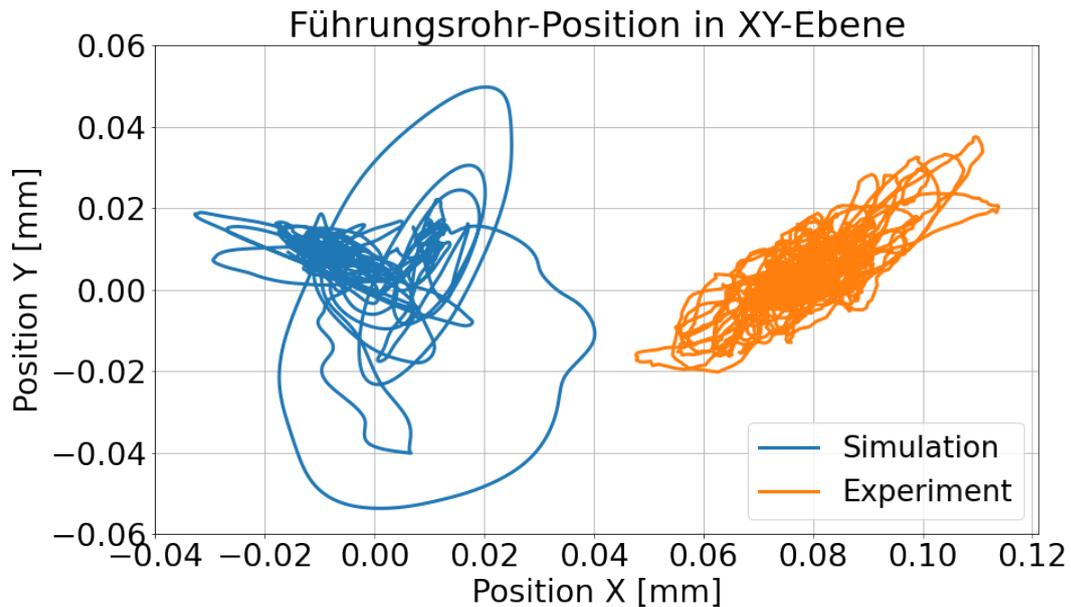


Abb. 3.25 Zurückgelegter Pfad des Führungsrohres in XY-Ebene (ohne Datenverschiebung)

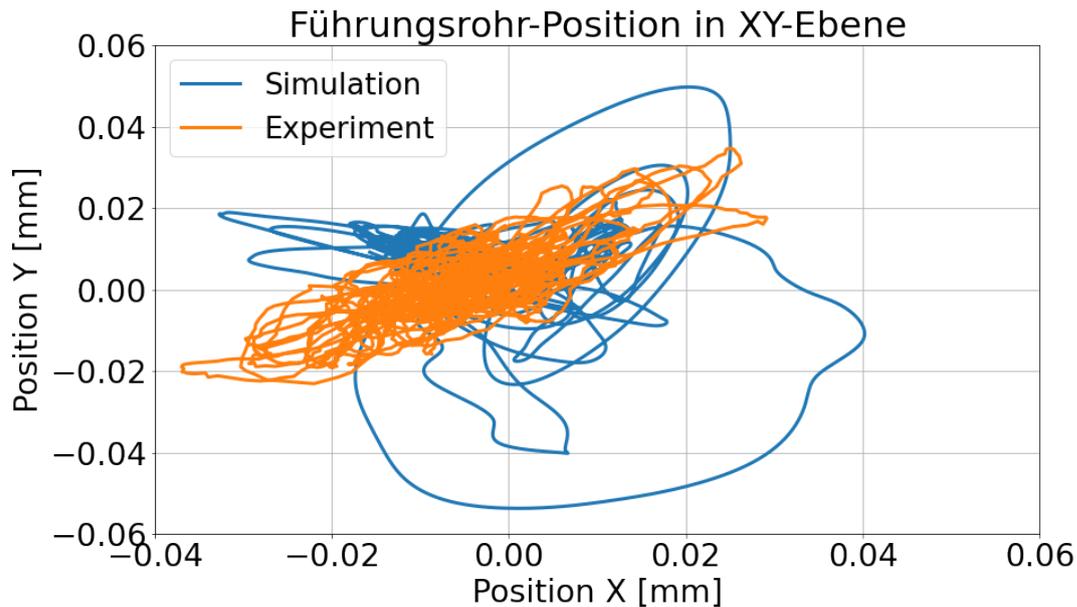


Abb. 3.26 Zurückgelegter Pfad des Führungsrohres in XY-Ebene (mit Datenverschiebung)

3.4 Weitere Simulationen zum Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment im Rahmen der europäischen Initiative VIKING

Im Rahmen der europäischen Initiative VIKING kooperiert die GRS mit sieben weiteren Organisationen (IRSN, EDF-Energy, IMSIA, University of Manchester, NRG, Vattenfall, Framatome) im Bereich der Vorhersage und Analyse von SIS. VIKING wurde Anfang 2020 von NRG unter der Leitung von F. Roelofs gegründet. Die Partner vereinbarten eine dreijährige Zusammenarbeit auf dem Gebiet mit dem Ziel, das Wissen zur Lösung von FSI-Fragestellungen mit Hilfe numerischer Werkzeuge zu erweitern. Im Rahmen von VIKING führt die GRS Analysen zu einem zweiten Testlauf des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiments durch. Dieser ist komplexer als der bereits beschriebene, da der Volumenstrom am Einlass der Teststrecke 5 l/s beträgt.

3.4.1 Netzanpassungen

Der höhere Volumenstrom am Einlass der Teststrecke erforderte bestimmte Anpassungen am Rechnernetz. Die höheren Fluidgeschwindigkeiten führen automatisch zu höheren CFL- und y^+ -Zahlen, die insbesondere für SRS eine wichtige Rolle spielen. Da das bestehende Netz von den bereits vorgestellten Analysen mit einem Volumenstrom von 2.4 l/s nicht direkt angewendet werden konnte, wurden Netz-Modifikationen

vorgenommen. Diese beinhalten sowohl eine Vergrößerung der Anzahl der Zellen als auch ihre Umverteilung in der CFD-Domäne. Die letzte wurde durchgeführt, um die Erhöhung der Zellenanzahl zu begrenzen, da die FSI-Simulationen sehr rechenintensiv sind. Deswegen wurde die Anzahl der Zellen in den URANS-Zonen etwas verringert und in der LES-Zone vergrößert. Zusätzlich wurde die Zelldichte an der Führungsrohroberfläche in axialer Richtung erhöht. Das daraus resultierende Rechennetz besteht aus 20,8 Mio. Zellen (Abb. 3.27). Die Netzqualität wurde im Vergleich zum ursprünglichen Netz verbessert: min. Orthogonalitätswinkel $\sim 22^\circ$, Expansionsfaktor ~ 17 und Aspektverhältnis ~ 563 . Die Zellgröße in axialer Richtung beträgt 0,7 mm, während die im mittleren Teil des kreuzförmigen Kanals in radialer Richtung 0,17 mm aufweist. Mit diesem Rechennetz ergibt sich in der Mitte der Teststrecke ein y^+ von 1,6.

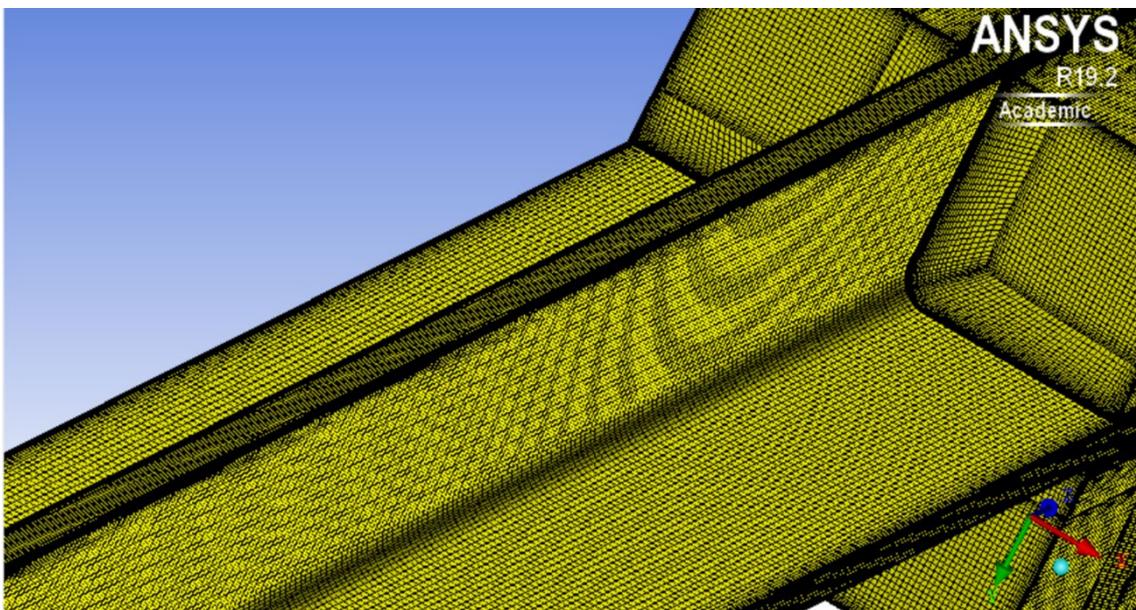


Abb. 3.27 Verbessertes Rechennetz für den Vattenfall-Versuch mit 5 l/s am Einlass der Teststrecke

3.4.2 Simulationssetup

In dieser Simulation wurden die bereits in Kap. 3.3.4 beschriebenen Einstellungen verwendet. Die MOR-Eingabedaten wurden unverändert auch für diese Analyse eingesetzt. Der Zeitschritt wurde von $4.0 \cdot 10^{-4}$ s auf $2.0 \cdot 10^{-4}$ s halbiert. Der mittlere CFL bewegte sich dann im Bereich 1,1 – 1,4.

3.4.3 Analyse der erzielten Ergebnisse für den Vattenfall-Versuch mit 5 l/s am Einlass der Teststrecke

Abb. 3.28 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung in der Teststrecke bei $t = 4,4$ s. Es ist zu sehen, dass die mittlere Strömungsgeschwindigkeit in der Einlasskammer $0,8$ m/s beträgt, während sich das Wasser im kreuzförmigen Teil der Teststreckengeometrie bis zu 6 m/s (mittlere Fluidgeschwindigkeit) beschleunigt. Die Turbulenzstrukturen sind kleiner als die im Fall mit Volumenstrom von $2,4$ l/s, weil die größere Fluidgeschwindigkeit auch zu einer höheren Re -Zahl führt. In Abb. 3.29 ist zu erkennen, dass die maximale Fluidgeschwindigkeit von $8,5$ m/s an den Mittellinien der dargestellten XY-Ebenen zu finden ist. Wie komplex die Strömung bei diesen hohen Fluidgeschwindigkeiten ist, zeigt Abb. 3.31. Diese stellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren u.a. auch die Sekundärströmungen dar. Es ist interessant zu sehen, dass die kreuzförmige Form des Geschwindigkeitsprofils 2 cm tief in der Auslasskammer mit einem quadratischen Querschnitt immer noch erkannt werden kann. Weiterhin zeigt Abb. 3.31 eine im Vergleich zu dem vorherigen Testfall vergrößerte Rezirkulationszone in der Auslasskammer.

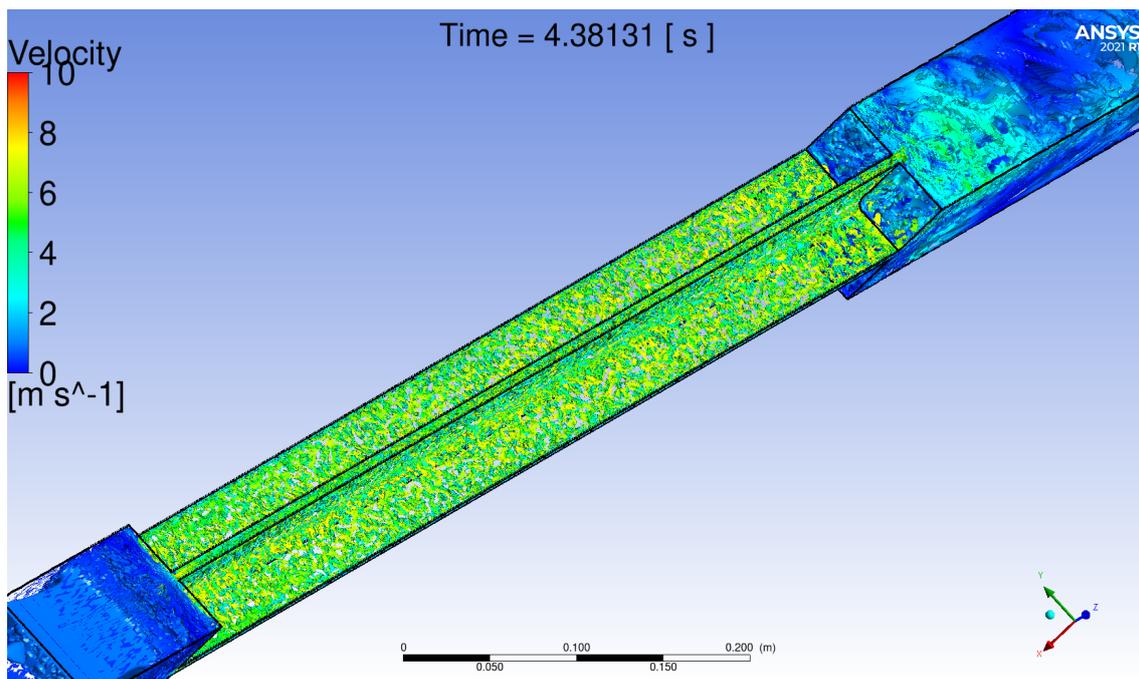


Abb. 3.28 Geschwindigkeitsverteilung in der Vattenfall-Teststrecke bei $t = 4,4$ s

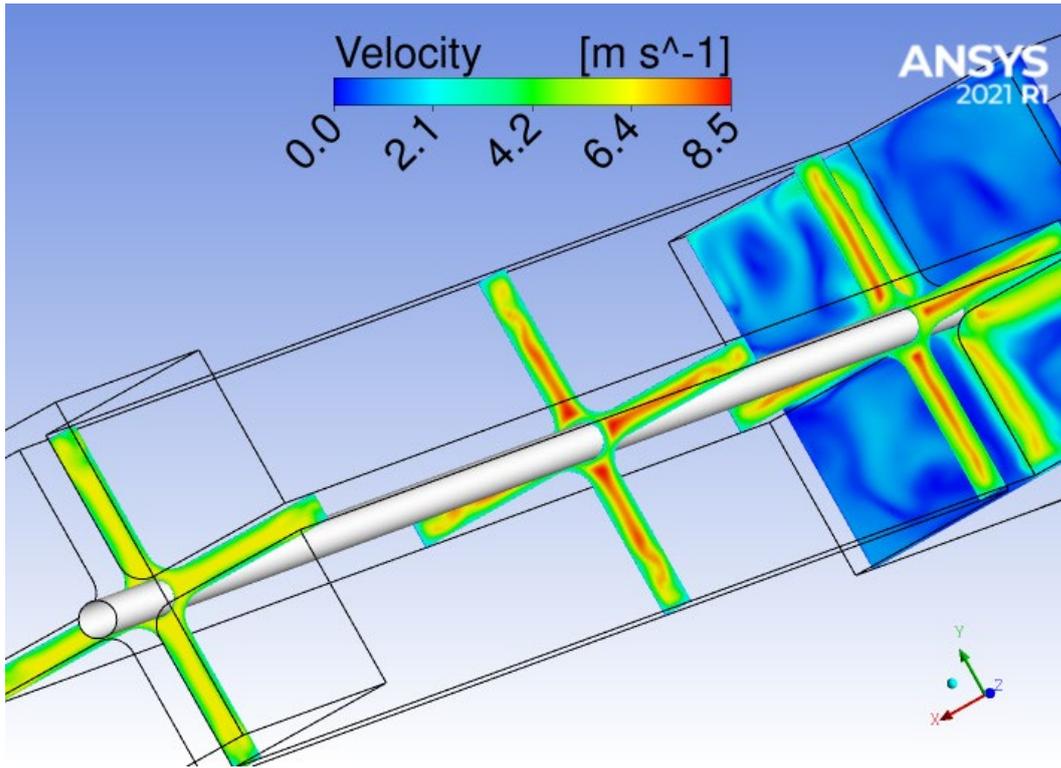


Abb. 3.29 Geschwindigkeitsverteilung in der CFD-Domäne bei $Z = 0,05 \text{ m}$, $Z = 0,8 \text{ m}$, $Z = 1,35 \text{ m}$ und $Z = 1,43 \text{ m}$

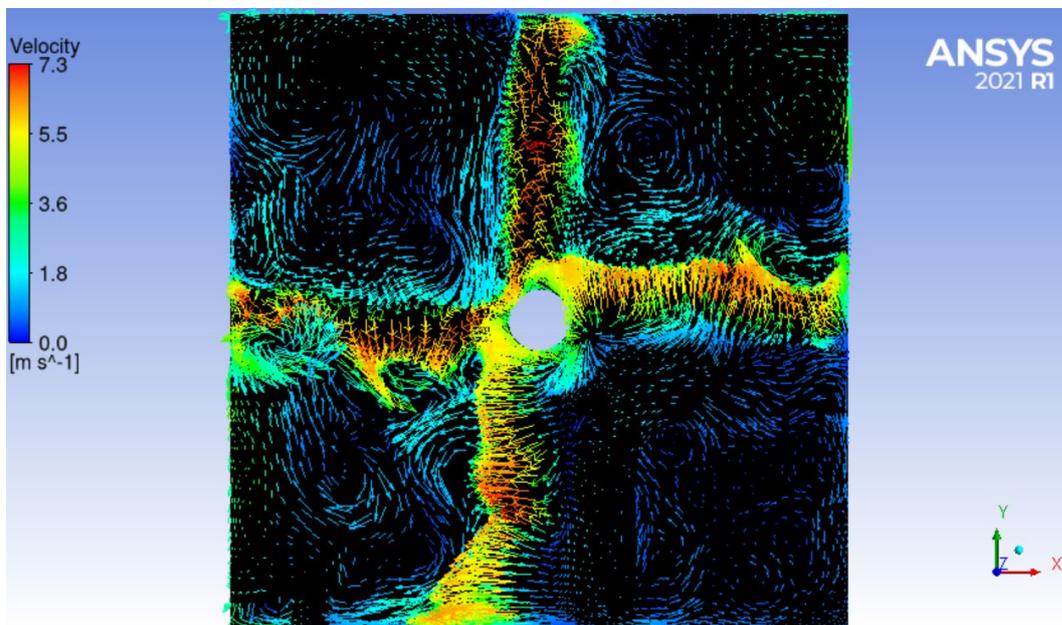


Abb. 3.30 Geschwindigkeitsvektoren in einer XY-Ebene kurz vor dem oberen Führungsröhrende

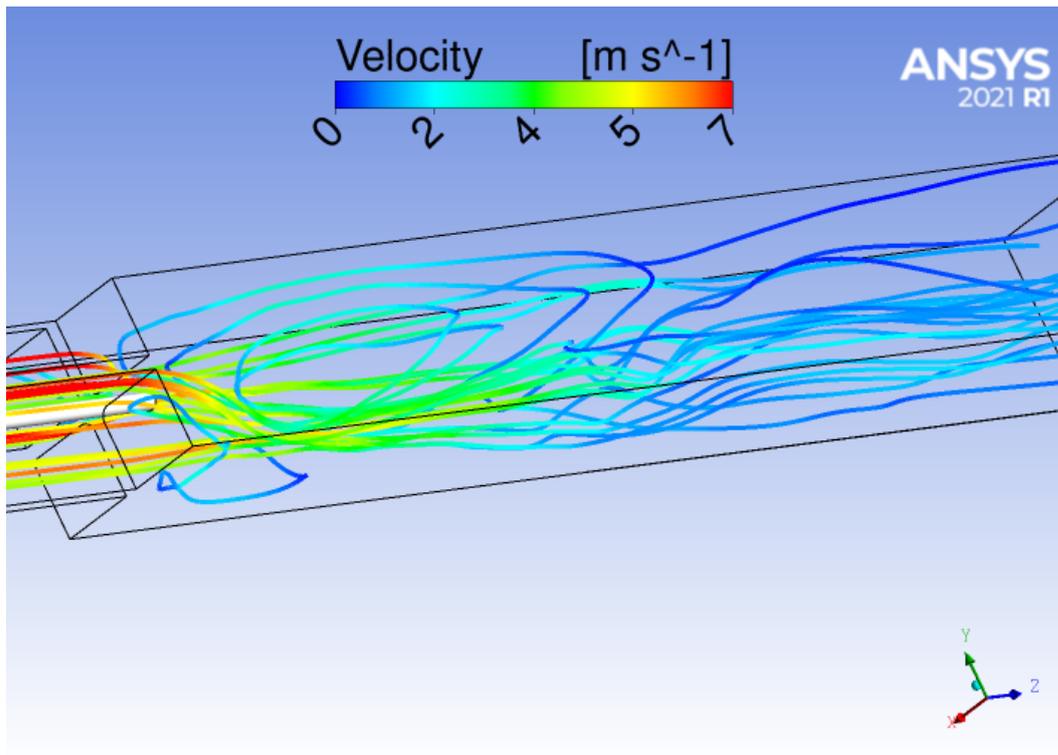


Abb. 3.31 Rezirkulationszone in der Auslasskammer

3.4.4 Schwingungsanalyse

Wie auch beim Versuch mit 2,4 l/s Volumenstrom, wurden die Simulationsergebnisse mit Hilfe einer FFT-Analyse und einem direkten Vergleich der zeitabhängigen Schwingungsamplituden ausgewertet. Die Simulationszeit betrug 4,36 s. Die APSD wurde mit Python berechnet und dabei wurde die numerische Funktion matplotlib.mlab mit dem Periodogramm von Welch verwendet. Die Abtastfrequenz (Anzahl der Abtastungen pro Sekunde) betrug 4565 Hz und es wurde eine Hanning-Fensterung angewendet. Die Abtastfrequenz der experimentellen Daten betrug 750 Hz.

Abb. 3.32 und Abb. 3.33 zeigen die berechneten und die experimentellen Führungsrohramplituden. Es ist zu erkennen, dass die Schwingungsamplituden im Experiment etwas kleiner als die berechneten Schwingungsamplituden ausfallen. Dies gilt auch für die absoluten Spitzenamplituden. Die von ANSYS CFX-MOR berechnete RMS-Amplitude in X-Richtung beträgt 0,063 mm, während im Experiment 0,035 mm gemessen wurden. Für die Führungsrohr-Amplitude in Y-Richtung sagt der Code 0,07 mm voraus, während die experimentellen Daten 0,041 mm zeigen. Die maximale Führungsrohr-Auslenkung aus seiner normalen Position in X-Richtung wird mit 0,172 mm berechnet, während sie im Experiment 0,132 mm beträgt. Die maximale absolute Auslenkung (von Spitze zu

Spitze) ist in der FSI-Simulation 0,401 mm, während die Vattenfall-Daten 0,174 mm zeigen. Einen Überblick über diese Daten gibt Tab. 3.1. Der Vergleich zeigt, dass ANSYS CFX-MOR die Führungsrohrauslenkung um den Faktor 1,3 bis 2,4 überschätzt.

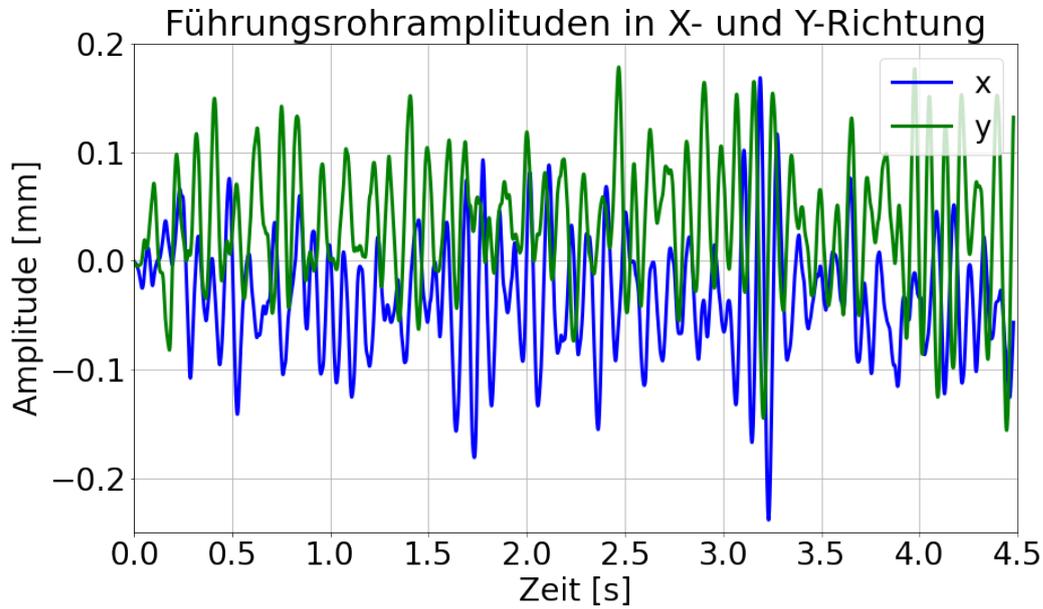


Abb. 3.32 Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (ANSYS CFX-MOR)

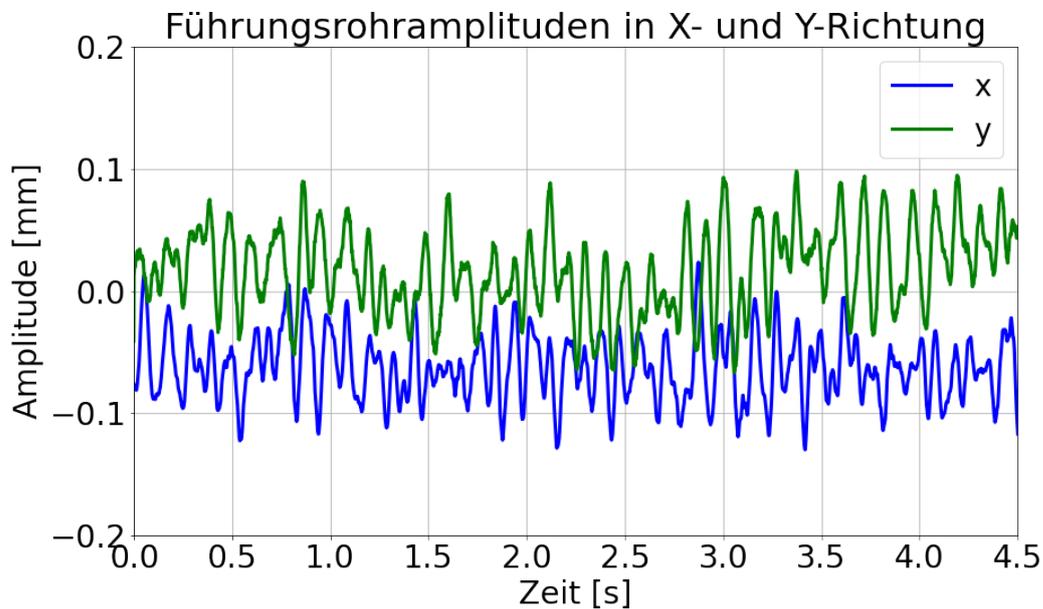


Abb. 3.33 Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Versuch)

Tab. 3.5 Vergleich der berechneten und gemessenen Amplituden

Parameter	Simulation	Experiment
Amplitude RMS, X-Richtung, mm	0,063	0,035
Amplitude RMS, Y-Richtung, mm	0,067	0,041
Amplitude MAX, X-Richtung, mm	0,172	0,132
Amplitude MAX, Y-Richtung, mm	0,243	0,101
Maximale absolute Amplitude, mm	0,401	0,174

Abb. 3.34 und Abb. 3.35 zeigen die Frequenzinhalte, abgeleitet von den numerischen und gemessenen Beschleunigungen, dargestellt mit APSD. Auch hier ist der erste Modus der auffälligste. Es wird eine gute Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment beobachtet: ANSYS CFX-MOR sagt $f_{1,s} = 11,2$ Hz voraus, während die experimentellen Daten $f_{1,e} = 10,0$ Hz zeigen. Die 19-Hz-Frequenzspitze von der Pumpe ist auch in diesem Versuch vorhanden. Die zweite ausgeprägte Frequenzspitze befindet sich in der Simulation bei 36 Hz, während diese im Experiment bei 44 Hz zu finden ist (s. Abb. 3.36). Der dritte Modus in der Simulation erscheint bei 71 Hz, während dieser im Experiment eine Frequenz von 66 Hz aufweist. Höhere, schwach ausgeprägte Schwingungsmoden sind in den experimentellen Daten bei 103 Hz und 176 Hz vorhanden. In den Vorhersagen von ANSYS CFX-MOR ist nur eine Frequenzspitze bei 112 Hz anwesend.

Abb. 3.37 zeigt den Vergleich der Führungsrohrpfade. Auch hier kann eine qualitative Ähnlichkeit festgestellt werden. Der große blaue Kreis stammt von den großen Amplituden bei $t \sim 3,25$ in Abb. 3.32.

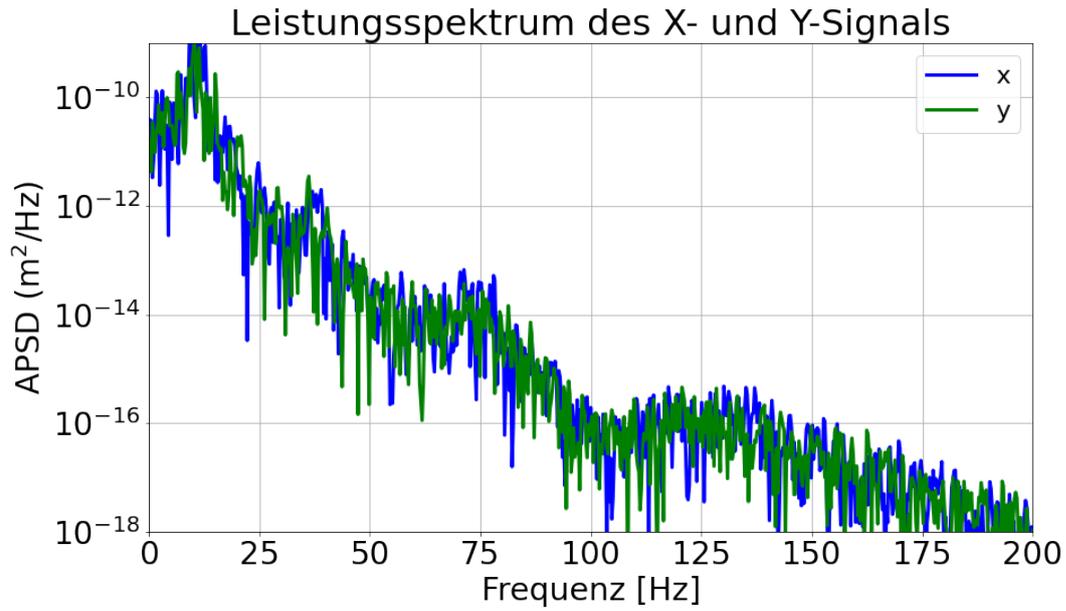


Abb. 3.34 Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (ANSYS CFX-MOR)

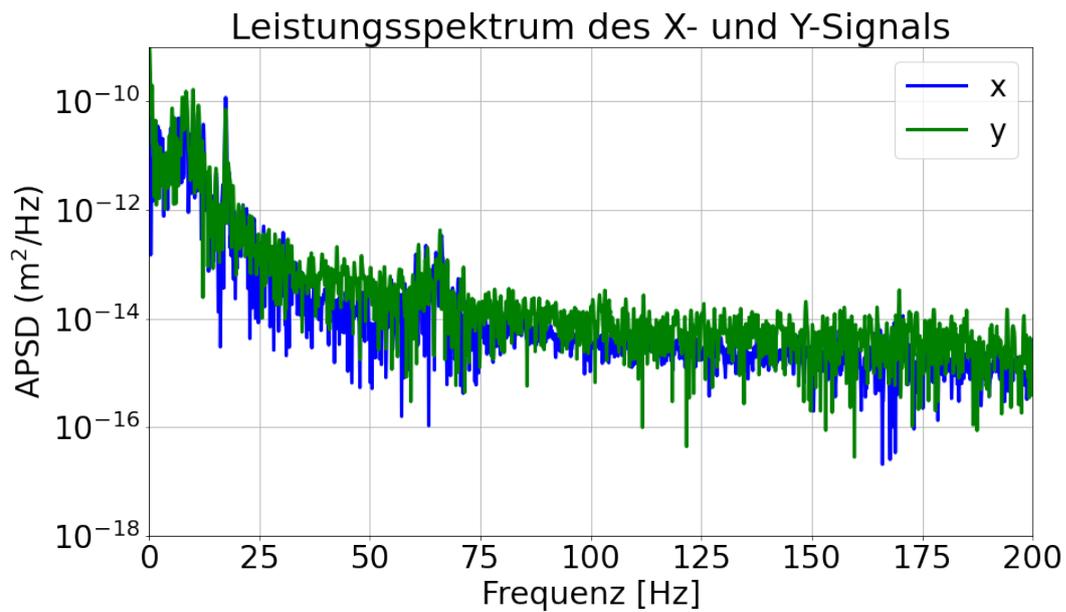


Abb. 3.35 Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (Versuch)

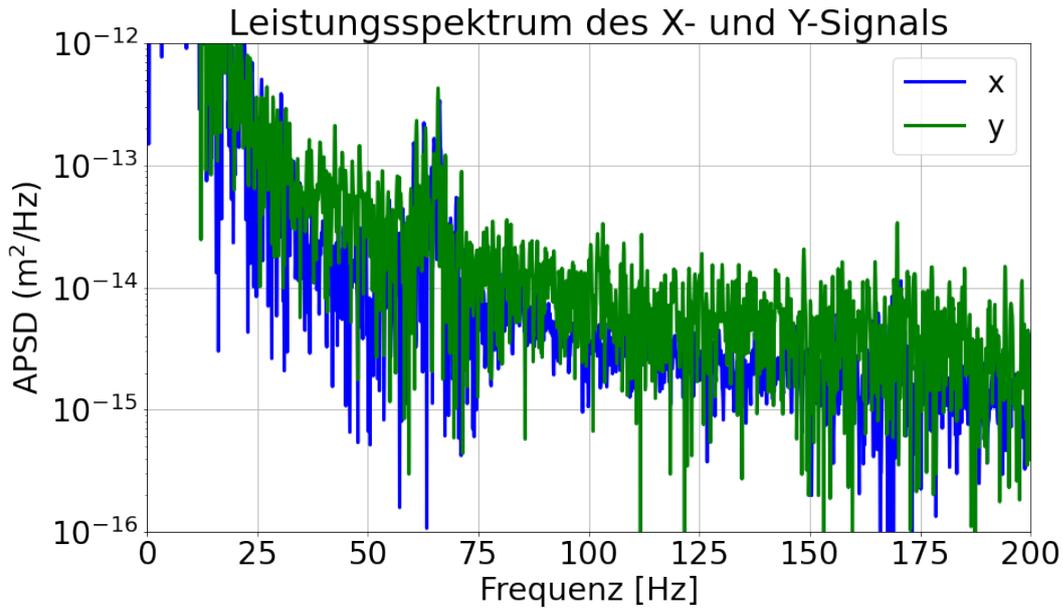


Abb. 3.36 Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (Versuch), geänderte Skalierung

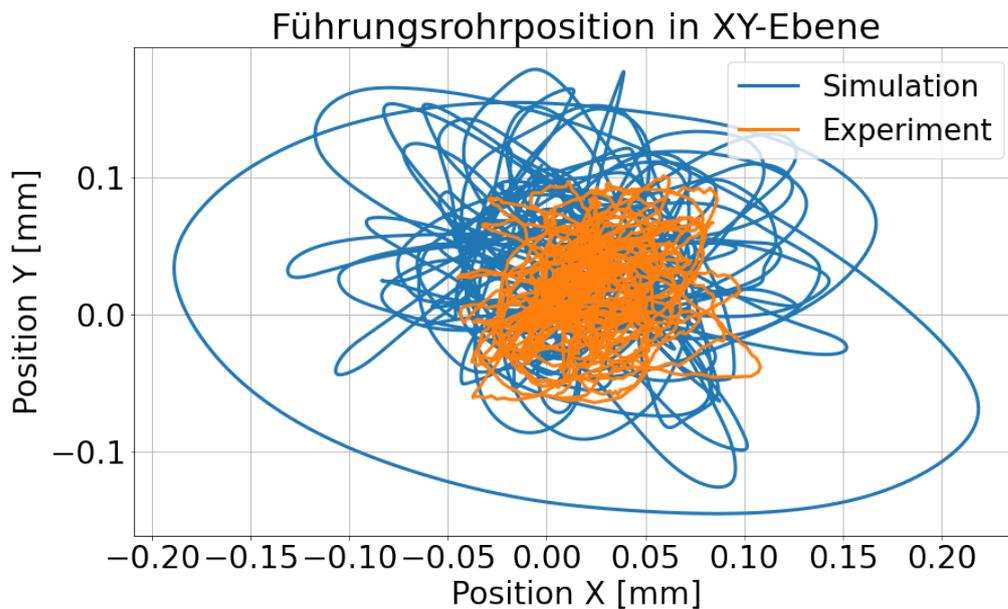


Abb. 3.37 Führungsrrohrposition in XY-Ebene

3.4.5 ANSYS CFX-Mechanical-Analysen zum Vattenfall-Versuch

Die Vattenfall-Daten wurden zur Validierung der gekoppelten CFD-CSM-Verfahren benutzt, um deren Vorhersagekraft, Genauigkeit und Effizienz zu bewerten. Dazu wurden zwei CFD-CSM-Algorithmen untersucht, die sich in ihrem Einsatzbereich, in der zu erzielenden Genauigkeit und vor allem im Rechenaufwand unterscheiden. Der erste ist

ANSYS CFX-MOR und der zweite die volle multiphysikalische Kopplung mit dem Rechengesystem ANSYS CFX-Mechanical. Für die ANSYS CFX-Mechanical-Analysen zum Versuch mit 5 l/s Volumenstrom am Einlass der Teststrecke wurden die gleichen Modelleinstellungen sowohl für ANSYS CFX als auch für Mechanical angewendet. Das Mechanical-Modell wurde für die CFX-Mechanical-Analysen in Transient Structural übernommen, um einen direkten Vergleich der mit ANSYS CFX-MOR erzielten Ergebnisse zu ermöglichen. Es muss jedoch erwähnt werden, dass auf Grund des sehr hohen Rechenaufwands der vollständigen Kopplung eine beinahe Verdoppelung der Zeitschrittgröße von $2,2 \cdot 10^{-4}$ s auf $4 \cdot 10^{-4}$ s notwendig war.

Abb. 3.39 zeigt die mit ANSYS CFX-Mechanical berechneten Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung. Diese sehen den ANSYS CFX-MOR-Amplituden ähnlich. Dies bestätigt auch Tab. 3.2. Sie stellt einen Vergleich der zwei Rechnungen mit den experimentellen Daten dar.

Die aus den Amplituden berechnete APSD ist in Abb. 3.39 abgebildet. Die APSD ist der APSD der ANSYS CFX-MOR-Rechnung ähnlich. Ein Unterschied besteht hauptsächlich bei der 36-Hz-Frequenzspitze. Diese ist der experimentellen Frequenzspitze bei 44 Hz von der Größe her deutlich ähnlicher. Weiterhin liegt die Frequenzspitze von 103 Hz hier bei 119 Hz.

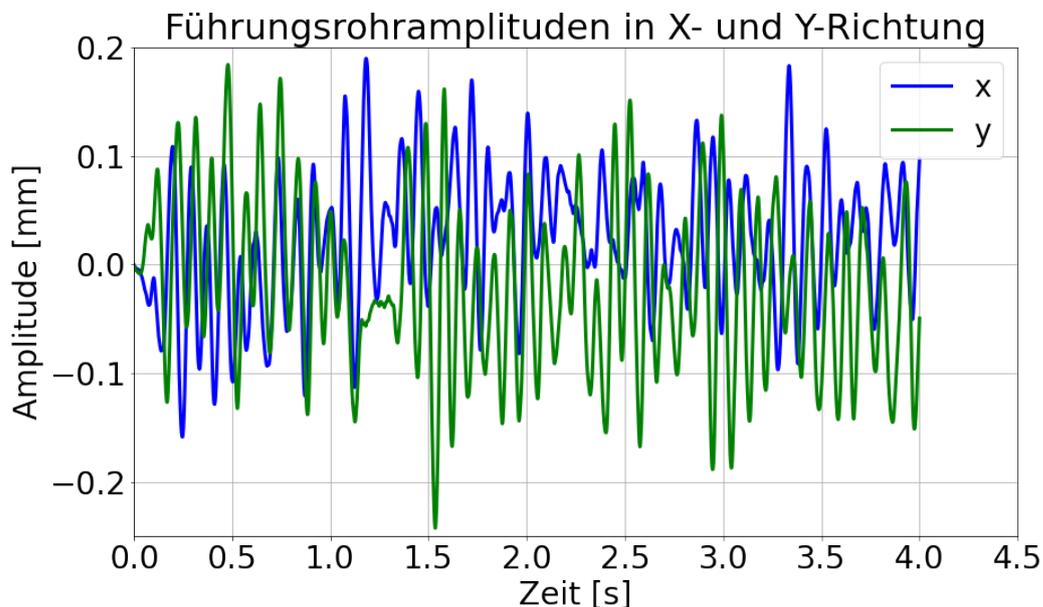


Abb. 3.38 Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (ANSYS CFX-Mechanical)

Tab. 3.6 Vergleich der Amplituden von Simulation und Experiment

Parameter	CFX-MOR	CFX-Mechanical	Experiment
Amplitude RMS, X-Richtung, mm	0,063	0,065	0,035
Amplitude RMS, Y-Richtung, mm	0,067	0,079	0,041
Amplitude MAX, X-Richtung, mm	0,172	0,190	0,132
Amplitude MAX, Y-Richtung, mm	0,243	0,242	0,101
Maximale absolute Amplitude, mm	0,401	0,399	0,174

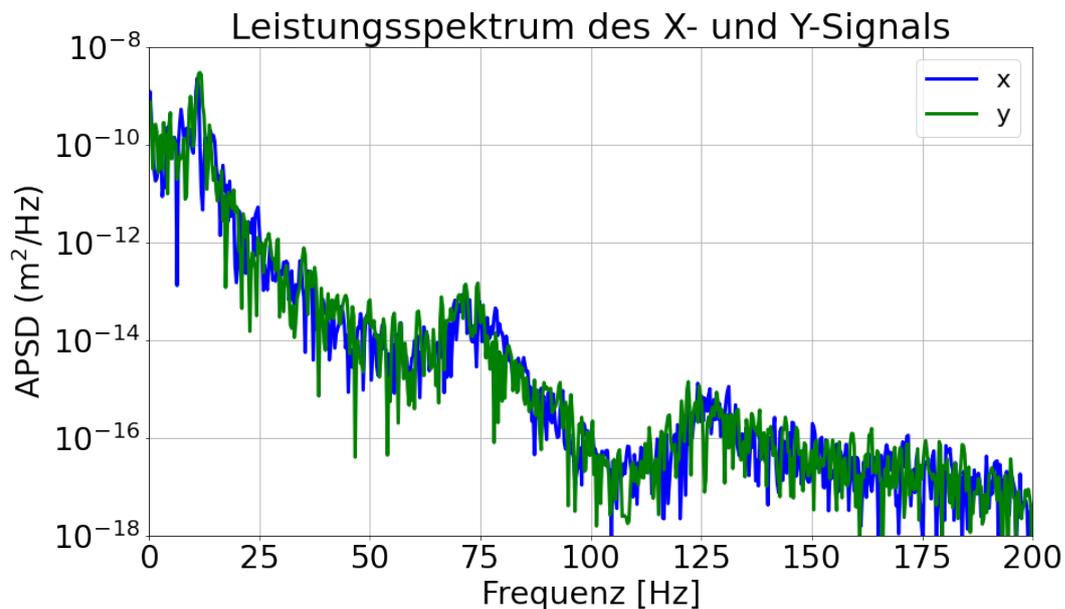


Abb. 3.39 Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (ANSYS CFX-Mechanical)

3.4.6 Diskussion der erzielten Ergebnisse für die beiden Testfällen

Es wurde eine sehr gute Übereinstimmung für die fundamentale Führungsrohrschwingungsfrequenz zwischen Mechanical (14,60 Hz) und Experiment (14,65 Hz) gefunden. Ihre korrekte Bestimmung im Vakuum mit der Modalanalyse ist eine sehr wichtige Voraussetzung für die genaue FSI-Analyse. Durch den zusätzlichen Added-Mass-Effekt sinkt die erste Schwingungsfrequenz im Testfall mit 2,4 l/s auf 10,0 Hz, während der Wert aus der experimentellen APSD 9,25 Hz beträgt. Im Testfall mit 5 l/s sinkt diese auf 10 Hz, während ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical 11,2 Hz und 11,5 Hz vorhersagen. Die Übereinstimmung hier ist immer noch sehr gut und beweist, dass beide FSI-Programme die Schwingungsfrequenz im fließenden Wasser richtig vorhersagen. Weiterhin ist es ersichtlich, dass eine Verdoppelung des Volumenstroms in der Teststrecke die erste Schwingungsfrequenz nur minimal ändert. Dies wurde auch beim Vattenfall

Rod Vibration Experiment beobachtet /PAP 19a/. Bei 19 Hz wird eine zweite Frequenzspitze in den experimentellen Daten beobachtet, die von der Anlagenpumpe stammt. Diese wurde nicht modelliert und daher fehlt sie in den numerischen APSDs. Generell sind die höheren Moden im Fall mit 5 l/s weniger stark ausgeprägt als im Testfall mit 2,4 l/s. Einige der höheren Moden in beiden Testfällen wurden mit einer Abweichung von 5 – 6 Hz vorhergesagt, während andere in den numerischen Analysen komplett fehlen (z. B. die Frequenzspitzen in beiden Experimenten um die 100 Hz).

Obwohl die vorhergesagten Schwingungsamplituden vergleichbar mit denen von Vattenfall sind, ergeben sich gewisse Unterschiede in den beiden Testfällen. Während die berechneten Amplituden im ersten Testfall (2,4 l/s) etwas kleiner als die gemessenen sind, fallen die Schwingungsamplituden im zweiten Testfall (5 l/s) doppelt so groß aus als im Experiment. Dies bedeutet, dass die Simulation mit 5 l/s konservative Werte liefert, während diese Konservativität in den Ergebnissen mit kleinerem Volumenstrom fehlt. Woran das liegt, ist nicht einfach zu beurteilen, könnte aber mit dem numerischen Rechenetz zusammenhängen, da dieses einen Einfluss auf die Rechenergebnisse hat. Beide Testfälle wurden mit unterschiedlichen Netzen gerechnet. Eine Wiederholung der 2,4 l/s-Simulation mit dem 20,8 Mio.-Rechenetz des 5 l/s-Testfalls könnte mehr Klarheit über die Konservativität der Ergebnisse und ihre Abhängigkeit vom Rechenetz liefern. Weiterhin wurde eine qualitative Ähnlichkeit in den experimentellen und numerischen Führungsrohrpfaden beobachtet.

Die präsentierten Ergebnisse belegen die Fähigkeit von ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical, strömungsinduzierte Schwingungsphänomene grundsätzlich vorherzusagen. Die Abweichungen vom Experiment sind für SIS-Analysen nicht groß und die Übereinstimmung zwischen Simulationen und Versuchsdaten kann als „gut“ bezeichnet werden. Verbesserungspotenzial gibt es insbesondere bei der CFD-Analyse. Obwohl die Konvergenz in jedem Zeitschritt vorhanden war, konnten bei der Netzerstellung nicht alle OECD/NEA-Netzqualitäts-Kriterien erfüllt werden. Je kleiner die modellierten Auslenkungen sind, desto wichtiger ist die Netzqualität. Weitere Unsicherheitsquellen sind die CFD-Randbedingungen. Die Geometrie des Simulationsmodells ist vereinfacht und daher fehlen Anlagenkomponenten vor und nach der Teststrecke (z. B. Strömungsgleichrichter, weitere Einbauten, usw.), die einen Einfluss auf die Strömung haben. Alle diese Verbesserungen erfordern aber einen größeren Modellierungs- und CPU-Aufwand, der die vorhandenen Rechenressourcen übersteigen würde.

3.4.7 Genauigkeit und Effizienz der beiden multiphysikalischen Rechenverfahren

Die Genauigkeit und die Effizienz der beiden multiphysikalischen Rechenverfahren können anhand des zweiten Testfalls ermittelt werden, da dieser mit den beiden multiphysikalischen Rechenverfahren ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical analysiert wurde. Die erzielten Ergebnisse für die Schwingungsanalyse unterscheiden sich unwesentlich: die Schwingungsfrequenzen liegen nah beieinander und die ANSYS CFX-Mechanical-Amplituden fallen ein etwas größer aus (s. Tab. 3.2). Es ist interessant, dass die Amplitudenwerte von ANSYS CFX-MOR sogar etwas näher an den experimentellen Daten liegen als die mit dem vollständigen Modell berechneten Amplituden. An dieser Stelle soll aber erwähnt werden, dass der Zeitschritt in der ANSYS CFX-Mechanical-Rechnung fast doppelt so hoch wie der in der vereinfachten Analyse war. Eine kleinere Zeitschrittgröße könnte die Ergebnisse beeinflussen, allerdings wäre eine solche Simulation auf Grund der sehr hohen Rechenzeiten einfach nicht praktikabel.

Die vorgestellte FSI-Simulation mit 2,4 l/s lief 28 Tage lang auf 120 parallelen Intel Xeon CPU E5-2680 (2,80 GHz)-Kernen. Die Simulationen mit 5 l/s sind auf dem neuen GRS-Cluster Manitu gelaufen. Dieser ist mit schnelleren Intel Xeon Gold 5220R (2,20 GHz)-CPUs ausgestattet. Die ANSYS CFX-MOR- und ANSYS CFX-Mechanical-Simulationen wurden auf jeweils 96 Kernen ausgeführt. Die erste Rechnung simulierte 4,47 s Problemzeit und dauerte 39 Tage, während die zweite 4,0 s simulierte und 27 Tage dauerte. Es stellt sich heraus, dass die vereinfachte Simulation mit dem MOR-Verfahren etwa 209 Stunden für jede gerechnete Sekunde auf 96 Kernen brauchte, während die volle Kopplung nur 162 Stunden benötigte. Wenn man berücksichtigt, dass der Zeitschritt in der ANSYS CFX-Mechanical-Simulation $4 \cdot 10^{-4}$ s anstatt $2,2 \cdot 10^{-4}$ s war, ergibt sich eine Zeitersparnis von ca. 29 %, wenn man das vereinfachte Rechenverfahren anwendet. Dies ist überraschend, da die Untersuchungen im Rahmen von RS1540 zur Recheneffizienz gezeigt haben, dass die volle ANSYS CFX-Mechanical-Kopplung für die gleiche Simulation eine um Faktor 5 oder 6 längere Rechenzeit benötigt als ANSYS CFX-MOR. Weitere Analysen zeigten, dass am Anfang der Vattenfall-Rechnung das vereinfachte Verfahren tatsächlich deutlich schneller war. Mit der Zeit verlangsamte sich diese Simulation dramatisch. ANSYS wurde über das Verhalten benachrichtigt.

3.5 Analysen zum OECD/NEA FSI-Benchmark

3.5.1 FSI-Benchmark-Beschreibung

Zusätzlich zum Arbeitsprogramm nimmt die GRS teil an dem aktuellen OECD/NEA FSI-Benchmark. Die von OECD/NEA organisierten Forschungsarbeiten sind eine sehr gute thematische Ergänzung zu den FSI-Arbeiten in diesem Arbeitspaket. Der Vattenfall-Versuch befasst sich mit SIS von Strukturen in axialen Strömungen. In den Reaktorkernen und in den Dampferzeugern entstehen aber auch SIS von quer angeströmten Strukturen. Daher ist die Untersuchung von solchen Phänomenen genauso wichtig wie die in axialen Strömungen. Der Benchmark wird von dem russischen OKBM "Afrikantov" zusammen mit OECD/NEA organisiert und geleitet. Dieser begann mit einem Kick-Off-Meeting im Juni 2020 und soll in 2022 mit einem CSNI-Bericht im Juni 2022 abgeschlossen werden. In dem Kick-Off-Meeting haben insgesamt 21 Organisationen aus der ganzen Welt Interesse an dem Benchmark gezeigt. Bisher haben aber nur 9 Organisationen Ergebnisse geliefert: GRS, EDF, IRSN, Tractebel, Xi'an Universität, NRG, ROSATOM und die Polytechnische Universität Valencia. Vier Übungen wurden mit drei unterschiedlichen Volumenströmen und zwei Zylinderdurchmessern in der Teststrecke durchgeführt: 10 m³/h, 16 m³/h (7 mm Zylinderdurchmesser); 16 m³/h 32 m³/h (10 mm Zylinderdurchmesser). Hier werden die Arbeiten zu 10 m³/h sowie zu 16 m³/h (10 mm Zylinderdurchmesser) Übungen beschrieben, da die anderen noch nicht abgeschlossen sind.

3.5.2 Versuchsaufbau und Instrumentierung

In dem vorgeschlagenen FSI-Versuch werden in einem Strömungskanal mit kaltem Wasser (10 °C) zwei Zylinder quer angeströmt und dadurch zum Schwingen angeregt. Abb. 3.40 zeigt die FSI-Versuchsanlage in OKBM „Afrikantov“ (Teil von ROSATOM) im russischen Nizhny Novgorod. Der Kanal ist 200 mm hoch, 30 mm breit und 555 mm lang. Darin befinden sich zwei vertikale Zylinder, die 198 mm hoch sind und einen Durchmesser von 7 mm (offene Übung) oder 10 mm (blinde Übungen) haben. Der Abstand zwischen den Zylindern ist größer als 5 Zylinderdurchmesser. In den oberen Teilen der Zylinder befindet sich Instrumentierung, die die Zylinderbeschleunigungen in zwei Richtungen erfassen kann. Die Materialien und die Instrumentierung unterscheiden sich etwas in den beiden Strukturen, so dass diese unterschiedliche Eigenfrequenzen aufweisen. Die Zylinder sind unten fest in der Bodenplatte fixiert, während die oberen Enden frei beweglich sind. Diese befinden sich nur 2 mm unter der oberen Kanalwand und sind

je nach Geometrie (7 mm oder 10 mm Zylinderdurchmesser) etwa 10 mm von den Seitenwänden entfernt.

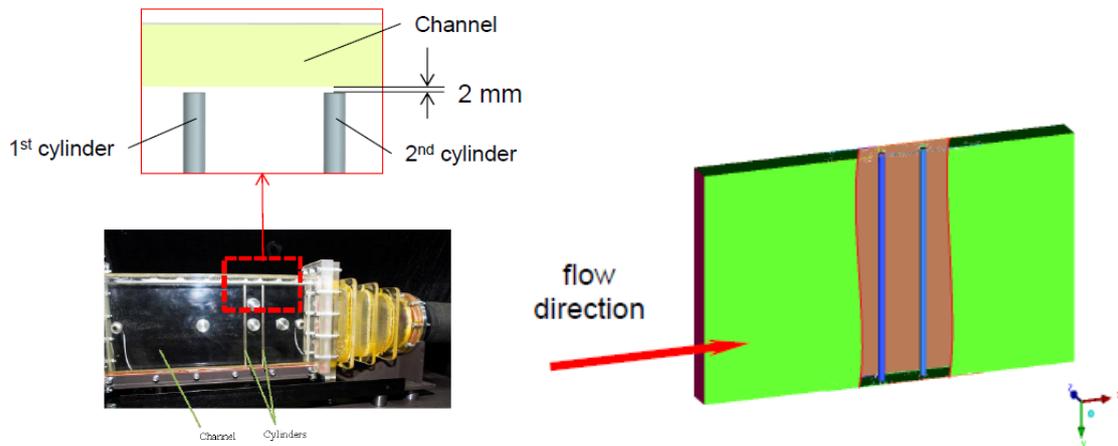


Abb. 3.40 FSI-Versuchsanlage in OKB „Afrikantov“ /SHM 21/

Neben den Beschleunigungssensoren werden noch Fluidgeschwindigkeiten, Geschwindigkeitsprofile und Drücke an verschiedenen Stellen gemessen. Die Fluidgeschwindigkeitsmessungen wurden mit Hilfe von PIV- und LDV-Messungen. Ein Überblick über die Stellen mit den gemessenen Geschwindigkeitsprofilen gibt Abb. 3.41. Ein vertikales Geschwindigkeitsprofil wurde 140 mm vor dem ersten Zylinder gemessen. Horizontale Geschwindigkeitsprofile wurden 50 mm vor dem ersten Zylinder in drei Ebenen erfasst: 25 mm, 100 mm und 175 mm. Die 25-mm-Ebene ist die höchste, etwa auf dieser Höhe befinden sich auch die Beschleunigungssensoren. Auf diesen drei Höhen werden auch Geschwindigkeitsprofile 10 mm und 20 mm hinter jedem Zylinder gemessen. Weiterhin werden Fluidgeschwindigkeiten an 12 Stellen hinter den beiden Zylindern erfasst (Abb. 3.42). Abb. 3.43 zeigt die Position der vier Drucksensoren. Sie stellt auch die Positionen der jeweils zwei Beschleunigungssensoren (a_{1x} , a_{1y} , a_{2x} , a_{2y}) in jedem Zylinder dar.

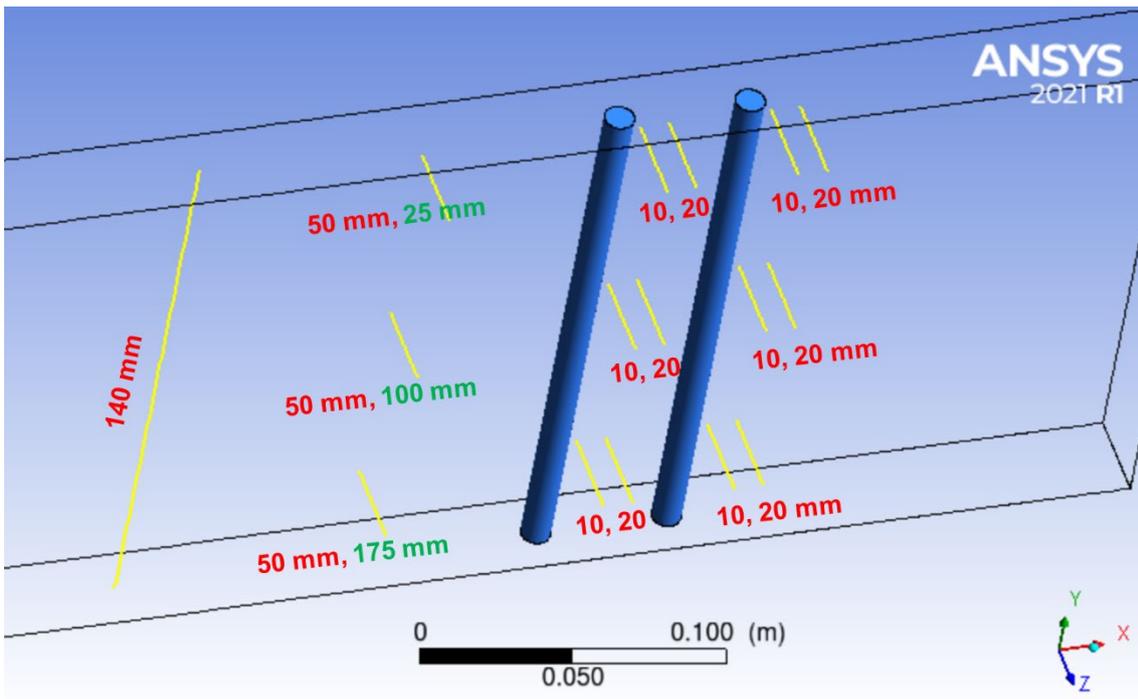


Abb. 3.41 Stellen mit den Geschwindigkeitsprofilmessungen in der FSI-Anlage

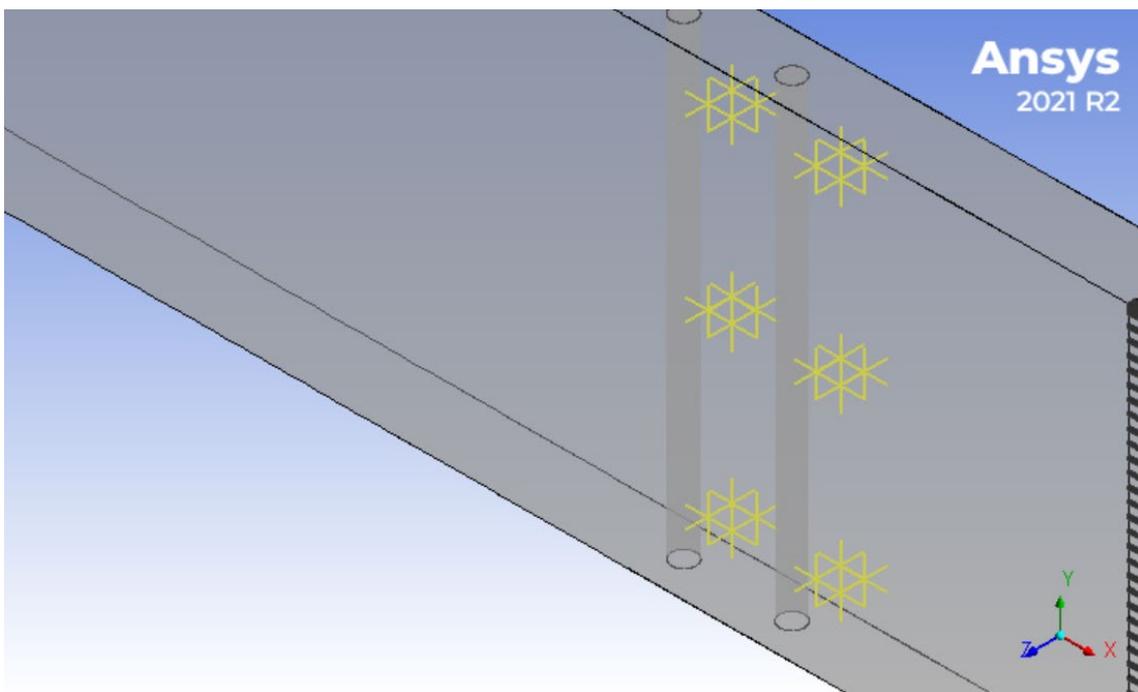


Abb. 3.42 Stellen mit den Geschwindigkeitsmessungen in der FSI-Anlage

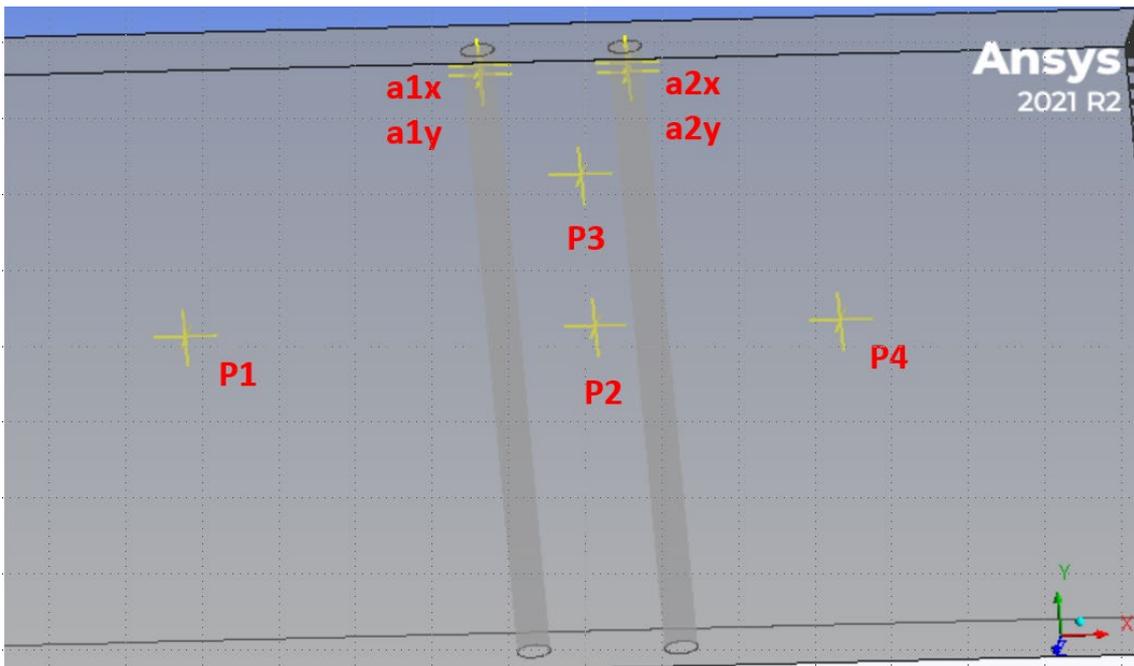


Abb. 3.43 Druck- (P1, P2, P3, P4) und Beschleunigungssensoren (a1x, a1y, a2x, a2y) in der FSI-Anlage

3.5.3 Geometrieaufarbeitung

OKBM „Afrikantov“ lieferte zwei CAD-Dateien zu den zwei Geometrien mit unterschiedlichen Zylinderdurchmessern. Die beiden Dateien waren sehr detailliert, hatten aber unterschiedliche Koordinatensysteme, was die Automatisierung des Post-Processings der Ergebnisse etwas verlangsamte. Abb. 3.44 stellt das CAD-Gesamtmodell der FSI-Anlage in SpaceClaim dar. Für die geplanten SIS-Simulationen musste das CAD-Modell vereinfacht werden, da ein so hoher Detaillierungsgrad für die geplanten Analysen nicht zwingend notwendig war. Nach Absprache mit den russischen Experimentatoren wurden die konische Auslasskammer, ein Teil der Einlasskammer sowie die dicke Fundamentplatte entfernt. Die daraus resultierende vereinfachte Geometrie der Teststrecke zeigt Abb. 3.45. Viele Benchmark-Teilnehmer haben sich dazu entschieden, mit einer kleineren CFD-Domäne als der in Abb. 3.45 gezeigten zu rechnen. Ihre Domänen beginnen erst 50 mm vor dem ersten Zylinder. Gründe für diese Modellvereinfachung sind eine kleinere Domäne (weniger Zellen) und gemessene Geschwindigkeitsprofile, die als Randbedingung genutzt werden können. Die GRS entschloss sich, die Analysen mit der in Abb. 3.45 gezeigten Geometrie durchzuführen, weil die größere Geometrie einen Vergleich für die Geschwindigkeitsmessungen 140 mm und 50 mm vor dem ersten Zylinder ermöglicht. Letztendlich sollte das FSI-Programm in der Lage sein, diese Profile richtig vorherzusagen. Darüber hinaus ist die Genauigkeit der Volumenstrommessung größer

als die der Fluidgeschwindigkeit. Aus diesem Grund wurde entschieden, am Einlass der Teststrecken­kammer den gemessenen Volumenstrom aufzuprägen.

Ansys
2021 R2

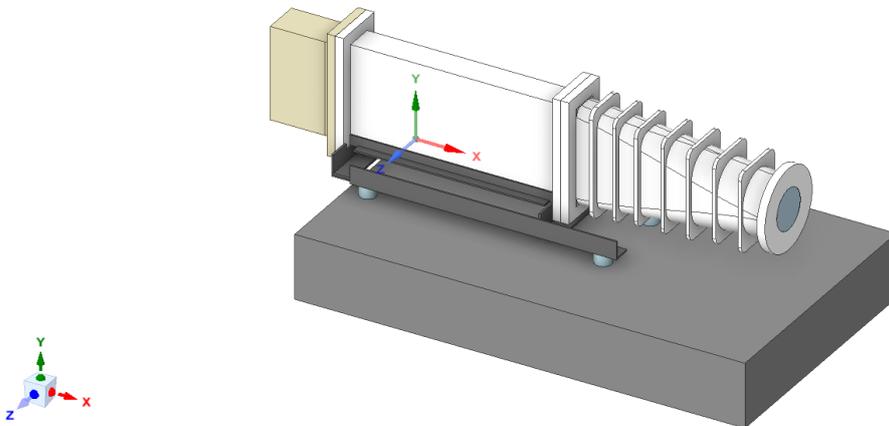


Abb. 3.44 CAD-Gesamtmodell der FSI-Anlage

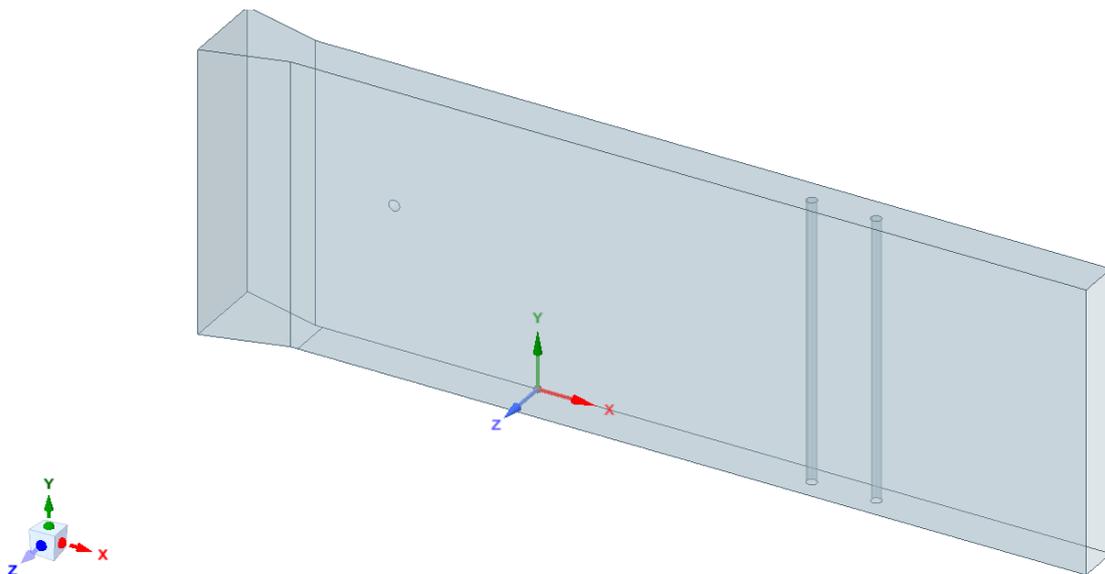


Abb. 3.45 Vereinfachte Teststreckengeometrie der FSI-Anlage

3.5.4 CFD-Netzgenerierung

Für die Durchführung der Analysen wurden zunächst mehrere strukturierte Gitter für die erste Geometrie (offene Benchmark-Phase, 10 m³/h Volumenstrom) erstellt. Dabei wurden die Empfehlungen der OECD/NEA Best Practice Guidelines /NEA 15/ berücksichtigt, jedoch konnten nicht alle von den spezifizierten Qualitätskriterien erfüllt werden. Dies gilt insbesondere für das Seitenverhältnis (587) und den Expansionsfaktor (154). Der für die Löser-Konvergenz sehr wichtige minimale Orthogonalitätswinkel (41°) ist

jedoch deutlich größer als der empfohlene Minimalwert von 20° , was für die Code-Konvergenz sehr vorteilhaft ist. Das endgültige Rechennetz besteht aus 16,7 Mio. Elementen und mit dessen Hilfe wurden Simulationen sowohl mit ANSYS CFX-MOR als auch mit ANSYS CFX-Mechanical durchgeführt. Die Netzstruktur wurde ebenfalls gemäß der ZLES-Turbulenzmodell-Anforderungen in ICEM CFD erstellt: Die Zone rund um die beiden Zylinder wurde sehr fein vernetzt, weil dort das LES-Modell angewendet wird. Der Rest der Domäne konnte mit gröberem Netz modelliert werden (Abb. 3.46). Abb. 3.47 zeigt das Rechennetz mit 16,7 Mio. Elementen, während Abb. 3.48 den LES-Bereich fokussiert.

Sensitivitätsstudien zur Abhängigkeit der Ergebnisse vom CFD-Rechennetz wurden durchgeführt. Diese zeigten, dass mit dem vorgestellten Rechennetz belastbare Ergebnisse erzielt werden können, jedoch keine vollständige Unabhängigkeit der Ergebnisse vom Rechennetz gewährleistet werden kann. Weitere Verfeinerung und Erhöhung der Elementen-Anzahl ist angesichts der sehr langen Simulationszeiten nicht sinnvoll.

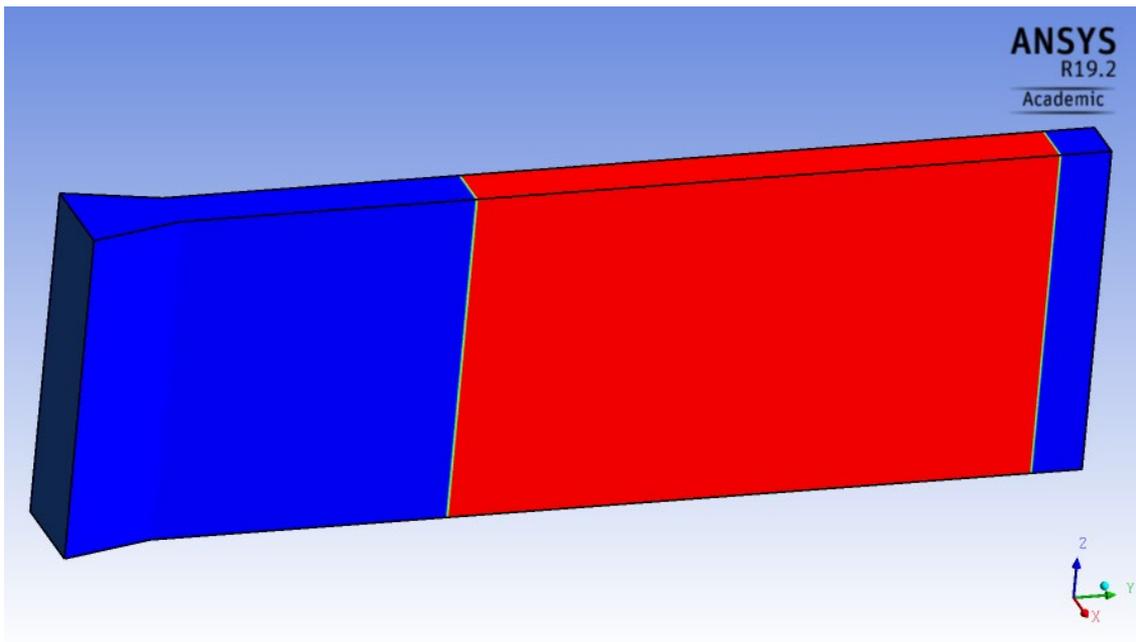


Abb. 3.46 Aufteilung der Teststrecke in LES- (rot) und URANS- (blau) Zonen

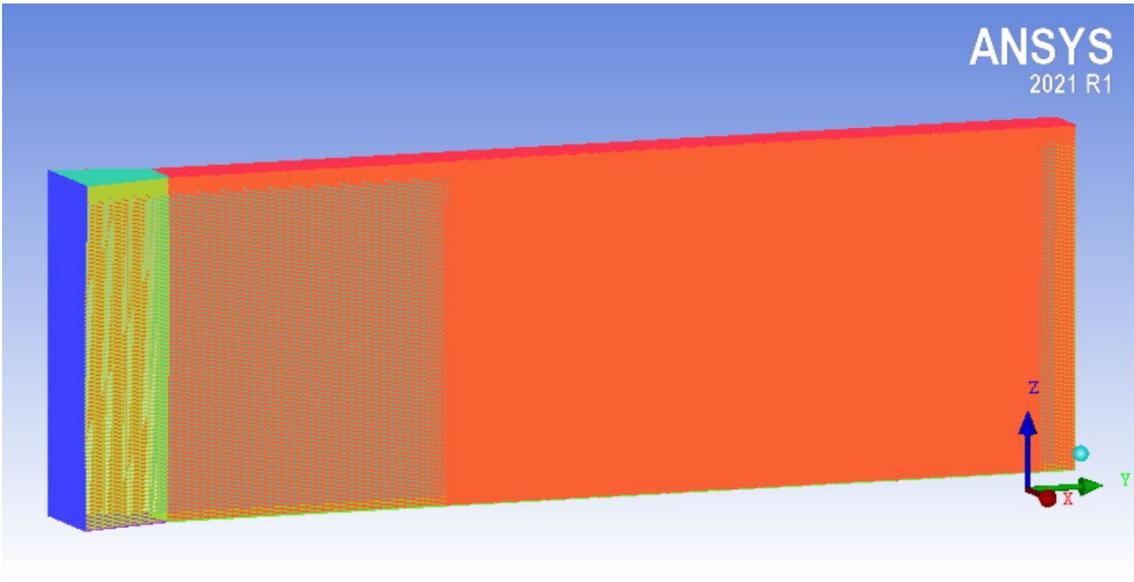


Abb. 3.47 Rechennetz mit 16,7 Mio. Elementen

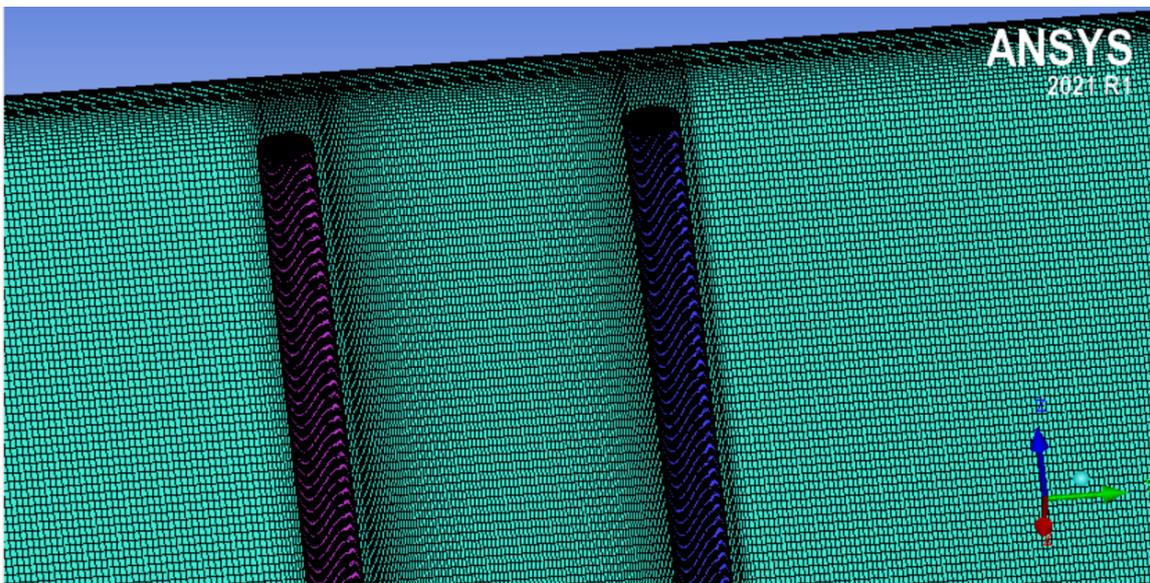


Abb. 3.48 Rechennetz in der LES-Zone der Teststrecke

3.5.5 Modalanalyse mit Mechanical

Weiterhin musste auch ein strukturmechanisches Modell beider Zylinder erzeugt werden. Die in Abb. 3.45 abgebildete Geometrie wurde in ANSYS Mechanical importiert. Dort wurden alle Teile bis auf die beiden Zylinder und die darin enthaltene Messinstrumentierung abgeschaltet. Anschließend wurde ein Tetra-Netz mit ANSYS Meshing automatisch erstellt. Dieses bestand aus 242.110 Elementen (Abb. 3.49, Abb. 3.50).

Das unstrukturierte Tetra-Rechennetz der beiden Zylinder wurde für die Erstellung des strukturmechanischen Modells benutzt. Die Zylinderbefestigung in der Bodenplatte (im Modell nicht vorhanden) wurden mit Hilfe von insgesamt zwei *DISPLACEMENT*-Randbedingungen (eine für jeden Zylinder) realisiert. Dabei wurde keine Zylinder-Auslenkung in X-, Y- oder Z-Richtung erlaubt. Die oberen Zylinderenden wurden mit keinen Randbedingungen versehen, da diese frei schwingen dürfen. Weiterhin wurden die Eigenschaften von verschiedenen Materialien, die in den Zylindern vorhanden sind, in der Mechanical Engineering Data-Datenbank implementiert. Tab. 3.3 zeigt die wesentlichen Eigenschaften der verwendeten Materialien in dem strukturmechanischen Modell /BOL 21/. Die beiden Zylinder wurden aus Edelstahl hergestellt. In ihren Oberteilen befinden sich Beschleunigungssensoren, die dort mit Hilfe von speziellen Befestigungen montiert sind. Diese Befestigungen sind aus unterschiedlichen Messing-Stoffen hergestellt, dabei haben diese in den beiden Zylindern verschiedene Volumina. Dies beeinflusst dann die fundamentalen Schwingungsfrequenzen der beiden Zylinder und führen zu verschiedenen Schwingungsverhalten.

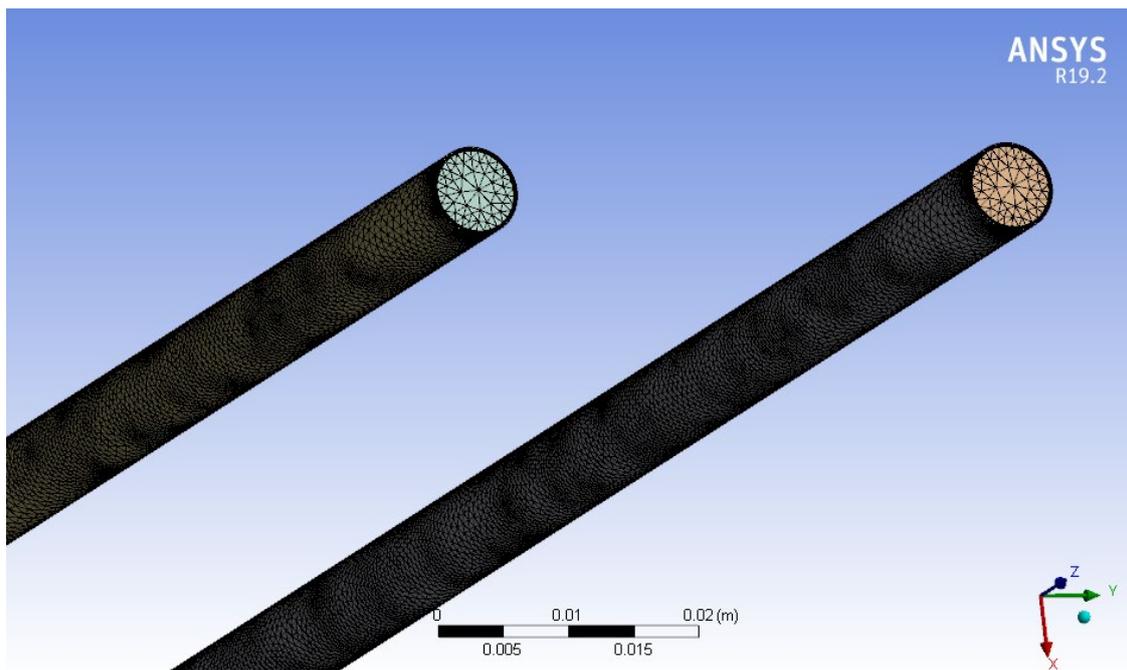


Abb. 3.49 Unstrukturiertes Rechennetz beider Zylinder in ANSYS Mechanical

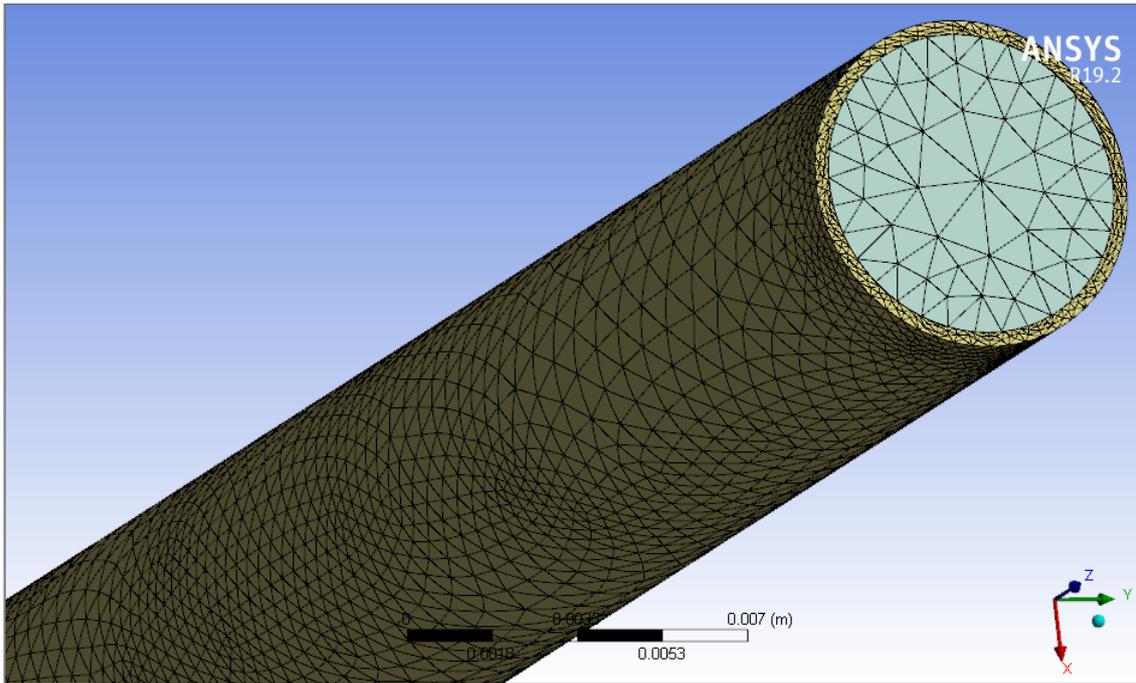


Abb. 3.50 Rechennetz des ersten Zylinders in ANSYS Mechanical

Tab. 3.7 Eigenschaften der verwendeten Materialien

Material	Materialname	Dichte kg/m ³	Elastizitäts- modul GPa	Poisson- Zahl	Dämpfungs- verhältnis
Edelstahl	Stahl_Cyl	7850	200	0,3	0,007
Messing 1	Messing_Cyl1	7800	200	0,33	0,01
Messing 2	Messing_Cyl2	7500	200	0,33	0,01

Mit diesen Einstellungen sollte eine Modalanalyse durchgeführt werden, um die Eigenfrequenzen und die Modalformen der beiden Zylinder zu bestimmen. Die nachstehenden Untersuchungen mit ANSYS CFX-MOR zeigten, dass das MOR-Verfahren nur eine Schnittstelle zwischen Fluid und Struktur berücksichtigen kann. Dies wurde ANSYS mitgeteilt, eine Erweiterung des MOR-Verfahrens innerhalb des Projektzeitlaufs war aber nicht möglich. Aus diesem Grund wurden die Oberflächen der beiden Zylinder in einer MOR-Schnittstelle gepackt. Somit wurden die beiden Zylinder als ein gemeinsames strukturmechanisches System betrachtet. Die Modalanalyse wurde für 16 Moden ausgeführt, d. h. 8 Moden je Zylinder. Die berechnete fundamentale Eigenfrequenz des ersten Zylinders beträgt 106,9 Hz, während die Experimentatoren 107 Hz in den Benchmark-Unterlagen angegeben haben. Die berechnete fundamentale Eigenfrequenz des zweiten Zylinders beträgt 100 Hz, während der Experimentalwert bei 98 Hz liegt. Abb. 3.51 bis Abb. 3.54 zeigen die Schwingungsformen der ersten vier Moden der mechanischen Systeme.

Für die transienten Simulationen mit ANSYS CFX-Mechanical wurde ein Transient Structural-Modell erstellt, das auf der Basis des bereits beschriebenen Modal-Modells beruht. Rechnungen wurden sowohl mit dem iterativen als auch mit dem direkten Mechanical-Löser (Sparse-Solver) durchgeführt. Diese lieferten nahezu identische Ergebnisse, der iterative Löser war stabiler und daher wurde er für die Durchführung der FSI-Rechnungen eingesetzt.

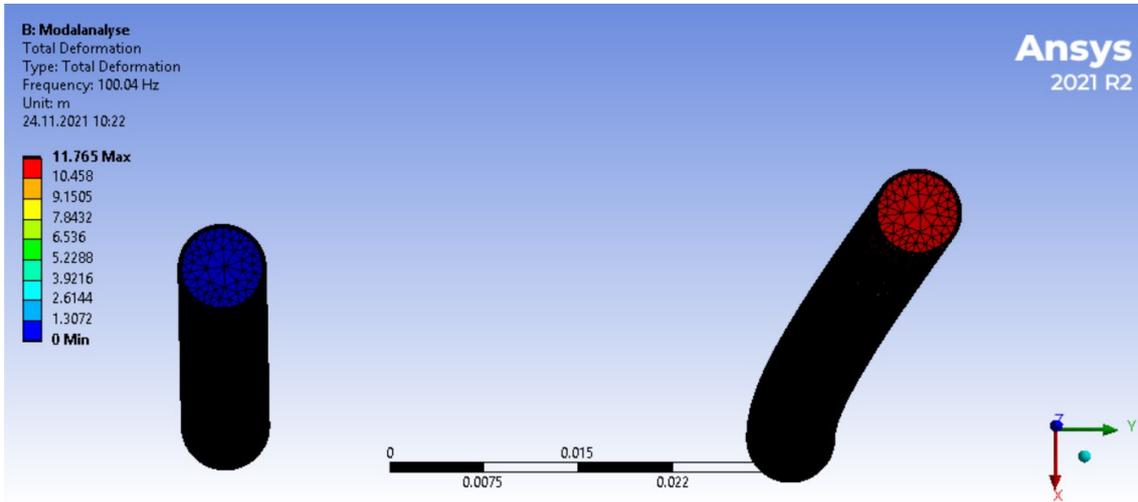


Abb. 3.51 Schwingungsform des 1. Modus

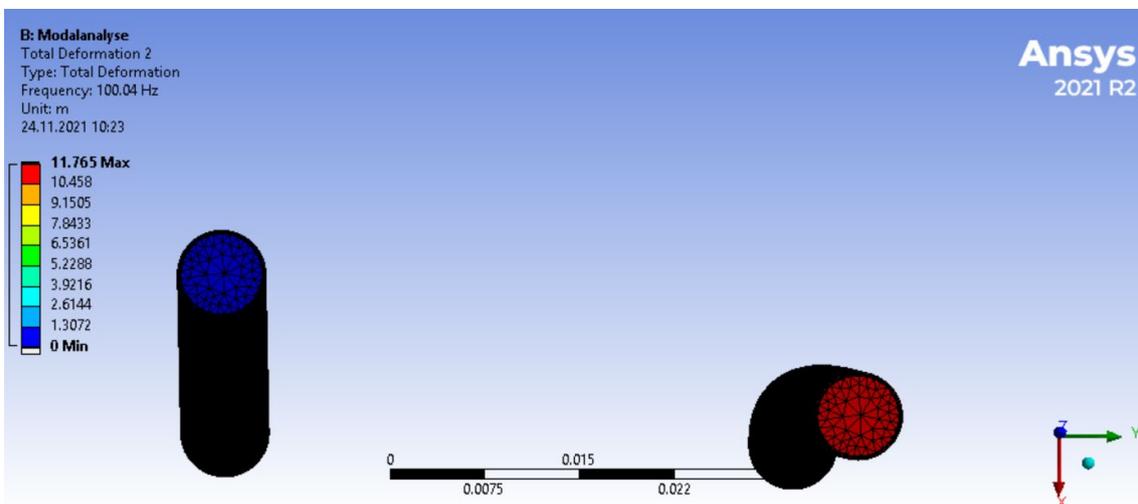


Abb. 3.52 Schwingungsform des 2. Modus

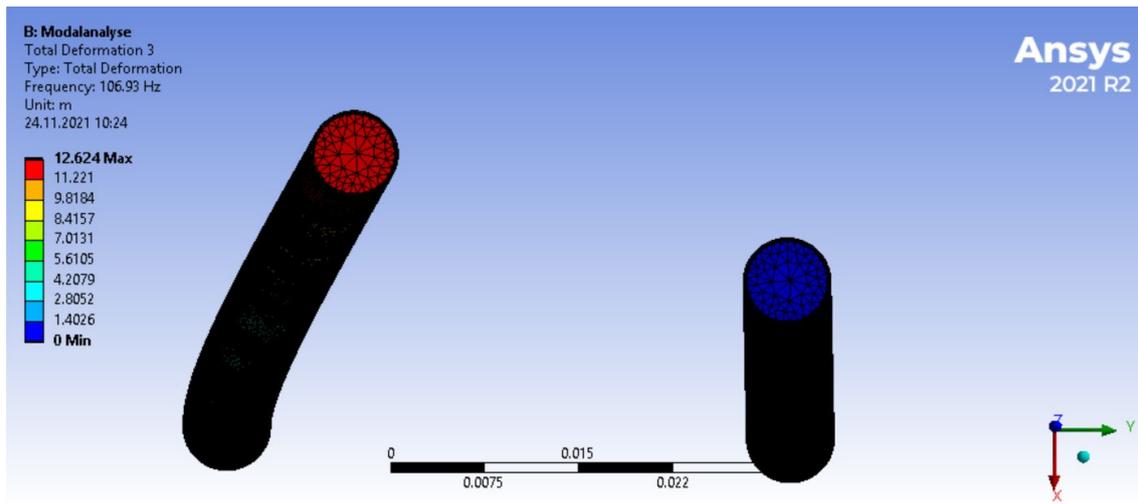


Abb. 3.53 Schwingungsform des 3. Modus

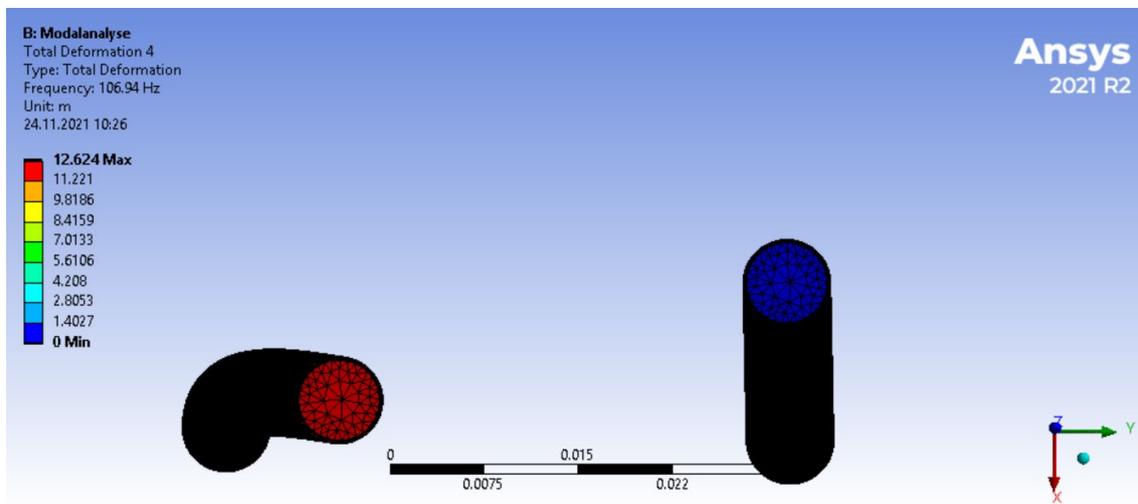


Abb. 3.54 Schwingungsform des 4. Modus

3.5.6 FSI-Modell der russischen Versuchsanlage

Für alle FSI-Simulationen wurden IAPWS-IF97-Stoffeigenschaften aus den ANSYS CFX-Stoffwertebibliotheken verwendet. Die CFD-Simulationen sind isotherm, da alle Experimente bei konstanten 10 °C durchgeführt worden sind. Die Strömungssimulationen wurden mit einem Bounded Central Difference-Advektionsschema durchgeführt, die Zeit-Diskretisierung wurde mit einem Schema zweiter Ordnung durchgeführt. Für die Turbulenzsimulation wurde das ZLES-Modell eingesetzt. Die Zeitschrittgröße von $4 \cdot 10^{-4}$ s führte zu einem CFL $\sim 0,64$. Das Konvergenzkriterium für den CFD-Löser wurde auf $\text{RMS} < 10^{-5}$ gesetzt.

3.5.7 Anfangs- und Randbedingungen

Wie bereits erwähnt, wurden drei Versuche mit Volumenströmen am Einlass der Teststrecke von 10 m³/h (Versuch 1), 16 m³/h (Versuch 2) und 32 m³/h (Versuch 3) durchgeführt. Die Zylinderdurchmesser in Versuch 1 waren 7,1 mm, während sie in den anderen zwei Versuchen 10 mm waren. Die Wassertemperatur hatte eine Temperatur von 10 °C, dies entspricht eine Dichte von 999,7 kg/m³. Am Einlass der Teststrecke wurde zunächst ein Massenstrom von 2,87 kg/s aufgeprägt, was dem Volumenstrom von 10 m³/h entspricht. Die Turbulenzintensität am Einlass wurde auf 10 % gesetzt. Am Auslass des Strömungskanals wurde ein konstanter Druck von 1 bar spezifiziert.

3.5.8 Analyse der erzielten Ergebnisse zu dem Versuch mit 10 m³/h am Einlass der Teststrecke

3.5.8.1 Strömungsbild im Versuchskanal

Abb. 3.55 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung im Versuchskanal mit Hilfe von Vortex Core Region. Die mittlere Geschwindigkeit liegt vor dem ersten Zylinder bei etwa 0,47 m/s. Rund um die beiden Zylinder entstehen Zonen mit höheren und niedrigeren Geschwindigkeiten, da die beiden senkrechten Strukturen zur lokalen Strömungsbeschleunigung, bzw. -abbremung führen. Vor den beiden Zylindern sieht die Strömung relativ homogen aus, während die beiden Strukturen Wirbel generieren. Diese entstehen an den Zylinderoberflächen und lösen sich von dort ab. Dieses Phänomen nennt man Vortex Shedding. Die wirbelinduzierte Schwingung ist eine der häufig auftretenden Schwingungsarten. Diese entsteht, wenn dünne und lange Strukturen seitlich angeströmt werden. An der Strukturoberfläche bilden sich Zonen mit unterschiedlichem Druckniveau aus, wodurch die Grenzschichten beeinträchtigt werden. Das Phänomen führt zu lokalen Grenzschichtablösungen, die die Entstehung von Wirbeln verursachen. Die Wirbel lösen sich von der Strukturoberfläche ab und regen Strukturschwingung an. Dies zeigt Abb. 3.56: Mit Hilfe der Verwirbelungsstärke wird die Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen auf der Höhe der Beschleunigungssensoren visualisiert. Hinter dem ersten Zylinder ist die Ausbildung einer Karmanschen Wirbelstraße zu erkennen. Die Verwirbelung hinter dem zweiten Zylinder ist deutlich komplexer, weil die Nachlaufströmung vom ersten Zylinder mit der Wirbelbildung an der Oberfläche des zweiten Zylinders interagiert. Diese Interaktion führt auch zu größeren Schwingungsamplituden des zweiten Zylinders, wie es in Kap. 3.5.9 diskutiert wird.

In Abb. 3.55 sind in der LES-Zone aufgelöste Turbulenz-Strukturen sichtbar, die mit einem URANS-Turbulenzmodell nur auf einer gröberen Skala modelliert werden können. Diese können auch in Abb. 3.57 erkannt werden, obwohl diese nur eine Ebene durch die Strömungskanal-Mitte zeigt. Hinter den beiden Zylindern bilden sich kleine Zonen mit hohen (bis zu 0,9 m/s), niedrigen und sogar negativen Fluidgeschwindigkeiten (bis -0,7 m/s). Die negativen Geschwindigkeiten treten genau hinter den Zylindern auf, wie dies auch Abb. 3.58 bestätigt. In dieser Abbildung wird die Strömungsrichtung mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren dargestellt. Diese zeigen deutlich die Entstehung von Rezirkulationszonen hinter den beiden Strukturen, und in diesen Zonen treten auch die negativen Fluidgeschwindigkeiten auf. Es muss erwähnt werden, dass Abb. 3.55 bis Abb. 3.58 nur Momentaufnahmen aus der transienten FSI-Simulation zeigen.

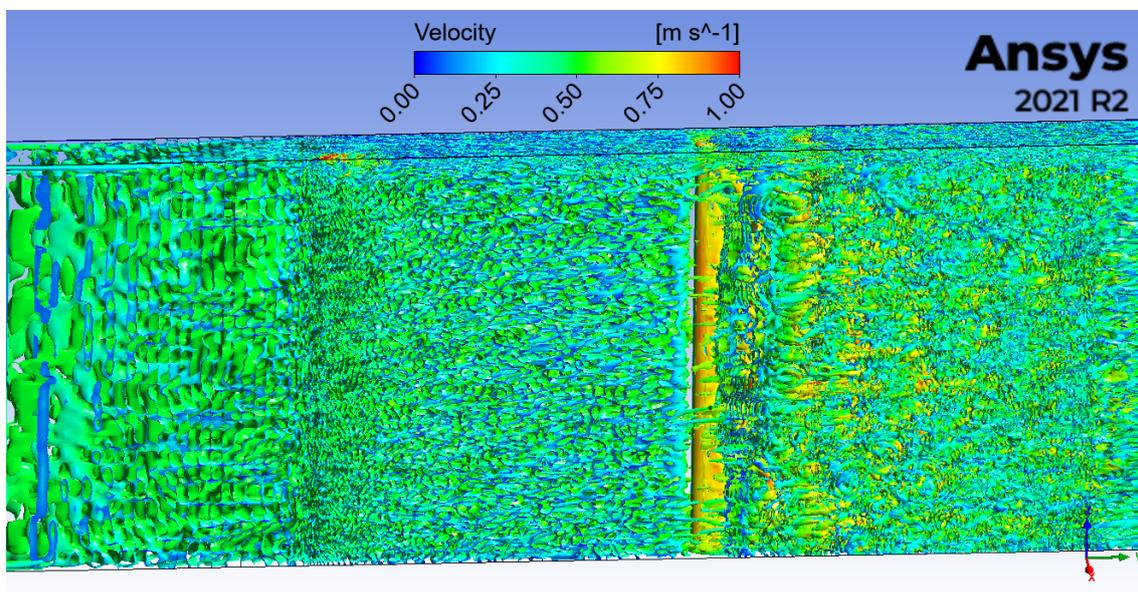


Abb. 3.55 Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal, visualisiert mit Hilfe von Vortex Core Region in CFD-Post

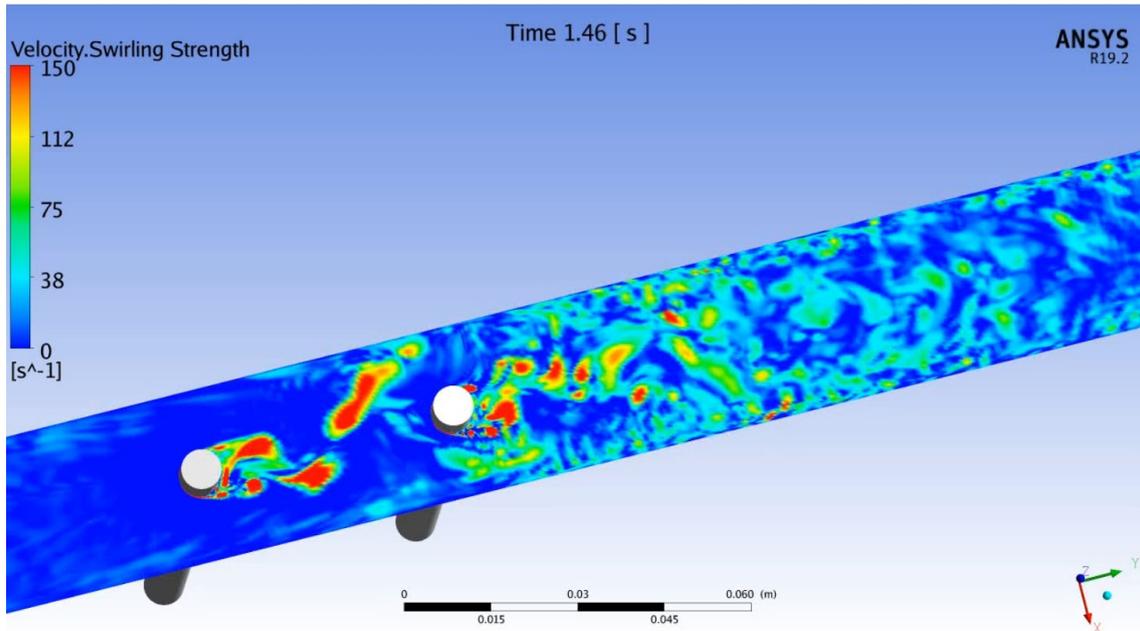


Abb. 3.56 Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen auf der Höhe der Beschleunigungssensoren, dargestellt mit Hilfe der Verwirbelungsstärke

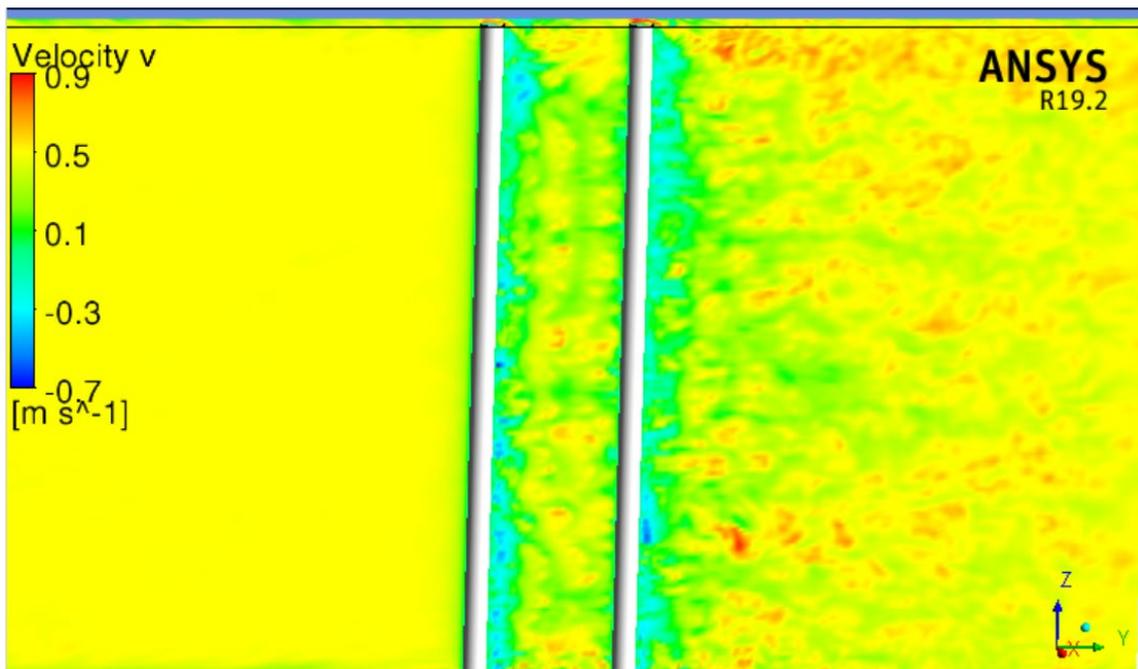


Abb. 3.57 Verteilung der Geschwindigkeit in Strömungsrichtung (v) im Strömungskanal

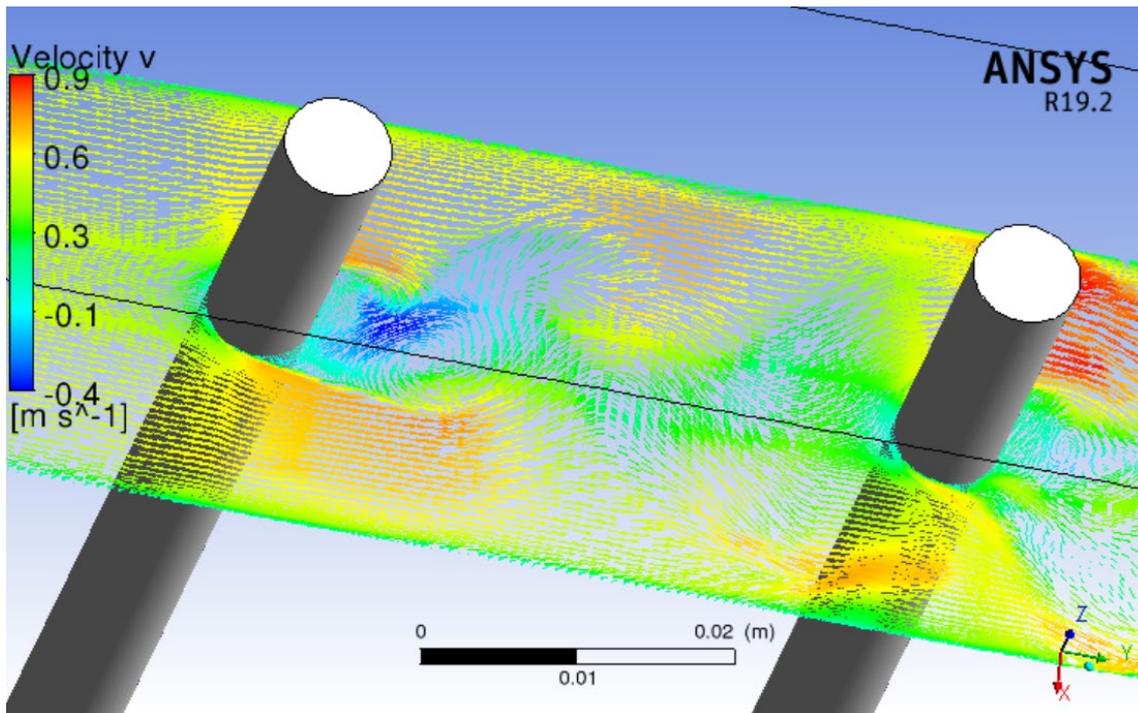


Abb. 3.58 Rezirkulationszonen hinter den beiden Zylindern, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren

3.5.8.2 Vergleich der Geschwindigkeitsprofile ($10m^3/h$)

Um die Geschwindigkeitsprofile vergleichen zu können, mussten zunächst Perl-Skripte für ANSYS CFD-Post entwickelt werden. Diese ermöglichten eine automatisierte Extrahierung von Daten für die bestimmten Vergleichspositionen. Während der Simulation wurden Daten in regelmäßigen Abständen abgespeichert. Um die Datenmenge zu reduzieren, wurden insgesamt 89 Dateien erzeugt. Diese konnten dann mit Python-Skripten umformatiert und gemittelt werden. Die Geschwindigkeitsprofile in den Plots unten (Abb. 3.60 bis Abb. 3.69) zeigen einen Mittelwert von diesen 89 Dateien. In einer Diskussion mit ANSYS Support stellte sich später heraus, dass diese Datenanzahl unzureichend sein kann. Bessere Ergebnisse könnten eventuell mit deutlich mehr (mehrere Tausend) Stichproben erreicht werden.

Abb. 3.59 zeigt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren eine Momentaufnahme vom Geschwindigkeitsprofil in der LES-Zone des Strömungskanals. Dies ist hochturbulent und sehr ungleichmäßig, was den Einsatz vom LES-Verfahren an dieser Stelle rechtfertigt. Das gleiche Geschwindigkeitsprofil in einer URANS-Rechnung wird viel gleichmäßiger sein.

Abb. 3.60 stellt einen Vergleich der Fluidgeschwindigkeit in Strömungsrichtung (Geschwindigkeit v) 140 mm vor dem ersten Zylinder dar. Die drei Kurven zeigen das Simulationsergebnis und die Messwerte der LDV- und PIV-Messungen. Es ist zu sehen, dass die Rechnung eine kleinere Geschwindigkeit im Vergleich zu LDV (4 %) und PIV (9 %) vorhersagt. Weiterhin ist das berechnete Profil etwas flacher als das Gemessene. Es darf nicht vergessen werden, dass hier nur zwei Linien verglichen werden. Aus diesem Grund ist es nicht möglich, einen Rückschluss über die Höhe der Fluidgeschwindigkeit im gesamten Kanalquerschnitt zu ziehen. Abb. 3.61 zeigt den Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile (bei Höhe 100 mm (Kanalmitte)). Das berechnete Profil fällt auch hier etwas kleiner als die Messungen aus. Darüber hinaus gibt es Unterschiede in der Profilform. Die LDV- und PIV-Profile sind asymmetrisch. Dies ist überraschend, da die Kanalgeometrie eine Symmetrie aufweist. Dieses Phänomen wurde mit den Experimentatoren diskutiert, bisher konnte jedoch keine Erklärung gefunden werden. Das von ANSYS CFX-Mechanical berechnete Geschwindigkeitsprofil ist zwar symmetrischer, hat aber zwei Spitzen. Die Analyse zeigt, dass diese Spitzen auf den ersten Zylinder zurückzuführen ist. Die Strukturform von Zylinder 1 beeinflusst die Strömung stromaufwärts und ist sogar 50 mm vor dem Zylinder zu erkennen, was im Experiment nicht der Fall ist. Weitere Plots zeigten: je näher das Geschwindigkeitsprofil an der Struktur erstellt wird, desto stärker sind die beiden Spitzen ausgeprägt.

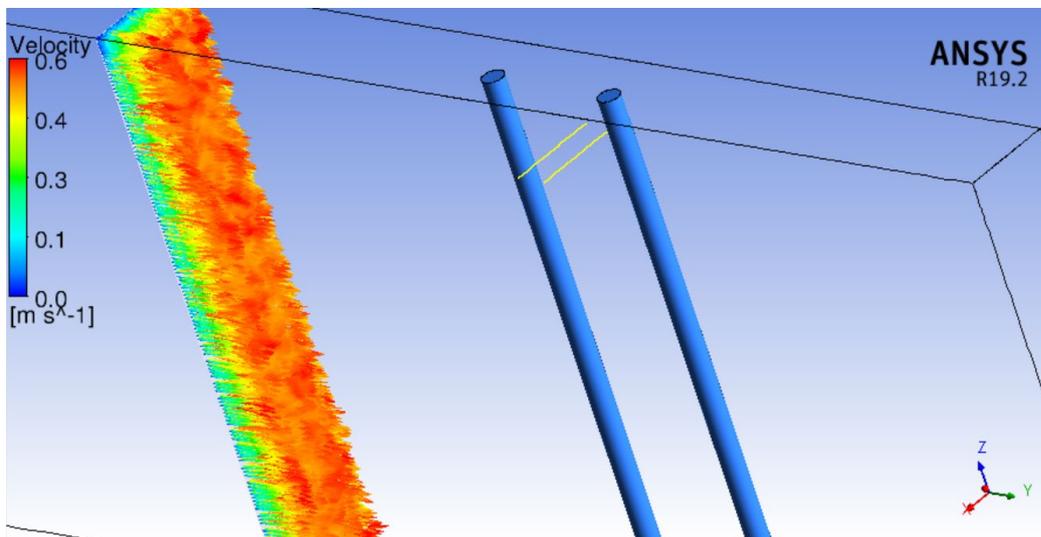


Abb. 3.59 Turbulentes Geschwindigkeitsprofil in der LES-Zone des Strömungskanals

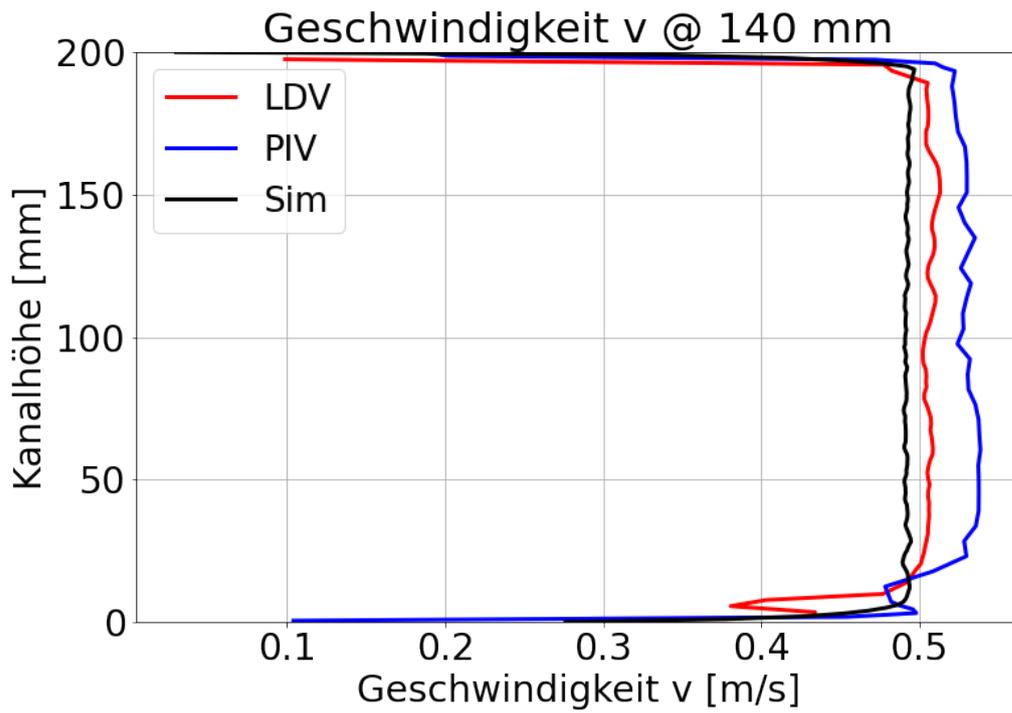


Abb. 3.60 Vergleich der vertikalen Geschwindigkeitsprofile 140 mm vor Zylinder 1

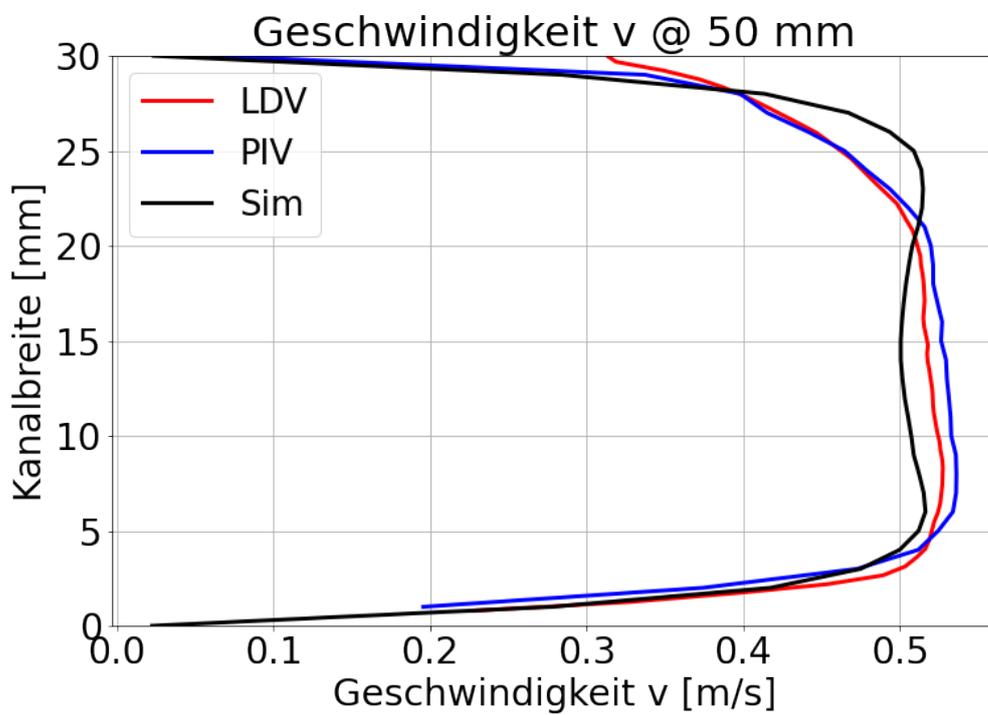


Abb. 3.61 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 50 mm vor Zylinder 1 auf Höhe 100 mm

Der obere Zylinderbereich ist für die Vergleiche besonders interessant, weil dort die stärkste Wechselwirkung zwischen Fluid und Struktur stattfindet und die größten Zylinderablenkungen zu verzeichnen sind. Abb. 3.62 zeigt den Vergleich für die horizontale Linie 10 mm hinter dem Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben) (s. Abb. 3.41). Das Geschwindigkeitsprofil hat zwei Maxima bei $\sim 0,6$ m/s und ein Minimum in der Kanalmitte. Diese Form ergibt sich von der Geometrieordnung des Zylinders in der Kanalmitte. Die Strömung links und rechts des Zylinders beschleunigt sich auf Grund der Kanalverengung, verursacht durch den Zylinder. Ein Teil davon fließt hinter dem Zylinder, manchmal sogar rückwärts und sorgt für negative Geschwindigkeiten. Wie bereits erwähnt, entstehen dort Rezirkulationszonen, die das lokale Strömungsbild weiter verkomplizieren. Obwohl es gewisse Unterschiede zwischen LDV- und PIV-Daten gibt, ist leicht zu erkennen, dass die Simulation die maximale Geschwindigkeit unterschätzt (0,61 m/s vs. 0,64 m/s), während die minimale überschätzt wird (-0,05 m/s vs. -0,19 m/s). Ähnlich sieht es 20 mm hinter dem Zylinder 1 aus Abb. 3.63. Zwar treten dort keine negativen Geschwindigkeiten auf, da sich das Geschwindigkeitsprofil von der Strukturwirkung etwas erholt hat, die minimale Geschwindigkeit ist aber doppelt so hoch wie in der Messung. Im Gegensatz dazu weicht die berechnete maximale Geschwindigkeit kaum von den PIV-Daten ab.

Ähnliche Beobachtungen können auch in der Kanalmitte gemacht werden (s. Abb. 3.64 und Abb. 3.65). Die Übereinstimmung für die Linie 20 mm hinter Zylinder 1 (Abb. 3.65) ist sogar besser als die Übereinstimmung 75 mm höher (Abb. 3.63). Der Code sagt für die minimale Geschwindigkeit an dieser Stelle 0,35 m/s voraus, während die PIV-Daten bei 0,38 m/s liegen. Die PIV- und LDV-Daten unterscheiden sich jedoch um 21 %.

Die Profile hinter Zylinder 2 sind im Vergleich zu den Profilen hinter Zylinder 1 etwas abgeflacht. Grund dafür ist die Nachlaufströmung hinter Zylinder 1, die mit Zylinder 2 interagiert und dadurch zusätzliche Turbulenz erzeugt. Dies kann auch von Abb. 3.56 abgeleitet werden. Die turbulente kinetische Energie der Strömung stromabwärts von Zylinder 2 ist höher und etwas gleichmäßiger verteilt über die Kanalbreite als im Bereich hinter Zylinder 1 (Abb. 3.70).

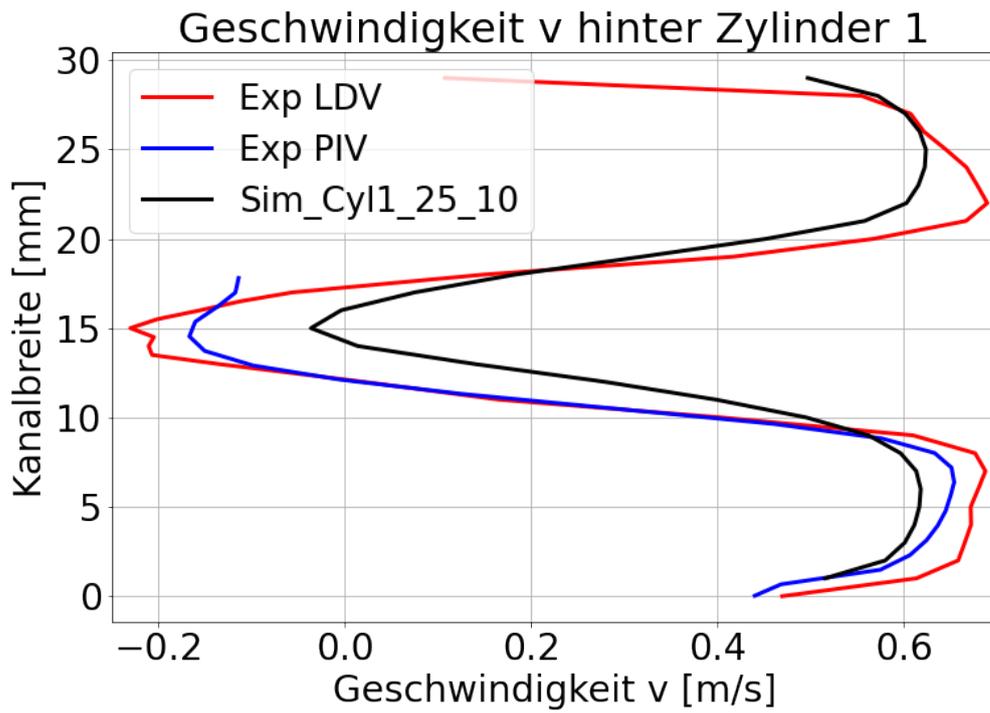


Abb. 3.62 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)

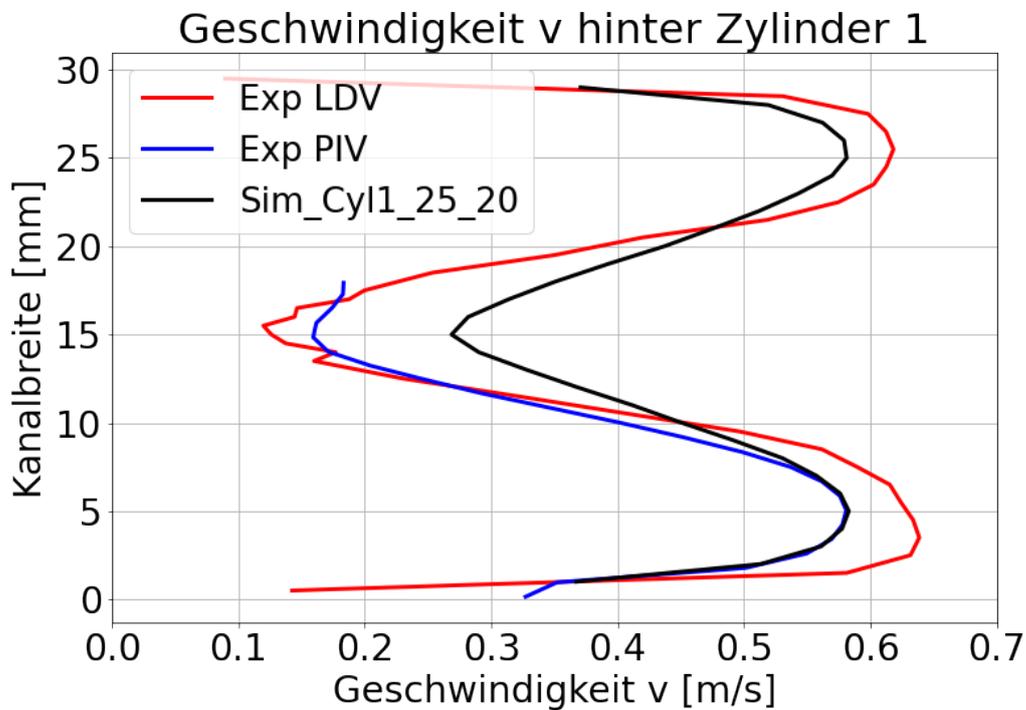


Abb. 3.63 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)

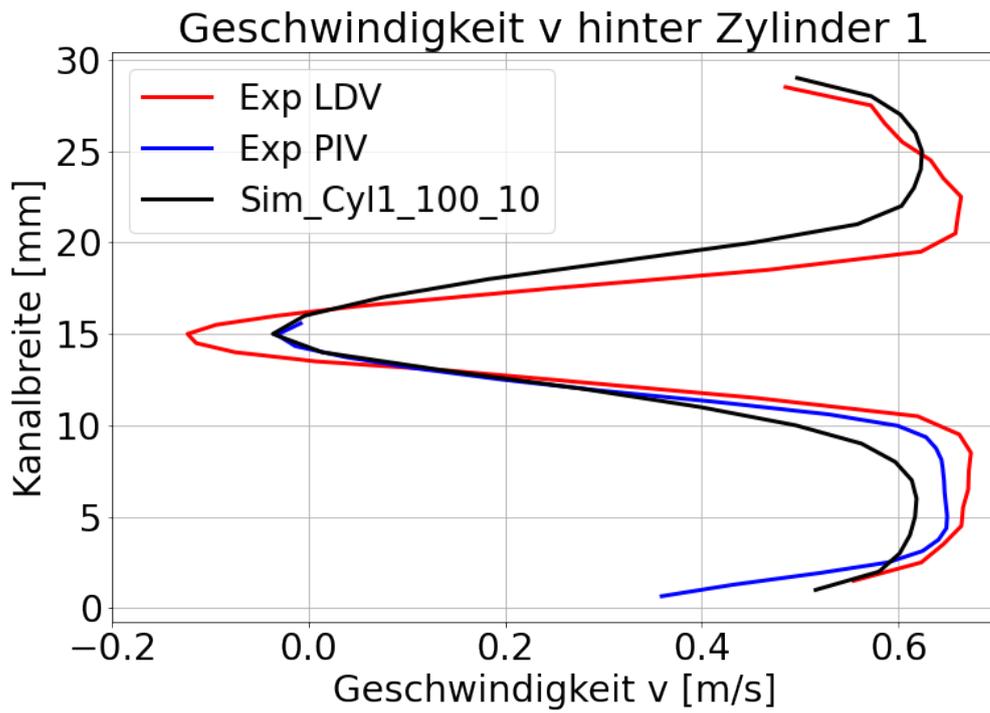


Abb. 3.64 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte)

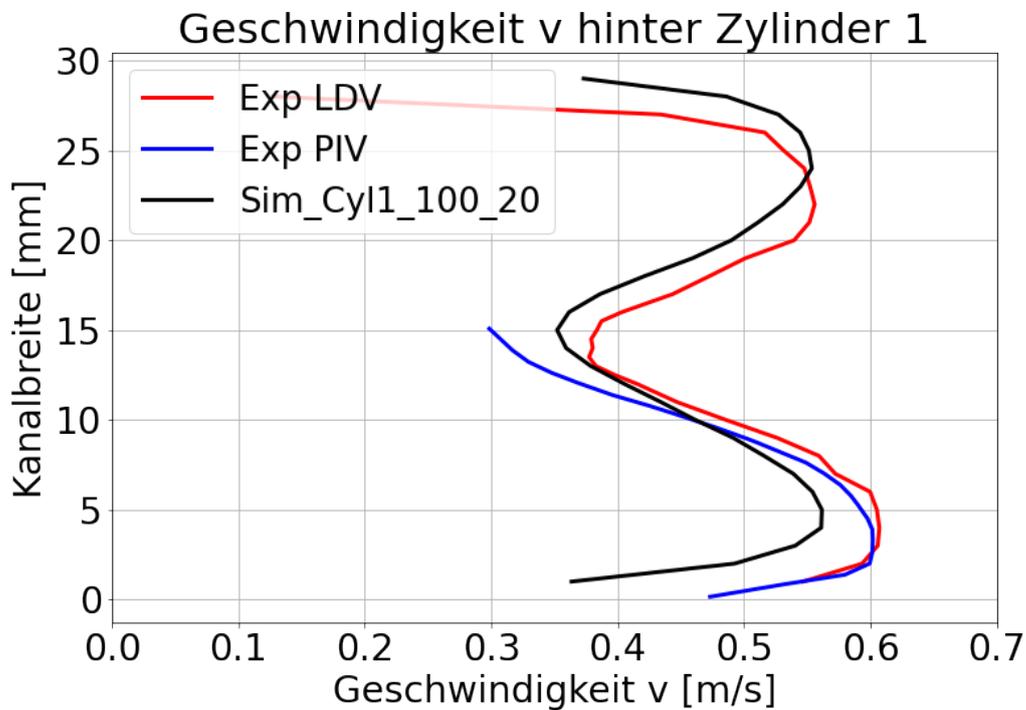


Abb. 3.65 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte)

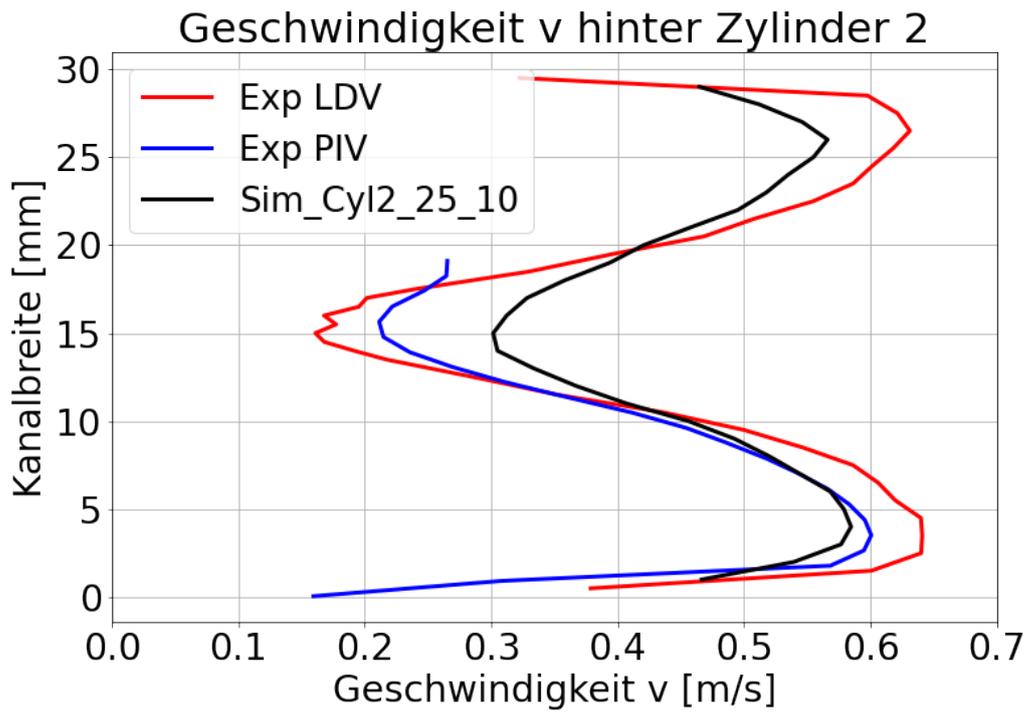


Abb. 3.66 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)

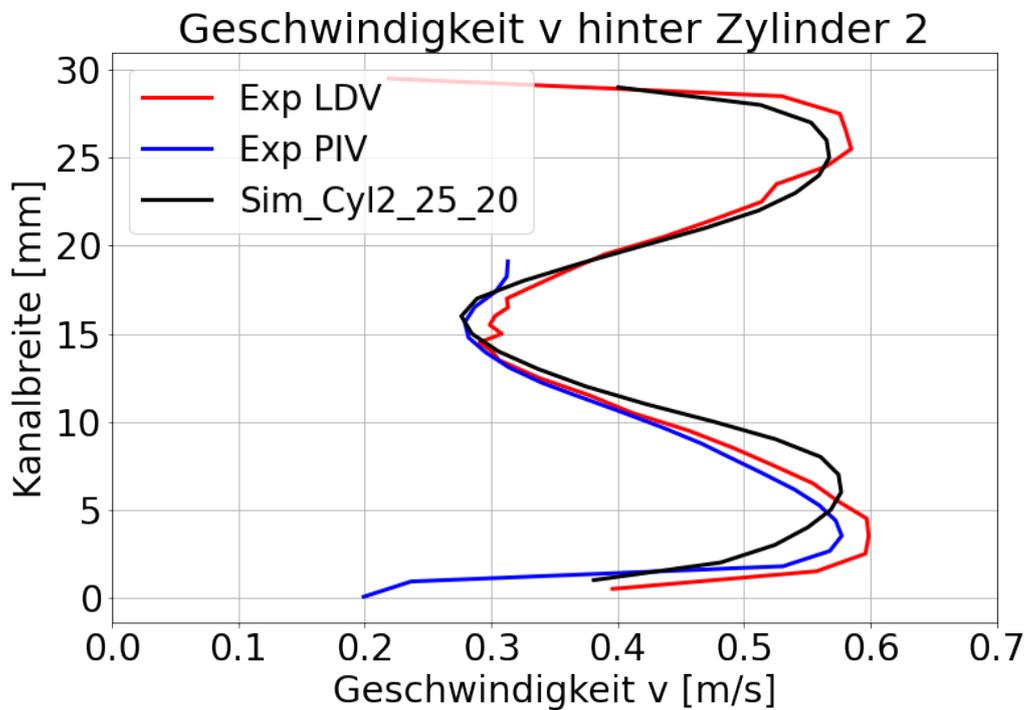


Abb. 3.67 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)

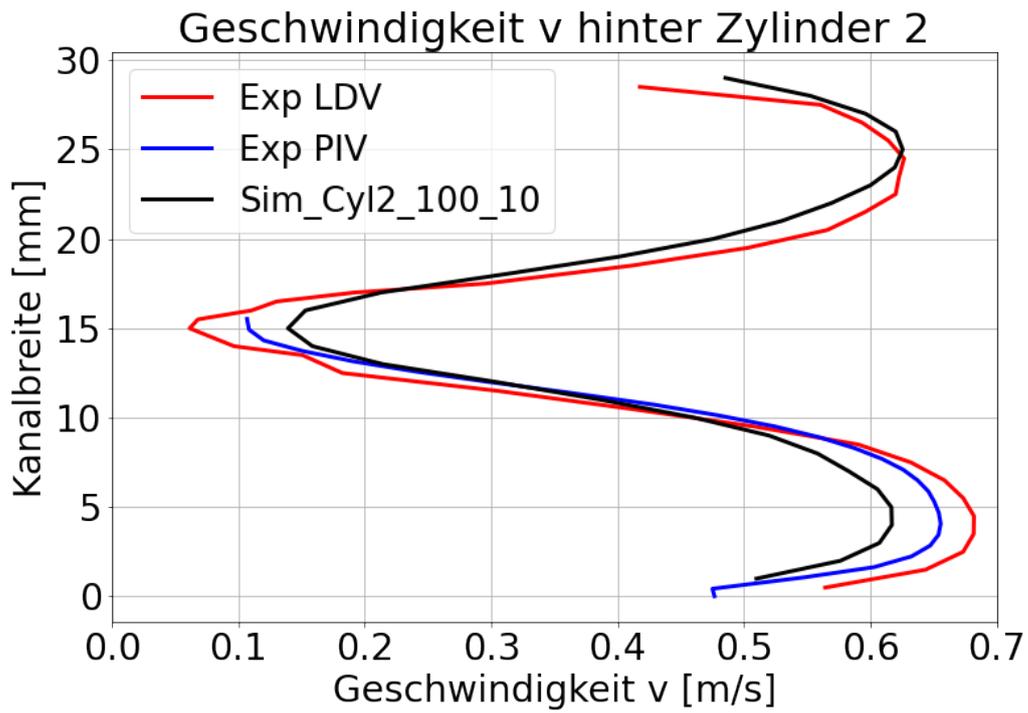


Abb. 3.68 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte)

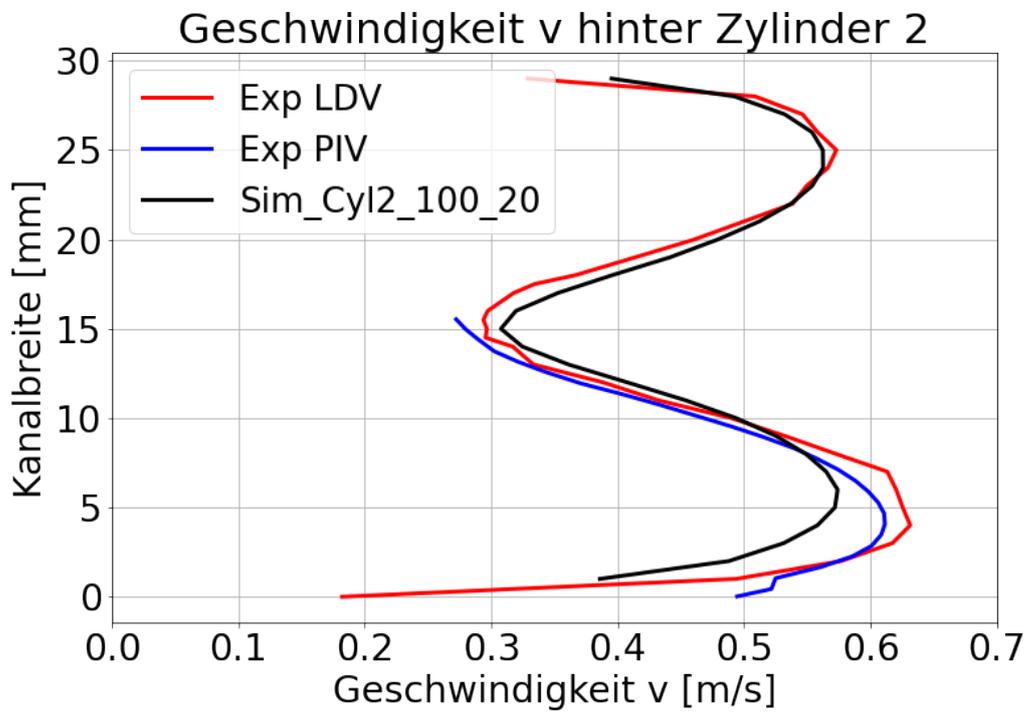


Abb. 3.69 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte)

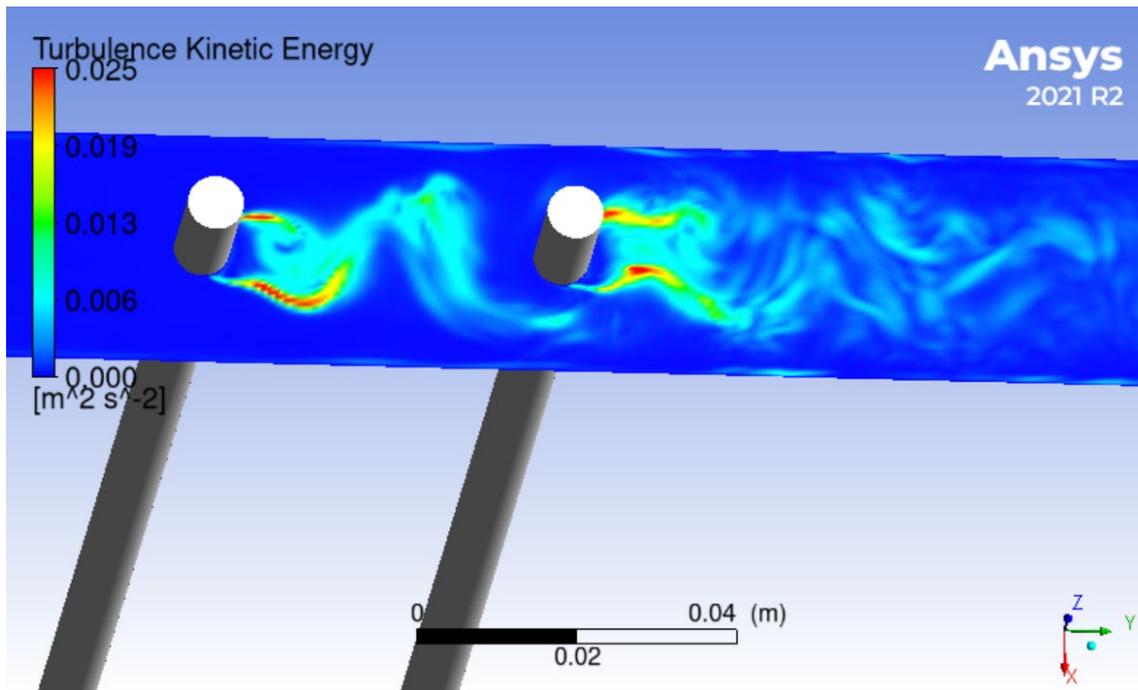


Abb. 3.70 Turbulente kinetische Energie in einer Ebene im oberen Zylinderbereich

3.5.8.3 Vergleich der transienten Geschwindigkeiten hinter den beiden Zylindern

Die bisherigen Vergleiche für die Fluidgeschwindigkeitsprofile basierten auf über die Zeit gemittelten Daten. Die ersten 0,35 s der Simulationszeit wurden nicht berücksichtigt, da in diesem Zeitraum die anfängliche Einschwingung einen Einfluss auf die Ergebnisse haben kann. Abb. 3.71 bis Abb. 3.78 zeigen transiente Geschwindigkeiten 10 mm und 20 mm hinter den beiden Zylindern auf drei verschiedenen Ebenen (25 mm, 100 mm, 175 mm). Die Messstellen sind in Abb. 3.42 dargestellt. Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messung ist gut: ANSYS CFX-Mechanical sagt die Strömungsgeschwindigkeit mit ihren Schwankungen an verschiedenen Stellen in den turbulenten Zonen hinter den beiden schwingenden Strukturen gut vorher. Generell stimmen die Rechen- und Messdaten etwas besser für die Messstellen, die 20 mm von den Zylindern entfernt sind. Grund dafür ist die Tatsache, dass die Strömung direkt hinter den Zylindern komplexer ist; dies wurde bereits diskutiert.

Es muss auch erwähnt werden, dass die experimentellen Daten auf den ersten Blick Schwankungen mit einer höheren Frequenz als die Simulationsergebnisse aufweisen. Dies wird in Kap. 3.5.9 mit Hilfe von Fourier-Analysen genauer untersucht.

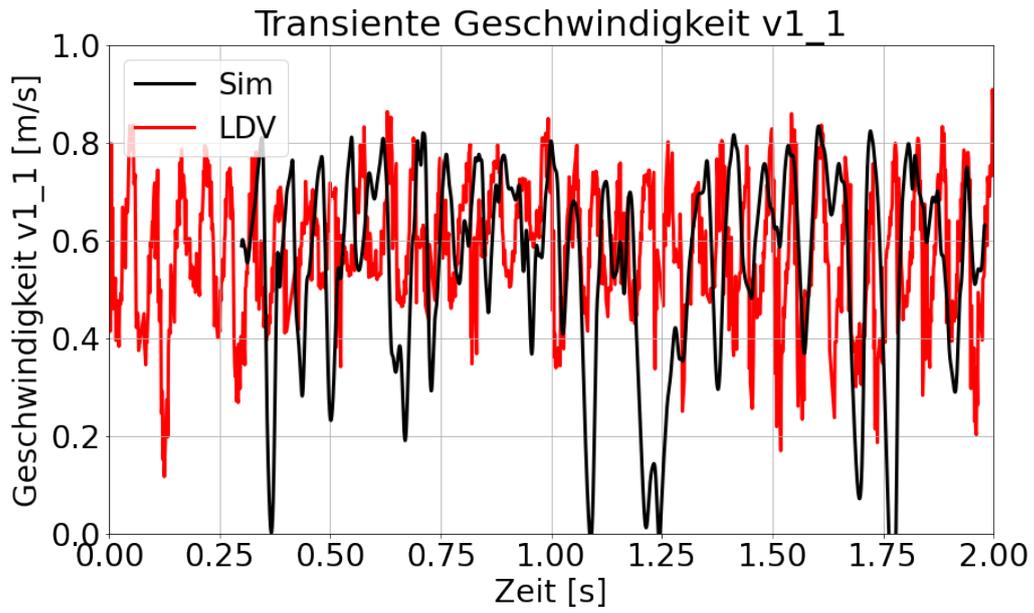


Abb. 3.71 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

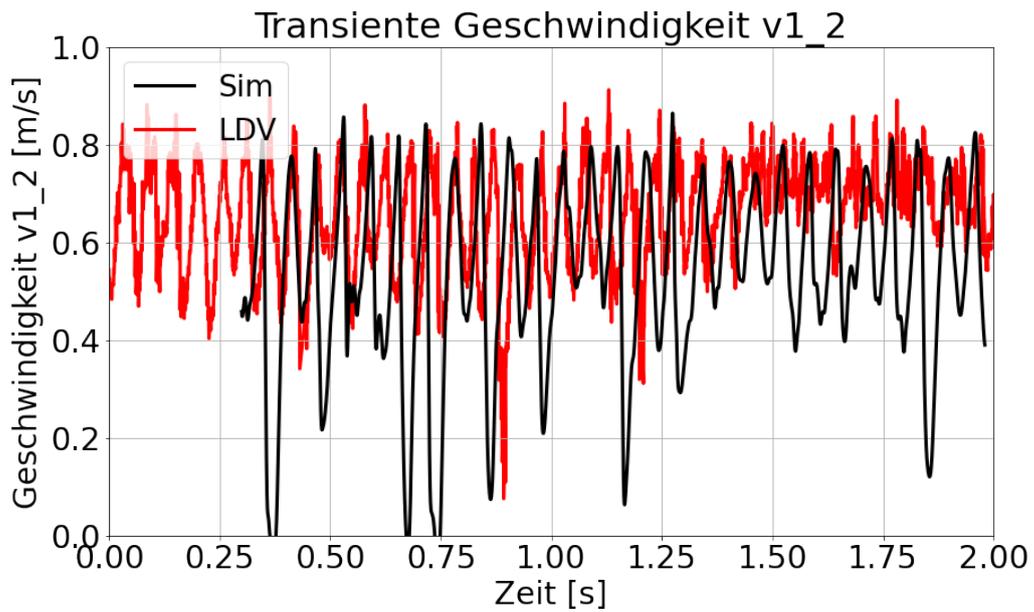


Abb. 3.72 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

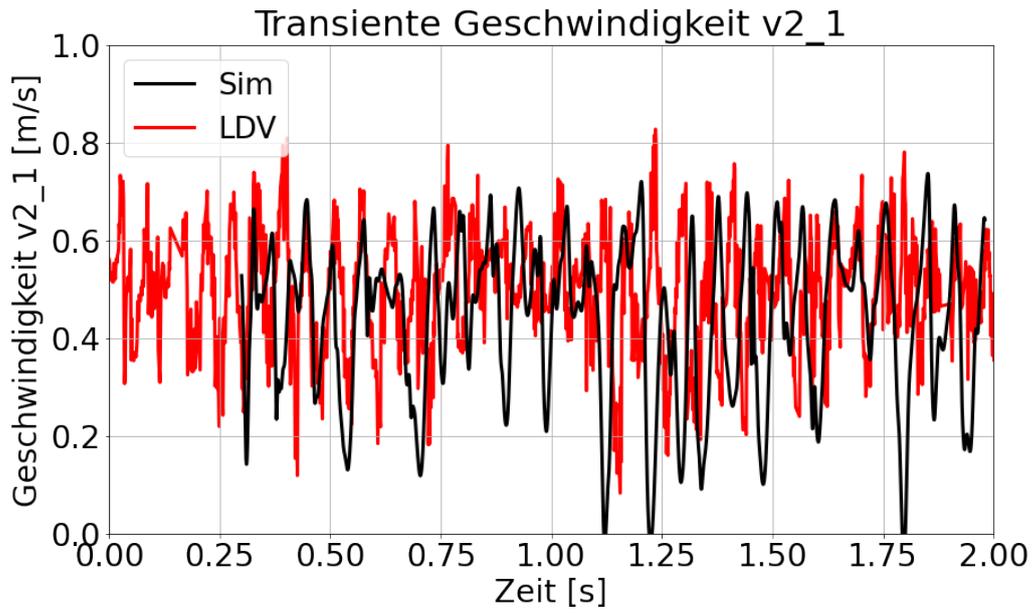


Abb. 3.73 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

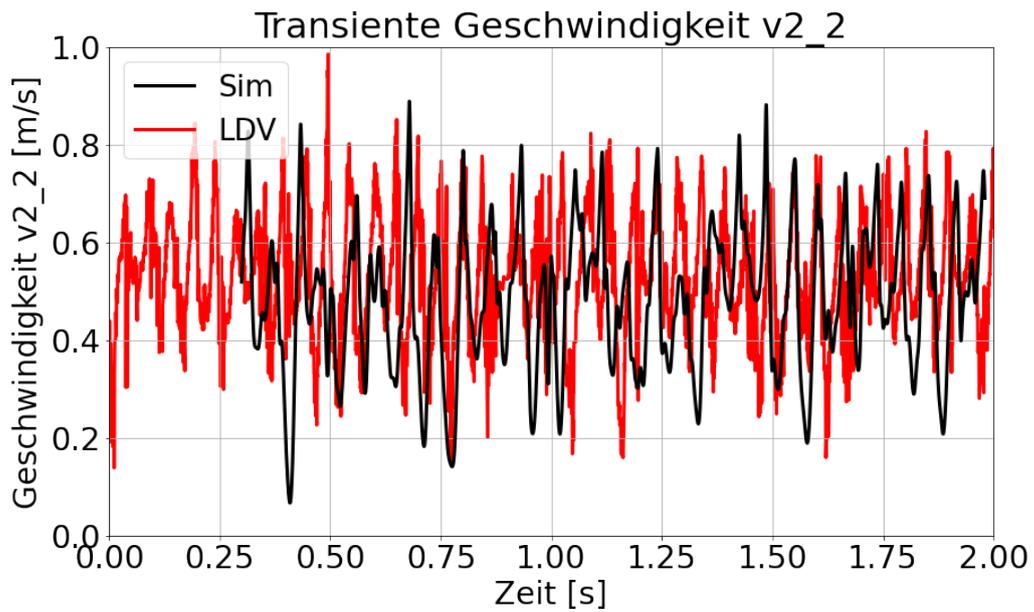


Abb. 3.74 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

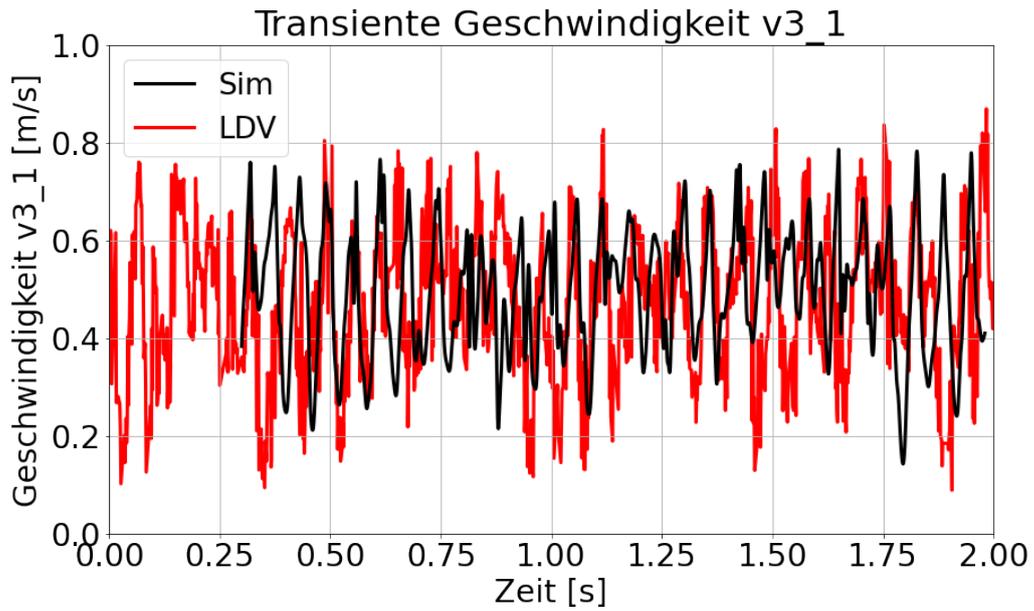


Abb. 3.75 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

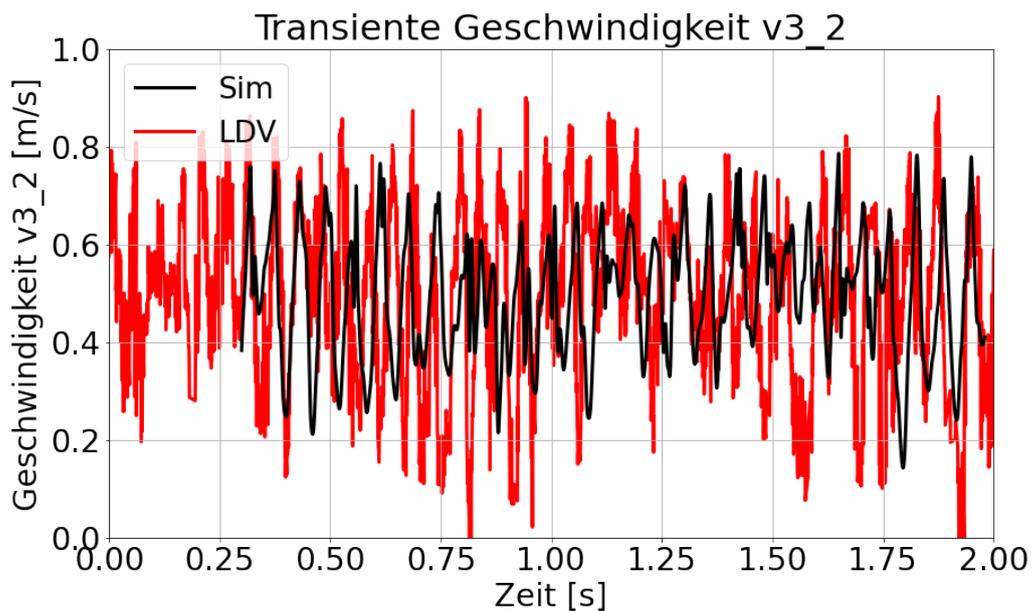


Abb. 3.76 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)

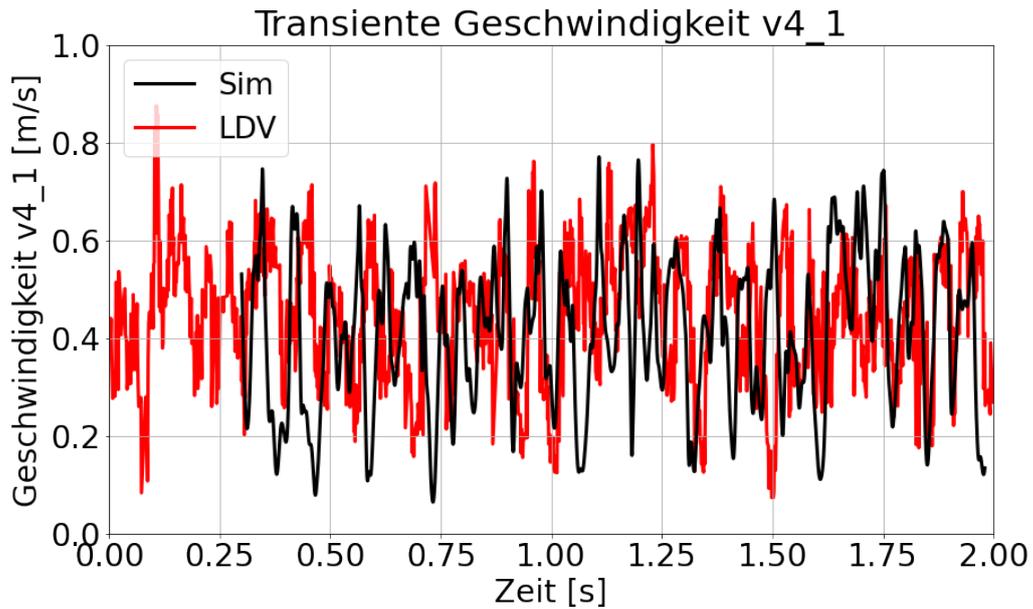


Abb. 3.77 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

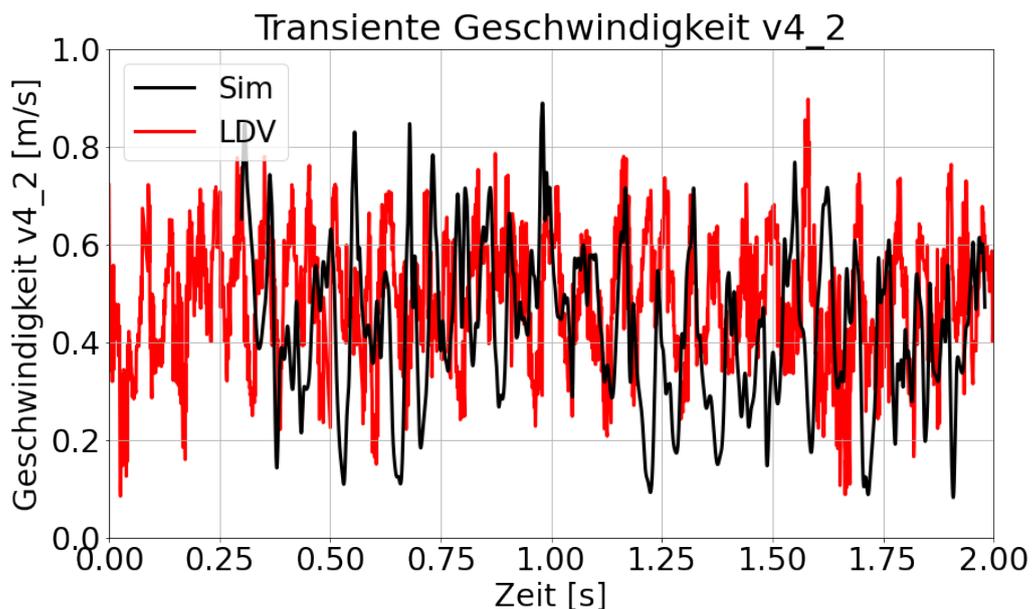


Abb. 3.78 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)

Die RMS-Werte der transienten Geschwindigkeiten wurden für jede einzelne Messstelle ermittelt. Die RMS-Werte basieren auf 1,65 s (Simulation: 8400 Stichproben) bzw. auf 200 s (Versuch: 79.000 Stichproben). Tab. 3.4 vergleicht die RMS-Werte und ermittelt die aufgetretenen Abweichungen. Die größte davon ist 20 %, wobei die meisten jedoch unter 10 % liegen. Zusätzliche Vergleichsanalysen der Experimentalwerte zeigten, dass die größte Abweichung zwischen PIV- und LDV-Messung ganze 32 % beträgt.

Tab. 3.8 Vergleich der RMS-Werte der transienten Geschwindigkeiten

Messstelle	Simulation, m/s	LDV, m/s	Abweichung, %
Cyl1 v1_1	0,59	0,59	0,0
Cyl1 v1_2	0,57	0,65	-11,75
Cyl1 v1_3	0,60	0,50	18,96
Cyl1 v2_1	0,47	0,51	-7,79
Cyl1 v2_2	0,51	0,54	-6,50
Cyl1 v2_3	0,51	0,49	3,86
Cyl2 v3_1	0,56	0,51	10,08
Cyl2 v3_2	0,55	0,53	3,12
Cyl2 v3_3	0,57	0,47	20,38
Cyl2 v4_1	0,44	0,48	-8,87
Cyl2 v4_2	0,46	0,51	-9,87
Cyl2 v4_3	0,48	0,45	6,59

3.5.8.4 Druckmessungen und Vergleich mit Simulationsergebnissen

Abb. 3.79 bis Abb. 3.82 zeigen die Vergleiche für die Drucksensoren P1 – P4. P1 befindet sich vor den Zylindern, während sich P4 hinter diesen befindet. Die Sensoren P2 und P3 sind zwischen den beiden Zylindern positioniert und für diese ist die Übereinstimmung zwischen Simulation und Experiment gut. Die Simulation unterschätzt den gemessenen Druck für den P1-Sensor um max. 15 Pa, während sie den für den P4 gemessenen Wert bis zu 30 Pa überschätzt. Den Vergleich der RMS-Werte zeigt Tab. 3.5. Die größte Abweichung ist 108 %, diese Abweichung ist aber in der Tat weniger als 7 Pa. Diese Zahl ist im Vergleich zur Messgenauigkeit (588 Pa) sehr klein und daher keine relevante Abweichung.

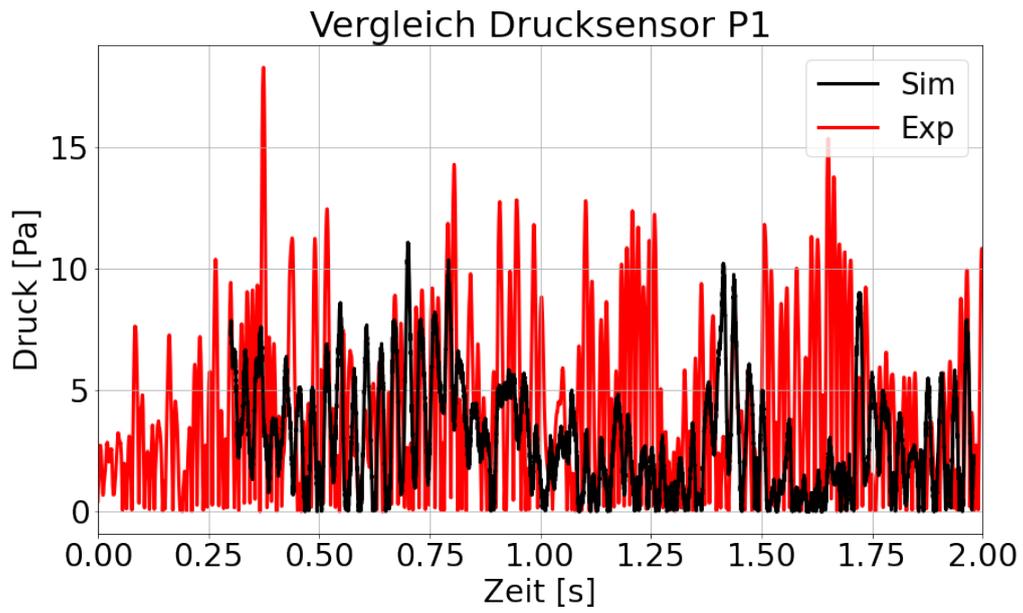


Abb. 3.79 Transiente Werte für den Drucksensor P1

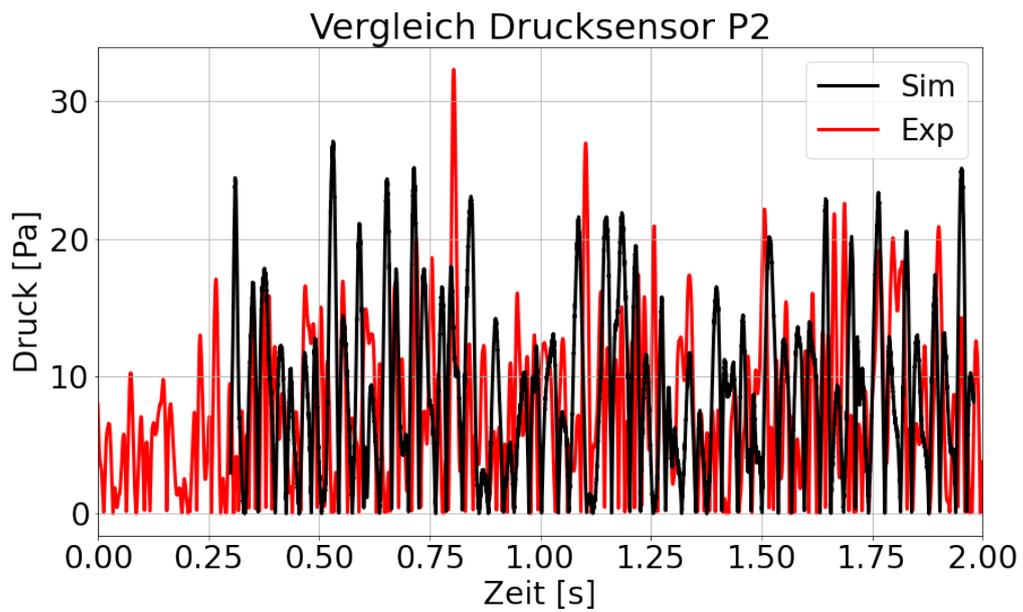


Abb. 3.80 Transiente Werte für den Drucksensor P2

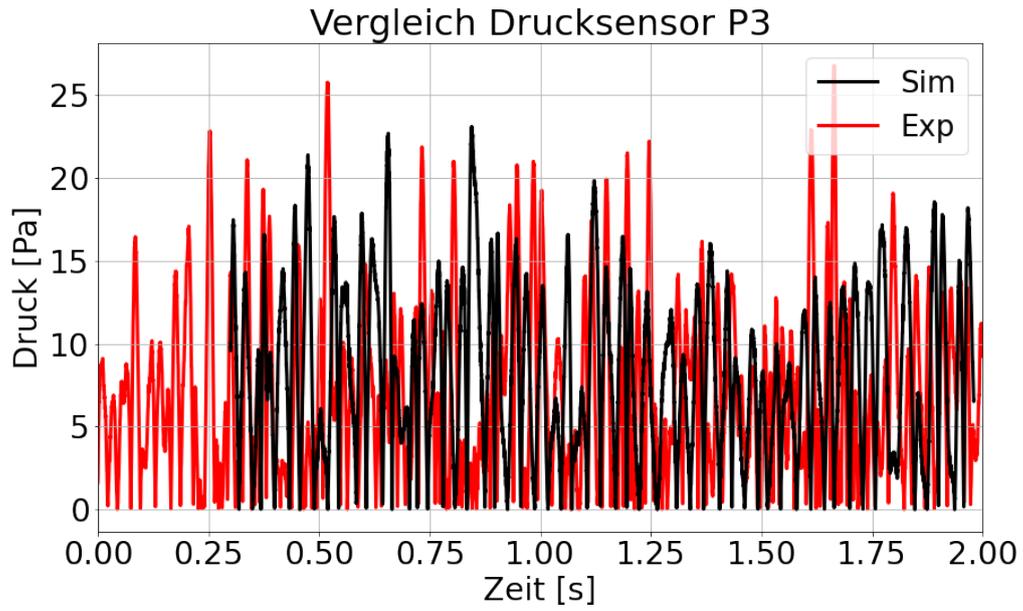


Abb. 3.81 Transiente Werte für den Drucksensor P3

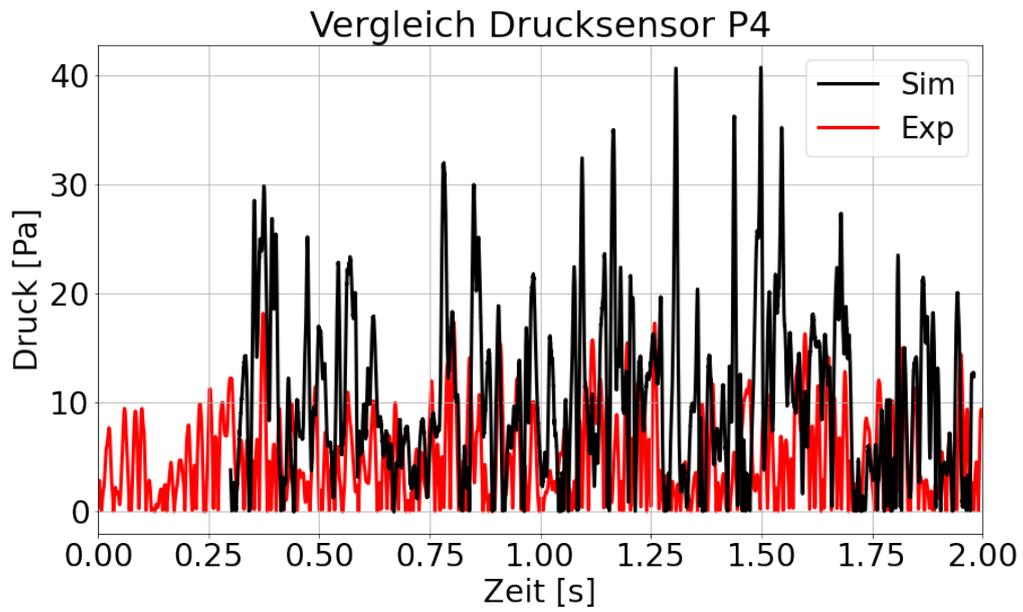


Abb. 3.82 Transiente Werte für den Drucksensor P4

Tab. 3.9 Vergleich der RMS-Werte der transienten Drücke

Messstelle	Simulation, Pa	Experiment, Pa	Abweichung, %
P1	3,70	5,40	31,48
P2	10,60	9,10	-16,48
P3	9,60	8,80	-9,09
P4	12,90	6,20	-108,06

3.5.9 Schwingungsanalyse zum Versuch mit 10 m³/h am Einlass der Teststrecke

Mit Hilfe von ANSYS CFX-Mechanical werden die Netzverformung und die Auslenkung der beiden Zylinder berechnet. Diese sind in Abb. 3.83 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die beiden Zylinder unterschiedliche Schwingungsamplituden aufweisen. Grund dafür sind die unterschiedlichen Instrumentierungshalterungen (Materialien, Formen), sowie die Interaktion der Nachlaufströmung vom ersten Zylinder mit der Wirbelablösung vom zweiten Zylinder. Wie bereits erwähnt, wurden im Experiment die Beschleunigungen der Strukturen gemessen. Aus diesem Grund wurden die Zylinder-Beschleunigungen mit Hilfe von Python von den berechneten Schwingungsamplituden abgeleitet. Abb. 3.84 und Abb. 3.85 zeigen diese: die Beschleunigung des zweiten Zylinders ist wesentlich größer als die des ersten. Das war zu erwarten, da seine Auslenkung von der Nominalposition größer ist. Der Vergleich mit dem Experiment ist nicht einfach, da Regionen mit größeren und kleineren Beschleunigungen sowohl in den numerischen als auch in den experimentellen Daten vorhanden sind. Um den Vergleich zu vervollständigen, wurden die RMS-Werte berechnet. Die berechnete RMS-Beschleunigung von Zylinder 1 beträgt 0,07 m/s², während die Versuchsdaten 0,10 m/s² zeigen. Für Zylinder 2 sind die RMS-Werte 0,19 m/s² und 0,39 m/s².

Die erzielten Ergebnisse sind vielversprechend, allerdings muss Folgendes betrachtet werden:

- Die für Zylinder 2 gemessenen Beschleunigungen sind etwa doppelt so groß wie die berechneten. Für Zylinder 1 ist die Übereinstimmung besser: Die Abweichung ist nur 30 %.
- Die RMS-Daten wurden von 1,65 s Simulationszeit bzw. 200 s Messzeit erzeugt. Eine längere Simulation wäre daher vorteilhaft. Leider konnte eine solche Simulation mit den vorhandenen Ressourcen nicht durchgeführt werden.

- Das Experiment zeigt, dass die Beschleunigung für den zweiten Zylinder etwa vier Mal so groß ist, wie für den ersten Zylinder. In der Rechnung wird nur ein Faktor von drei bestimmt. Dies bedeutet, dass die Interaktion der beiden Zylinder vom FSI-Code vorhergesagt wird, allerdings wird diese um 25 % unterschätzt.

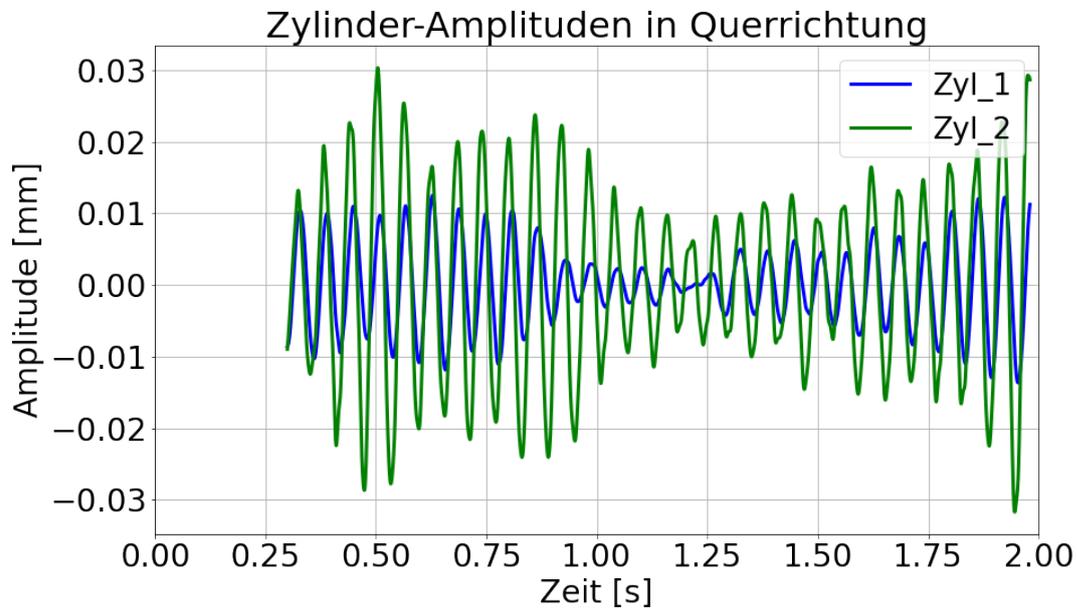


Abb. 3.83 Berechnete Zylinder-Amplituden in Querrichtung

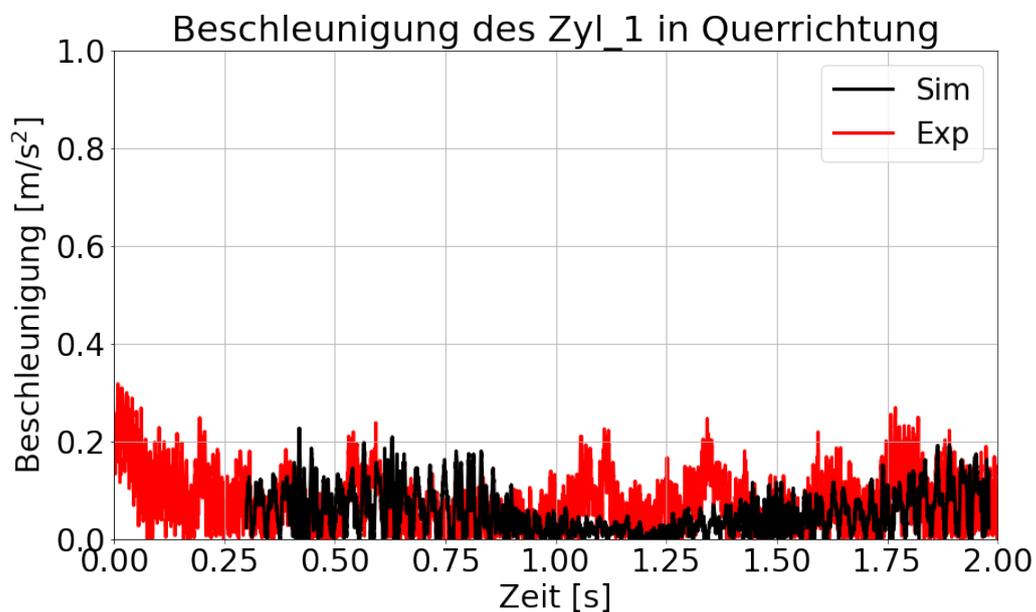


Abb. 3.84 Beschleunigung des ersten Zylinders in Querrichtung zur Hauptströmung

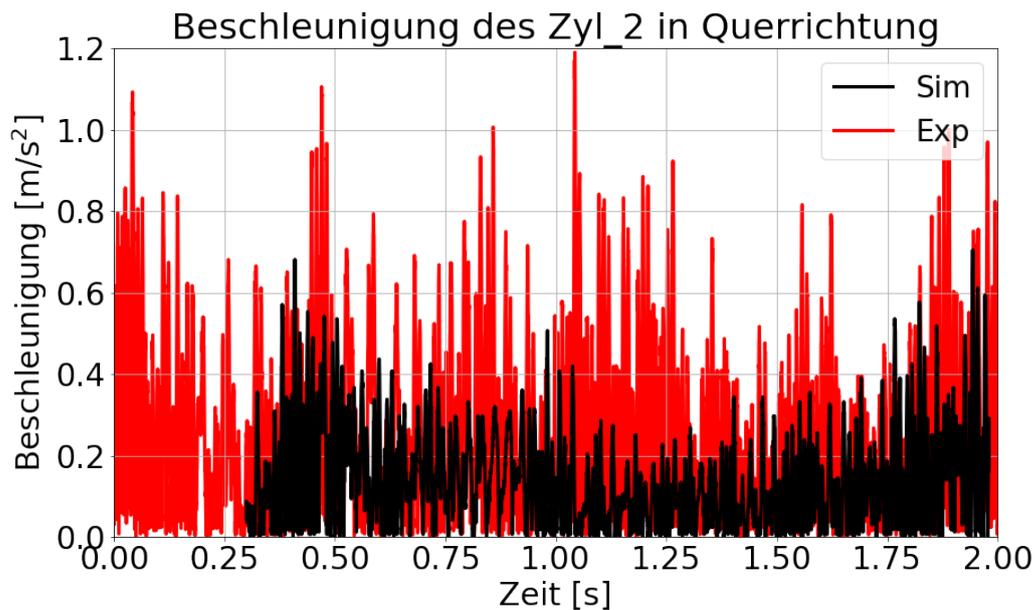


Abb. 3.85 Beschleunigung des zweiten Zylinders in Querrichtung zur Hauptströmung

Die vorgestellten Beschleunigungen wurden für die Bestimmung der Schwingungsfrequenzen genutzt. Im Gegensatz zum Vattenfall-Versuch wurde hier die APSD der Beschleunigungen berechnet. Die Vergleiche für die beiden Zylinder sind in Abb. 3.86 und Abb. 3.87 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Simulation sowohl für den ersten als auch für den zweiten Zylinder die Wirbelablösungsfrequenz sehr gut wiedergibt: 17,2 Hz und 18,5 Hz für Zylinder 1; 17,1 Hz und 18,4 Hz für Zylinder 2. Dies gilt auch für die sekundären Spitzen, die in der Nähe der Grundfrequenz der beiden Zylinder auftreten: 93,5 Hz und 97,5 Hz (Zylinder 1); 90,7 Hz und 90,1 Hz (Zylinder 2). Die Frequenzen sind aufgrund des in der Teststrecke anwesenden Wassers etwas niedriger als die berechneten Grundfrequenzen aus der Modalanalyse. Die Höhe der Spitzen ist kleiner als die in der Messung, weil auch die berechneten Beschleunigungen kleiner als die experimentellen sind. Die dritte stark ausgeprägte Spitze in der Nähe von 190 Hz (Zylinder 1) und 180 Hz (Zylinder 2) ist in den Simulationsergebnissen nicht vorhanden. Tab. 3.6 zeigt den Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsfrequenzen der beiden Zylinder.

Die Wirbelablösungsfrequenz sollte auch an den Geschwindigkeitsmessstellen erkennbar sein. Die APSD von den in Abb. 3.71 bis Abb. 3.78 dargestellten Geschwindigkeiten wurde berechnet. Abb. 3.88 bis Abb. 3.91 zeigen diese für ausgewählte Messstellen, die restlichen APSD sehen ähnlich aus. Es kann festgestellt werden, dass die berechnete Wirbelablösefrequenz hinter dem ersten Zylinder 16 Hz beträgt, während das

Experiment 19 Hz zeigt. Die Übereinstimmung zwischen Messung und Rechnung für die Messstellen hinter dem zweiten Zylinder ist besser, dies bestätigen Abb. 3.90 und Abb. 3.91.

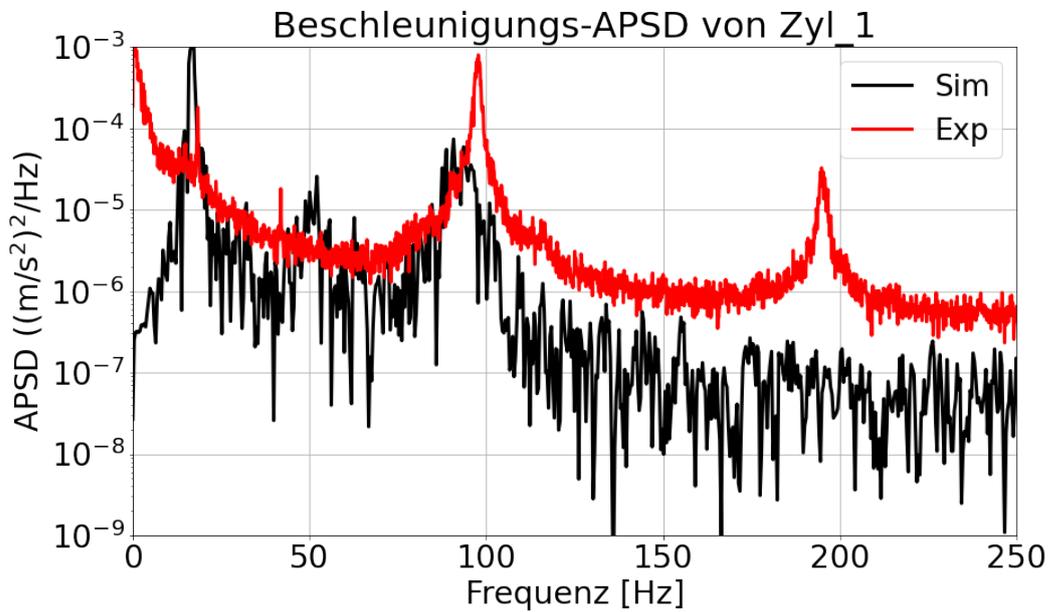


Abb. 3.86 Beschleunigungs-APSD für den ersten Zylinder

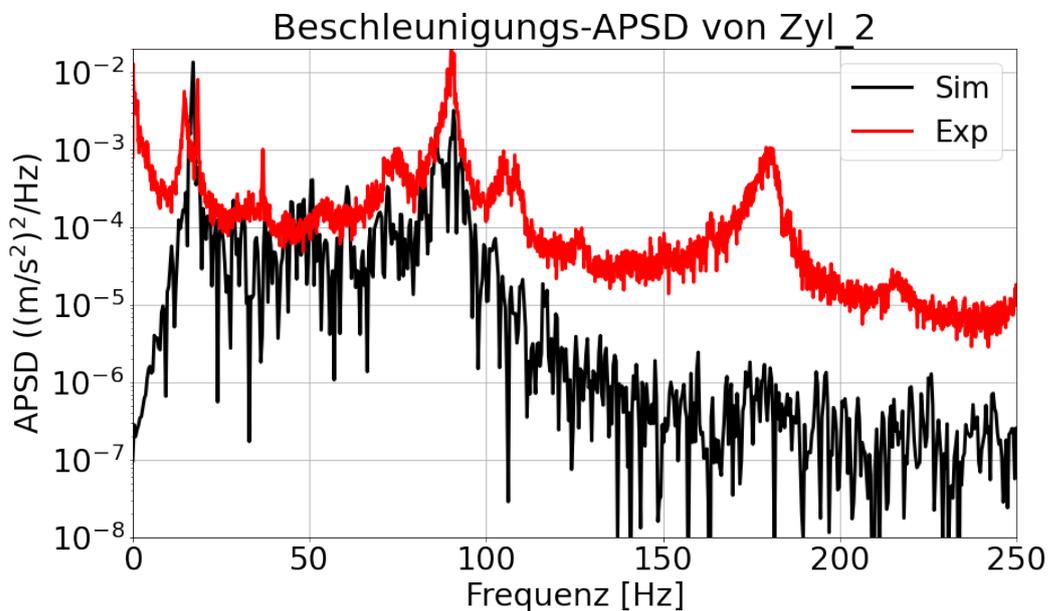


Abb. 3.87 Beschleunigungs-APSD für den zweiten Zylinder

Tab. 3.10 Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsfrequenzen

Struktur	f_{sim} [Hz]	f_{exp} [Hz]	Abweichung [%]
Zylinder 1, Modalanalyse	106,9	107,0	0,01
Zylinder 2, Modalanalyse	100,0	98,0	2,0
Zylinder 1, Wirbelablösung	17,2	18,5	-7,0
Zylinder 2 Wirbelablösung	17,1	18,4	-7,0
Zylinder 1, Grundfrequenz	93,5	97,5	-4,1
Zylinder 2, Grundfrequenz	90,7	90,1	0,7

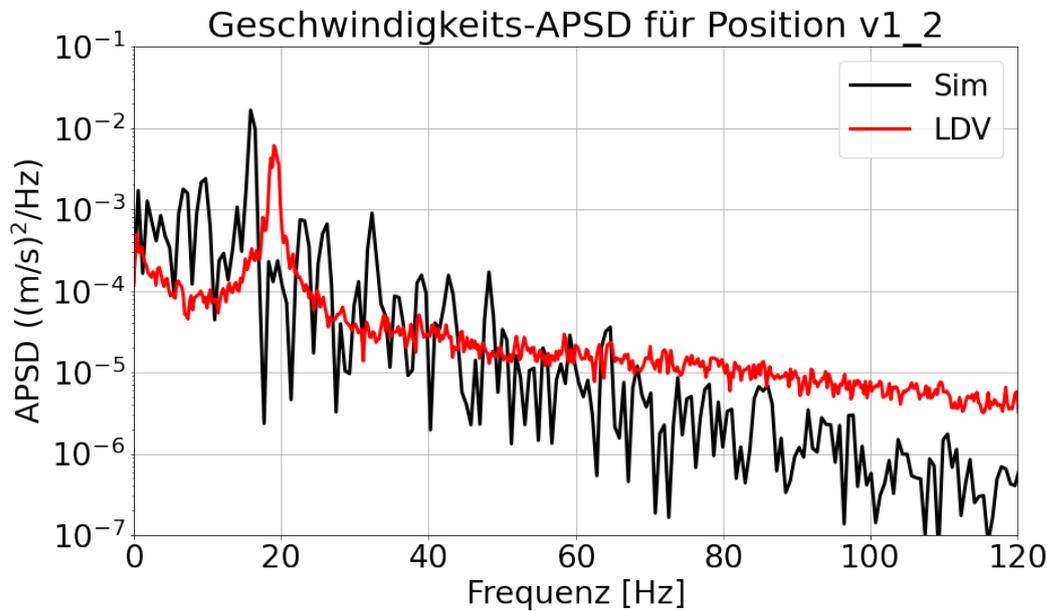


Abb. 3.88 Geschwindigkeits-APSD 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

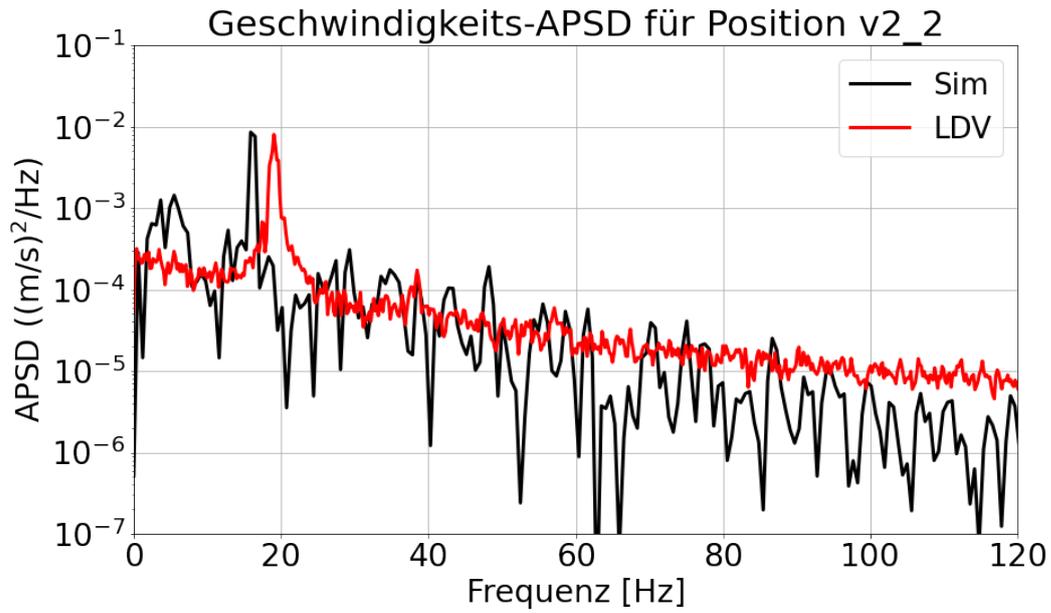


Abb. 3.89 Geschwindigkeits-APSD 20 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

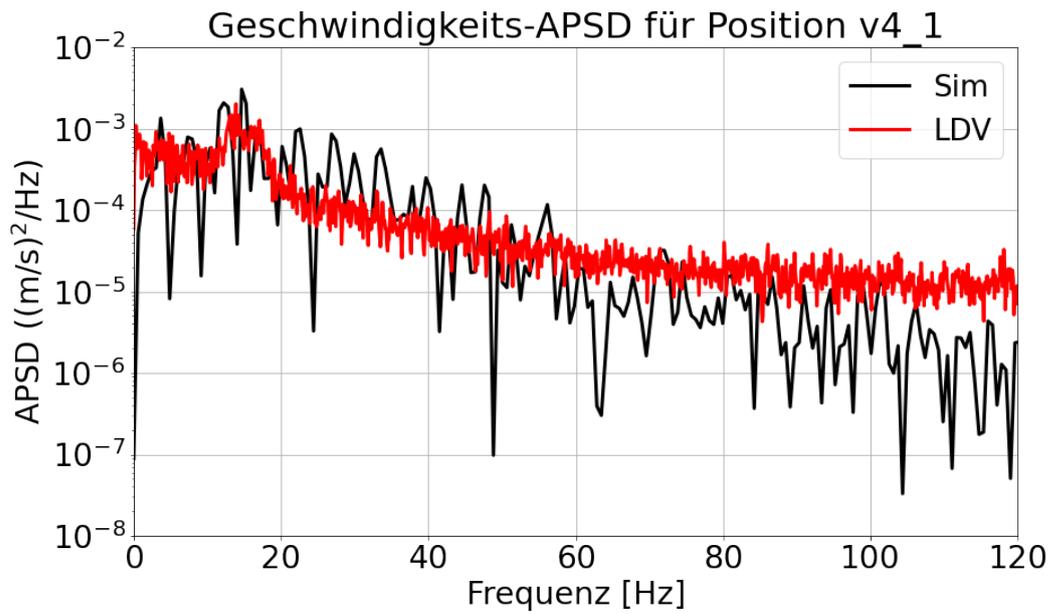


Abb. 3.90 Geschwindigkeits-APSD 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

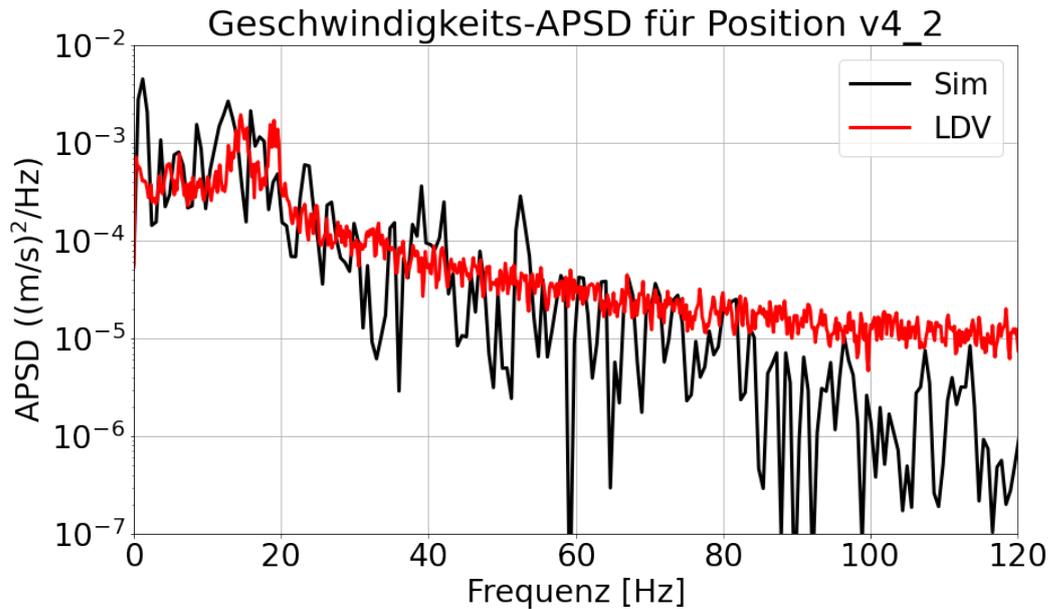


Abb. 3.91 Geschwindigkeits-APSD 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

3.5.9.1 Diskussion der erzielten Ergebnisse

Die Übereinstimmung der gemessenen Profile 140 mm vor dem ersten Zylinder zeigte im Vergleich zur PIV- und LDV-Messung eine um 4 % – 9 % kleinere Fluidgeschwindigkeit, während die Übereinstimmung 50 mm vor dem ersten Zylinder besser war. Die Vergleiche der Geschwindigkeitsprofile hinter den beiden Zylindern ergaben eine gute Übereinstimmung mit Daten für die Messpositionen hinter dem zweiten Zylinder. Größere Abweichungen konnten für die Geschwindigkeitsspitze in der Kanalmitte 10 und 20 mm hinter dem ersten Zylinder festgestellt werden. Dort wurden sogar negative Werte gemessen, die von ANSYS CFX-Mechanical nicht wiedergegeben werden konnten. Die Strömung dort hat eine komplexe Form mit Rezirkulationszonen. An dieser Stelle muss noch mal betont werden, dass die Geschwindigkeitsprofile ein Mittelwert von nur 89 Stichproben sind. Es stellte sich heraus, dass diese für die Berechnung eines gemittelten Profils unzureichend sind. Aufgrund der großen Datenmengen war die Erzeugung von weiteren Stichproben schwierig. Eine deutliche Verbesserung der erzielten Ergebnisse könnte hier die Anwendung der „Transient Statistics“-Funktion in ANSYS CFX-Pre bringen. Weiterhin könnte am Einlass der Teststrecke eine mittlere anstatt einer hohen Turbulenzintensität spezifiziert werden. Eine kleinere Turbulenz in der CFD-Domäne wird möglicherweise die Spitze der abgeflachten Profile hinter den Zylindern etwas stärker ausprägen. Die nachstehenden Analysen zum Testfall mit 16 m³/h Volumenstrom

(Kap. 3.5.10) wurden mit unterschiedlicher Turbulenzintensität (10 % in der blinden Vorausrechnung und 5 % in der Post-Simulation) am Einlass der Teststrecke berechnet.

Die Übereinstimmung für die transienten Geschwindigkeiten ist gut: die Schwankungsspitzen wurden vom Rechenprogramm für die meisten Messstellen gut vorhergesagt. Die größte Abweichung liegt bei 20 %, wobei die meisten jedoch unter 10 % sind. Die größte Abweichung zwischen PIV- und LDV-Messung beträgt jedoch 32 %. Gute Übereinstimmung wurde auch für die transienten Drücke P1 – P4 festgestellt. Die Messgenauigkeit der Drucksensoren ist 588 Pa und dies ist deutlich mehr als die beobachteten Abweichungen zwischen Rechnung und Messung.

Für die Schwingungsanalyse wurden zunächst die Zylinderbeschleunigungen von den Auslenkungen abgeleitet. Die berechnete Beschleunigung in Querrichtung zur Hauptströmung ist etwa 30 % kleiner als der Messwert, während die Beschleunigung des Zylinders 2 nur die Hälfte des Messwerts ist. Darüber hinaus sagt ANSYS CFX-Mechanical ein kleineres Verhältnis der Beschleunigungen beider Strukturen voraus. Um die wesentlichen Schwingungsfrequenzen analysieren zu können, wurden für die Erstellung der APSDs für die beiden Zylinder die zeitabhängigen Beschleunigungen benutzt. Die Übereinstimmung sowohl für die Wirbelablösungsfrequenz als auch für die Frequenz in der Nähe der Zylinder-Grundfrequenz ist sehr gut. Die numerischen Frequenzspitzen sind etwas kleiner als die von OKBM „Afrikantov“, allerdings ist dies zu erwarten (kleinere Beschleunigungen). Die bisherigen Erfahrungen zeigen, dass mit einem feineren Rechenetz rund um den Zylinderoberflächen, die auch die FSI-Schnittstellen zwischen CFD und CSM sind, ggf. größere Auslenkungen und Beschleunigungen erzielt werden könnten. Dies wird automatisch auch zu einer besseren Übereinstimmung mit den Messdaten führen. Weiterhin können auch erweiterte Netz-Sensitivitätsanalysen sowie Akustik-Simulationen mit Mechanical durchgeführt werden, um den Einfluss des Strukturmodells auf die Zylinderauslenkungen besser abschätzen zu können.

Die vorgeschlagenen Verbesserungsmaßnahmen sind jedoch mit einem sehr hohen Aufwand verbunden. Die beschriebenen Ergebnisse stammen von fünf nacheinander gestarteten Simulationen (Restart-Option). Jede davon lief auf 120 parallelen Kernen. Die Gesamtrechenzeit der fünf Rechenläufe betrug 36 Tage. Obwohl die Restarts sauber und nahtlos aussehen (keine Sprünge in den berechneten Größen), kann ein Einfluss davon auf die Genauigkeit der erzielten Ergebnisse nicht ausgeschlossen werden. Ein weiterer und sehr wichtiger Punkt ist die relativ kurze Simulationszeit von nur 2 s. Weiterhin wurden die ersten 0,35 s in der Analyse vernachlässigt, daher wurde in der

Tat nur 1,65 s Simulationszeit ausgewertet. Eine längere Rechenzeit kann die Belastbarkeit und die Qualität der erzielten Ergebnisse erhöhen.

3.5.10 Analyse der erzielten Ergebnisse zum Versuch mit 16 m³/h am Einlass der Teststrecke

Neben dem bereits analysierten Versuch wurden weitere drei Versuche durchgeführt. Zwei davon befassen sich mit dem Lock-In-Modus, diese sind noch nicht vollständig analysiert. In diesem Kapitel werden die Analysen zu dem Testfall mit 16 m³/h Volumenstrom am Einlass der Teststrecke präsentiert. Der Zylinderdurchmesser beträgt in diesem Versuch 10 mm. Die dickeren Zylinder haben unterschiedliche Schwingungscharakteristiken in Vergleich zu den analysierten im vorherigen Kapitel.

Die Versuchsergebnisse zu diesem Testfall wurden vor der Abgabe der numerischen Ergebnisse den Benchmark-Teilnehmern nicht gezeigt, um eine blinde Vorausrechnung zu ermöglichen. Nach der Abgabe der Simulationsergebnisse wurden die Versuchsdaten zur Verfügung gestellt. Danach durften die Teilnehmer eine Post-Simulation nachreichen. Dieser Unterkapitel befasst sich mit der Analyse sowohl der Vorausrechnung als auch der Post-Rechnung.

Anfang April hat OECD/NEA die Mitgliedschaft der Russischen Föderation in NEA suspendiert. Die Fortsetzung der Benchmark-Aktivitäten ist derzeit nicht möglich und eine Veröffentlichung der Ergebnisse ist nicht in Sicht. Die der GRS zur Verfügung stehenden experimentellen Daten zum Versuch mit 16 m³/h dürfen in diesem Bericht leider nicht veröffentlicht werden: in den unterstehenden Kapiteln fehlt der Vergleich mit dem Experiment. Es kann trotzdem mitgeteilt werden, dass die Ergebnisse der Post-Analyse deutlich näher am Experiment als die Ergebnisse der blinden Vorausrechnungen liegen.

3.5.10.1 Modellanpassungen

Zunächst wurde ein neues Rechennetz erstellt, da der Zylinderdurchmesser anders als der in der vorherigen Simulation ist (10 mm anstatt 7 mm). Die Simulation zu dem 10 m³/h-Testfall zeigte sich bzgl. der benötigten CPU-Zeit sehr aufwendig. Deswegen musste die Anzahl der Rechenelemente deutlich verringert werden. Dies wurde sowohl für die URANS- als auch für die LES-Zone durchgeführt. Das verkleinerte Rechennetz bestand aus 7,06 Mio. Elementen (39° minimaler Orthogonalitätswinkel, Seitenverhältnis

von 74 und Expansionsrate von 18). Abb. 3.92, Abb. 3.93 und Abb. 3.94 geben drei verschiedene Ansichten des angepassten Rechennetzes wieder.

Der Vergleich mit den Messdaten zeigte, dass Abweichungen zwischen Rechnung und Messung auftreten. Um die Ursachen dafür identifizieren zu können, wurde u.a. auch ein deutlich feineres Rechennetz erstellt. Dieses besteht aus 22,8 Mio. Elementen. Abb. 3.95 und Abb. 3.96 zeigen verschiedene Ansichten vom oberen Teil des Zylinders 1. Es ist ersichtlich, dass das neue Rechennetz deutlich feiner insbesondere in Y-Richtung (entlang der Zylinderachse) ist. Die Netzqualität blieb hoch mit 38° minimalem Orthogonalitätswinkel, Seitenverhältnis von 81 und Expansionsrate von 39. Die Durchführung einer aufwendigen FSI-Simulation mit dem großen Rechennetz wurde durch den Einsatz des neuen GRS-Rechenclusters Manitu möglich. Während die erste Simulation auf dem Rechencluster Manni mit der Version 19.2 von ANSYS durchgeführt wurde, konnte auf Manitu bereits mit der neuesten ANSYS 2021 R2-Version gerechnet werden.

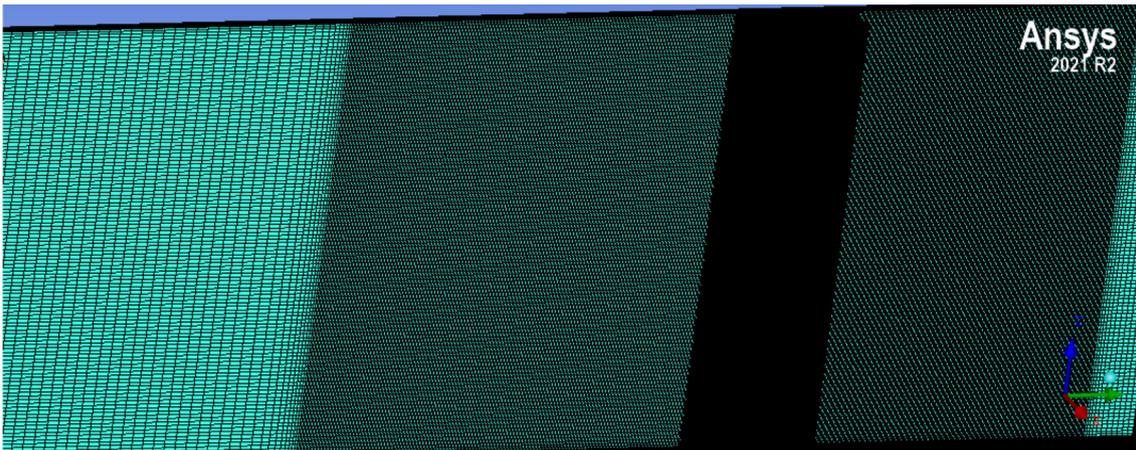


Abb. 3.92 Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 1)

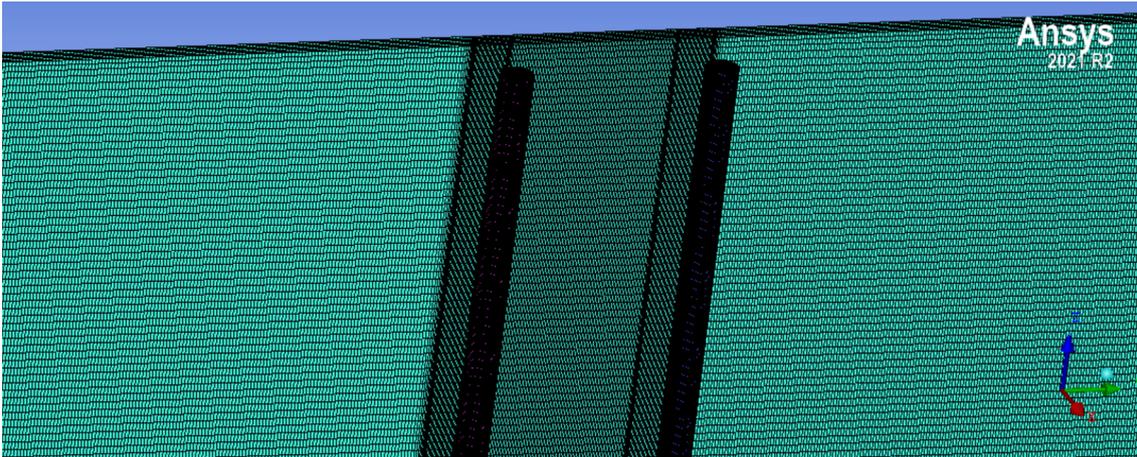


Abb. 3.93 Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 2)

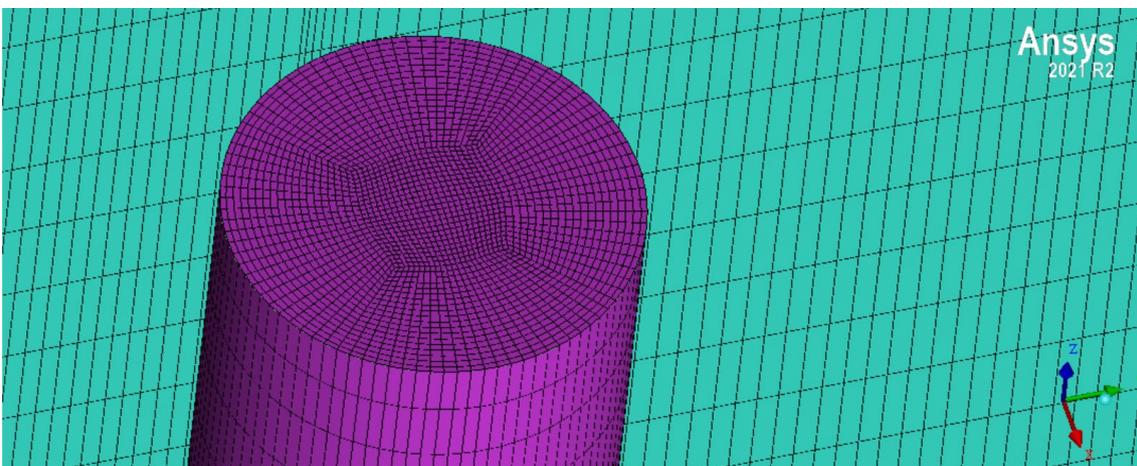


Abb. 3.94 Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 3)

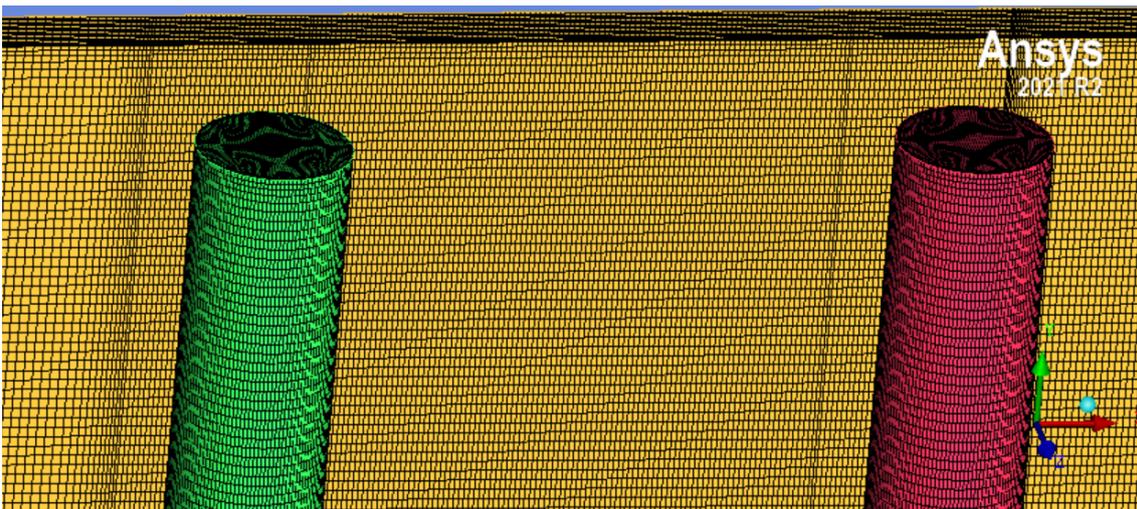


Abb. 3.95 Feines Rechennetz mit 22,8 Mio. Zellen (Ansicht 1)

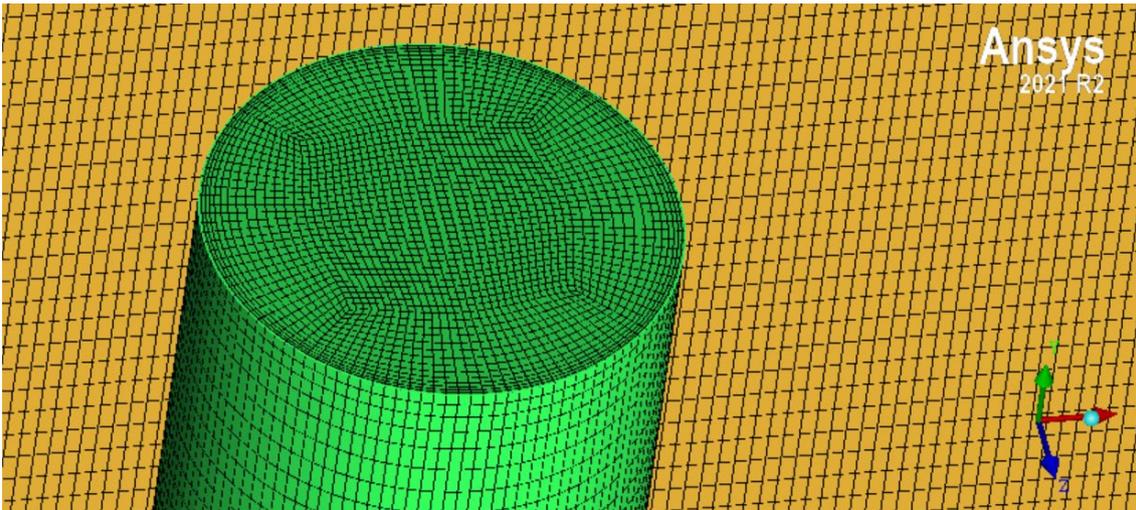


Abb. 3.96 Feines Rechennetz mit 22,8 Mio. Zellen (Ansicht 2)

3.5.10.2 Modalanalyse

Die in Mechanical importierte neue Geometrie der beiden Zylinder wurde mit Tetra-Elementen automatisch vernetzt. Die beiden Strukturen wurden mit insgesamt 78752 Elementen modelliert. Die gleichen Randbedingungen für die oberen und unteren Enden der Zylinder, wie in der vorherigen Analyse, wurden programmiert. Anschließend konnte eine Modalanalyse für 16 Moden durchgeführt werden mit dem Ziel die grundlegenden Schwingungsfrequenzen zu ermitteln und diese mit den OKBM-Werten zu vergleichen. Somit kann das strukturmechanische Modell auf Plausibilität überprüft werden. Mit dem CSM-Modell wurden folgende Grundfrequenzen für die beiden Strukturen ermittelt: Zylinder 1: 181,9 Hz; Zylinder 2: 168,1 Hz. Das strukturmechanische Modell wurde in einer Transient Structural-Komponente in die Workbench importiert, die danach mittels System Coupling mit ANSYS CFX gekoppelt wurde.

3.5.10.3 Strömungsbild im Versuchskanal

Abb. 3.97 zeigt die Geschwindigkeitsverteilung im Versuchskanal, visualisiert in CFX-Post mit Hilfe von Vortex Core Region. Die mittlere Geschwindigkeit vor dem ersten Zylinder liegt bei etwa 0,8 m/s und somit deutlich höher im Vergleich zum Testfall mit 10 m³/h. Auch hier entstehen Zonen mit höheren und niedrigeren Geschwindigkeiten rund um die beiden Zylinder, da diese Strukturen zur lokalen Strömungsbeschleunigung, bzw. -abbremung führen. Abb. 3.98 zeigt mit Hilfe der Verwirbelungsstärke die Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen. Es ist zu sehen, dass die Variable

Geschwindigkeits-Verwirbelungsstärke deutlich höhere Werte als im Testfall mit $10 \text{ m}^3/\text{h}$ (Abb. 3.56) aufweist.

In Abb. 3.97 sind in der LES-Zone aufgelöste Turbulenz-Strukturen sichtbar. Diese können auch in Abb. 3.99 gesehen werden, obwohl sie nur eine Ebene durch die Strömungskanal-Mitte zeigt. Ähnlich wie in Abb. 3.57, bilden sich hinter den beiden Zylindern kleine Zonen mit hohen (bis zu $1,5 \text{ m/s}$), niedrigen und sogar negativen Fluidgeschwindigkeiten (bis $-0,6 \text{ m/s}$). Die Zonen mit negativen Geschwindigkeiten sind größer als im vorherigen Testfall und treten etwas weiter von den beiden Zylindern auf. Abb. 3.100 zeigt die Bildung einer Karmanschen Wirbelstraße hinter den beiden Zylindern und Abb. 3.101 die Rezirkulationszonen in der Nähe der beiden Strukturen.

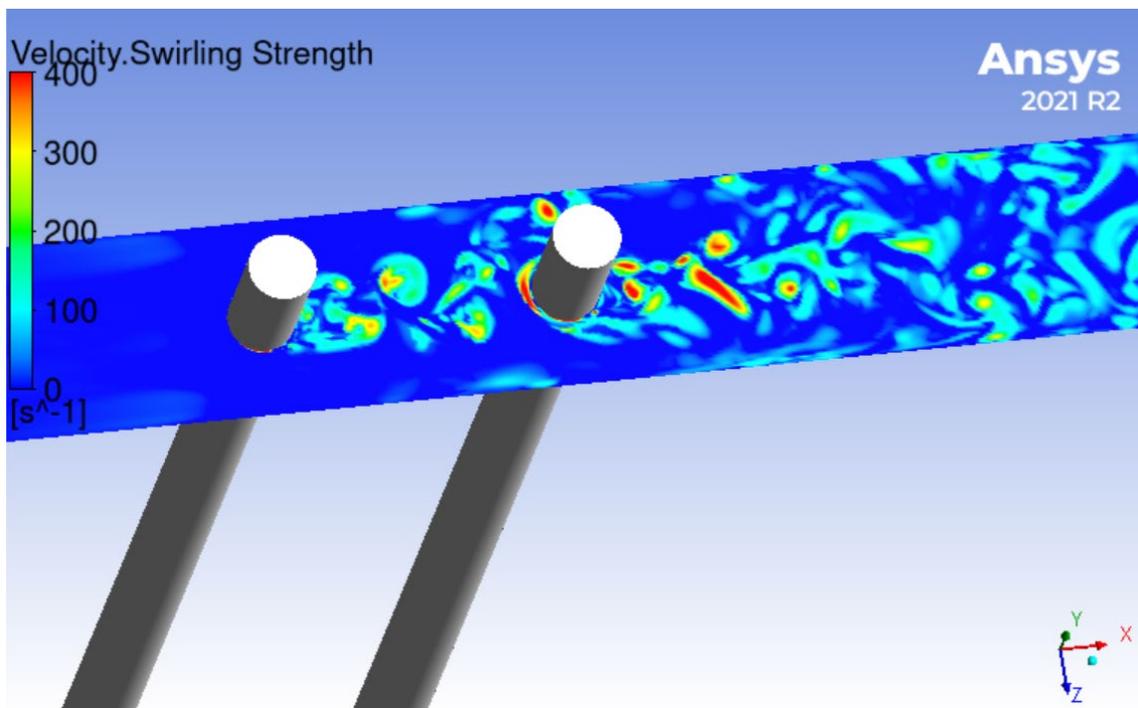


Abb. 3.97 Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal, visualisiert mit Hilfe von Vortex Core Region in CFD-Post ($16 \text{ m}^3/\text{h}$)

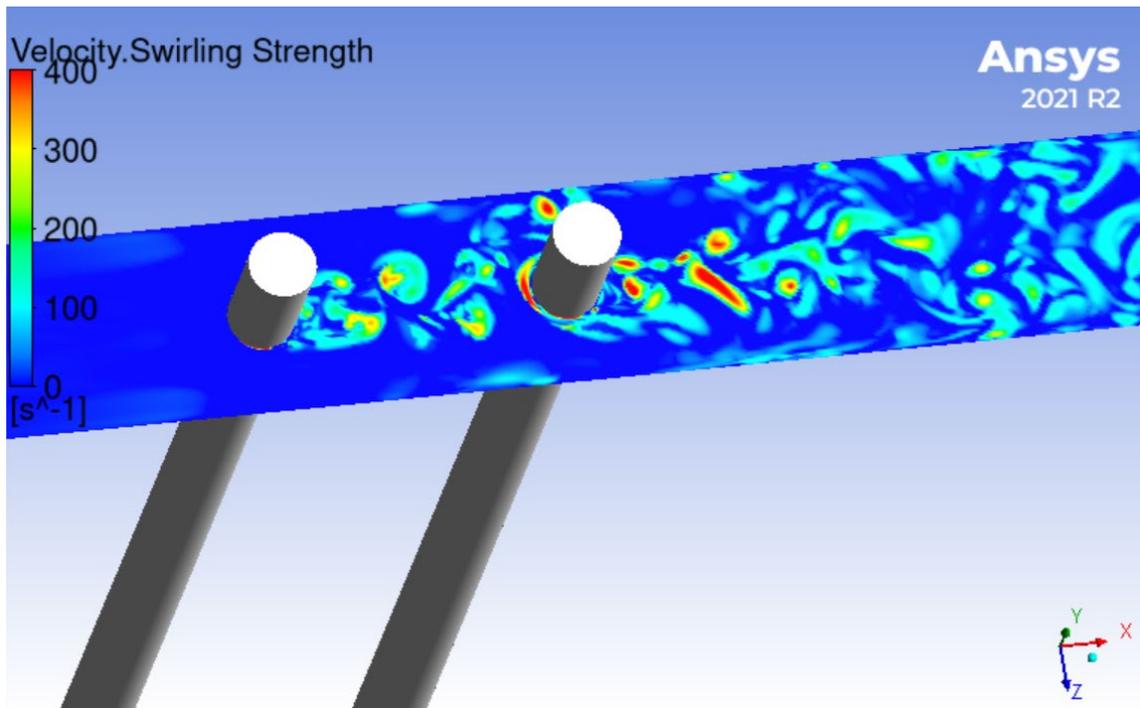


Abb. 3.98 Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen auf der Höhe der Beschleunigungssensoren, dargestellt mit Hilfe der Verwirbelungsstärke ($16 \text{ m}^3/\text{h}$)

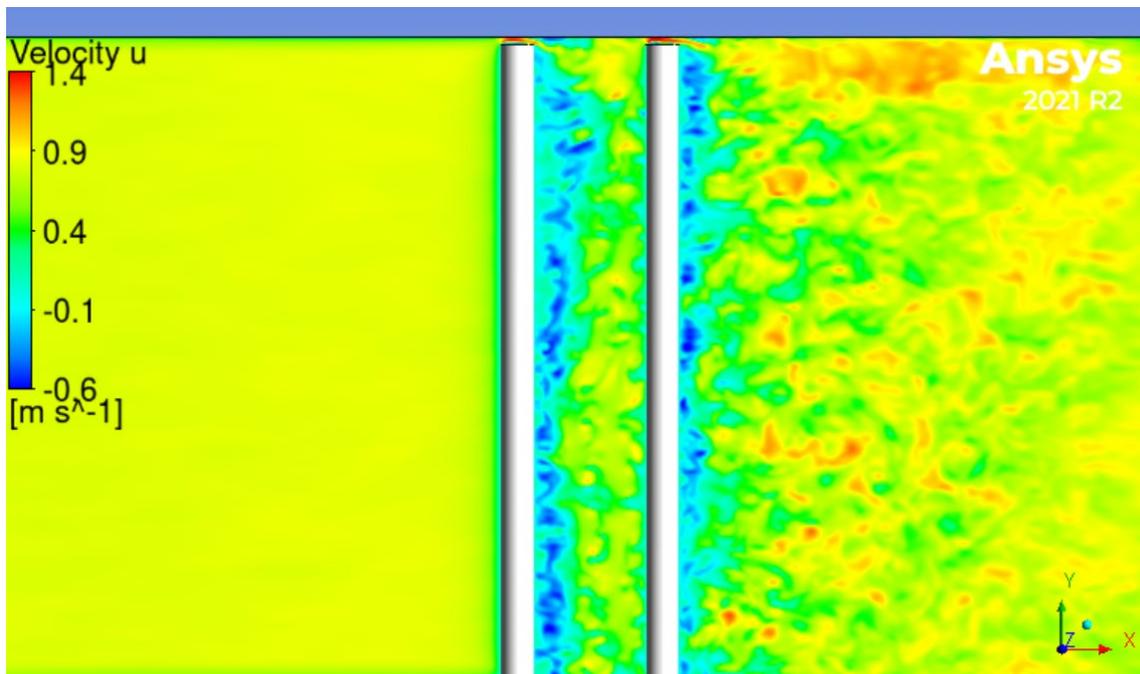


Abb. 3.99 Verteilung der Geschwindigkeit in Strömungsrichtung (u) im Strömungskanal ($16 \text{ m}^3/\text{h}$)

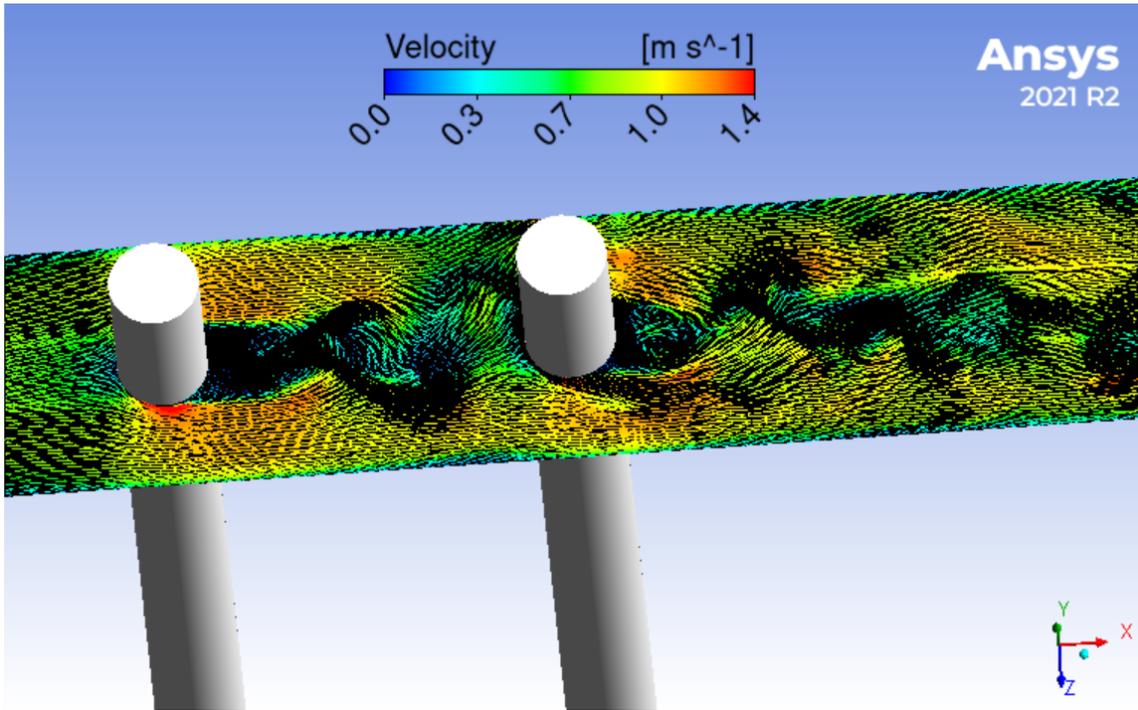


Abb. 3.100 Karmansche Wirbelstraße hinter den beiden Zylindern, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren

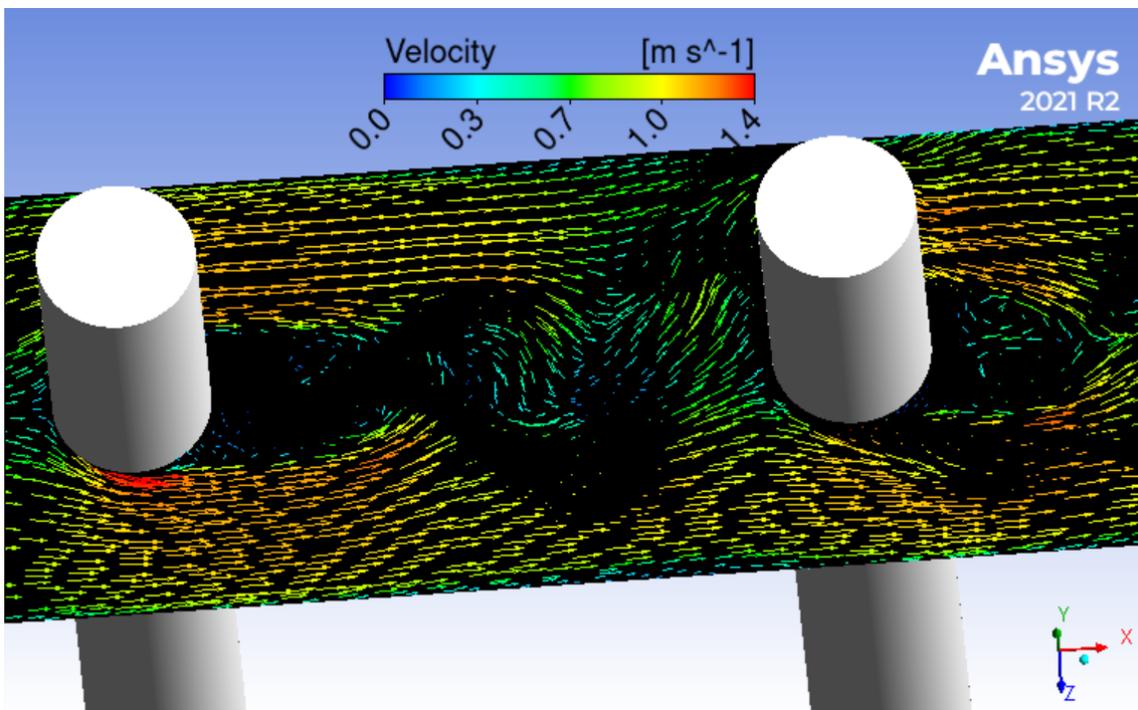


Abb. 3.101 Rezirkulationszonen hinter den beiden Zylindern

3.5.10.4 Vergleich der Geschwindigkeitsprofile (16 m³/h)

Während der blinden Simulation wurden in regelmäßigen Abständen 152 Dateien erzeugt. In der Post-Simulation wurde in ANSYS CFX-Pre die Statistik-Funktionalität eingeschaltet. Diese berechnet einen Mittel- oder RMS-Wert nach jedem berechneten Zeitschritt. Daher sind in der Post-Rechnung die Daten für die Geschwindigkeitsprofile ein Mittelwert von 12.500 Stichproben.

Abb. 3.102 stellt einen Vergleich der Fluidgeschwindigkeit in Strömungsrichtung 140 mm vor dem ersten Zylinder dar. Die zwei Kurven zeigen die Simulationsergebnisse der beiden Rechnungen. Es ist zu sehen, dass die Unterschiede vernachlässigbar sind. Abb. 3.103 zeigt den Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 50 mm vor Zylinder 1 (bei Höhe 25 mm). Die Übereinstimmung ist gut, es gibt jedoch sehr kleine Unterschiede in der Profilform. Die Herkunft der zwei Profilspitzen in der Post-Simulation wurden bereits in Kap. 3.5.8.2 diskutiert.

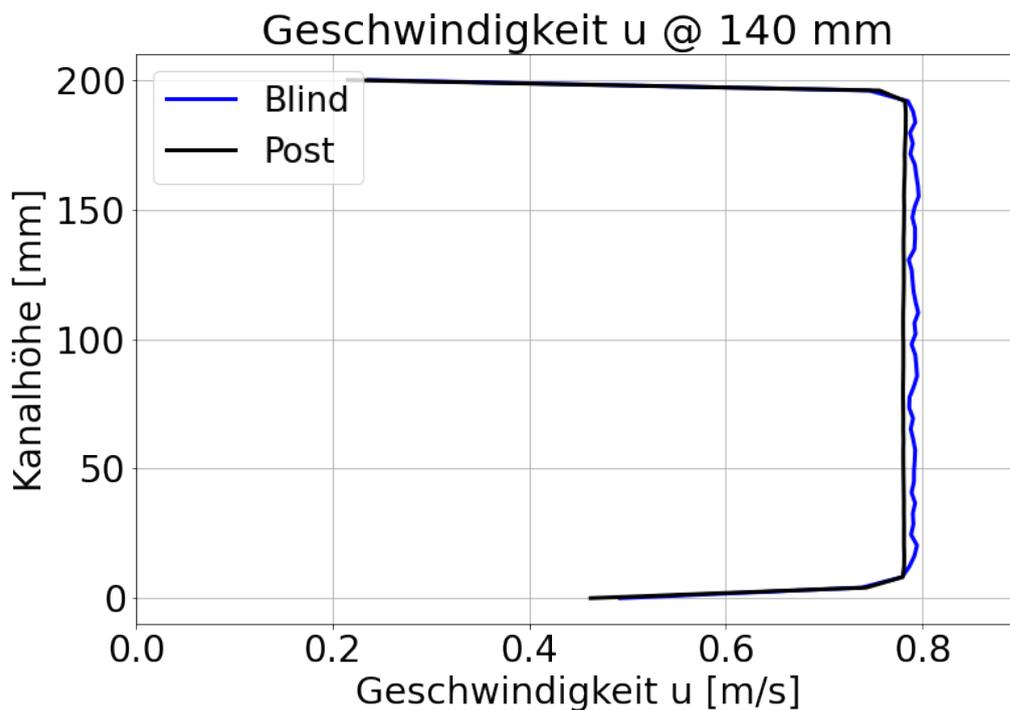


Abb. 3.102 Vergleich der vertikalen Geschwindigkeitsprofile 140 mm vor Zylinder 1

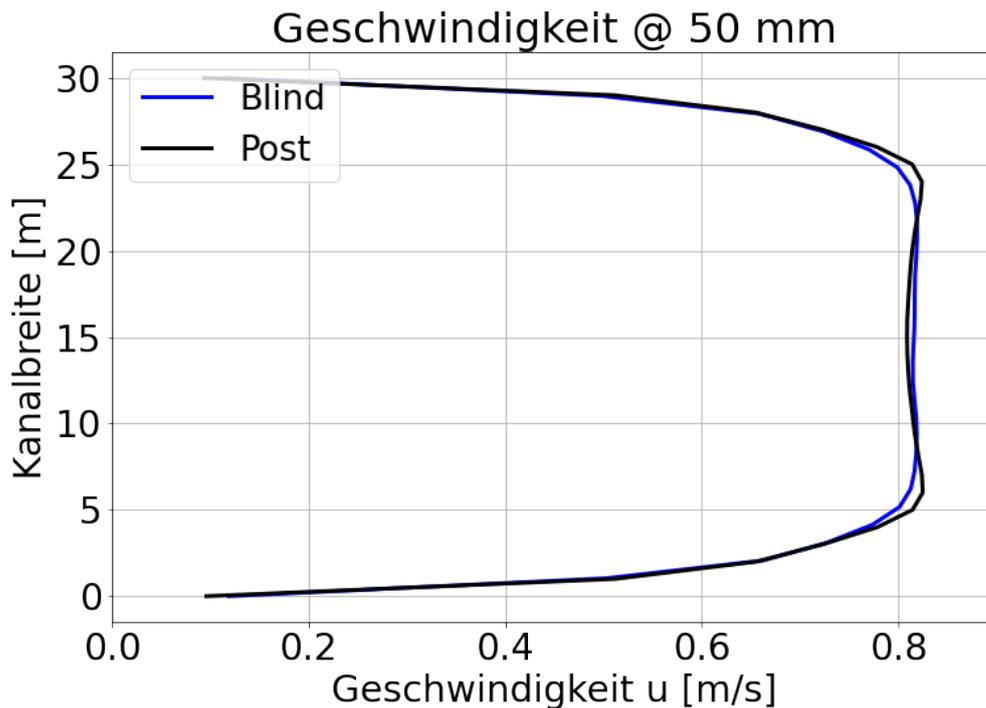


Abb. 3.103 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 50 mm vor Zylinder 1 auf Höhe 25 mm

Abb. 3.104 bis Abb. 3.115 zeigen den Vergleich für die Profillinien hinter den beiden Zylindern. Wie bereits erwähnt, zeigt die Nachrechnung eine deutlich bessere Übereinstimmung mit den Daten. Dies gilt sowohl für die Geschwindigkeitsspitzen als auch für die minimalen Geschwindigkeiten in der Kanalmitte. Die vorausgerechneten Profile sind überall etwas flacher als die der Nachrechnung. Gründe dafür sind das gröbere Rechenetz als auch die höhere turbulente Intensität am Einlass der Teststrecke.

Abb. 3.116 und Abb. 3.117 zeigen die turbulente kinetische Energie und die Wirbelstärke auf den drei Messebenen, auf der obersten Ebene (25 mm) besitzen die beiden Größen etwas höhere Werte, ein wesentlich anderes Verhalten ist jedoch nicht zu erkennen.

Die Analyse zeigt, dass eine höhere Fluidgeschwindigkeit im Strömungskanal höhere Geschwindigkeitsspitzen und gleichzeitig niedrigere Geschwindigkeiten in der Kanalmitte verursacht. Dies kann mit der höheren Fluidgeschwindigkeit erklärt werden: diese führt zu Rezirkulationszonen mit stärker ausgeprägten negativen Fluidgeschwindigkeiten hinter den beiden Zylindern.

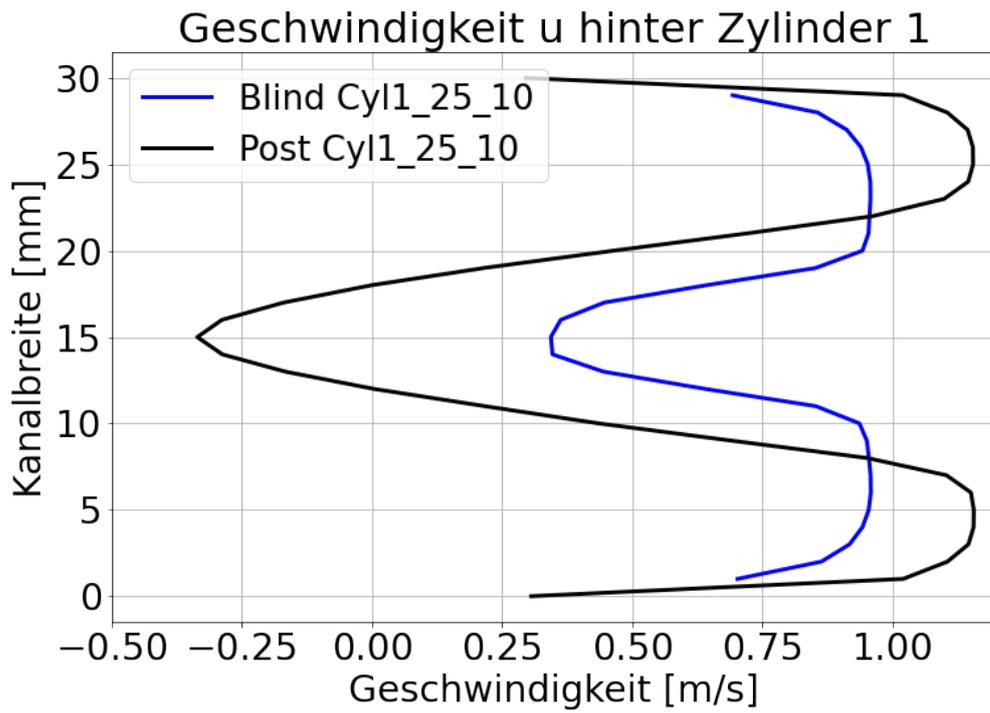


Abb. 3.104 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)

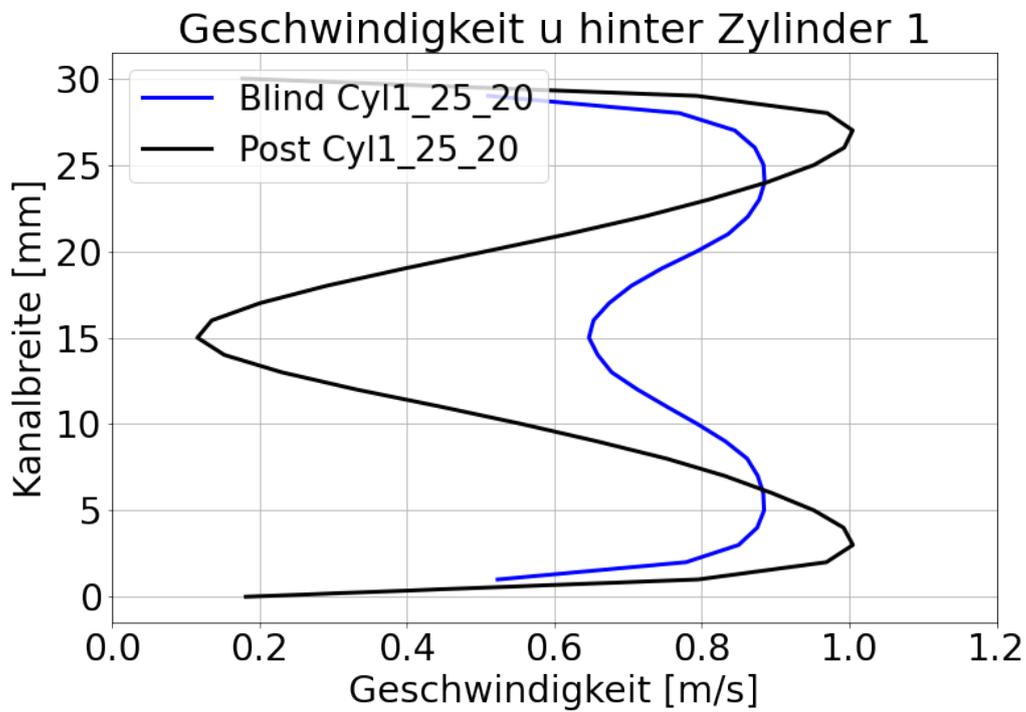


Abb. 3.105 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)

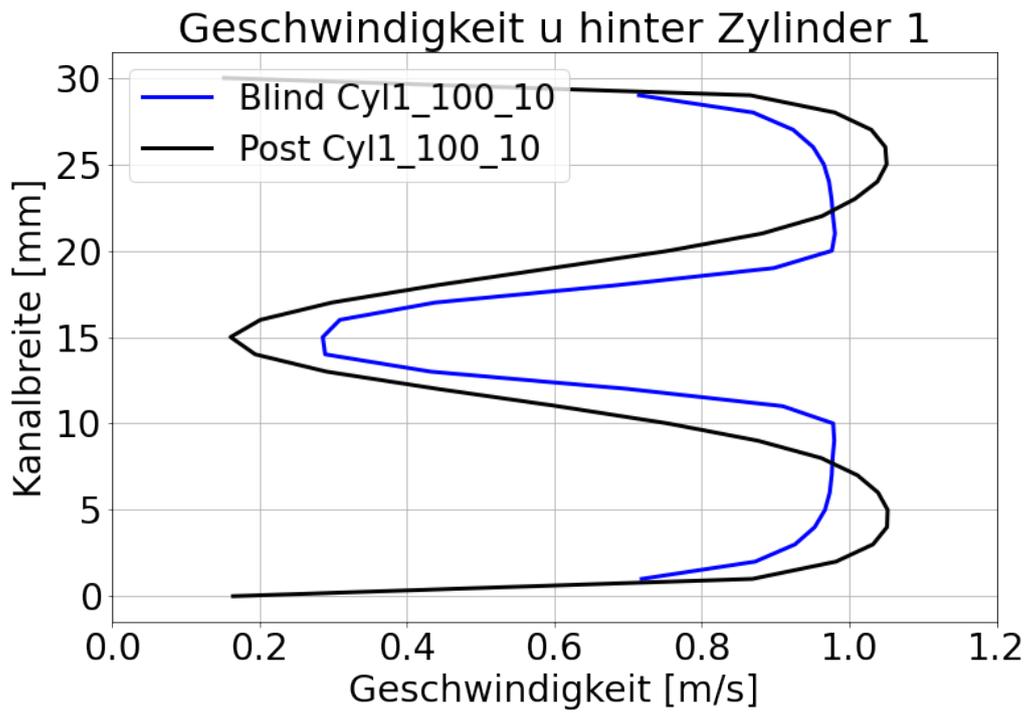


Abb. 3.106 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte)

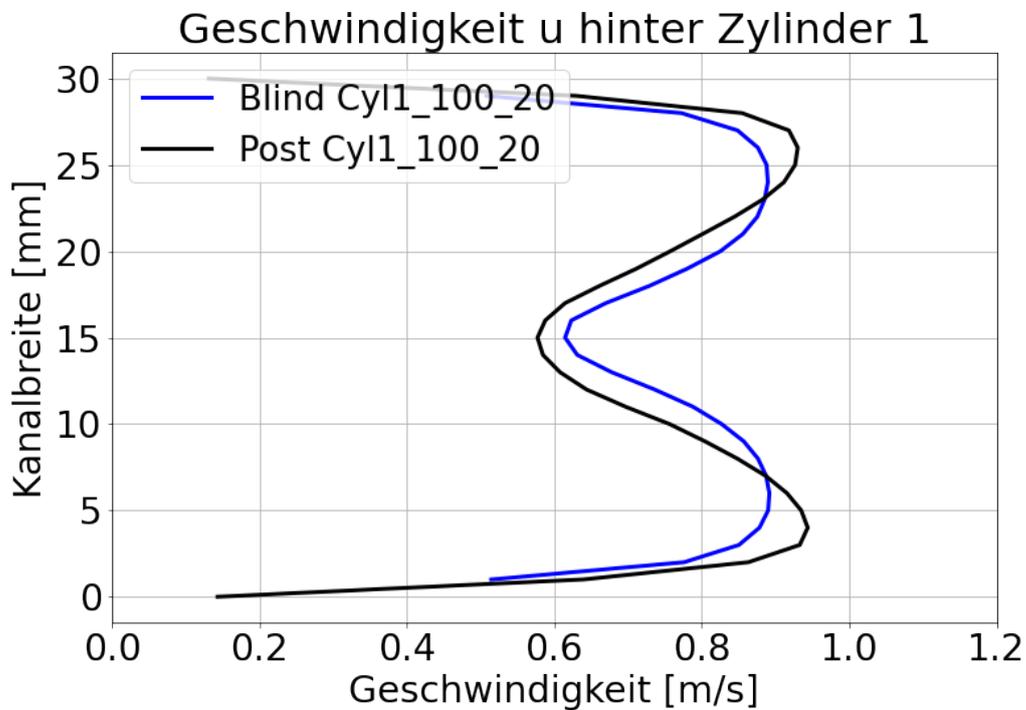


Abb. 3.107 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte)

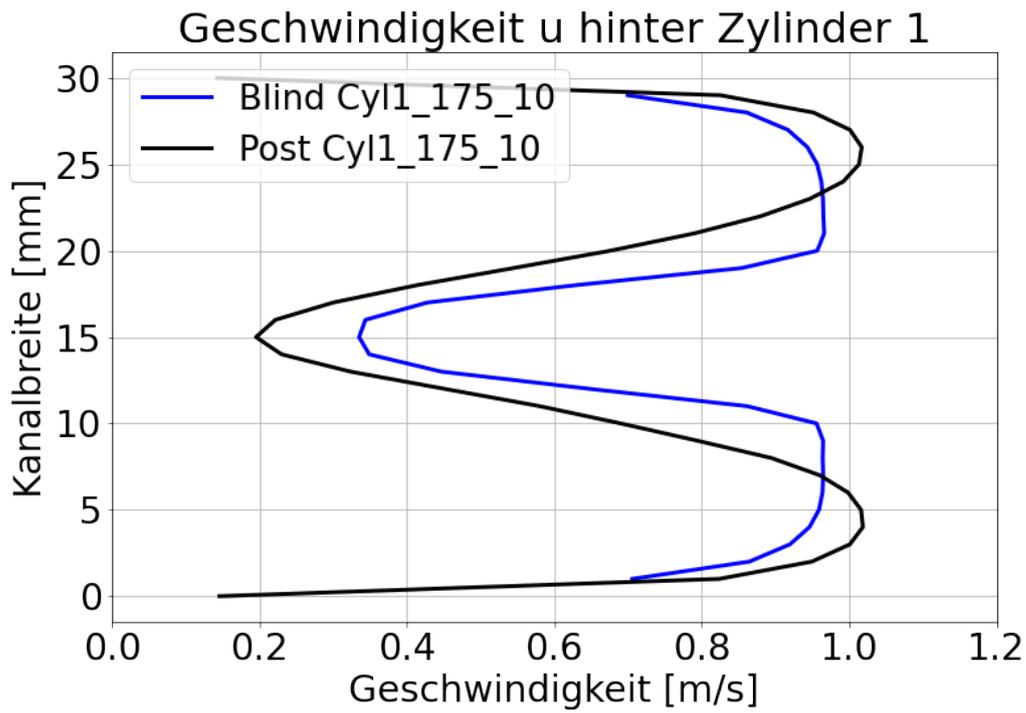


Abb. 3.108 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 175 mm (unten)

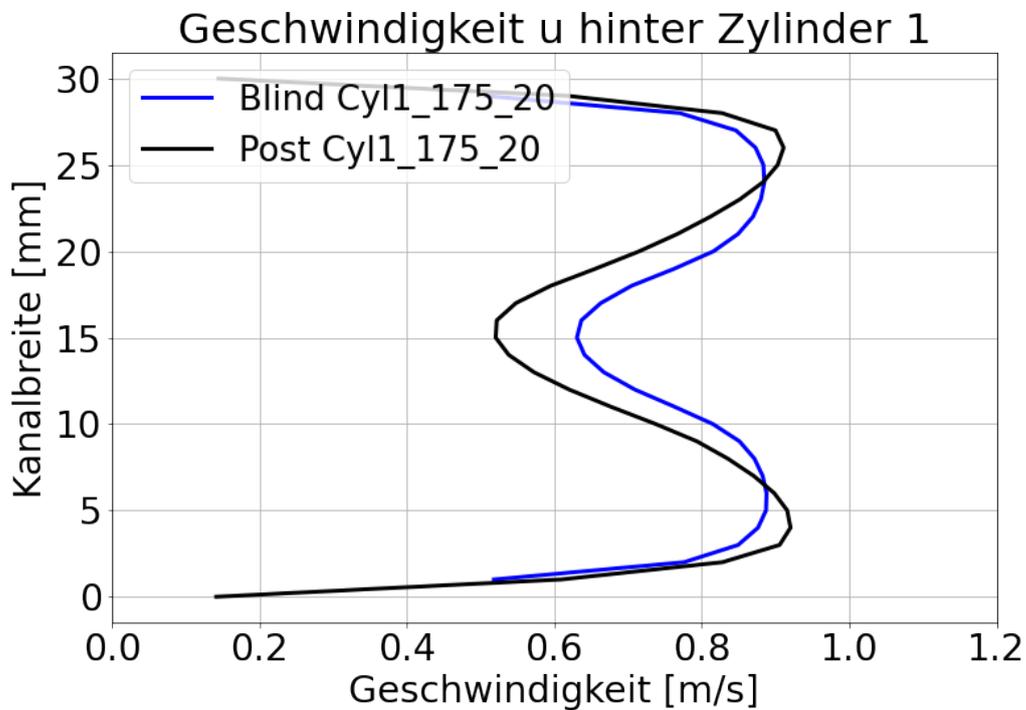


Abb. 3.109 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 175 mm (unten)

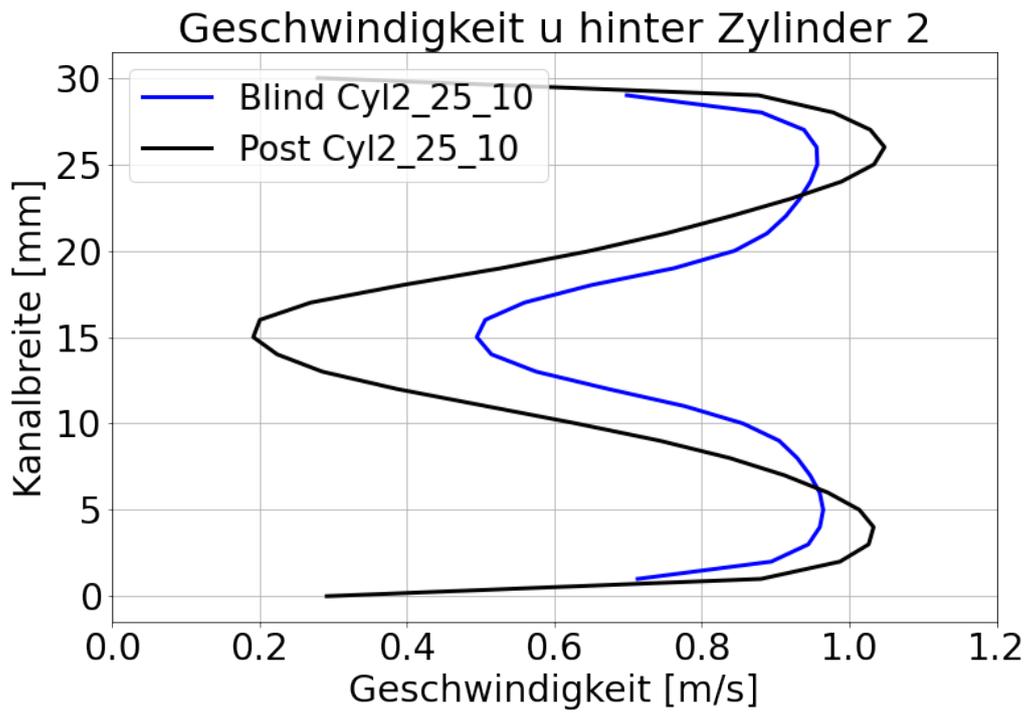


Abb. 3.110 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)

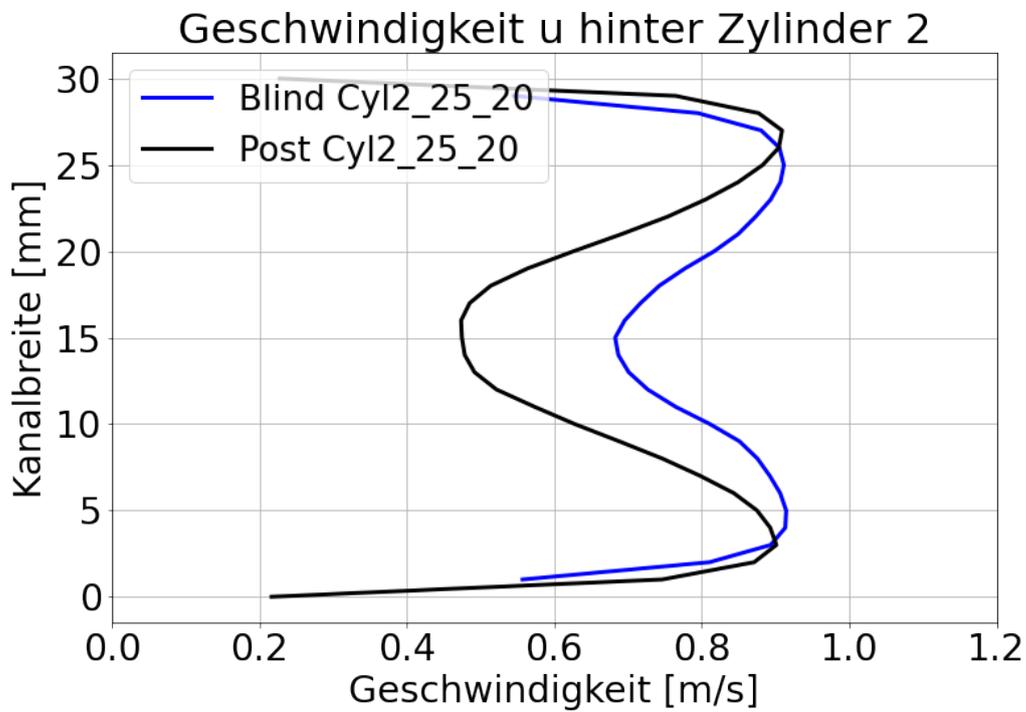


Abb. 3.111 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)

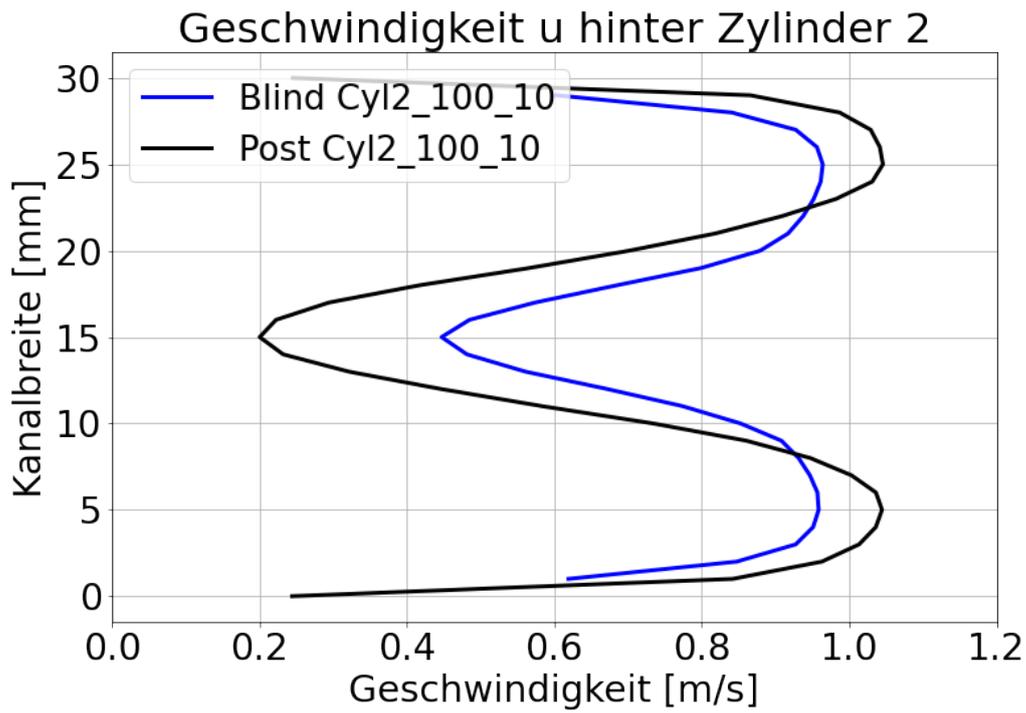


Abb. 3.112 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte)

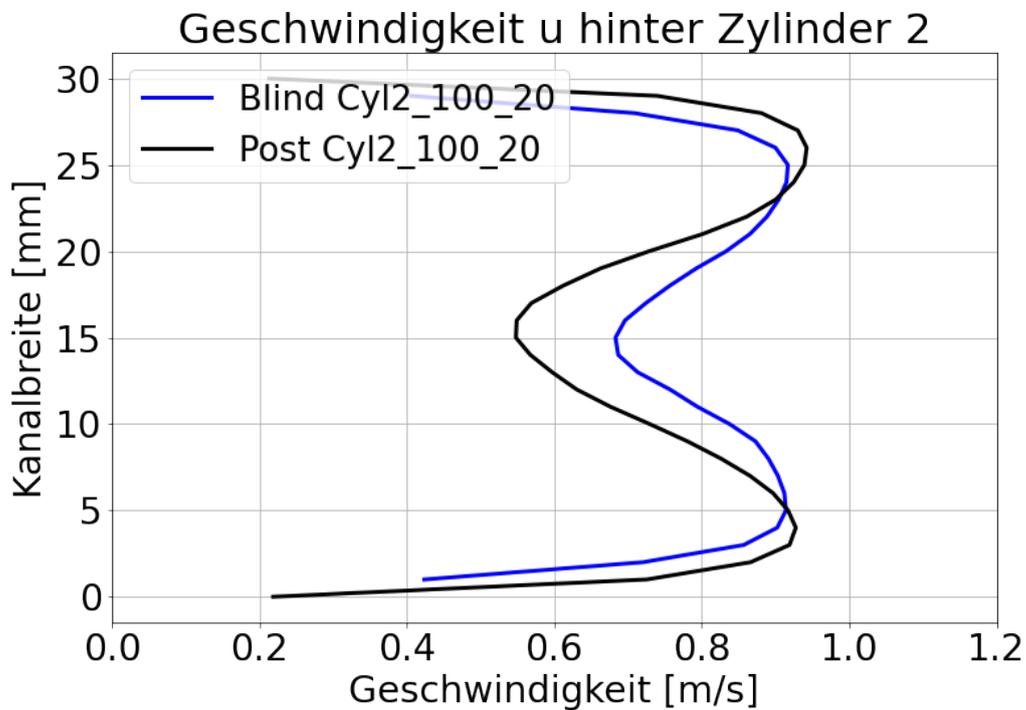


Abb. 3.113 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte)

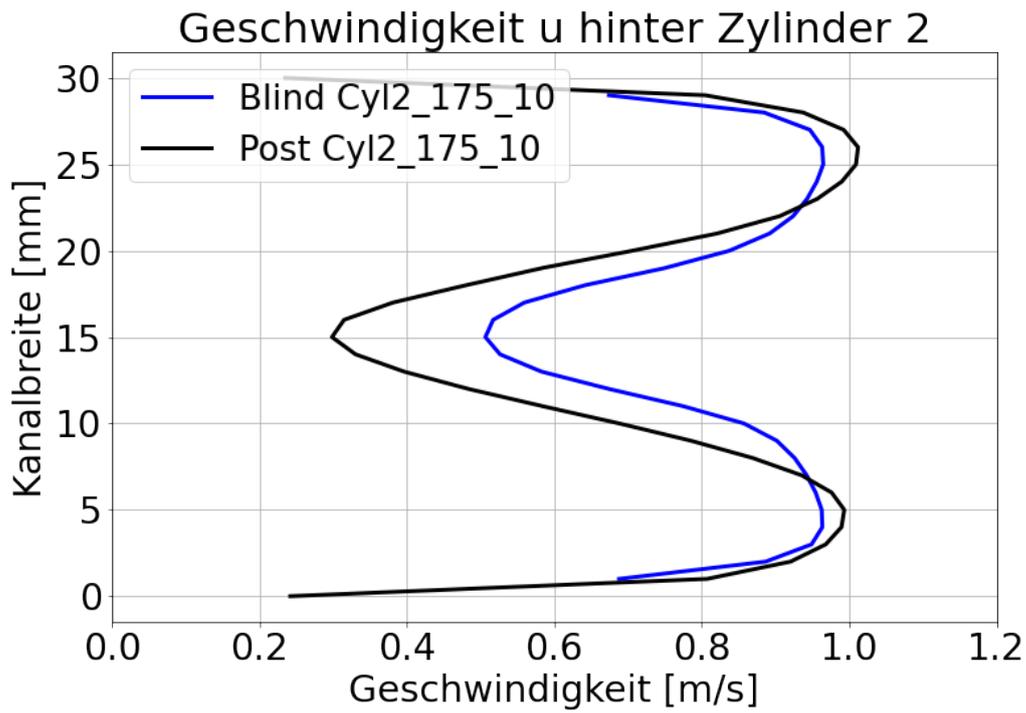


Abb. 3.114 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 175 mm (unten)

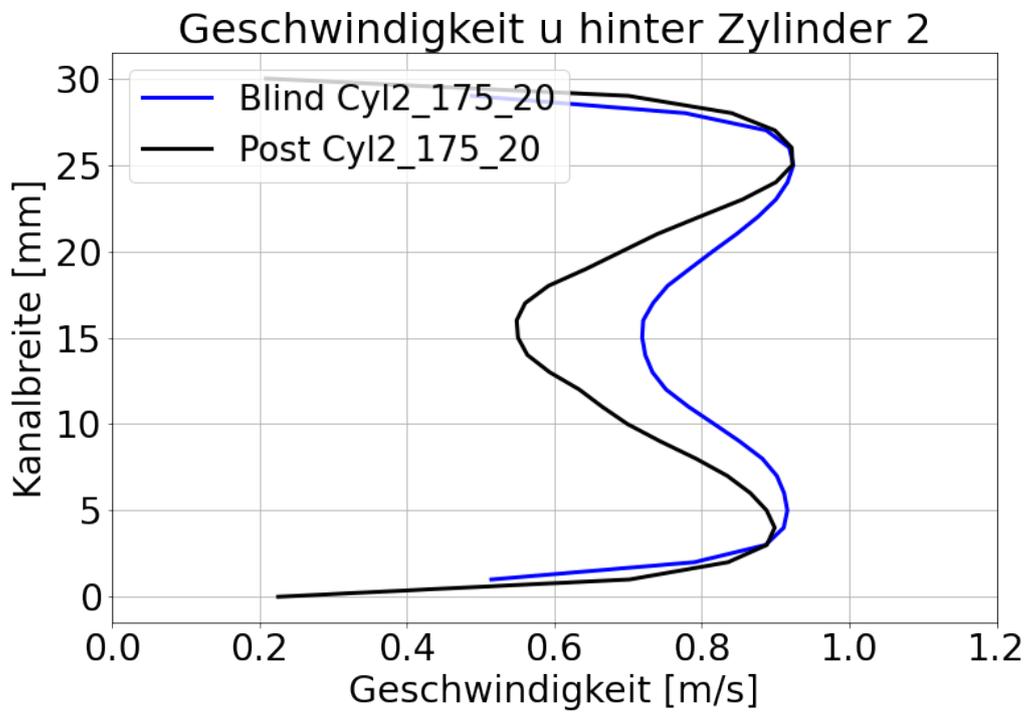


Abb. 3.115 Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 175 mm (unten)

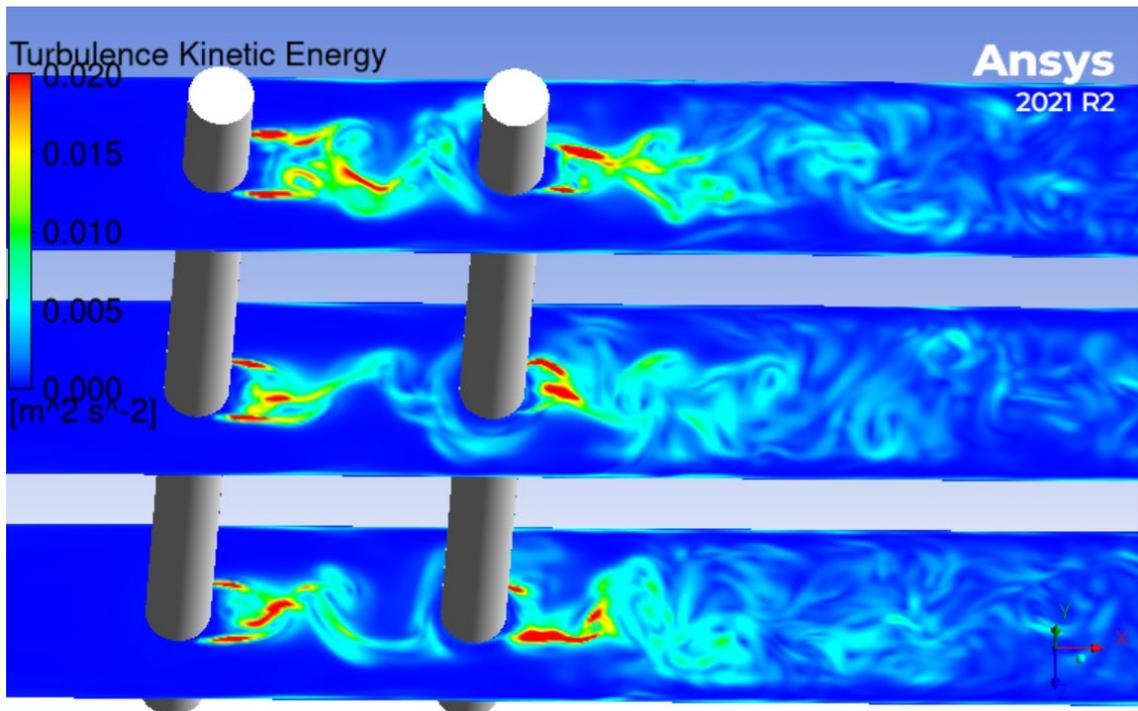


Abb. 3.116 Turbulente kinetische Energie in den drei Messebenen

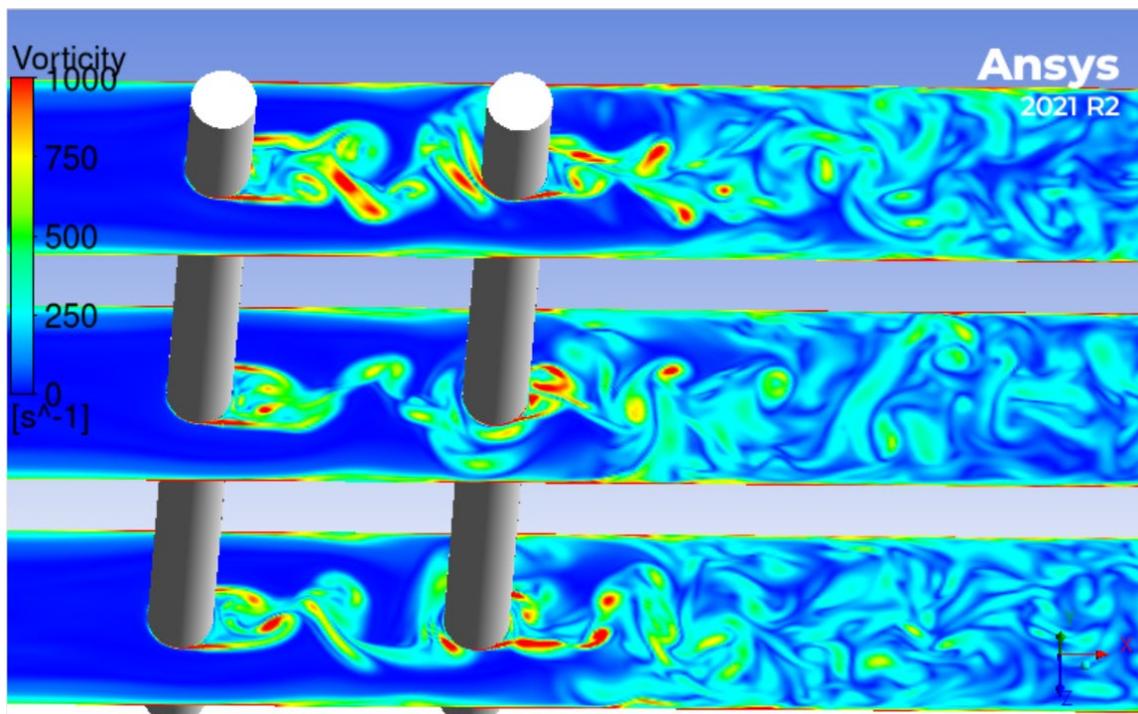


Abb. 3.117 Wirbelstärke (Vortizität) in den drei Messebenen

3.5.10.5 Vergleich der transienten Geschwindigkeiten hinter den beiden Zylindern

Abb. 3.118 bis Abb. 3.122 zeigen transiente Geschwindigkeiten 10 mm und 20 mm hinter den beiden Zylindern auf verschiedenen Ebenen. Die genauen Messstellen sind in Abb. 3.42 dargestellt. Die Fluidgeschwindigkeit schwankt zwischen -0,4 m/s und 1,5 m/s. Besonders groß sind die Schwankungen 10 mm hinter Zylinder 1 (oben, Abb. 3.118). Die Nachrechnung weist im Vergleich zur Vorausrechnung deutlich größere Schwankungen auf. Dies gilt auch für die transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte).

Tab. 3.1 zeigt einen Vergleich der gemessenen und berechneten transienten Geschwindigkeiten, gemittelt über die Zeit. Der größte Unterschied beträgt 22 %, die meisten liegen aber im Bereich 0 – 5 %.

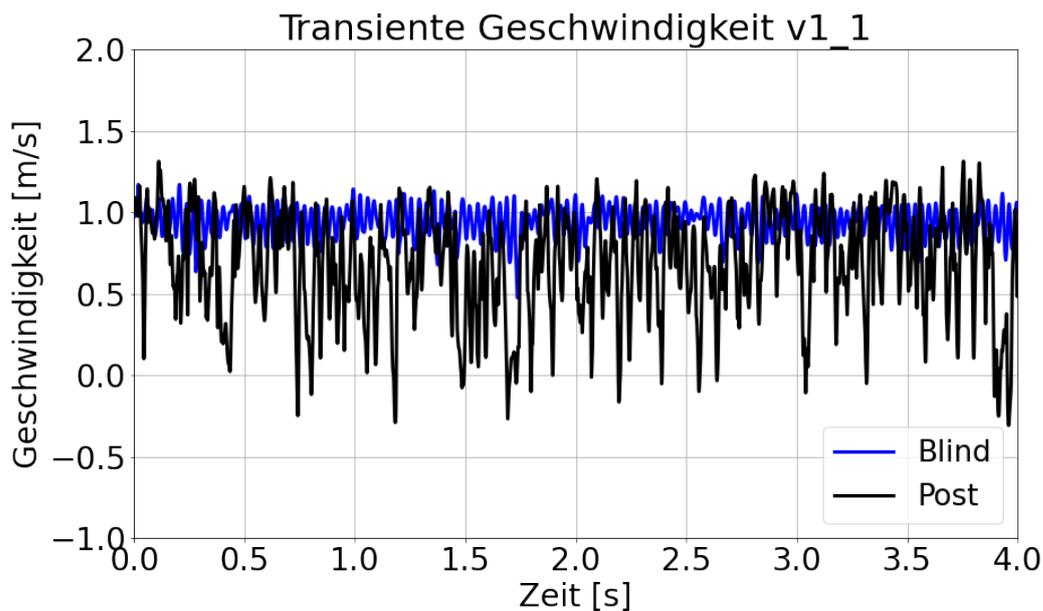


Abb. 3.118 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

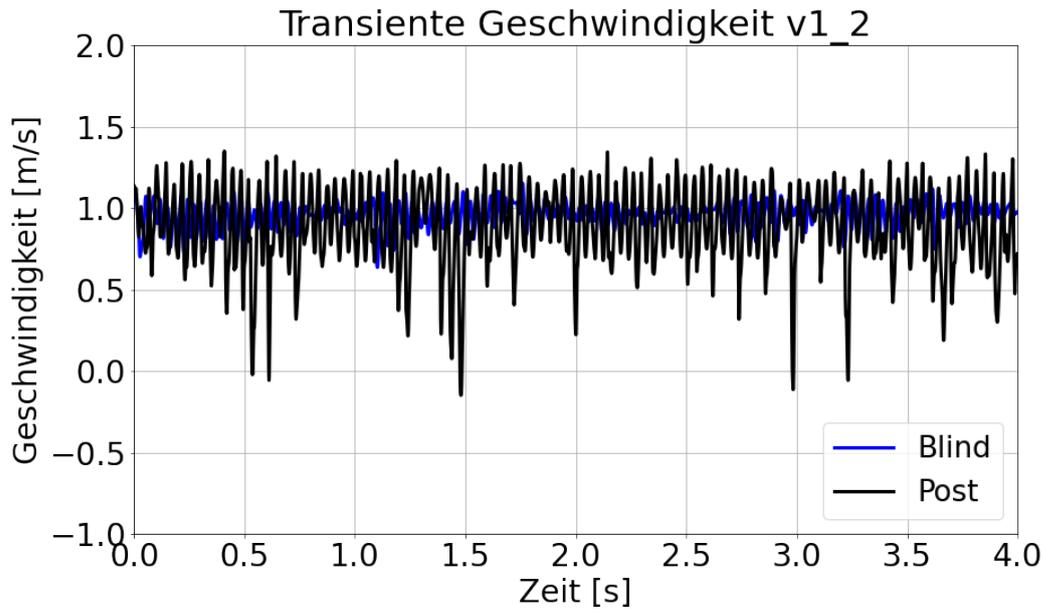


Abb. 3.119 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

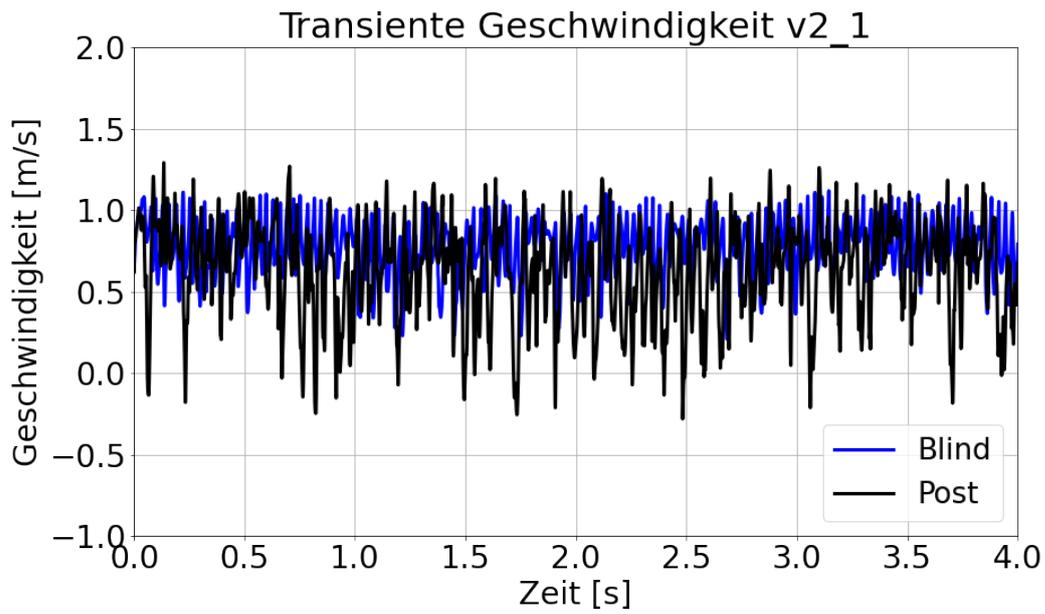


Abb. 3.120 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

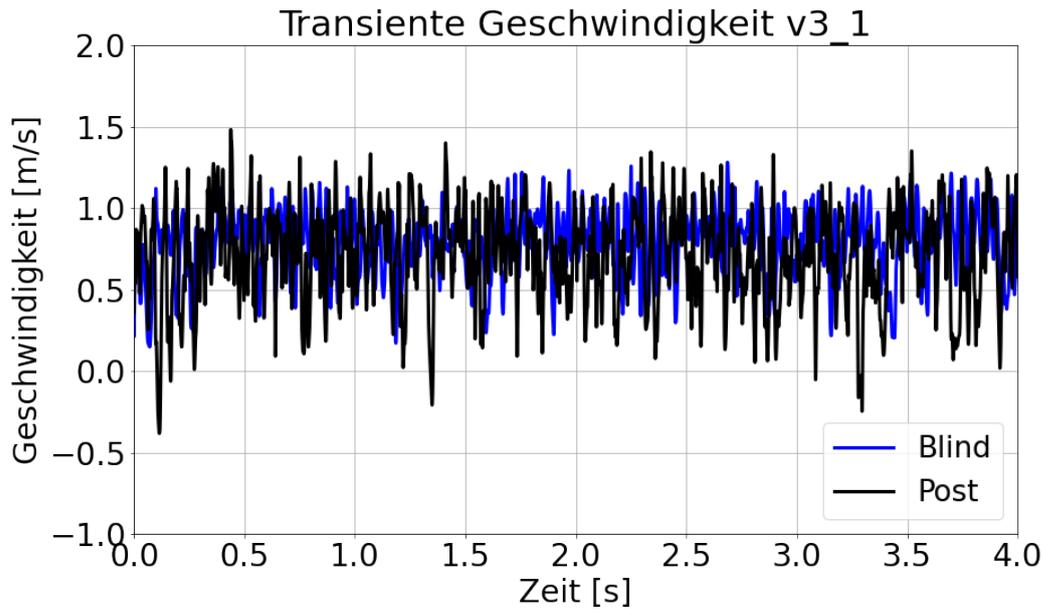


Abb. 3.121 Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

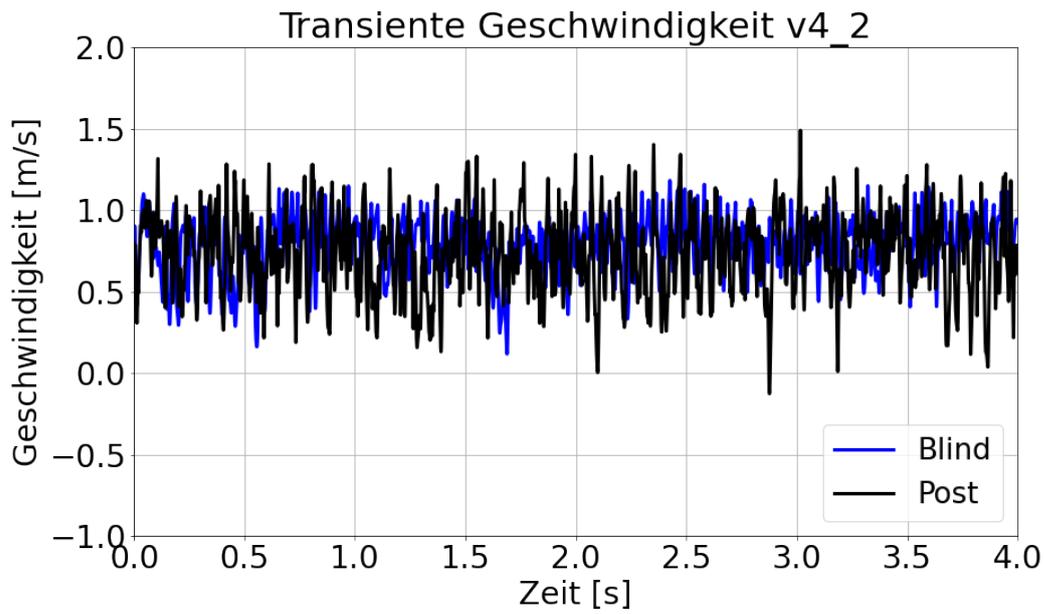


Abb. 3.122 Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)

Tab. 3.11 Vergleich der berechneten und gemessenen RMS-Zylinder-Geschwindigkeiten

Messstelle	Geschwindigkeit RMS (Blind), m/s	Geschwindigkeit RMS (Post), m/s
Cyl1 v1_1	0,94	0,77
Cyl1 v1_2	0,98	0,92
Cyl1 v1_3	0,95	0,91
Cyl1 v2_1	0,79	0,71
Cyl1 v2_2	0,82	0,80
Cyl1 v2_3	0,80	0,79
Cyl2 v3_1	0,81	0,76
Cyl2 v3_2	0,83	0,79
Cyl2 v3_3	0,81	0,81
Cyl2 v4_1	0,78	0,73
Cyl2 v4_2	0,81	0,77
Cyl2 v4_3	0,80	0,78

3.5.10.6 Druckmessungen und Vergleich mit Simulationsergebnissen

Abb. 3.123 bis Abb. 3.126 zeigen die Vergleiche für die Drucksensoren P1 – P4. Die Druckschwankungen sind in der Post-Simulation stark ausgeprägt, während dies bei der blinden Vorausrechnung nicht der Fall ist. Dieses Verhalten wurde bereits auch bei den transienten Geschwindigkeiten beobachtet.

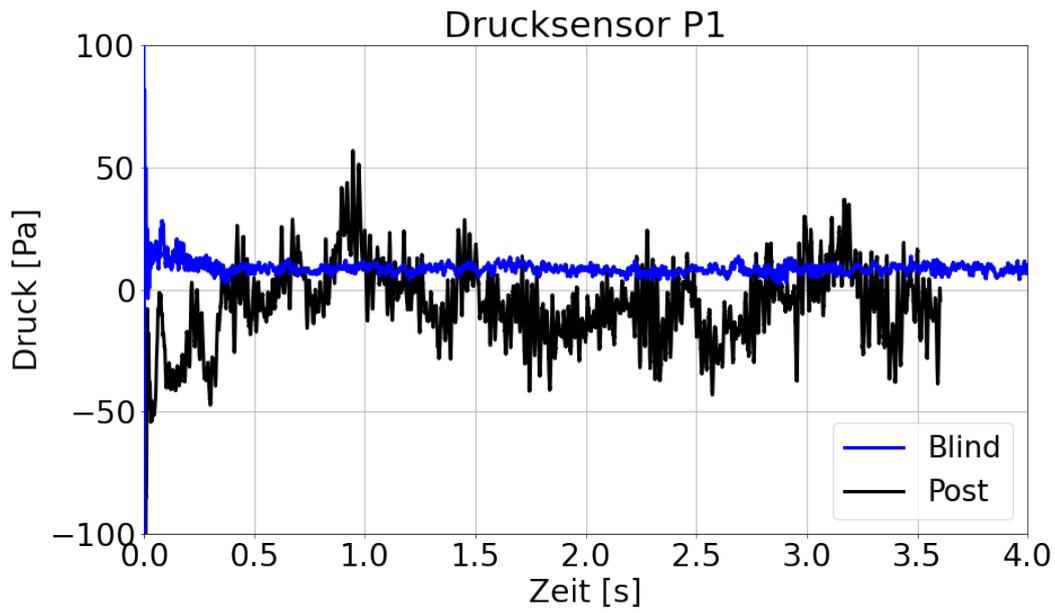


Abb. 3.123 Transiente Werte für den Drucksensor P1

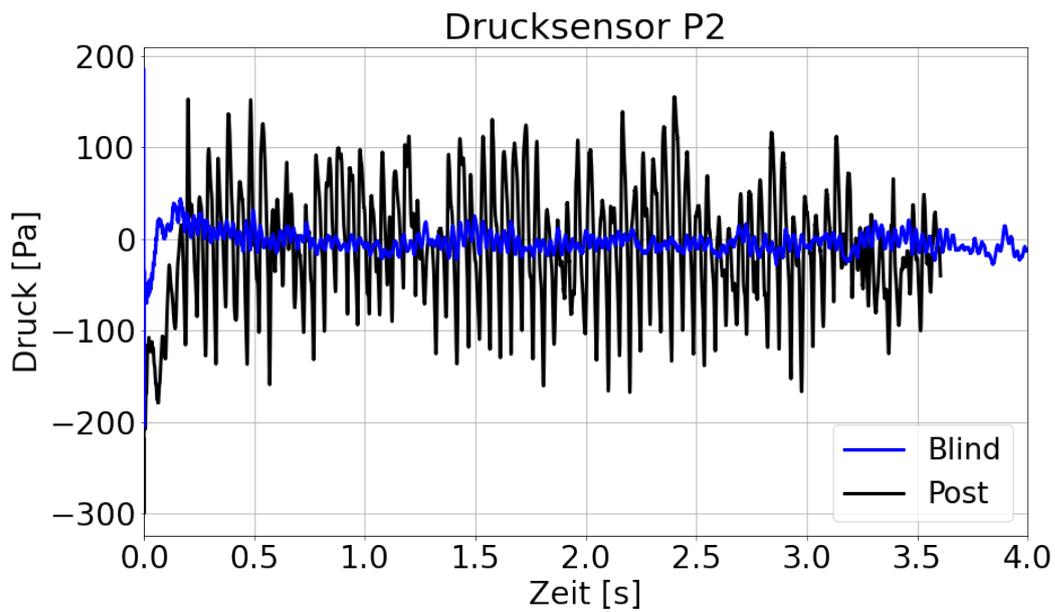


Abb. 3.124 Transiente Werte für den Drucksensor P2

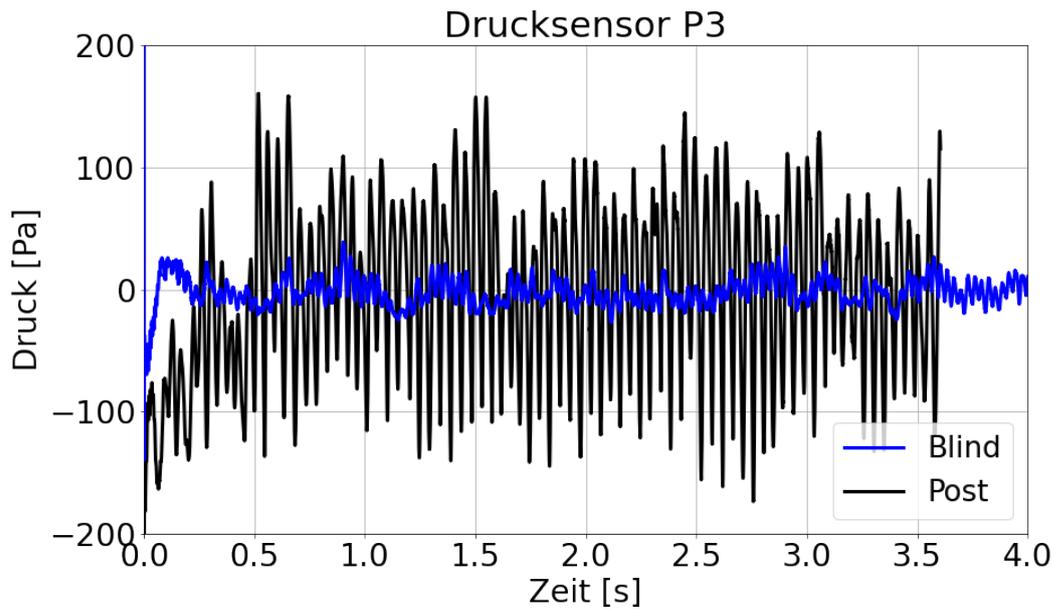


Abb. 3.125 Transiente Werte für den Drucksensor P3

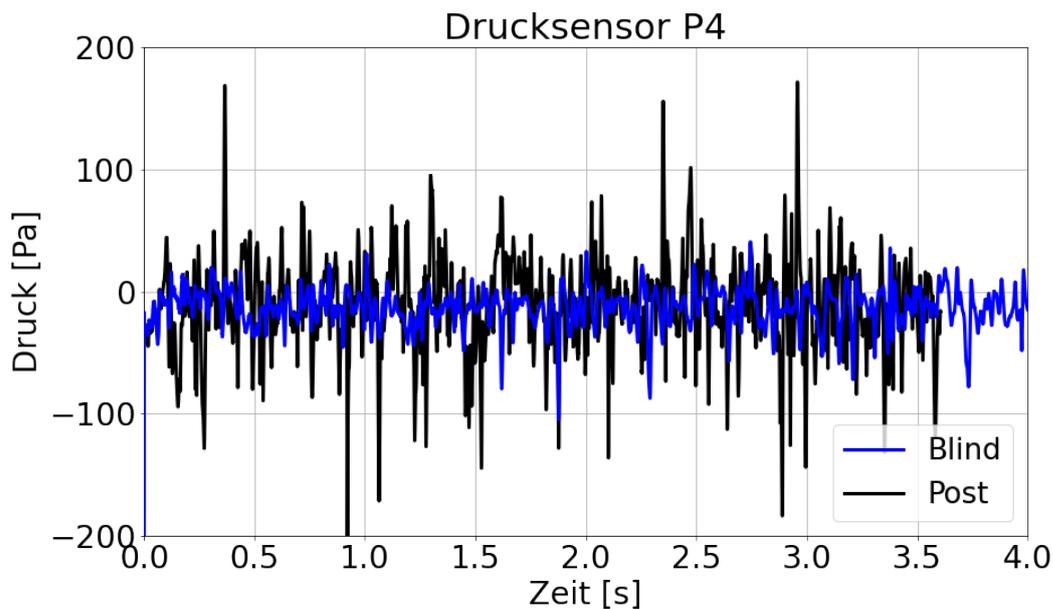


Abb. 3.126 Transiente Werte für den Drucksensor P4

3.5.11 Schwingungsanalyse zu dem Versuch mit 16 m³/h am Einlass der Teststrecke

Mit Hilfe von ANSYS CFX-Mechanical werden die Netzverformung und die Auslenkung der beiden Zylinder berechnet. Diese sind in Abb. 3.127 und Abb. 3.128 dargestellt. Auch hier zeigt der zweite Zylinder größere Schwingungsamplituden als der erste. Es ist

festzustellen, dass die Amplituden in der Post-Simulation mindestens doppelt so groß sind als in der blinden Vorausrechnung. Die davon abgeleiteten Beschleunigungen sind in Abb. 3.129 und Abb. 3.130 dargestellt, die RMS-Werte werden in Tabelle Tab. 3.12 angezeigt. Weiterhin ist es wichtig, wie die Simulationen die Verhältnisse der Beschleunigungen beider Zylinder (RMS-Zylinder 2 / RMS-Zylinder 1) vorhersagen. Es zeigt sich, dass es auch hier Unterschiede gibt: 4,77 (blind), 5,62 (Post). Schlussfolgerungen können an dieser Stelle nicht gezogen werden, da dieses Verhältnis stark von der richtigen Vorhersage des Schwingungsverhaltens des ersten Zylinders abhängig ist. Solange die Frequenzen und Amplituden von Zylinder 1 nicht genau berechnet werden können, ist die Vorhersage dieser Schwingungsparameter für Zylinder 2 noch schwieriger, da diese von der Nachlaufströmung des ersten Zylinders abhängen.

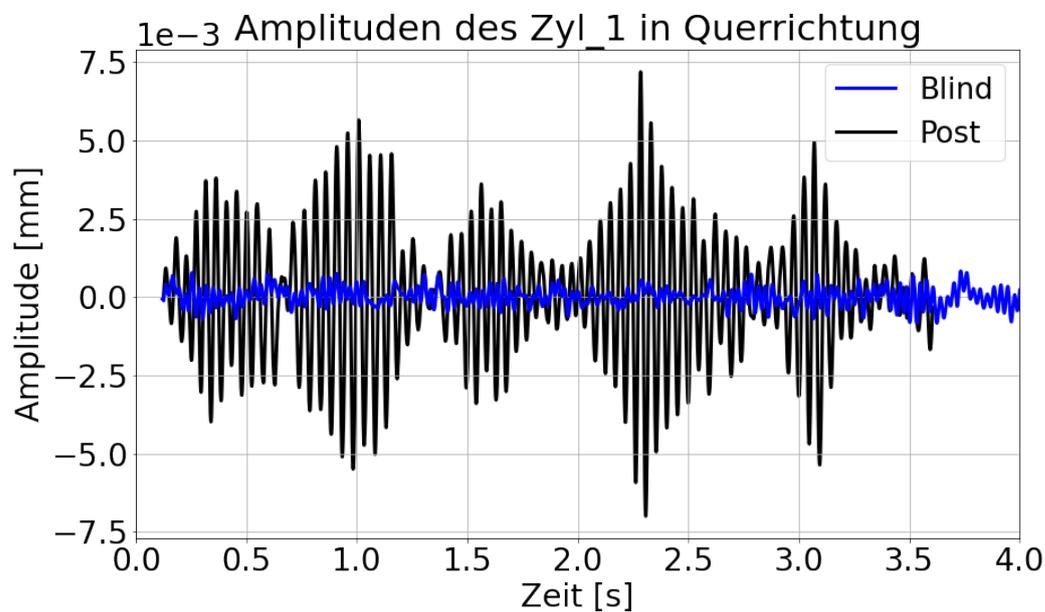


Abb. 3.127 Amplituden in Querrichtung von Zylinder 1

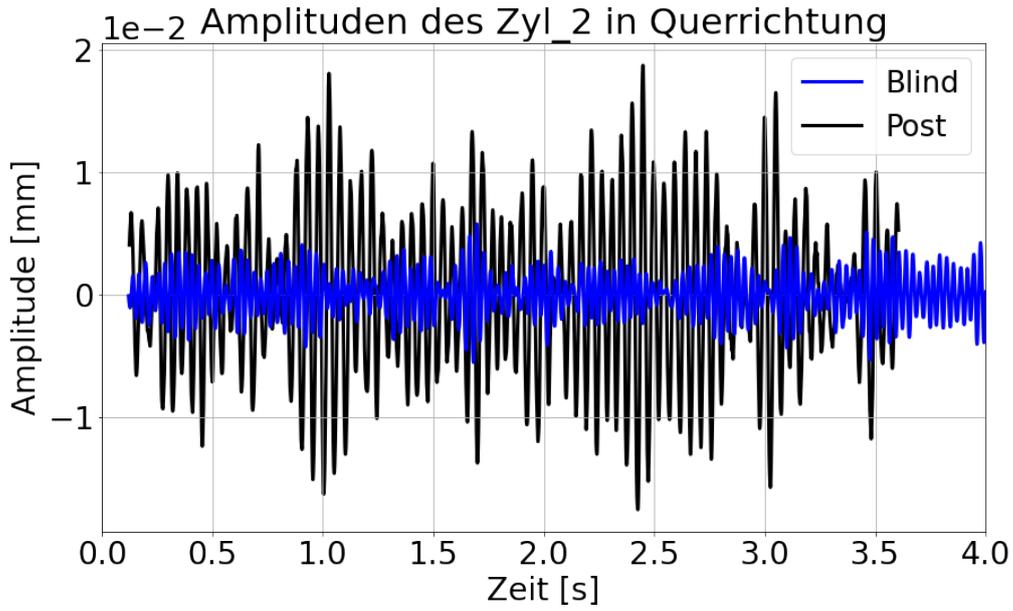


Abb. 3.128 Amplituden in Querrichtung von Zylinder 2

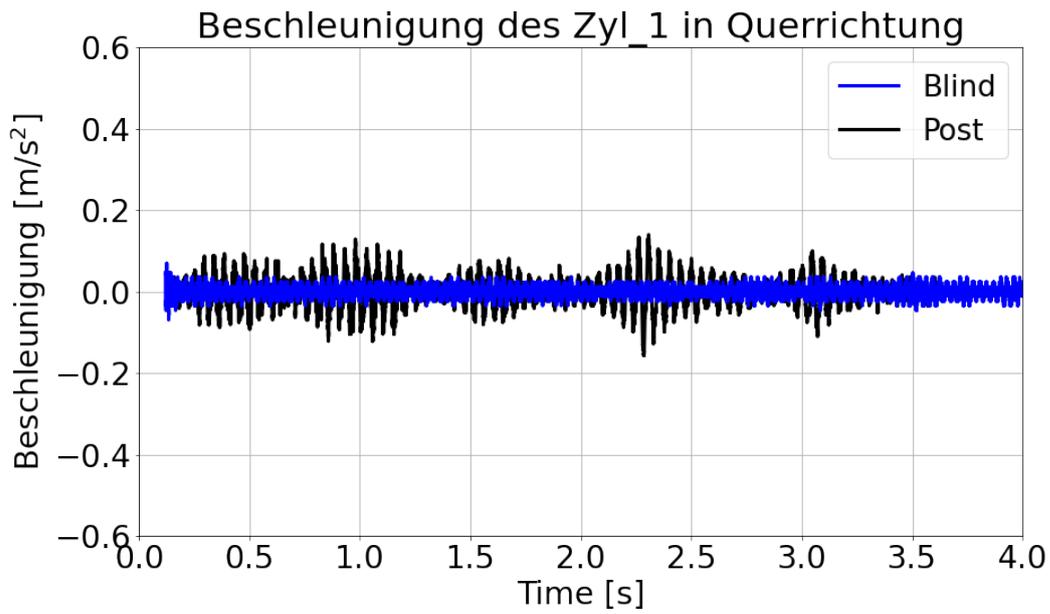


Abb. 3.129 Beschleunigung des Zylinders 1 in Querrichtung

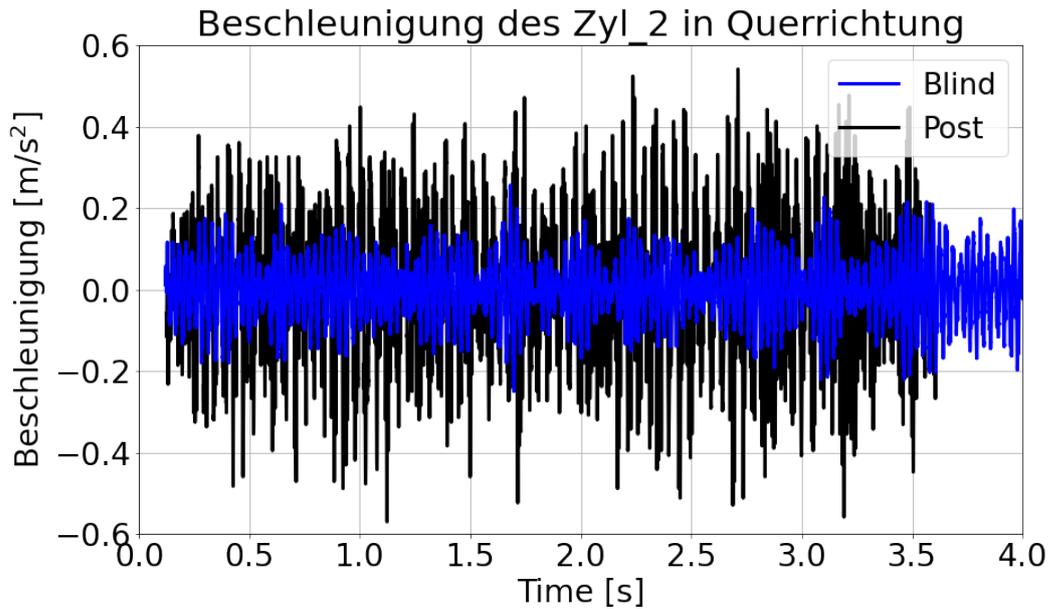


Abb. 3.130 Beschleunigung des Zylinders 2 in Querrichtung

Tab. 3.12 Vergleich der berechneten und gemessenen RMS-Zylinder-Beschleunigungen

Messstelle	RMS-Beschleunigung (Blind), m/s ²	RMS-Beschleunigung (Post), m/s ²
Zylinder 1	0,013	0,024
Zylinder 2	0,082	0,135

Die vorgestellten Beschleunigungen wurden für die Bestimmung der Schwingungsfrequenzen benutzt. Die Vergleiche für die APSD der beiden Zylinder sind in Abb. 3.131 und Abb. 3.132 dargestellt. Tab. 3.13 zeigt die wesentlichen Schwingungsfrequenzen. Die Wirbelablösungsfrequenz in beiden Simulationen unterscheidet sich um 8 Hz. Für den Zylinder 2 beträgt der Unterschied 6 Hz. Die Frequenzspitzen um die Zylinder-Grundfrequenzen sind in beiden Simulationen ähnlich. Diese sind auch kleiner im Vergleich zu den Wirbelablösungsfrequenz-Spitzen.

Die Wirbelablösungsfrequenz sollte auch an den Geschwindigkeitsmessstellen erkennbar sein. Abb. 3.133 bis Abb. 3.138 zeigen diese für ausgewählte Messstellen, die restlichen APSD sehen ähnlich aus. Es kann festgestellt werden, dass die berechneten Frequenzen der Geschwindigkeitsschwankungen in Übereinstimmung mit der jeweiligen Wirbelablösungsfrequenz sind oder ganz in ihrer Nähe liegen.

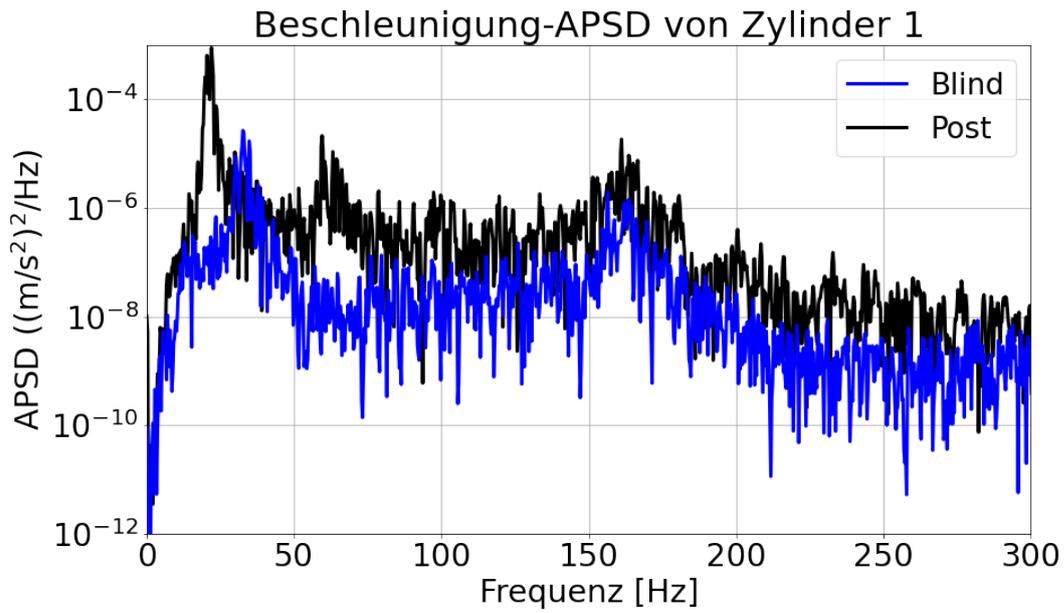


Abb. 3.131 Beschleunigungs-APSD von dem ersten Zylinder

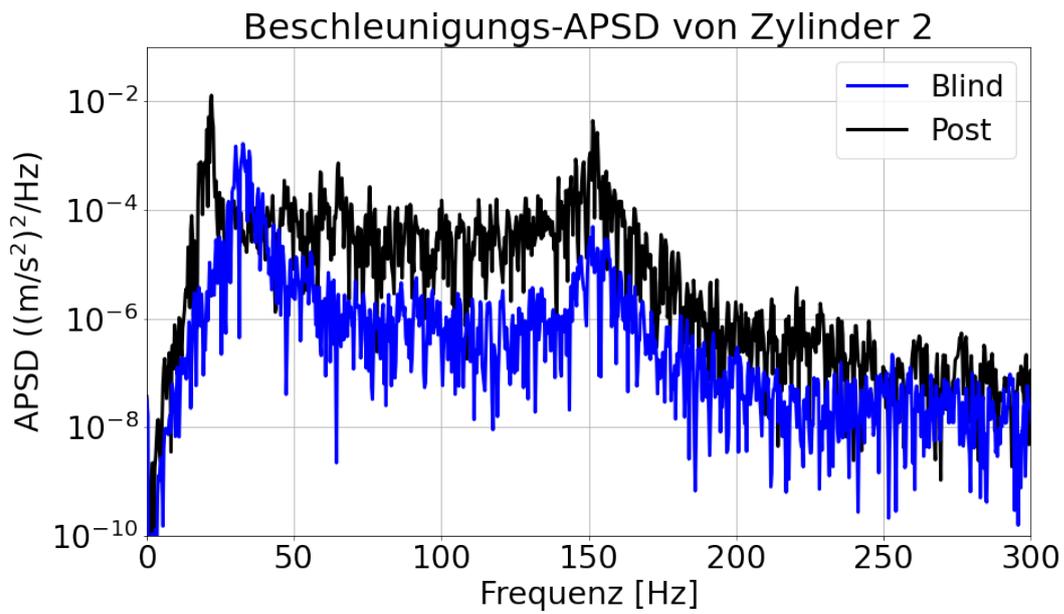


Abb. 3.132 Beschleunigungs-APSD von dem zweiten Zylinder

Tab. 3.13 Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsfrequenzen

Struktur	f_{blind} [Hz]	f_{post} [Hz]
Zylinder 1, Modalanalyse	181,9	181,9
Zylinder 2, Modalanalyse	168,1	168,1
Zylinder 1, Wirbelablösung	32,9	25,2
Zylinder 2, Wirbelablösung	32,3	25,9
Zylinder 1, Grundfrequenz	161,5	161,0
Zylinder 2, Grundfrequenz	151,0	151,1

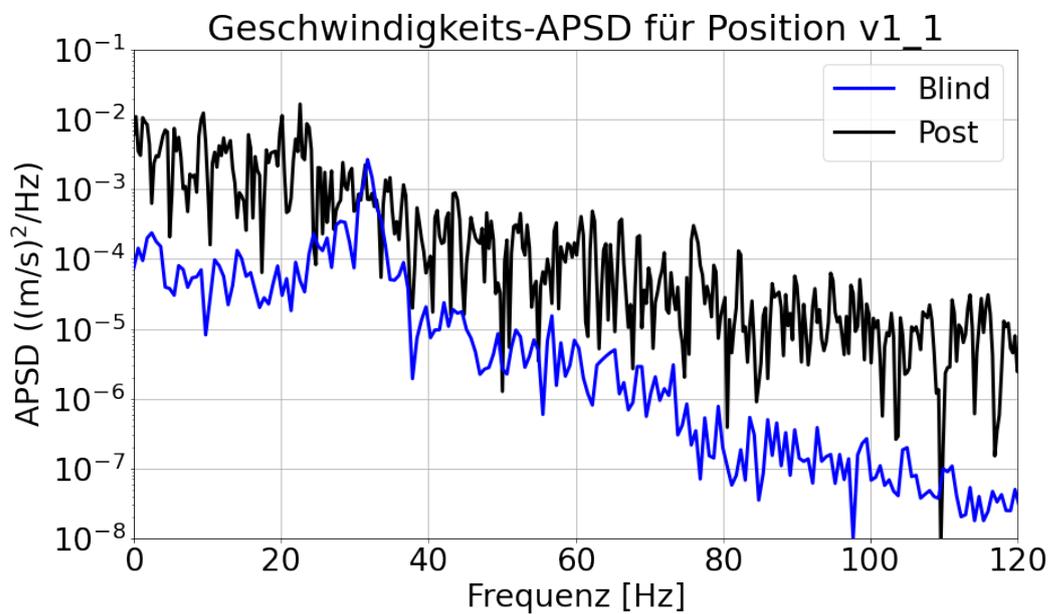


Abb. 3.133 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

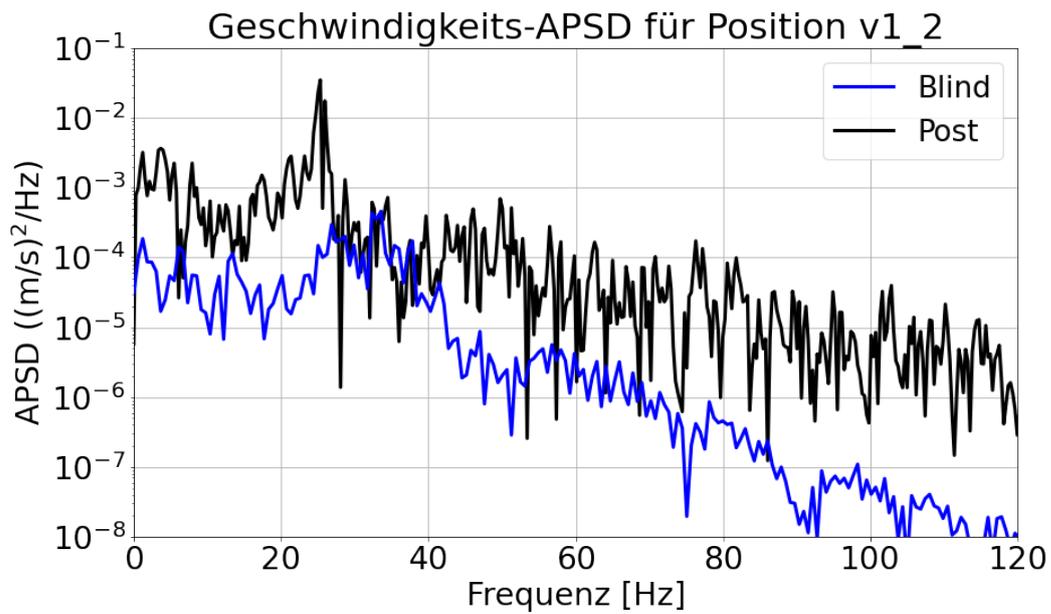


Abb. 3.134 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)

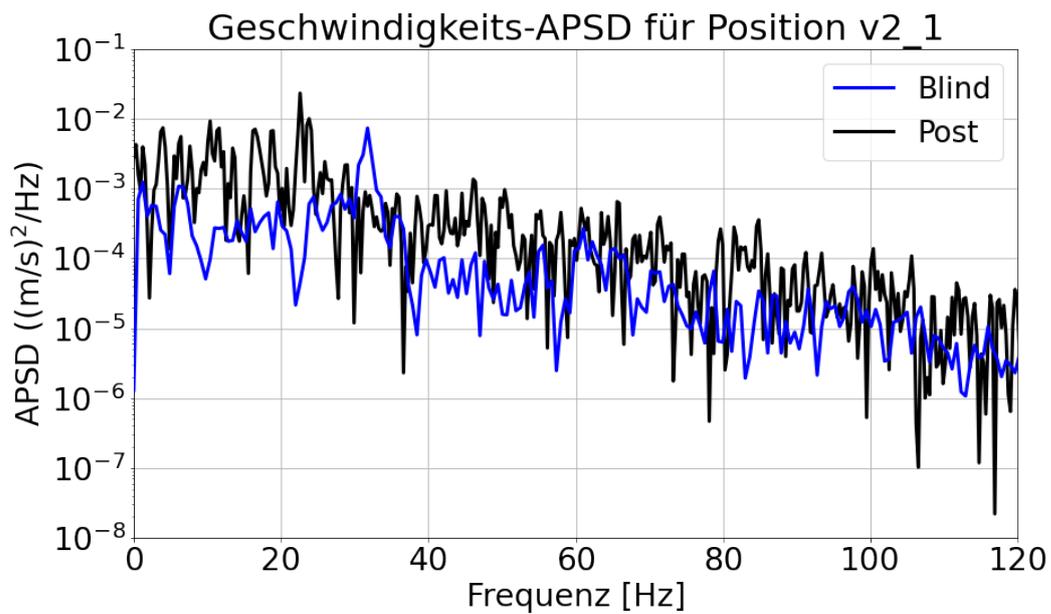


Abb. 3.135 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)

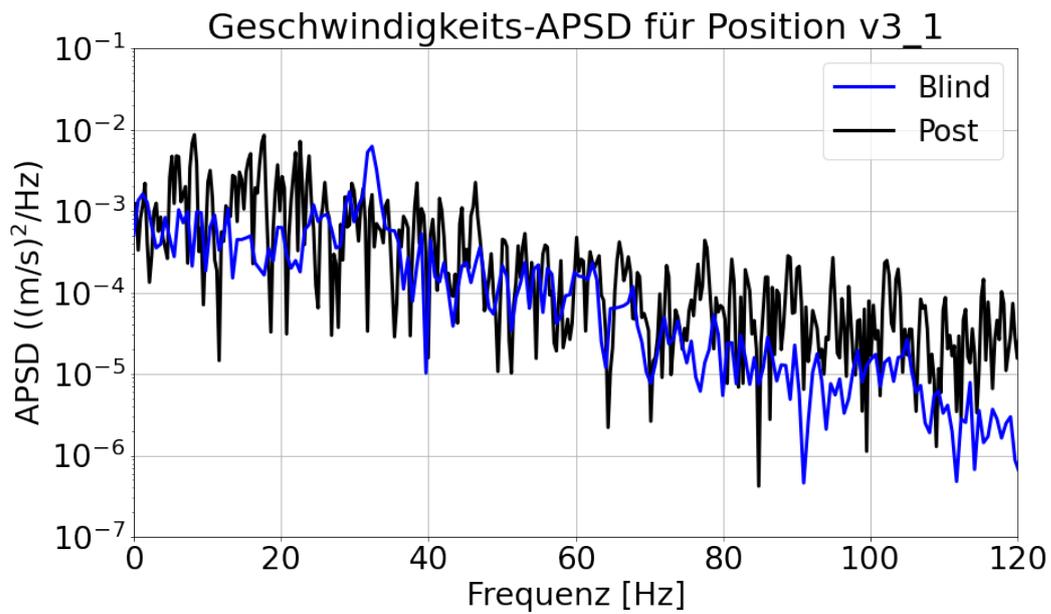


Abb. 3.136 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

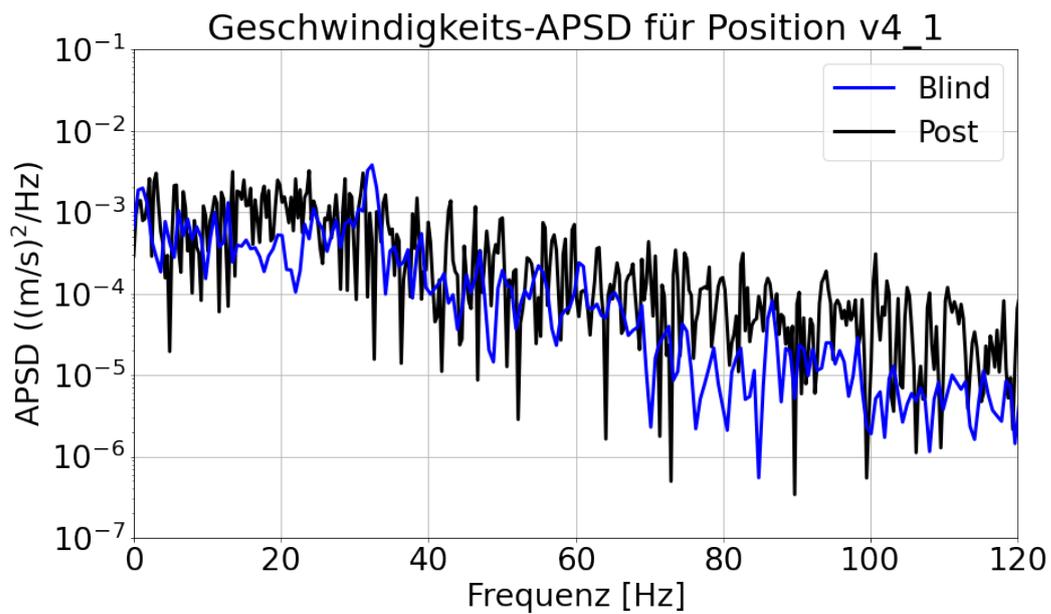


Abb. 3.137 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)

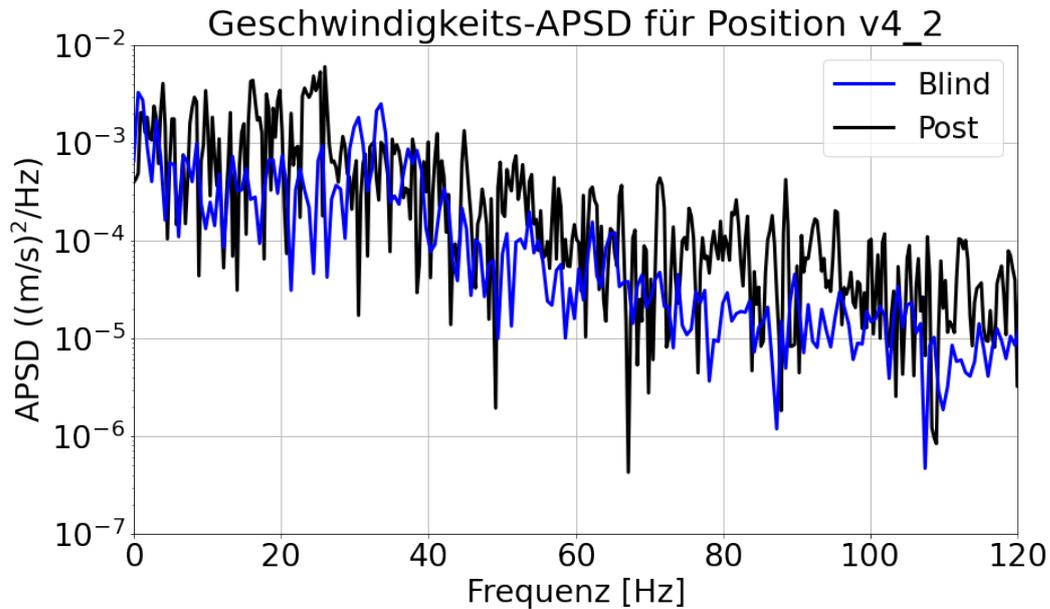


Abb. 3.138 APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)

3.5.11.1 Diskussion der erzielten Ergebnisse (16 m³/h Volumenstrom)

Eine blinde Vorausrechnung vor der Veröffentlichung der experimentellen Daten und eine Nachrechnung danach wurden durchgeführt. Die beiden unterscheiden sich in folgenden Punkten:

- Die blinde Vorausrechnung wurde mit einem deutlich kleineren Rechennetz (7 Mio. Elemente) als die Nachrechnung (22,8 Mio. Elemente) durchgeführt. Die Simulation mit dem großen Rechennetz konnte dank des neuen GRS-Rechenclusters Manitu durchgeführt werden.
- Die aufwendigere Post-Simulation konnte auf dem neuen GRS-Rechencluster und mit der aktuellen ANSYS 2021 R2-Version ohne Restarts durchgeführt werden. Diese lief 21 Tage auf 96 parallelen Kernen. In dieser Zeit wurden 5 s simuliert. Die Vorausrechnung mit dem 7-Mio.-Rechennetz lief 25 Tage auf 120 parallelen Kernen des alten Clusters, dabei wurden insgesamt 4,3 s simuliert. Diese Vorausrechnung war eine Kombination von drei Restarts.
- Der Zeitschritt in der großen Nachrechnung betrug $4 \cdot 10^{-4}$ s, während die Vorausrechnung mit einem Zeitschritt von $2 \cdot 10^{-4}$ s durchgeführt wurde.

- In der blinden Simulation wurde am Einlass der Teststrecke eine Turbulenzintensität von 10 % spezifiziert. Die abgeflachten Geschwindigkeitsprofile hinter den beiden Zylindern deuteten auf eine zu turbulente Strömung hin. Aus diesem Grund wurde die Turbulenzintensität am Einlass auf 5 % reduziert. Einen Messwert dazu gibt es nicht.
- Die Geschwindigkeitsprofile in der blinden Vorausrechnung sind ein Mittelwert von 152 Dateien. Die verwendete Transient Statistics-Funktion in der Nachrechnung ermöglichte die Erzeugung eines Geschwindigkeitsprofils, gemittelt über alle Zeitschritte (12.500).

Obwohl die Nachrechnung einen doppelt so hohen Zeitschritt wie die Vorausrechnung verwendet, konnten damit Ergebnisse erzielt werden, die in einer deutlich besseren Übereinstimmung mit den gemessenen Werten sind. Dies gilt für alle verglichenen Größen und für fast alle Messstellen. Die Geschwindigkeitsprofile hinter den beiden Zylindern waren in der blinden Vorausrechnung deutlich abgeflacht im Vergleich zu den Profilen in der Nachrechnung: die transienten Geschwindigkeiten und Drücke in der Nachrechnung zeigten Schwankungen, die in der Vorausrechnung nicht so stark ausgeprägt waren. Mit Hilfe des feineren Rechnetzes wurden deutlich größere Auslenkungen berechnet, die auch zu größeren Beschleunigungen geführt haben.

Der Vergleich der APSDs von der Voraus- und der Nachrechnung mit dem gemessenen APSD zeigt gewisse Unterschiede zwischen den beiden Simulationen, vor allem bei der Wirbelablösefrequenz. Die Versuchsergebnisse zu diesem Testfall wurden den Benchmark-Teilnehmern vor der Abgabe der Ergebnisse nicht gezeigt, um eine blinde Vorausrechnung zu ermöglichen. Nach der Veröffentlichung dieser durften die Teilnehmer eine Post-Simulation nachreichen.

3.6 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden die Forschungsarbeiten zur Validierung von ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical anhand des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiment für die Simulation von strömungsinduzierten Schwingungen beschrieben. Die SRS-Strömungssimulationen wurden mit dem ZLES-Turbulenzmodell durchgeführt, wobei die CFD-Domäne in LES- und URANS-Zonen unterteilt war. Die Erstellung des strukturmechanischen MOR-Modells beruhte auf einer Modalanalyse, die die fundamentale Schwingungsfrequenz mit hoher Genauigkeit vorhersagte. Die

erzielten Ergebnisse mit den multiphysikalischen Rechenprogrammen zeigten gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten für die Versuche mit 2,4 l/s und 5 l/s Volumenstrom am Einlass der Teststrecke. Die Schwingungsfrequenzen der höheren Moden wurden von den FSI-Codes mit kleinen Abweichungen von 5 – 6 Hz vorhergesagt, jedoch waren diese nicht so stark ausgeprägt wie in den Versuchsdaten. Manche von den höheren Moden waren in den numerischen Leistungsspektren gar nicht vorhanden. Die berechneten Schwingungsamplituden im zweiten Testfall waren etwas größer als die gemessenen, während es im ersten Testfall umgekehrt war. Dies könnte an den verschiedenen Rechennetzen liegen. Die aufgetretenen Abweichungen bei den Amplituden und bei den Frequenzen sind nicht groß und daher können die erzielten Ergebnisse als „gut“ bezeichnet werden. Das vereinfachte ANSYS CFX-MOR-Verfahren lieferte Ergebnisse, die den ANSYS CFX-Mechanical-Ergebnissen ähnlich sind. Überraschenderweise dauerte die vereinfachte Rechnung deutlich länger als erwartet. Die Untersuchungen zu den beiden Testfällen wurden in /PAP 20/ und /PAP 22/ veröffentlicht.

Zusätzlich zum geplanten Arbeitsprogramm in diesem Arbeitspaket wurden Simulationen zum OECD/NEA FSI-Benchmark durchgeführt. Auch hier mussten große Rechennetze mit teilweise über 20 Mio. Elementen angewendet werden, um die querangeströmten Zylinderschwingungen erfassen zu können. Zwei Testfälle mit unterschiedlichen Volumenströmen und Zylinderdurchmessern wurden simuliert. Die zum Testfall mit 10 m³/h Volumenstrom in der Teststrecke erzielten Ergebnisse waren in einer guten Übereinstimmung mit den Versuchsdaten. Größere Abweichungen wurden bei den berechneten Zylinderbeschleunigungen beobachtet, während die wesentlichen Schwingungsfrequenzen von der Simulation gut wiedergegeben werden konnten. Zwei ANSYS CFX-Mechanical-Simulationen wurden für den zweiten Testfall mit 16 m³/h Volumenstrom und 10 mm Zylinderdurchmesser durchgeführt: eine blinde Vorausrechnung und eine Post-Rechnung. Es wurden deutliche Unterschiede bei den erzielten Ergebnissen beobachtet. Vor allem waren in der Nachrechnung die Druck- und Geschwindigkeitsschwankungen deutlich stärker ausgeprägt, was für die Schwingung der Struktur von großer Bedeutung ist. Die zur Verfügung stehenden experimentellen Daten zum Versuch mit 16 m³/h konnten leider in diesem Bericht nicht veröffentlicht werden. Grund dafür ist die Tatsache, dass diese frühestens erst Ende 2022 entweder von OKBM „Afrikantov“ oder OECD/NEA veröffentlicht werden sollen. Es darf trotzdem mitgeteilt werden, dass alle Ergebnisse der Post-Analyse deutlich näher am Experiment liegen als die Ergebnisse der blinden Vorausrechnungen.

4 Konsolidierung und Verifizierung der vereinheitlichten Kopplungsschnittstelle zwischen dem Programmsystem AC² und CFD-Rechenprogrammen

4.1 Stand im Bereich Kopplung CFD-Systemcodes zum Projektstart

Seit langem werden thermohydraulische Systemrechenprogramme entwickelt, um die Auslegung und die Sicherheit kerntechnischer Anlagen beurteilen und verbessern zu können. Diese Programme sind in der Lage, das Gesamtverhalten eines Kernkraftwerks unter Störfallbedingungen mit akzeptablem Rechenaufwand zu simulieren. Sie verfügen aber nur über eingeschränkte Möglichkeiten, dreidimensionale Strömungen und Kühlmittelvermischungsvorgänge detailliert nachzubilden. Dies gilt insbesondere für Phänomene, bei denen die Turbulenz des Fluids Einfluss auf das Strömungsverhalten hat und für die lokal hohe Auflösungen benötigt werden. Da die Simulation dieser Vorgänge für die Analyse bestimmter Klassen von Transienten und Störfällen wichtig ist, werden hierzu ergänzend CFD-Programme eingesetzt. Sie benötigen allerdings sehr hohe Rechenzeiten und werden deshalb bislang nur für diejenigen Regionen des simulierten Kernkraftwerks eingesetzt, in denen 3D-Strömungen relevant sind.

Um die Simulationsmöglichkeiten des 1D-Systemrechenprogramms ATHLET zu erweitern, werden seit Jahren Forschungsarbeiten zu dessen Kopplung mit den 3D-CFD-Rechenprogrammen ANSYS CFX und OpenFOAM durchgeführt. Erste Arbeiten zur Kopplung des AC²-Programms ATHLET und des CFD-Programms ANSYS CFX wurden im Rahmen der Forschungsvorhaben RS1162, RS1184 und RS1506 ausgeführt. In parallel laufenden Projekten der Firma ANSYS wurden zeitnah spezielle ANSYS CFX-Routinen bereitgestellt, die eine Kopplung mit ATHLET ermöglicht haben. Einphasige Vergleichsrechnungen, die auf vereinfachten, geschlossenen thermohydraulischen Kreisläufen beruhen, wurden im Rahmen von RS1184 sowohl mit dem mehrskaligen gekoppelten Rechenprogramm ATHLET-ANSYS CFX als auch nur mit ATHLET ausgeführt. Die Vergleichsanalysen haben für einfache Kreisläufe eine sehr gute Übereinstimmung zwischen ein- und dreidimensional gekoppelten und eindimensionalen Ergebnissen gezeigt. In einem weiteren Schritt wurde ATHLET-ANSYS CFX mit Daten von realen Experimenten validiert. Dabei konnte die Leistungsfähigkeit der gekoppelten Simulation im Vergleich zur 1D-ATHLET-Rechnung demonstriert werden. Im FP7-EU-Projekt NURISP konnte die 1D-3D-Kopplung anhand eines großskaligen Versuchs validiert werden. Dabei wurde der ROSA-V-Test 1-1 nachgerechnet, der im Jahr 2006 in der

japanischen Anlage Large Scale Test Facility ausgeführt wurde. Schwerpunkt des Experiments 1-1 war die Pressurized Thermal Shock-Problematik. Dabei wurde bei einer Notkühlein speisung im Primärkreis die Temperaturschichtung im kalten Strang untersucht /PAP 12a/. Es konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen den mit ANSYS CFX und ATHLET-ANSYS CFX berechneten Temperaturen festgestellt werden. Das Gleiche gilt auch für die gemessenen und berechneten Massenstrom- bzw. Temperaturwerte im Bereich des Reaktordruckbehälter- (RDB)-Eintritts. Weitere Validierungsaktivitäten für ATHLET-ANSYS CFX führte die GRS im Rahmen von RS1195 durch. Dabei wurde der Paul-Scherrer-Institut Double-T-Junction-Versuch nachgerechnet und mit experimentellen Ergebnissen verglichen. Die Versuchsanlage wurde in der Schweiz speziell zur Validierung von gekoppelten, thermohydraulischen Simulationswerkzeugen gebaut. Sie besteht aus zwei verbundenen T-Stücken, deren vertikale Auslässe mit einem Rohr verbunden waren. Im Doppel-T-Stück traten 3D-Vermischungseffekte auf, die mit 1D-Codes wie ATHLET nicht korrekt berechnet werden können. Auch hier konnte eine sehr gute Übereinstimmung zwischen berechneten und gemessenen Tracer-Konzentrationen festgestellt werden /PAP 14a/. Im Rahmen des europäischen Projekts THINS (Thermal-Hydraulics of Innovative Nuclear Systems) wurde das gekoppelte mehrskalige Rechenprogramm ATHLET-ANSYS CFX für die Simulation von Reaktoren der vierten Generation ertüchtigt und validiert. In einem ersten Schritt wurden neue Stoffwerte für Blei-Wismut-Strömungen in den beiden Rechenprogrammen implementiert /PAP 12b/. Zahlreiche eigenständige Simulationen wurden mit ATHLET und ANSYS CFX durchgeführt, um Arbeiten am KTH Royal Institute of Technology (Schweden) zur Auslegung der TALL-3D-Versuchsanlage zu unterstützen. Anschließend wurden gekoppelte Voraussrechnungen von der GRS und KTH zu dem geplanten Versuch T01 verglichen und analysiert. Die Vergleichsanalysen zeigten eine gute Übereinstimmung /PAP 14b/.

OpenFOAM wird seit 2010 bei der GRS für verschiedene Analysen im Bereich der Reaktorsicherheitsforschung (RS1195, RS1515, RS1506, RS1540, RS1547, RS1548) eingesetzt. Es wurden dabei sowohl ein- /HER 13/, /HER 14/, /CEU 17/ als auch zweiphasige Strömungen /ALA 14/ untersucht. Außerdem konnte der Vorteil von Open Source, nämlich die Verfügbarkeit des Quelltextes, dazu genutzt werden, verschiedene Erweiterungen direkt in OpenFOAM zu implementieren. In Deutschland wird es in diesem Bereich unter anderem an der Technischen Universität München, dem HZDR, dem KIT und in der GRS verwendet. Publikationen internationaler Forschungsgruppen gibt es u. a. von der Chalmers University /SAE 21/, VTT /ABE 20/ /ARK 18/ und der Japan Atomic Energy Agency /ABE 20/.

In der GRS wurden bisher verschiedene Vergleichsrechnungen zwischen OpenFOAM und ANSYS CFX für einphasige Strömungen durchgeführt. Dabei konnte gezeigt werden, dass die Ergebnisse von ANSYS CFX qualitativ reproduziert werden konnten. Abweichungen wurden bei stark nicht-orthogonalen Rechengittern beobachtet. Im Rahmen einer Doktorarbeit wurde OpenFOAM um die Möglichkeit, unterkühltes Sieden zu simulieren, erweitert /ALA 14/.

Außerdem wurde eine Kopplung zwischen dem AC²-Programm ATHLET und OpenFOAM implementiert, die es ermöglicht ein- und zweiphasige Strömungen zu simulieren /HER 14/, /HER 16/. Dazu wurde im Rahmen der Forschungsvorhaben RS1515, RS1540 und RS1547 eine Kopplung zwischen ATHLET und verschiedenen Lösern von OpenFOAM entwickelt (für einphasige Strömung mit unterschiedlicher Modellierung von Auftriebstermen und für zweiphasige Strömungen). Diese Kopplung setzt dabei auf der Schnittstelle in ATHLET auf, die auch für die Kopplung mit ANSYS CFX verwendet. Diese Schnittstelle ermöglicht eine semi-implizite Kopplung. Dies bedeutet, dass für einen Zeitschritt, der von OpenFOAM vorgegeben wird, die Berechnungen von ATHLET und OpenFOAM so lange mehrfach durchgeführt werden können, bis eine gemeinsame Lösung gefunden wird. Diese Art der Kopplung ist notwendig, um Simulationen von geschlossenen Kreisläufen (einphasig) bzw. von Zweiphasenströmungen mit ATHLET-OpenFOAM numerisch stabil durchführen zu können. Eine semi-implizite Kopplung erlaubt u.U. größere Zeitschrittweiten, was die Rechenzeit der gekoppelten Simulationen wesentlich reduzieren könnte. In RS1540 wurde ein Quasi-Newton-Verfahren /TOT 17/ prototypisch implementiert, welches die semi-implizite Kopplung optimiert. In den GRS-Projekten RS1547 /SEU 19/ und RS1548 /HOL 19/ wurde die Kopplung zwischen ATHLET und OpenFOAM erfolgreich für Reaktorgeometrien von leichtwassergekühlten sowie natriumgekühlten Reaktoren eingesetzt.

Die im Rahmen des Forschungsprojekts RS1535A weiterentwickelte Kopplung zwischen den beiden AC²-Programmen ATHLET und COCOSYS setzt innerhalb von ATHLET (zum überwiegenden Teil) ebenfalls auf der Kopplungsschnittstelle auf, die auch für die Kopplung mit CFD Programmen verwendet wird /BUC 17/.

Die Entwicklung von mehrskaligen thermohydraulischen Rechenprogrammen für den Einsatz im Bereich der Reaktorsicherheit ist ein relativ neuer Trend. Die Forschungsaktivitäten zur Kopplung von klassischen 1D-Systemcodes mit modernen 3D-CFD-Programmen werden in Europa und weltweit immer intensiver. Nachfolgend sind die wesentlichen Entwicklungen in letzter Zeit kurz zusammengefasst:

Seit Jahren koppelt die französische CEA den Systemcode CATHARE mit dem CFD-Simulationsprogramm TrioCFD /BAV 14/. Nach Aussagen von CEA beschäftigen sich mit der Entwicklung des einphasigen In-House CFD-Rechenprogramms TrioCFD mindestens 20 wissenschaftliche Mitarbeiter. Die französischen Kollegen setzen CATHARE-TrioCFD nicht nur für die Analyse von Leichtwasserreaktoren ein, sondern auch für die Simulation von natriumgekühlten Reaktoren (PHENIX). Der gekoppelte Code CATHARE-TrioCFD wird im Rahmen von nationalen und EU-Projekten weiterentwickelt und validiert. In einer Kooperation von CEA, EDF, AREVA und IRSN wird seit Jahren in Frankreich ein weiteres CFD-Tool entwickelt: NEPTUNE_CFD. Im Vergleich zu TrioCFD, ermöglicht NEPTUNE_CFD die Simulation von Mehrphasenströmungen /GAL 09/. Derzeit wird von CEA, EDF, AREVA und IRSN eine Kopplung zwischen dem CFD-Programm und CATHARE angestrebt.

Die Wissenschaftler vom KTH Royal Institute of Technology in Stockholm haben das kommerzielle CFD-Simulationstool STAR CCM+ mit dem amerikanischen Systemcode RELAP5 gekoppelt /JEL 13/. Darüber hinaus wird in Schweden ein dedizierter Versuch zur Validierung von gekoppelten thermohydraulischen Programmen durchgeführt. Im Rahmen des EU-Projekts SESAME bestand eine enge Zusammenarbeit zwischen GRS, CEA, KTH und ENEA auf dem Gebiet der Entwicklung und der Validierung von mehrskaligen 1D-3D-Rechenprogrammen /EUR 15/. Auch in der Schweiz (Paul-Scherrer-Institut (PSI)) wurden die Simulationsmöglichkeiten des 1D-Systemrechenprogramms TRACE durch Kopplung mit ANSYS CFX verbessert. Diese Entwicklung konnte mit Hilfe von Double-T-Junction-Versuchsdaten für zwei Kopplungsstellen validiert werden. Darüber hinaus wurde am PSI ein komplexerer Versuch durchgeführt. FLORIS ist der Kühlmittelvermischung im Reaktordruckbehälter eines SWR gewidmet und die erzeugten Daten wurden zur Validierung des gekoppelten Programms TRACE-ANSYS CFX angewendet. Im Gegensatz zu ATHLET-ANSYS CFX wird die Simulationssteuerung in TRACE-ANSYS CFX von einem zusätzlichen Programm übernommen /BER 08/.

In den USA werden seit Jahren Kopplungsaktivitäten in verschiedenen Organisationen durchgeführt. Weaver von Bechtel BWXT Idaho /WEA 00/ programmierte eine generische Schnittstelle zur Kopplung von RELAP5-3D mit weiteren thermohydraulischen Rechenprogrammen. In der Studie zeigte er die Vorteile eines semi-impliziten Kopplungsschemas. Ein vergleichbares fortschrittliches Kopplungsschema steht auch dem ATHLET-ANSYS CFX-Anwender zur Verfügung. Im Jahr 2002 wurden auch Forschungsarbeiten zur Kopplung des 1D-Simulationsprogramms FLOW 1D mit dem

CFD-Code NPHASE an der Penn State University durchgeführt /GIB 03/. Es muss erwähnt werden, dass NPHASE nur inkompressibel und einphasig rechnen kann. Die Wissenschaftler von der Texas A&M University in College Station, USA haben die Strömungsverteilung in einem Hochtemperaturreaktor detailliert untersucht /AND 06/. Die Herausforderung hier ist die Berechnung der thermischen Vermischung im oberen Plenum des Reaktors. In einer gekoppelten Rechnung wurde dieser Bereich mit FLUENT simuliert, während der Rest der Anlage mit Hilfe von RELAP5 dargestellt werden konnte.

Auch in anderen Institutionen finden Arbeiten zur Kopplung von OpenFOAM mit Programmen aus dem Nuklearbereich statt. So wurde am KIT eine Kopplung von ATHLET mit OpenFOAM entwickelt /HUB 17/, die die beiden Programme so koppelt, dass diese wechselseitig laufen und die Ergebnisse eines Programms als Randbedingung für den Rechenlauf des jeweils anderen dienen. Am PSI wird das OpenFOAM-basierte System „GeN-Foam“ entwickelt /FIO 15/. Bei diesem werden mit Hilfe der von OpenFOAM zur Verfügung gestellten C++-Bibliotheken zur Lösung partieller Differentialgleichungen die Teillöser für die Thermohydraulik, die neutronenphysikalischen Mehrgruppendiffusionsgleichungen und die Finite-Differenzen-Löser für die Thermomechanik gekoppelt.

4.2 Konsolidierte Architektur der CFD-ATHLET-Kopplung

Wie beschrieben, basieren die Kopplungen zwischen den einzelnen AC²-Programmen untereinander und mit CFD-Programmen auf einem gemeinsamen Ansatz, der aber bedingt durch die bisherigen parallelen Entwicklungen auf Seiten des CFD-Codes (bzw. auch für COCOSYS) nicht auf einer einheitlichen Implementierung beruhen. ATHLET-intern hingegen ist eine Implementierung vorhanden, die für die Kopplungen zu den unterschiedlichen Codes verwendet wird.

4.2.1 Existierende Implementierungen von CFD-ATHLET-Kopplungen

Auf Seiten des jeweils gekoppelten Programms kommen unterschiedliche Implementierungen im Einsatz. Nun sollte auch die CFD-Seite der Implementierung der Kopplung so weit wie möglich vereinheitlicht werden. Insbesondere sollte die Implementierung so ausgeführt werden, dass diese weitgehend unabhängig von der eingesetzten Version des gekoppelten Codes sowie von den verwendeten Compilern ist. Außerdem wurden die Anforderungen der Richtlinie zur Qualitätssicherung von GRS-Codes /GRS 21/, soweit sinnvoll anwendbar, umgesetzt.

Dazu wurden die verschiedenen Implementierungen für die Kopplung von ANSYS CFX bzw. OpenFOAM mit ATHLET in einer so weit wie möglich gemeinsamen Kopplungsimplementierung konsolidiert. Es wurden dabei die Prinzipien der objektorientierten Programmierung verwendet, um Redundanzen von Sourcecode zu vermeiden und in der Zukunft eine möglichst einfache Pflfegbarkeit und Erweiterbarkeit sicher zu stellen. Durch die gemeinsame Implementierung wurde es so z. B. möglich, die zuvor nur für die OpenFOAM-ATHLET-Kopplung zur Verfügung stehende Quasi-Newton-Methode /TOT 17/ sowie den Austausch von Informationen über nicht-kondensierbare Gase über die Kopplungsschnittstelle auch für die ANSYS CFX-ATHLET Kopplung zu verwenden.

ATHLET-seitig stehen zwei Kopplungstypen zur Verfügung (siehe Abb. 4.1), wobei im ATHLET-Eingabedatensatz für jede Kopplungsschnittstelle der Typ vorgegeben werden muss. Beim ersten Kopplungstyp berechnet ATHLET die Flussgrößen, im Wesentlichen Massen- und Enthalpieströme für die Wasser- und Dampfphase sowie gegebenenfalls für nicht-kondensierbare Gase. Der gekoppelte Code muss die skalaren Größen wie z. B. Druck, Wasser- bzw. Dampftemperatur oder Dampfmassengehalt an der Kopplungsschnittstelle bereitstellen. Beim zweiten Kopplungstyp ist die Aufgabenverteilung genau umgekehrt.

Die Steuerung von ATHLET, insbesondere die Berechnung eines Zeitschritts erfolgt durch Aufruf der Routine `ATHLET_EXT`. Der gekoppelte Code gibt dabei die zu bearbeitende Aufgabe vor und wartet darauf, dass ATHLET diese Aufgabe durchführt. Die Art der Aufgabe wird über verschiedene Modulvariablen vorgegeben, die der ATHLET-aufrufende Code vor dem Aufruf zu setzen hat. Der Status, z. B. ob bei der Berechnung durch ATHLET ein Fehler aufgetreten ist, der zu einem Simulationsabbruch führen muss, wird dem aufrufenden Code ebenfalls durch den Inhalt von Modulvariablen mitgeteilt. Es ist die Aufgabe des gekoppelten Codes, diese auszuwerten und entsprechend zu reagieren.

Die Übergabe der Kopplungsgrößen erfolgte im Code von ATHLET ebenfalls über Modulvariablen, aus denen ATHLET die Kopplungsgrößen vor der Berechnung eines Zeitschritts ausliest bzw. nach dem Berechnen des Zeitschritts hineinschreibt.

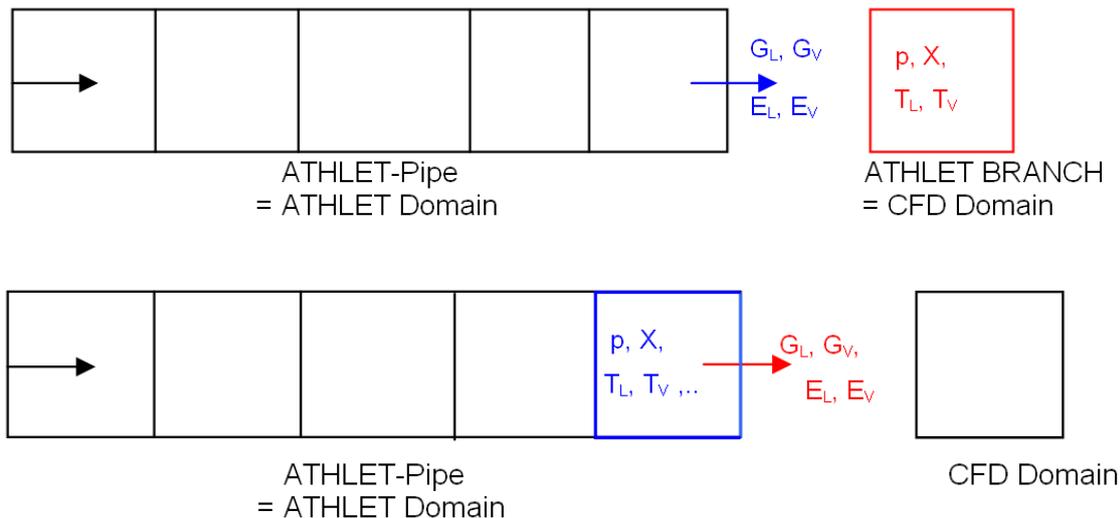


Abb. 4.1 Typen der ATHLET-Kopplungsstellenimplementierungen (/LER 07/)

In den jeweils ersten Implementierungen der Kopplung schrieb und las der CFD-Code direkt diese Modulvariablen. Dazu musste ATHLET in die Kopplungsstelle des CFD-Codes integriert und gemeinsam mit dem Code der Kopplungsstelle kompiliert und gelinkt werden. Insbesondere für die Kopplung mit ANSYS CFX ergab sich daraus auch die Anforderung, dass ATHLET mit dem gleichen Compiler kompiliert werden musste wie ANSYS CFX durch den Hersteller /GLA 12/. Da OpenFOAM bei der GRS immer selbst kompiliert wurde, bedeutete dies für die Kopplung mit OpenFOAM, dass OpenFOAM mit einem mit ATHLET-kompatiblen Compiler gebaut werden musste /SEU 16/.

Die wesentliche Architektur der Kopplung zwischen ANSYS CFX und ATHLET wurde seit der ersten Implementierung /GLA 12/ nicht mehr geändert. Die Kopplungsstelle wurde aber kontinuierlich weiterentwickelt, u.a. um Folgendes zu ermöglichen:

- Die Simulation von Zweiphasenströmungen
- Die Simulation von Borsäure
- Die Unterrelaxation der ausgetauschten Parameter
- Effizientere Konvergenz des gekoppelten Rechenprogramms
- Umrechnungen diverser Variablen

Da sich bei der Entwicklung der Kopplung zwischen OpenFOAM und ATHLET auch unmittelbar weitere Schwächen dieser Kopplungsarchitektur zeigten /SEU 16/, wurde eine

verbesserte Variante der Architektur entwickelt, bei der die beiden Solver in unterschiedlichen Prozessen laufen und über eine Netzwerkschnittstelle kommunizieren (Abb. 4.2).

Die ATHLET-Seite der Kopplung basiert dabei auf einem so genannten Wrapper, der aus Pythonklassen und Skripten besteht, und ATHLET, der als sogenannte „shared library“ gelinkt wird. Die Kommunikation zwischen dem Wrapper und ATHLET erfolgt über die zusammen mit ATHLET gebündelte Open-Source-Bibliothek libfde (ehemals libadt). Diese Bibliothek ermöglicht es dem Python-Wrapper, auf die ATHLET-Modulvariablen zuzugreifen und ATHLET-Routinen, insbesondere `ATHLET_EXT`, aufzurufen.

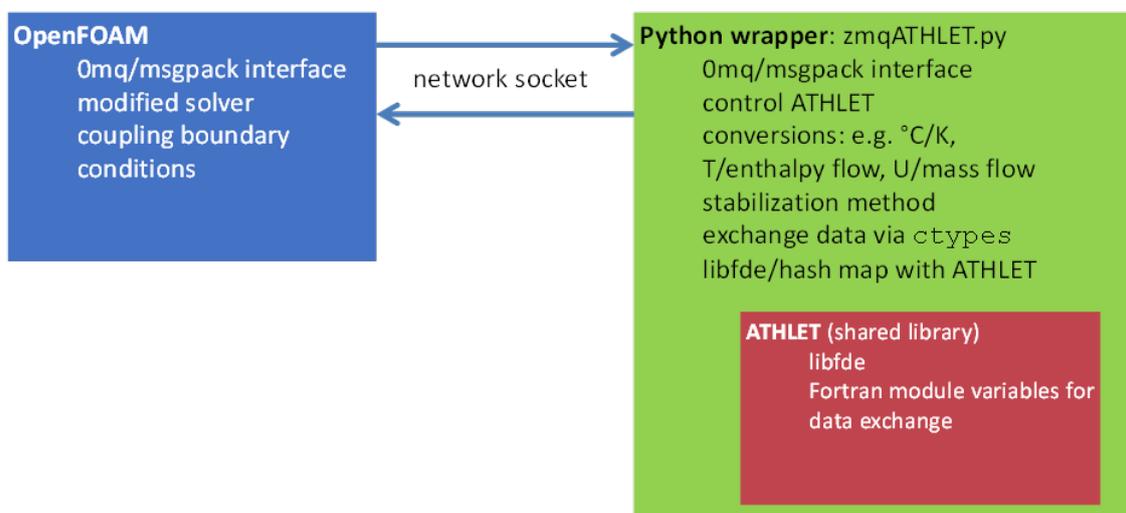


Abb. 4.2 Aktuelle Architektur der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung

Im Python-Wrapper besitzt auch noch weitere Funktionen: Er stellt eine Netzwerkschnittstelle zur Verfügung, über die Daten zu ATHLET geschickt sowie von dort angefordert werden können. Außerdem kann der Programmablauf von ATHLET über diese Schnittstelle gesteuert werden.

Eine weitere Funktion ist die Aufbereitung der Daten für die Nutzung innerhalb von ATHLET, insbesondere die Umrechnung zwischen verschiedenen Temperatureinheiten sowie die Umrechnung von Geschwindigkeiten und Temperaturen in Enthalpie- und Massenströme. Dabei werden die Stoffwertdaten mit Hilfe der Stoffwertrouinen von ATHLET berechnet, so dass es nicht notwendig ist, im externen Code die gleichen Stoffwertdaten zu verwenden wie in ATHLET. Es müssen lediglich Temperaturen und Geschwindigkeiten in den beiden Codes übereinstimmen. Auch werden bei der Berechnung der Flüsse die Querschnittsflächen der Kopplungsschnittstellen innerhalb von ATHLET

verwendet, so dass die Werte der Kopplungsflächen zwischen ATHLET und dem externen Code nicht übereinstimmen müssen. Dies ermöglicht z. B. die automatische Berücksichtigung von Symmetrien in CFD-Simulationen, die zu einer deutlichen Verringerung der Anzahl der Gitterpunkte im Rechengitter und damit zu einer niedrigeren Rechenzeit führen.

Eine weitere wichtige Funktion des Wrappers ist die Bereitstellung verschiedener Optionen, die gekoppelte Simulation zu stabilisieren. Wie auch in der Kopplungsschnittstelle zwischen ANSYS CFX und ATHLET stand im Wrapper von Anfang an die Möglichkeit zur Verfügung, eine semi-implizite Kopplung durchzuführen. Dazu wird ein Zeitschritt mehrfach berechnet, wobei die Kopplungsgrößen durch ein Unterrelaxationsverfahren schrittweise zu einer gemeinsamen Lösung gebracht werden.

Durch die konsequente Anwendung von guter Softwareentwicklungspraxis, insbesondere der Verwendung eines Versionsverwaltungstools (zuerst Subversion, später Git) war es auch möglich, dass mehrere Entwickler an dieser Kopplungsschnittstelle gleichzeitig arbeiten konnten. Dies wurde insbesondere dazu genutzt, verschiedene Erweiterungen im Rahmen von Masterarbeiten durch Studenten entwickeln und testen zu lassen. Hierbei kam auch der Umstand zu Hilfe, dass die Programmiersprache Python schon lange Zeit an Universitäten wesentlich häufiger unterrichtet und genutzt wird als Fortran. Eine dieser Erweiterungen war die prototypische Implementierung eines Quasi-Newton-Verfahrens als Alternative zum Unterrelaxationsverfahren bei Nutzung der semi-impliziten Kopplung /IGL 17/, /HRI 19/, /HER 19a/.

Dieses Stabilisierungsverfahren verspricht, je nach Anzahl und Topologie der Kopplungsschnittstellen, ein stabileres Verhalten der gekoppelten Rechnung sowie möglicherweise ein schnelleres Konvergieren der Kopplungsgrößen /PAP 19b/, /HOL 19/, /HRI 19/.

Die OpenFOAM-ATHLET-Kopplung auf Seiten von OpenFOAM besteht einerseits aus Basisklassen für die Kommunikation zu ATHLET bzw. generisch zu einem Code, der die entsprechenden Befehle zur Ablaufsteuerung und zum Datenaustausch beherrscht. Andererseits sind verschiedene Randbedingungen implementiert, die für unterschiedliche Größen (Druck, Temperatur, Geschwindigkeit, Zweiphasengrößen) verwendet werden können und teilweise für Spezialfälle anwendbar sind, wie z. B. sehr große Flächen, auf denen die zweidimensionalen Daten von OpenFOAM mit dem eindimensionalen Wert von ATHLET gekoppelt werden müssen.

Sämtliche Größen für die Kopplungsrandbedingungen und die Art der Stabilisierung sind über Konfigurationsdateien in den gekoppelten Rechenfällen einstellbar. Dies gilt z. B. auch für die zu übertragenden Kopplungsgrößen, z. B. ob Werte für ein einphasiges oder ein mehrphasiges System übertragen werden sollen und ob bei einphasigen Systemen die Kopplungsgrößen für die Flüssig- oder Gasphase auf Seiten von ATHLET erfolgen soll.

Solange sich nichts an den internen Kopplungsschnittstellen von ATHLET ändert, sind keine weiteren Anpassungen am Python-Wrapper oder der Kopplungsimplementierung in OpenFOAM notwendig. Es kann direkt die mit ATHLET ausgelieferte „shared library“ von ATHLET verwendet werden und bei einem Update von ATHLET durch eine neue Version dieser Bibliothek ersetzt werden. Insbesondere eine Neukompilierung des Kopplungsschnittstellencodes auf Seiten von OpenFOAM ist nicht notwendig.

Ein weiterer Vorteil dieser Art der Kopplung ist es, dass ATHLET und der CFD-Solver in unterschiedlichen Prozessen laufen. Dadurch entfallen z. B. mögliche Konflikte wie in der bisher bestehenden Kopplung zwischen ANSYS CFX und ATHLET beim Zugriff auf Dateien (doppelte Nutzung von so genannte „File Units“).

Prinzipiell ist es durch die Netzwerkkopplung auch möglich, ATHLET und den CFD-Solver auf unterschiedlichen Knoten eines Rechenclusters laufen zu lassen. Dies kann z. B. notwendig werden, falls ATHLET selbst mit mehreren „Threads“, das heißt parallel auf mehreren Kernen eines Prozessors, laufen soll.

Aufgrund dieser Vorteile wurde entschieden, die Konsolidierung der Kopplung auf Basis der bestehenden ATHLET-OpenFOAM-Kopplung durchzuführen.

4.2.2 Umsetzung der Konsolidierung

Als erster Schritt wurde dazu die existierende Kopplung zwischen ANSYS CFX und ATHLET in das Versionsverwaltungssystem der GRS aufgenommen.

Im nächsten Schritt wurde das existierende Ablaufschema der Kopplung ANSYS CFX-ATHLET-Kopplung (Abb. 4.3) an das der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung (Abb. 4.4) angepasst.

Ein wesentlicher Unterschied ist, dass bisher im Python-Wrapper von ATHLET die explizite Kopplung (siehe Abb. 4.3 links) nicht unterstützt wurde, da zumindest für geschlossene Kreisläufe so gut wie immer eine semi-implizite Kopplung für notwendig erachtet wurde. Nichtsdestotrotz wurde der Python-Wrapper von ATHLET um die Möglichkeit einer expliziten Kopplung erweitert.

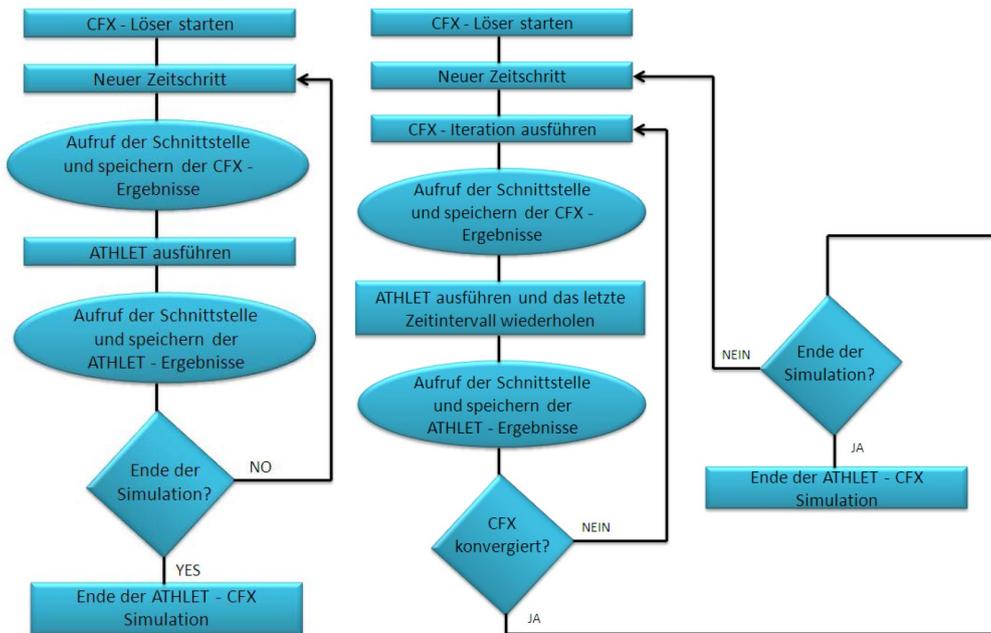


Abb. 4.3 Ablaufschemata der ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung (links für explizite, rechts für semi-implizite Kopplung) /GLA 12/

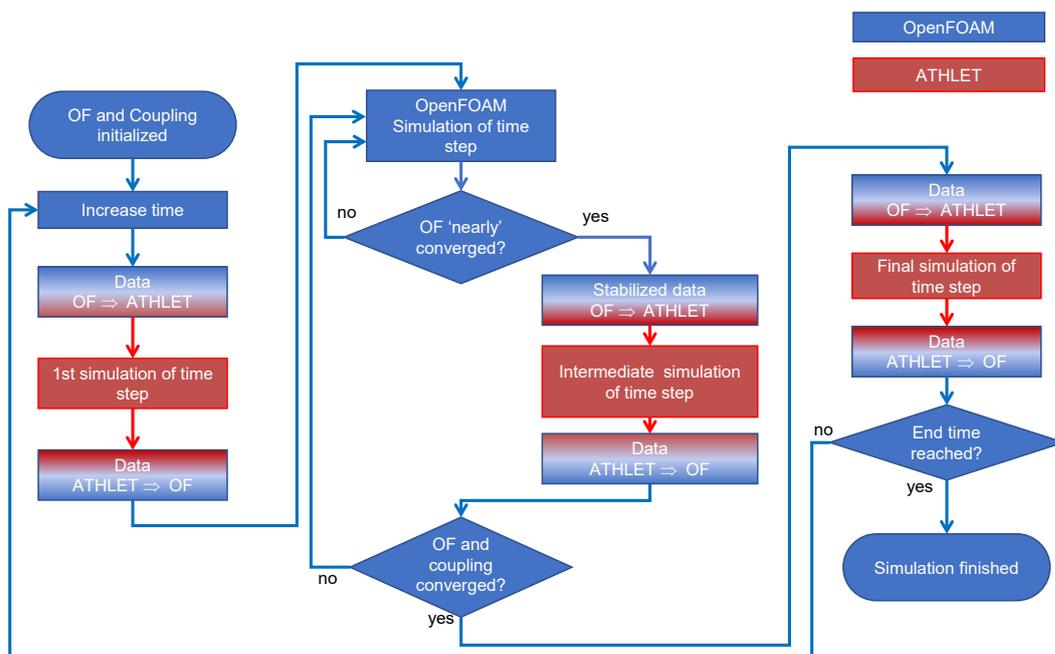


Abb. 4.4 Ablaufschema der OpenFOAM-ATHLET-Kopplung /HER 19a/

Auch im genauen Ablauf der semi-impliziten Kopplung gab es bisher Unterschiede. In der Kopplung zwischen ANSYS CFX und ATHLET wurde zuerst eine ANSYS CFX-Iteration am Beginn jedes Zeitschritts ausgeführt, bevor ATHLET zum ersten Mal aufgerufen wurde. In der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung hingegen wurde zuerst ATHLET aufgerufen. Dies wurde so vereinheitlicht, dass nun immer ATHLET als erstes einen neuen Zeitschritt simuliert. Da die notwendige Rechenzeit für Aufrufe von ATHLET in den allermeisten Fällen vernachlässigbar gegenüber der Rechenzeit des CFD-Codes ist, sollte dieser zusätzliche Aufruf von ATHLET keine negativen Auswirkungen auf die Gesamt-Rechenzeit haben. Der Vorteil dieses ersten Aufrufs von ATHLET ist, dass der CFD-Code von der ersten Iteration eines Zeitschritts aktualisierte Randbedingungen an den Kopplungsschnittstellen zur Verfügung hat.

Ein weiterer Unterschied ist, dass in der ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung nach jeder Iteration von ANSYS CFX ein Aufruf von ATHLET erfolgt. In der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung hingegen wird ATHLET erst aufgerufen, nachdem OpenFOAM eine annähernd konvergierte Lösung für den aktuellen Zeitschritt erreicht hat. Grund dafür ist, dass durch den gemeinsamen Blocksolver für die Impulsgleichungen und die Druckgleichung in ANSYS CFX meistens bereits nach jeder einzelnen Iteration eine physikalisch sinnvolle Lösung dieser Gleichungen vorliegt. In OpenFOAM hingegen werden diese Gleichungen durch den sogenannten PIMPLE-Algorithmus iterativ gelöst. Dieser ist eine Kombination aus den stationären SIMPLE (Semi-Implicit Method for Pressure-Linked Equations)-Algorithmus und dem transienten PISO (Pressure implicit with splitting of operator)-Algorithmus [VER 07]. Dies bedeutet, dass erst nach einer gewissen Anzahl von Iterationen eine physikalisch sinnvolle Lösung vorliegt. Würde ein Austausch der Größen an den Kopplungsschnittstellen und damit deren Veränderung zu früh in diesem Algorithmus stattfinden, so könnte dies dazu führen, dass OpenFOAM überhaupt keine Lösung findet, d. h. die Lösung nicht konvergiert.

ANSYS CFX stellt keine interne Programmierschnittstelle zur Verfügung, über die die aktuellen Residuen und damit der Grad der Konvergenz der Gleichungslöser abgefragt werden könnten. Deshalb muss in der konsolidierten Kopplung der Nutzer in den Konfigurationsdateien vorgegeben, wie viele Iterationen ANSYS CFX jeweils ausführen soll, bevor ATHLET aufgerufen wird. Die Standardeinstellung ist dabei, wie in der bisherigen Implementierung der Kopplung, nach jeder Iteration. Eine größere Anzahl von Iterationen von ANSYS CFX vor einem Aufruf von ATHLET könnte helfen, die Konvergenz von CFX zu verbessern, wobei dies in den untersuchten Testfällen nicht notwendig war.

Eine weitere Änderung im Ablauf der Kopplung zwischen ANSYS CFX und ATHLET ist, dass nun genauso wie für die Kopplung zwischen OpenFOAM und ATHLET überprüft wird, ob die Kopplungsgrößen einen stabilen Zustand im Rahmen eines Zeitschritts erreicht haben. Dies bedeutet, dass zwischen aufeinanderfolgenden Aufrufen von ATHLET die vom CFD-Code bereitgestellten Größen sich nicht stärker als eine vorgegebene Schranke ändern. Falls die (relative) Änderung über der vorgegebenen Schranke liegt, so wird die Berechnung des aktuellen Zeitschritts weiter fortgesetzt, bis eine vorgegebene Höchstzahl an Iterationen erreicht ist.

Außerdem wurde die Kopplungsschnittstelle von ANSYS CFX um die Aufrufe der Routinen für die Bibliotheken msgpack und Omq ergänzt, die der Kommunikation über die Netzwerkschnittstelle zum Python-Wrapper von ATHLET dienen. Dieser Teil der Kopplungsschnittstelle wurde in der Programmiersprache C++ implementiert, da für Fortran keine Programmierschnittstellen für diese Bibliotheken verfügbar sind. Dabei wird der gesamte Code der Schnittstelle mit Hilfe eines Makefiles basierend auf cmake kompiliert, so dass die Verwendung mehrerer Programmiersprachen zu keinem weiteren Mehraufwand führt.

Die Datenübertragung von CFX zu ATHLET basiert wie bisher auf sogenannten Monitorpoints, mit denen die Werte der Kopplungsgrößen auf Seiten von ANSYS CFX bestimmt werden. Dabei wurde das Namensschema dieser Monitorpunkte erweitert. Es besteht nun aus diesen Bestandteilen:

```
MP_CFX2SYS_#CFX_#ATHLET_ATHLETVAR_DESCRIPTION
```

bzw.

```
MP_SYS2CFX_#CFX_#ATHLET_ATHLETVAR_DESCRIPTION
```

Dabei steht #CFX für eine durchlaufende Nummer in CFX, #ATHLET für die Nummer der Kopplungsschnittstelle in ATHLET und ATHLETVAR für die Kopplungsgröße wie in ATHLET definiert (der Namensbestandteil der Kopplungsvariablen im Modul caext2.F90 von ATHLET). DESCRIPTION ist ein beliebig wählbarer Zusatz. Dadurch können gezielt Kopplungsvariablen je nach Fall hinzugefügt oder weggelassen werden, z. B. für zweiphasige Strömungen oder für nicht-kondensierbare Gase.

Der Python-Wrapper für ATHLET befindet sich in einem eigenen GitLab-Projekt/Repository, das sowohl vom GitLab-Projekt für die ANSYS CFX-Kopplungsschnittstelle als auch vom Projekt für die OpenFOAM-Kopplungsschnittstelle als Git-Submodul eingebunden wird. Dadurch greifen jetzt die Kopplungsschnittstellen beider CFD-Codes auf denselben Code für die ATHLET-Seite der Kopplungsschnittstelle zu.

4.3 Verifizierungsrechnungen

Um den Anforderungen der Qualitätsrichtlinie für GRS-Codes nachzukommen, wurden möglichst einfache Verifizierungsfälle für die verschiedenen Kopplungsmöglichkeiten entwickelt werden, die teilweise automatisiert auf der bestehenden Continuous Integration-Plattform der GRS ausgeführt werden /HER 18/, /HER 19b/, und deren Ergebnisse mit Referenzkurven automatisiert verglichen werden. Dadurch wird sichergestellt, dass zukünftige Erweiterungen, Modifikationen oder Versionsänderungen der gekoppelten Programme nicht zu neuen, unentdeckten Fehlern führen.

4.3.1 Rechnung für automatisierte Überprüfung

In den automatisierten Bau- und Testverfahren für ANSYS CFX wird zunächst die Kopplungsschnittstelle aus dem Quellcode gebaut und dann mit Hilfe einer einfachen Rechenkonfiguration (siehe Abb. 4.5), die aber alle relevanten Aspekte der Kopplung berücksichtigt, getestet. Tests mit allen drei Kopplungsarten (explizit, semi-implizit mit Unterrelaxation und semi-implizit mit Quasi-Newton-Verfahren) werden durchgeführt.



Abb. 4.5 Ablaufschema der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung /HER 19a/

In diesem Beispiel wird ein Teil des ATHLET-Rechengebiets (das Rohr „CFX“ in Abb. 4.5) durch ANSYS CFX berechnet. Auf der linken Seite davon befindet sich eine Kopplungsschnittstelle vom Typ 1, auf der rechten Seite eine Kopplungsschnittstelle vom Typ 2.

In Abb. 4.6 bis Abb. 4.9 sind verschiedene Größen an den Kopplungsschnittstellen für vier verschiedene Rechnungen dargestellt: eine reine ATHLET-Rechnung (SA), eine mit expliziter Kopplung (explicit001), eine mit semi-impliziter Kopplung mit Unterrelaxation

(semi_py0002) und eine mit semi-impliziter Kopplung und Quasi-Newton-Verfahren (quasi_newton0002).

In diesem Beispiel liefern alle vier Rechnungen sehr ähnliche Ergebnisse, lediglich für die Borsäurekonzentration erkennt man eine Abweichung im expliziten Verfahren ab einer Simulationszeit von ca. 8 s. Hier reicht das explizite Verfahren nicht aus, um eine gemeinsame Lösung zwischen ATHLET und ANSYS CFX zu erreichen, was zu den beobachteten Abweichungen führt. Die beiden semi-impliziten Verfahren zeigen diese Abweichung nicht.

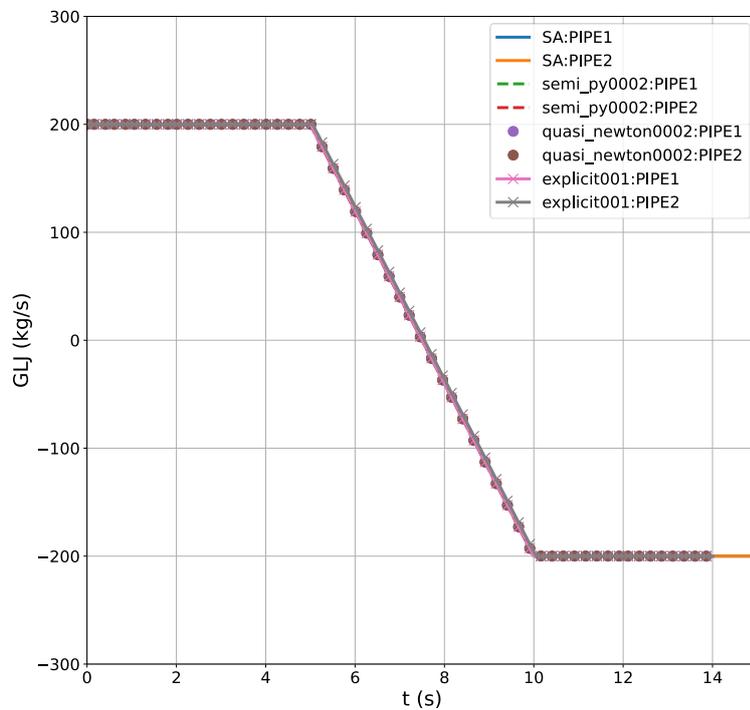


Abb. 4.6 Massenstrom an den Kopplungsschnittstellen

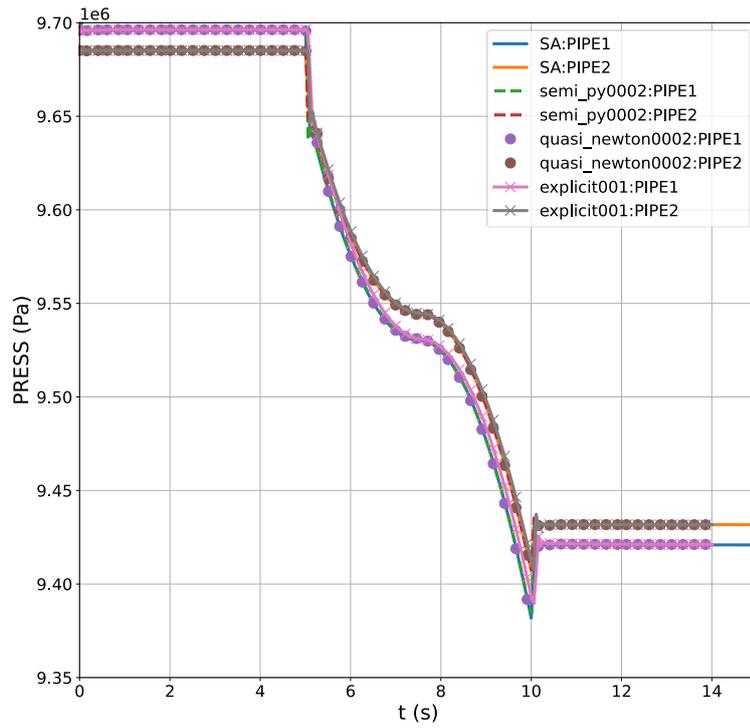


Abb. 4.7 Druck an den Kopplungsschnittstellen

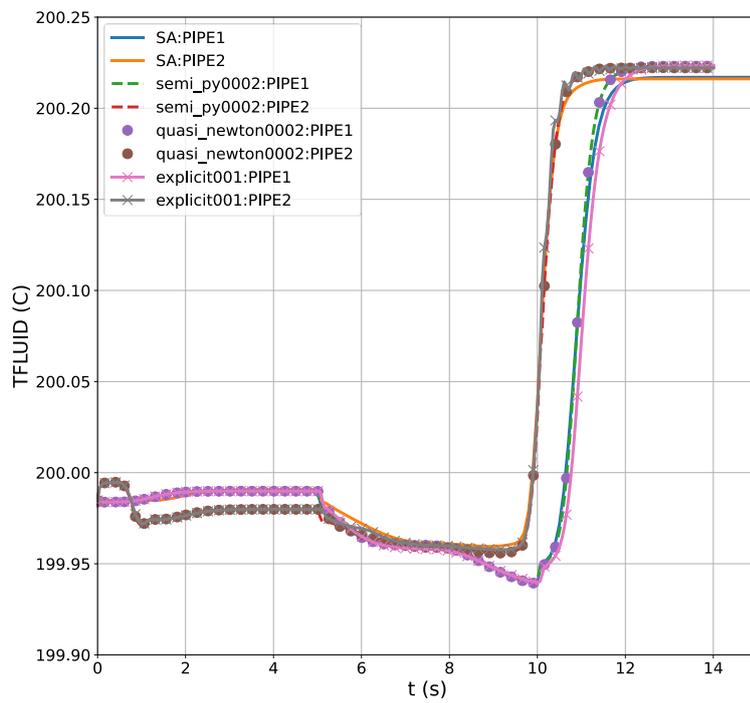


Abb. 4.8 Fluidtemperatur an den Kopplungsschnittstellen

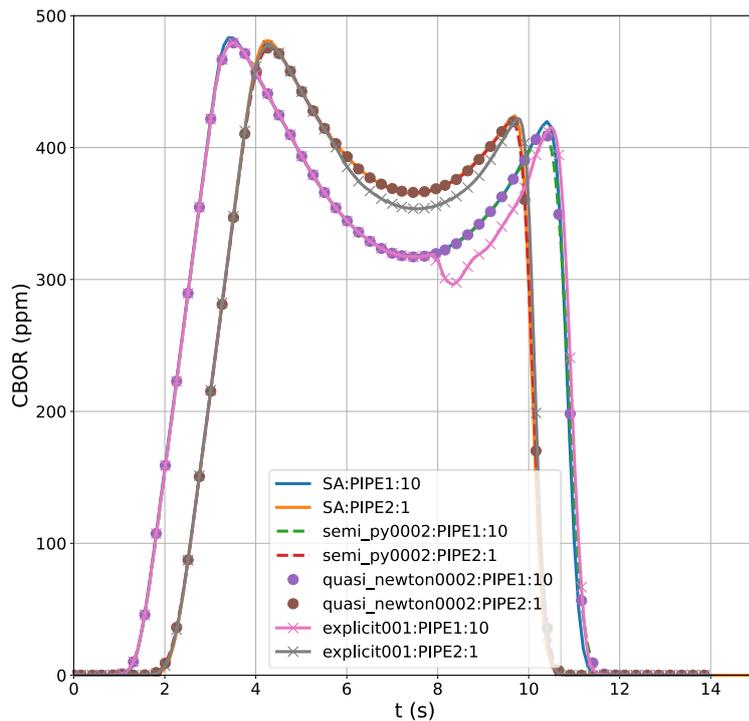


Abb. 4.9 Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen

Die Rechenzeiten, die auf der Continuous Integration-Hardware für die verschiedenen Testrechnungen benötigt werden, sind in Tab. 4.1 aufgeführt. Dabei wurde für ANSYS CFX nur ein Prozessorkern benutzt. Man erkennt deutlich, dass eine reine ATHLET-Simulation um ca. 3 Größenordnungen schneller ist als eine Rechnung mit einem CFD-Code, wobei zur berücksichtigen ist, dass nur ein Teil des gesamten Rechengebiets mit Hilfe des CFD-Codes simuliert wurde. Dies demonstriert noch einmal, welche potenzielle Zeitersparnis sich aus der (teilweisen) Verwendung eines Systemcodes gegenüber einer CFD-Simulation ergibt.

Das explizite Kopplungsverfahren ist in diesem Fall ca. doppelt so schnell wie die semi-impliziten Verfahren, aber wie oben diskutiert, zeigen sich bereits in diesem einfachen Fall Abweichungen. Das Quasi-Newton-Verfahren scheint in diesem Beispiel ca. 10 % schneller zu sein als das Verfahren mit Unterrelaxation.

Tab. 4.1 Rechenzeiten des Testfalls auf der Continuous Integration-Hardware (CFX nicht parallelisiert)

Rechnung	Rechenzeit
ATHLET allein	3 s
Explizite Kopplung	19 min
Semi-implizit mit Unterrelaxation	44 min
Semi-implizit mit Quasi-Newton	39 min

Die Abb. 4.6 bis Abb. 4.9 werden bei den Testläufen automatisch erstellt. Zusätzlich werden noch automatisierte Tests durchgeführt. Werden dabei Verletzungen der Grenzkurven festgestellt, so wird der Entwickler automatisch darüber per E-Mail informiert und eine entsprechende Markierung im Versionsverwaltungssystem der GRS bei der entsprechenden Version des Sourcecodes gesetzt.

In Abb. 4.10 und Abb. 4.11 sind Beispiele für die automatischen Tests mit Grenzkurven dargestellt. In Abb. 4.10 wird der Massenstrom an der linken Kopplungsstelle des Beispiels überprüft, in diesem Fall für die Ergebnisse der semi-impliziten Kopplung mit Quasi-Newton-Verfahren. Zum Vergleich ist auch das Ergebnis der eigenständigen ATHLET-Rechnung dargestellt. Die Grenzkurven werden in diesem Beispiel für das gesamte betrachtete Zeitintervall eingehalten. In Abb. 4.11 verletzt hingegen der Druck in zwei Intervallen die vorgegebenen Grenzkurven. Diese Verletzungen sind sowohl direkt bei den Grenzkurven wie auch in der Legende des Plots automatisch markiert.

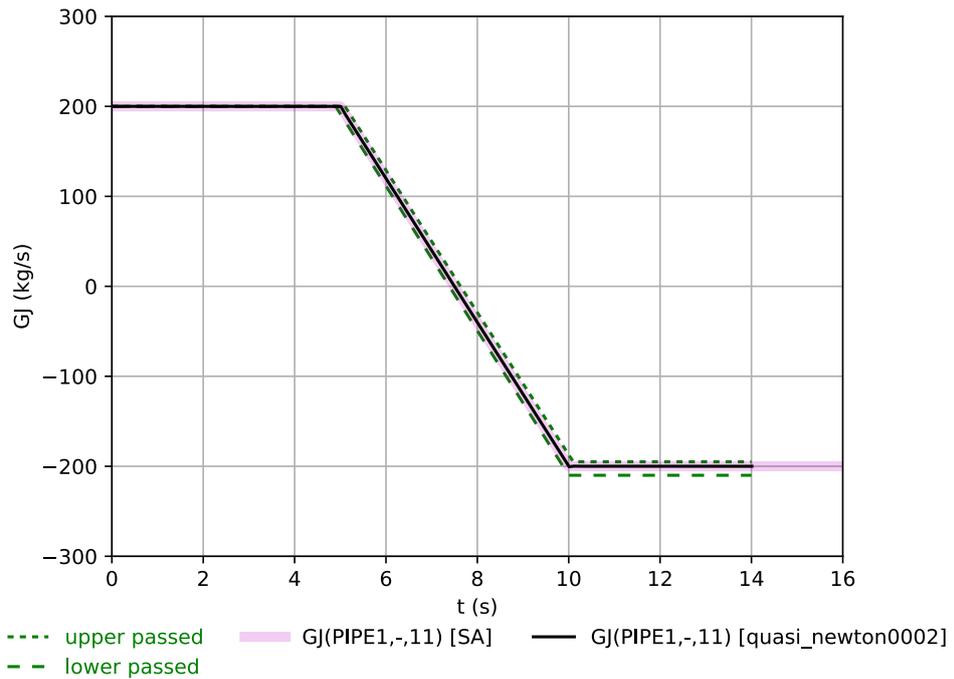


Abb. 4.10 Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen

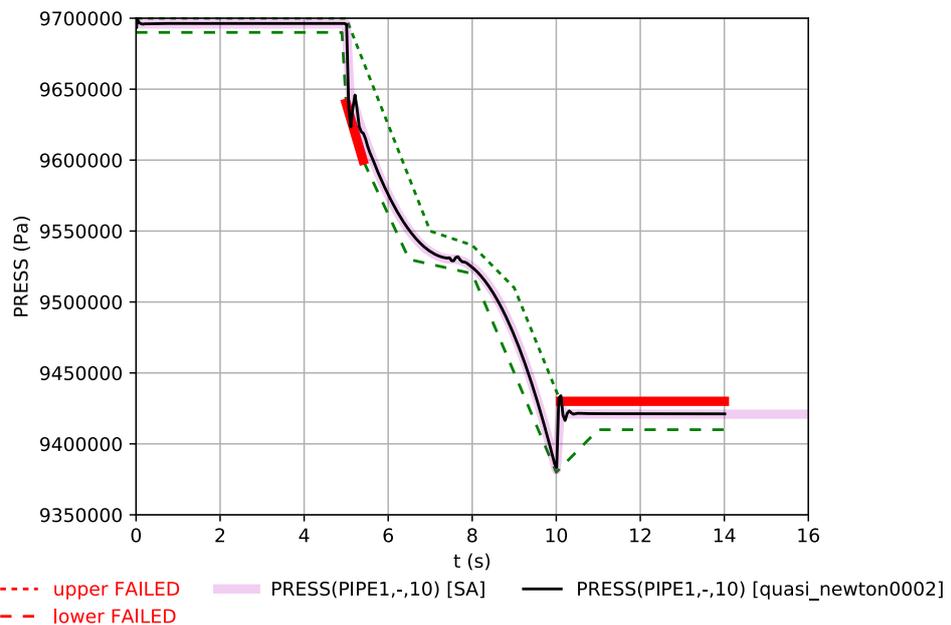


Abb. 4.11 Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen

4.3.2 Verifizierung der Kopplung für mehrere Schnittstellen

Um die konsolidierte Kopplungsschnittstelle auch für ein komplexeres Beispiel mit mehr als zwei Schnittstellen zu testen, wurde ein Testbeispiel auf Basis der Versuchsanlage

ROCOM gewählt. Wie in dem in Kapitel 4.3.1 ausführlich untersuchten Beispiel wurde auch für das Testbeispiel eine Kopplung von drei Kühlmittelschleifen an eine CFD-Geometrie untersucht. In den drei Schleifen befindet sich jeweils eine Pumpe und im Strang 1 wird der Druck durch einen Druckhalter vorgegeben.

Die Anordnung der Kopplungsschnittstellen und ihr Typ ist in Abb. 4.12 dargestellt. An fünf Kopplungsschnittstellen gibt ATHLET die Geschwindigkeiten bzw. Massenströme vor und der CFD-Code den Druck. An der Kopplungsschnittstelle zwischen Reaktordruckbehälter (RPV) und dem heißen Strang 1 (HL1) wird hingegen der Druck durch ATHLET berechnet und die Geschwindigkeit durch den CFD-Code. Der Druck im Gesamtsystem wird durch die Druckrandbedingung in ATHLET im Druckhalter (Pressurizer) vorgegeben.

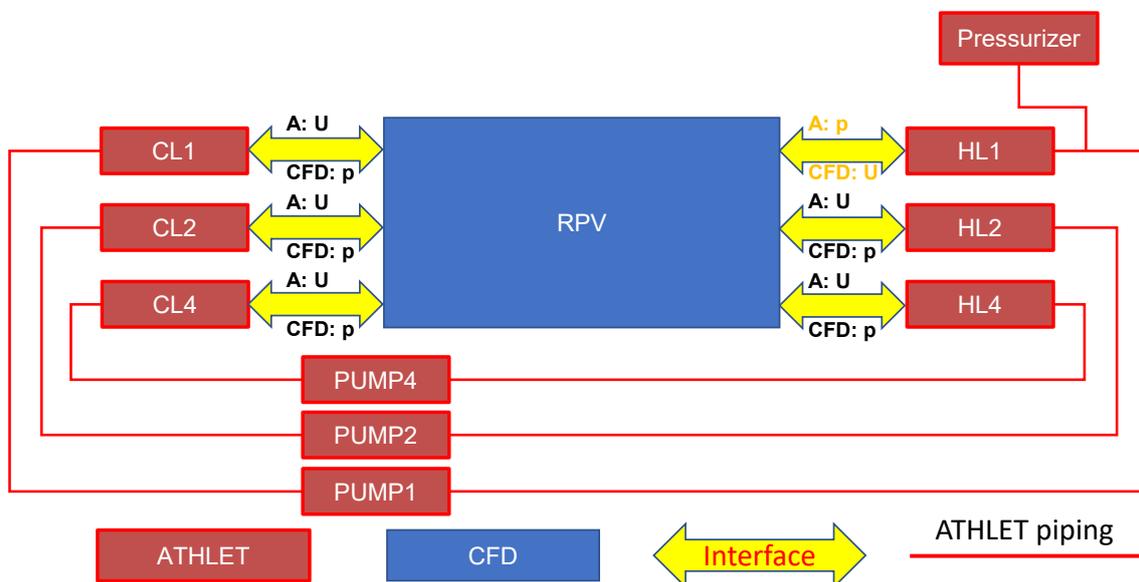


Abb. 4.12 Schematische Darstellung des Testsystems auf Basis der Geometrie der ROCOM-Versuchsanlage

In Abb. 4.13 ist das CFD-Rechengitter für die hier betrachteten gekoppelten Rechnungen dargestellt. Es sei darauf hingewiesen, dass hier nicht die Ergebnisse der CFD-Simulationen überprüft werden sollten, sondern die Korrektheit der gekoppelten Größen an den Kopplungsschnittstellen und das Verhalten der gekoppelten Rechnung. Entsprechend wurde das Rechengitter so gewählt, dass die Schematik der Kopplung richtig wiedergegeben wird, nicht aber notwendigerweise die Physik innerhalb des CFD-Rechengebiets. Wie in der Abbildung zu erkennen ist, liegen die „Reaktordruckbehälterstützen“ hier auf unterschiedlichen Höhen, während sie im ATHLET-Rechengebiet auf der gleichen Höhe liegen. Damit diese Wahl der Geometrie keinen Einfluss auf die

Ergebnisse der gekoppelten Rechnung hatte, musste für die CFD-Codes die Berücksichtigung des Einflusses der Gravitation ausgeschaltet werden.

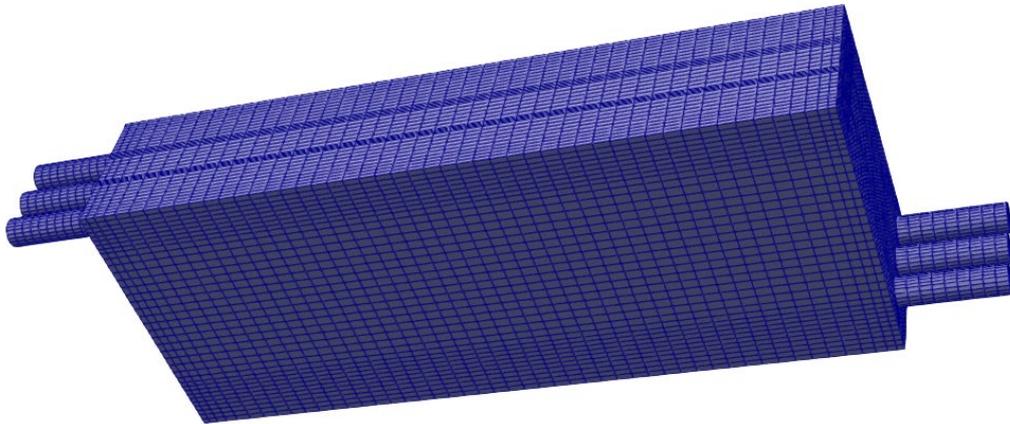


Abb. 4.13 Rechengitter des CFD-Gebiets für das schematische ROCOM-Beispiel

Für die Verifizierungsrechnung wurden sowohl das CFD- als auch das ATHLET-Rechengebiet mit einem Massenstrom von Null initialisiert und dann nach Start der transienten Rechnung die Pumpen in den drei aktiven Strängen mit einer konstanten Beschleunigung innerhalb von 0,1 s auf eine Enddrehzahl hochgefahren. Das gekoppelte System wurde sowohl mit ANSYS CFX wie auch mit OpenFOAM als CFD-Code, jeweils mit der konsolidierten Kopplungsimplementierung gekoppelt an ATHLET, simuliert.

In Abb. 4.14 ist sowohl für eine ATHLET-Rechnung ohne Kopplung (SA) wie auch für eine gekoppelte Rechnung von ANSYS CFX mit ATHLET unter Verwendung der Unterrelaxationsmethode der Massenstrom durch die drei aktiven „heißen“ Stränge dargestellt. In der ATHLET-Stand-alone-Rechnung steigt der Massenstrom innerhalb von ca. 0,4 s in allen drei Strängen auf einen Wert von ca. 3,3 kg/s und bleibt dann konstant. In der dargestellten gekoppelten Rechnung hingegen beginnt der Massenstrom im „heißen“ Strang 1 um den Wert der Stand-alone-Rechnung zu oszillieren. Die Amplitude der Oszillation liegt bei ca. 10 % des konstanten Wertes aus der Stand-alone-Rechnung. In den beiden anderen heißen Strängen hingegen, und (hier nicht dargestellt) in allen drei kalten Strängen sind nur sehr kleine oder gar keine Oszillationen sichtbar und die Werte der gekoppelten Rechnung entsprechen denen der ungekoppelten ATHLET-Rechnung. Die Oszillationen des Massenstroms im heißen Strang 1 werden durch einen

entsprechenden Massenstrom in der Volumenausgleichsleitung zum Druckhalter ausgeglichen (siehe Abb. 4.15).

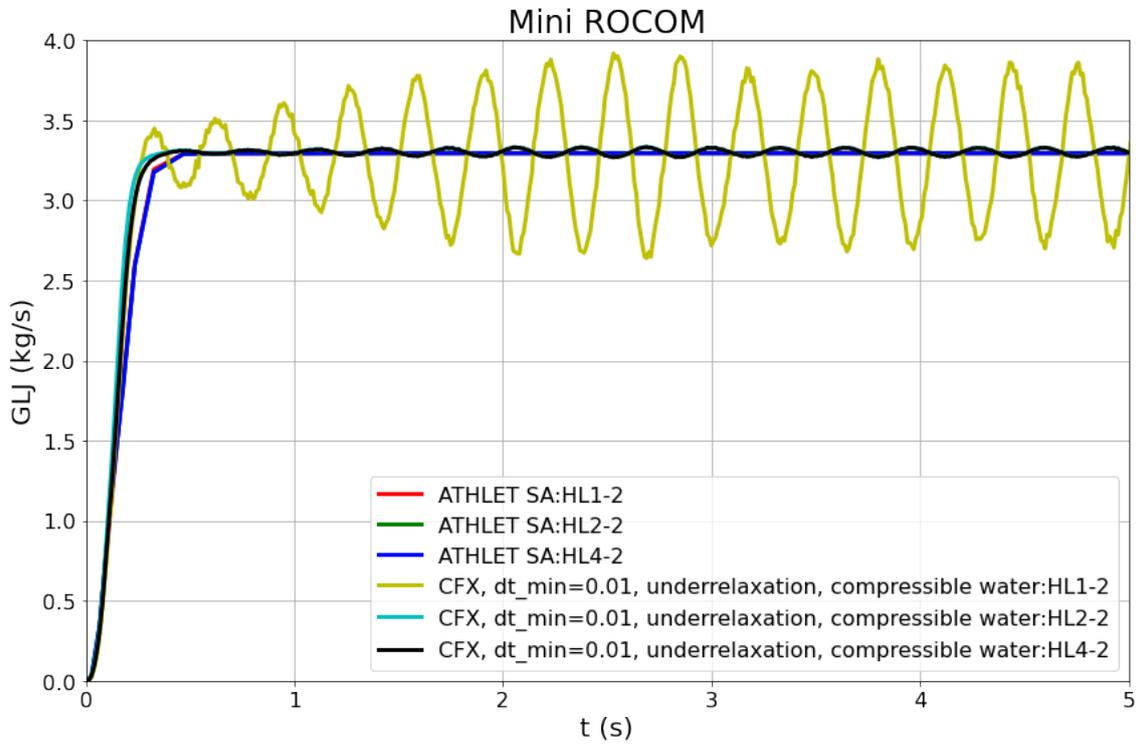


Abb. 4.14 Massenstrom durch die „heißen“ Loops in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart

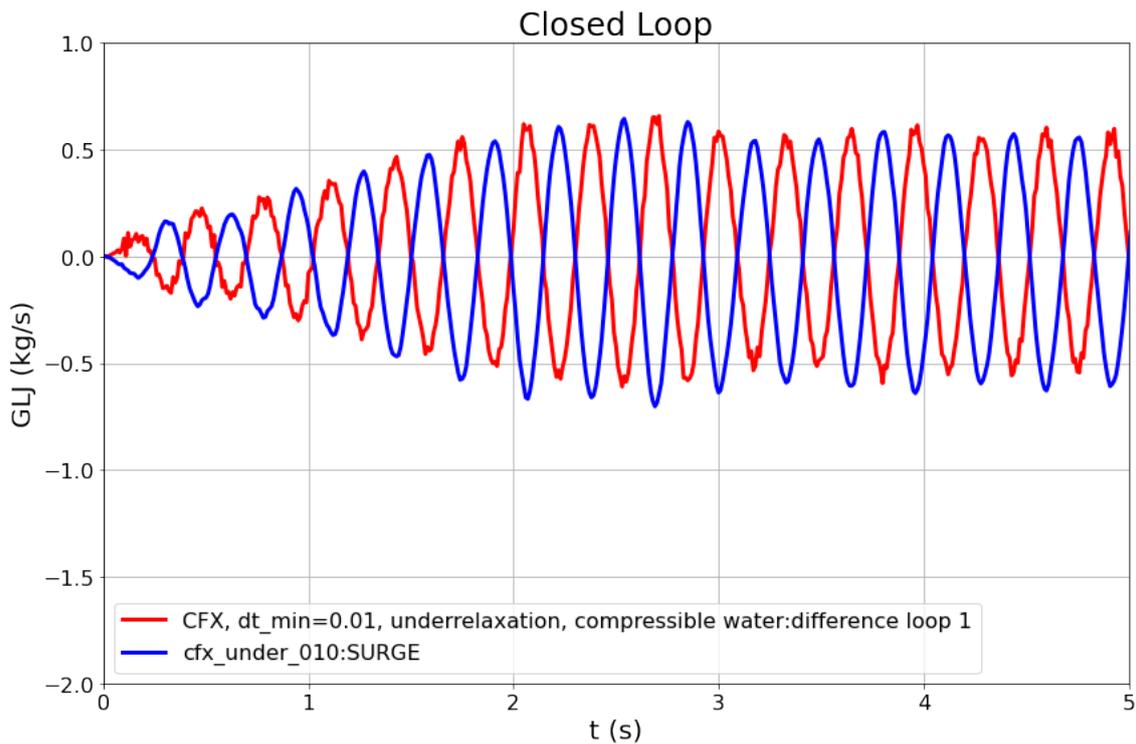


Abb. 4.15 Differenz des Massenstroms durch den heißen und kalten Strang 1 (difference loop 1) und durch die Volumenausgleichsleitung (SURGE)

In ATHLET wurde für alle Rechnungen das eingebaute Modell für die Zustandsgrößen von Wasser verwendet. Die Fluidtemperatur lag in allen Rechnungen bei 20 °C und der Druck bei Atmosphärendruck. In ANSYS CFX wurden für die in Abb. 4.14 dargestellte Simulation die eingebauten Zustandsgrößen gemäß IAPWS IF97 /WAG 98/ verwendet. Dabei wurde Wasser als kompressibles Medium simuliert.

Die gekoppelte Rechnung wurde sowohl mit ANSYS CFX als auch mit OpenFOAM als CFD-Solver wiederholt, wobei neben der Unterrelaxationsmethode auch das Quasi-Newton-Verfahren zum Einsatz kam. Die Ergebnisse für den Massenstrom im heißen Strang 1 sind in Abb. 4.16 dargestellt.

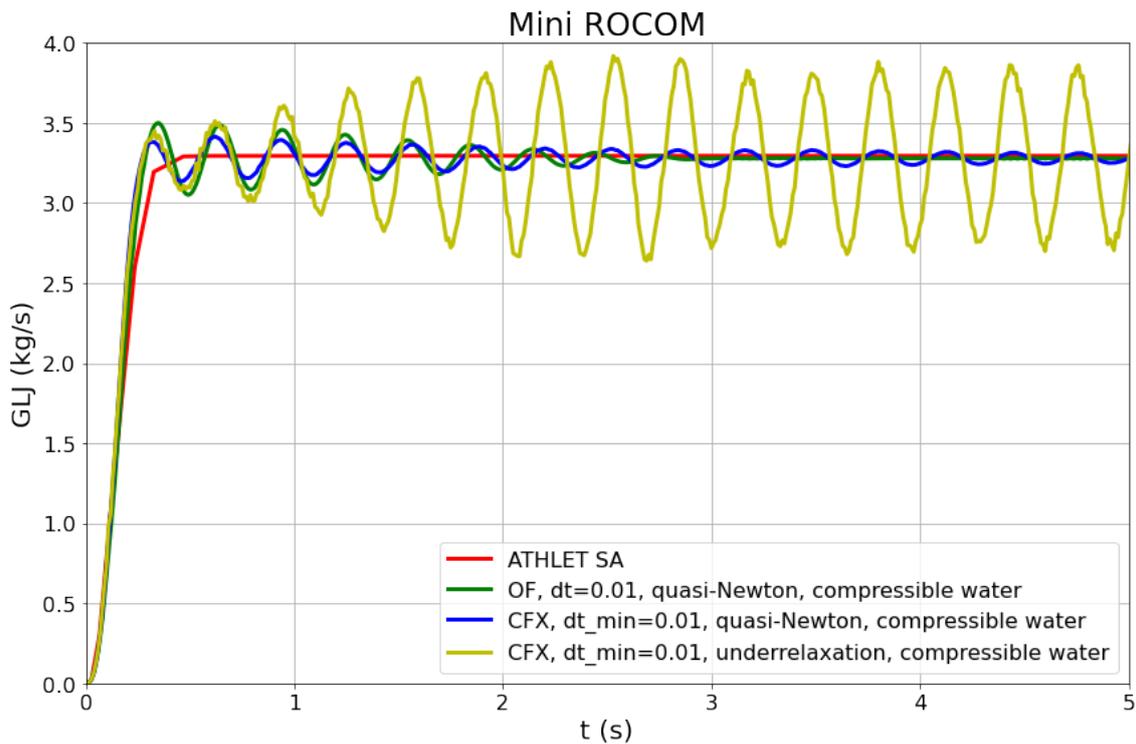


Abb. 4.16 Massenstrom durch den heißen Strang 1 in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart, beide CFD-Codes, unterschiedliche Stabilisierungsmethoden, Wasser kompressibel

Wurde statt der Unterrelaxationsmethode die Quasi-Newton-Methode eingesetzt, so war die Amplitude der Oszillationen zu Beginn der Rechnung ungefähr gleich hoch, klang danach aber innerhalb von wenigen Sekunden ab. Dies galt sowohl für die Rechnung mit ANSYS CFX wie auch für OpenFOAM. Für letztere wurde ein neues Modell für kompressibles Wasser implementiert, da dies in der verwendeten OpenFOAM-Version 8 nicht standardmäßig verfügbar war.

Um zu überprüfen, ob die Materialdaten der verwendeten CFD-Codes die beobachteten Oszillationen verursachen, wurden weitere Simulationen durchgeführt, bei denen Wasser als inkompressibles Medium verwendet wurde. In diesen Rechnungen wurden für beide CFD-Codes und für beide Stabilisierungsmethoden keine Oszillationen beobachtet (siehe Abb. 4.17).

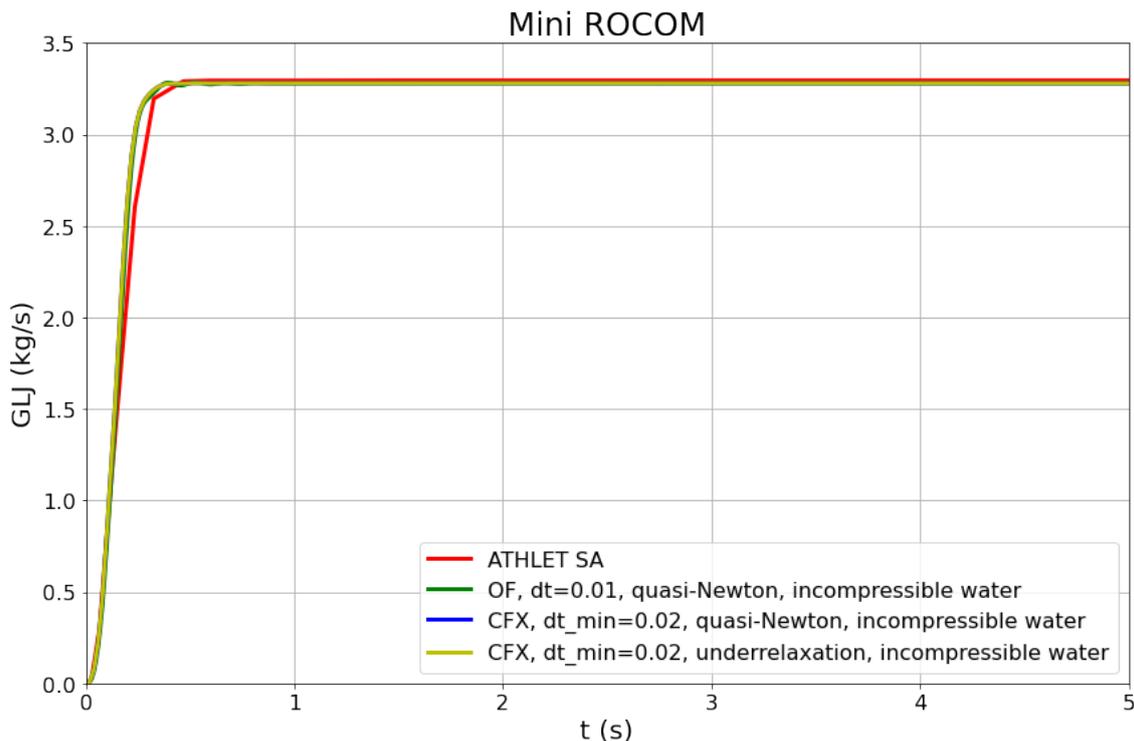


Abb. 4.17 Massenstrom durch den heißen Strang 1 in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart, beide CFD-Codes, unterschiedliche Stabilisierungsmethoden, Wasser inkompressibel

Das beobachtete Verhalten kann durch die unterschiedliche Art erklärt werden, mit der die Kompressibilität von Wasser in den CFD-Codes und ATHLET berücksichtigt wird. In ATHLET werden die Druckwellen, die z. B. durch das plötzliche Hochlaufen der Pumpe verursacht werden, berücksichtigt. Dies führt dazu, dass es in der angekoppelten Rechnung nicht lokal zu einer Kompression von Wasser und dadurch zu einem Druckaufbau kommen kann. In den CFD-Codes hingegen werden diese Druckwellen nicht berücksichtigt. Trifft eine Druckwelle die Kopplungsschnittstelle, an der ATHLET den Druck vorgibt (Typ 2), so wird ihre weitere Ausbreitung im CFD-Rechengebiet für den betrachteten Zeitschritt nicht weiter berücksichtigt. Stattdessen wird die Druckwelle durch die Kompressibilität des Wassers im CFD-Rechengebiet gedämpft und der Druckwellenanteil des Drucks an den anderen Kopplungsschnittstellen wird nicht vollständig an das ATHLET-Rechengebiet weitergegeben. Dadurch können dann die beobachteten Oszillationen des Massenstroms entstehen, da im CFD-Rechengebiet erst ein Druck durch Kompression des Wassers und damit einer Massenzunahme aufgebaut werden muss, der dann eine Rückwirkung auf den Massenstrom im ATHLET-Rechengebiet hat.

Wird hingegen mit inkompressiblem Wasser im CFD-Rechengebiet gerechnet, dann werden die Druckschwankungen instantan an die Kopplungsschnittstellen weitergeleitet, an denen der CFD-Code den Druck für ATHLET vorgibt. Ein Massenauf- bzw. -abbau im CFD-Rechengebiet ist damit nicht möglich.

Es ist zu erwarten, dass dieser Effekt immer dann eine Rolle spielen wird, wenn die zeitliche Änderung der Masse im CFD-Rechengebiet durch die Kompressibilität des Wassers und durch die auftretenden Druckwellen einen ähnlichen oder größeren Wert erreicht als der Massenstrom an den Kopplungsschnittstellen.

Außer dieses erstmals in gekoppelten Rechnungen beobachteten Effekts der Kompressibilität von Wasser verifiziert auch dieses zweite, komplexere Beispiel die Korrektheit der Implementierung der konsolidierten Kopplungsschnittstelle.

4.4 Zusammenfassung

In diesem Kapitel wurden zunächst Entwicklungsarbeiten zur Konsolidierung der existierenden Kopplungsschnittstellen in dem GRS-Programm AC² zu den CFD-Codes OpenFOAM und ANSYS CFX. Dazu wurden die verschiedenen Implementierungen für die Kopplung von ANSYS CFX bzw. OpenFOAM mit ATHLET in einer so weit wie möglich gemeinsamen Kopplungsimplementierung konsolidiert. Es wurden dabei die Prinzipien der objektorientierten Programmierung verwendet, um Redundanzen von Sourcecode zu vermeiden und in der Zukunft eine möglichst einfache Pflegbarkeit und Erweiterbarkeit sicher zu stellen. Die ATHLET Seite der Kopplung basiert dabei auf einem so genannten Wrapper, der aus Pythonklassen und Skripten besteht, und ATHLET, der als sogenannte Shared Library gelinkt wird. Die Kommunikation zwischen dem Wrapper und ATHLET erfolgt über die zusammen mit ATHLET gebündelte Open Source Bibliothek. Im Python-Wrapper besitzt auch noch weitere Funktionen: Er stellt eine Netzwerkschnittstelle zur Verfügung, über die Daten zu ATHLET geschickt sowie von dort angefordert werden können. Außerdem kann der Programmablauf von ATHLET über diese Schnittstelle gesteuert werden. Die neue Schnittstelle wurde mit zwei verschiedenen Testfällen verifiziert. Diese zeigten plausible Ergebnisse für die berechneten thermohydraulischen Parameter.

5 Validierung der ATHLET-CFD-Kopplung

5.1 Validierung der ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung anhand des ROCOM-Versuchs

5.1.1 Die Versuchsanlage ROCOM

In der ROCOM-Versuchsanlage des Helmholtz-Zentrums Dresden-Rossendorf wird der Primärkreis eines 1300-MW-KONVOI-Druckwasserreaktors nachgebildet. Die Anlage hat vier Kühlmittelkreisläufe, einen Ringraum, ein unteres Plenum mit einer Siebtonne und einen Kernsimulator mit Kernmantel und Kernplatte /KLI 14/. Die Brennelemente sind durch Rohre ersetzt, die eine Verbindung zwischen dem Kernein- und Kernaustritt herstellen, aber keine Quervermischung zwischen den Brennelementen ermöglichen. Die Versuchsanlage ist gegenüber dem Originalreaktor im linearen Maßstab 1:5 verkleinert. Der Volumenmaßstab beträgt 1:125 (s. Abb. 5.1).

Da die Anlage größtenteils aus Plexiglas hergestellt ist, kann sie nur bei Umgebungsdruck und Raumtemperatur betrieben werden. Um die Mischung von Wasser mit unterschiedlicher Dichte zu untersuchen, wird die Dichte von Wasser durch die Zugabe von Ethanol oder Zucker (Tracer) verändert. Gleichzeitig wird durch den Zusatz von Salz die Leitfähigkeit des Wassers kontrolliert. Aus den gemessenen Leitfähigkeiten wird die Durchmischung der unterschiedlich dichten Medien bestimmen. Die Versuchsanlage ist mit einer Messtechnik (Abb. 5.2) ausgestattet, die eine räumlich und zeitlich hochauflösende Messung der transienten Verteilungen des Tracers ermöglicht. Hierfür wurden spezielle neuartige Gittersensoren entwickelt, die auf der Messung der elektrischen Leitfähigkeit beruhen.

In der Versuchsanlage befinden sich Messsensoren an den Eintrittsstutzen in den Reaktordruckbehälter, auf zwei Ebenen im Ringraum und am Kerneintritt an den Öffnungen der Brennelemente (Abb. 5.2). Dort wird die Leitfähigkeit der Wasserlösung bestimmt. Aus den Verhältnissen der Leitfähigkeitsdifferenz wird der so genannte Vermischungsskalar in der folgenden Gleichung bestimmt:

$$\theta_{x,y,z}(t) = \frac{\sigma_{x,y,z}(t) - \sigma_0}{\sigma_1 - \sigma_0} \quad (5.1)$$

Dabei ist σ_1 die Leitfähigkeit des Wassers mit der variierten Dichte an einem Einlass und σ_0 die Leitfähigkeit des Wassers mit „Standarddichte“ (ohne Ethanol oder Zuckerlösung). Aus dem Vermischungsskalar wird das lokale Mischungsverhältnis berechnet. Je nach Versuch kann daraus die lokale Temperatur oder Borsäurekonzentration bestimmt werden. Wird zwischen den Größen σ , ρ , T jeweils ein linearer Zusammenhang angenommen, so können diese gemäß folgender Gleichung ineinander umgerechnet werden:

$$\theta_{x,y,z}(t) = \frac{\sigma_{x,y,z}(t) - \sigma_0}{\sigma_1 - \sigma_0} \approx \frac{\rho_{x,y,z}(t) - \rho_0}{\rho_1 - \rho_0} \approx \frac{T_{x,y,z}(t) - T_0}{T_1 - T_0} \quad (5.2)$$

Ein Vermischungsskalar von 0 entspricht einem vollständig „ungestörten“ Medium, d. h. die lokale Temperatur beträgt T_0 und die lokale Dichte ρ_0 . Ist der Vermischungsskalar 1, so beträgt die lokale Temperatur T_1 und die lokale Dichte ρ_1 . In der Literatur zum ROCOM-Versuchsstand werden keine Aussagen zur Genauigkeit der Einstellung der Dichtedifferenzen gemacht. Zur Bestimmung der Vermischungskalare wird ein Fehlerbereich kleiner als $\pm 3,5\%$ angegeben /KLI 12/.

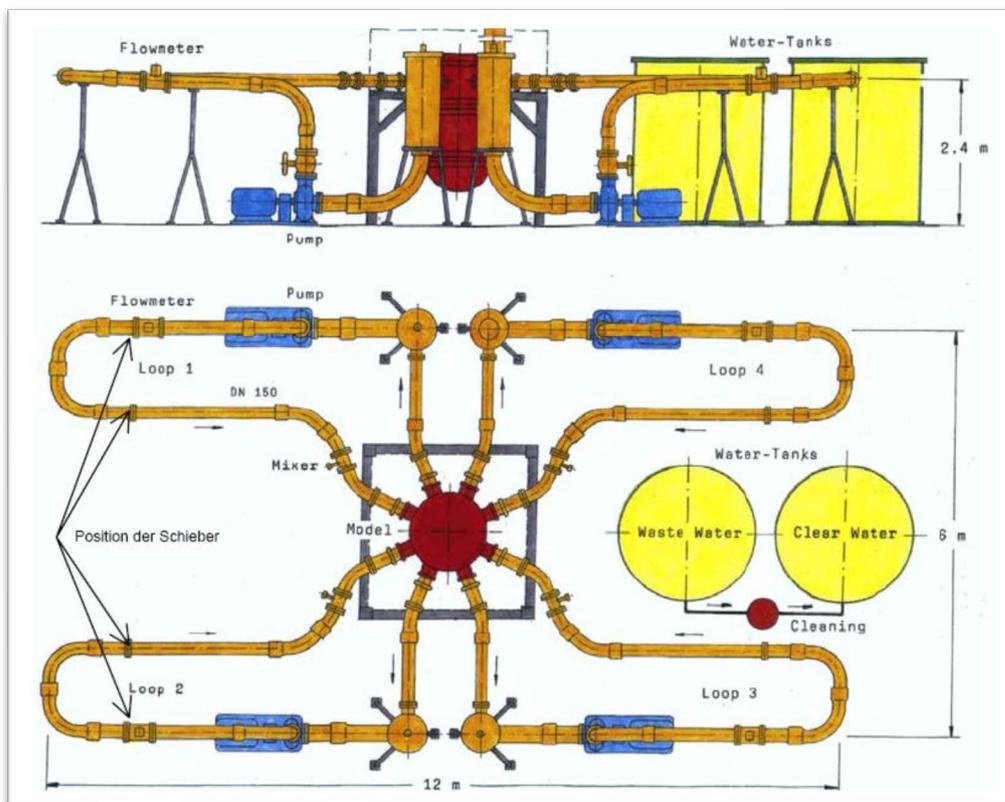


Abb. 5.1 Schemazeichnung der ROCOM-Versuchsanlage

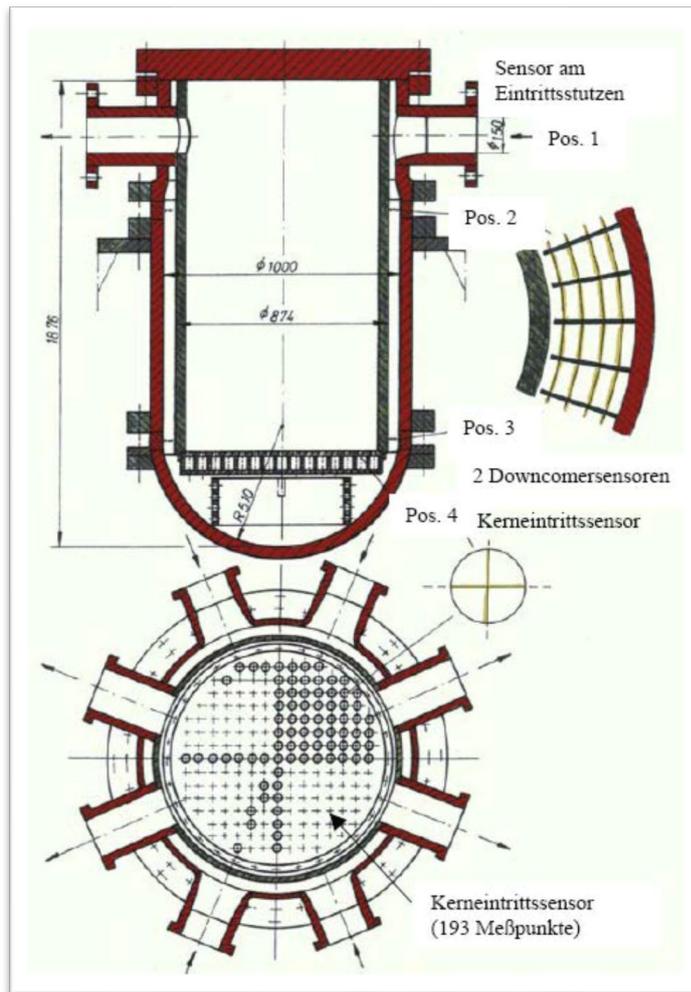


Abb. 5.2 Schnittbild des Plexiglasmodells und Positionen der Gittersensoren

5.1.2 ROCOM-Versuche

Im Rahmen des OECD-PKL3-Projekts wurden insgesamt sechs ROCOM-Versuche durchgeführt. Im vorliegenden Bericht wird ein quasi-stationäres Experiment untersucht, dessen Randbedingungen aus dem PKLIII Test H4.1 abgeleitet wurden. Im ROCOM-Test PKLIIIT1.1 wird die Vermischung von heißem und kaltem Wasser im Ringraum und im unteren Plenum eines Druckwasserreaktors (DWR) analysiert, wie sie nach Unterbrechung der Naturkonvektion (Natural Circulation Interruption, NCI) bei isoliertem, sekundärseitigem Dampferzeuger auftreten kann. Der Abbruch der Naturkonvektion ist eine Folge der Balance zwischen den Auftriebskräften im Primärkreis, d. h. im Ringraum, dem Kern, den Dampferzeuger-U-Rohren und dem Pumpenbogen /KLI 16/. Im ROCOM-Versuch T1.1 wird die Kühlmittelvermischung im Reaktordruckbehälter unter quasi-stationären Strömungsbedingungen untersucht. Dabei wird Wasser mit niedriger Dichte in den ECC-Stutzen im Loop 3 eingespeist, während in den drei anderen Loops der

Kühlmittelumlauf konstant bleibt. Auf diesem Weg wird Naturkonvektion im ROCOM-Reaktor simuliert, so wie sie in der PKL-Anlage untersucht wurde.

Die Position der Messsensoren in den kalten Strängen CL1, CL3 und der Absperrungen im Loop 3 sowie der Einspeisestutzen ECC 3 sind in Abb. 5.3, die dem Quick-look-Bericht von /KLI 14/ entnommen ist, dargestellt. Diese Abbildung zeigt auch einen „Overflow“-Austritt in einem heißen Strang HL 1, der besonders wichtig für die korrekte Wiedergabe des Experiments in der gekoppelten Simulation ist. Diese Darstellung fehlt im Abschlussbericht /KLI 16/, obwohl sie entscheidend für die Bestimmung der Anfangs- und Randbedingungen in der CFD-Rechnung ist.

Im Abschlussbericht /KLI 16/ wird darauf hingewiesen, dass sich das zeitliche Verhalten des eingespeisten Kühlmittels an identischen Positionen im Druckbehälter in jedem Versuch ändert, obwohl identische Randbedingungen vorgegeben sind. Ursache für die Abweichungen zwischen einzelnen Realisierungen eines Experiments sind die Fluktuationen der Strömung, verursacht durch Turbulenzen. Aus diesem Grund wird jedes Experiment mindestens fünf Mal wiederholt. Die Ergebnisse dieser Einzelrealisationen werden dann gemittelt. Diese gemittelten Daten sind dokumentiert und für weitere Analysen bereitgestellt. Die Ergebnisse der Einzelexperimente sind zusätzlich dokumentiert /KLI 16/.

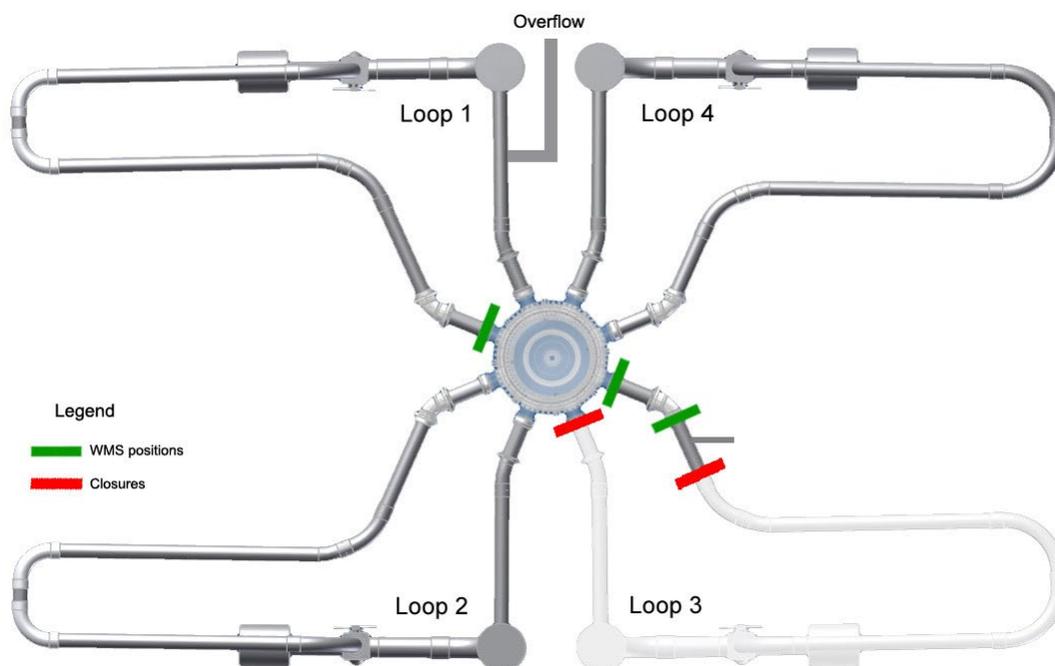


Abb. 5.3 Position der Messstellen in CL1, CL3 und Absperrungen im Loop 3

5.1.3 Modellierung der Anlage mit ANSYS CFX

5.1.3.1 Geometrie und Rechennetze

In der CFD-Rechnung wird die Vermischung von Wasser mit hoher Dichte im Druckbehälter mit eingespeistem Wasser, das eine niedrigere Dichte hat, berechnet. Deshalb ist die Geometrie der ROCOM-Versuchsanlage, die in der CFD-Rechnung abgebildet wird, auf den Reaktordruckbehälter und dessen Einbauten reduziert. Die Kopplungsschnittstellen zu ATHLET werden in den kalten und heißen Strängen implementiert. Die Kopplung soll in einem Strömungsgebiet stattfinden, in dem die Strömung möglichst vollentwickelt ist und keine Rückströmung oder Verwirbelung stattfindet.

Die Geometrie der ROCOM-Versuchsanlage wurde vom HZDR zur Verfügung gestellt. Die Anordnung der heißen und kalten Stränge und das Koordinatensystem, siehe Abb. 5.4, wurden aus dem CAD-File übernommen. Die Z-Achse steht normal zur Bildebene und schneidet den Nullpunkt im Zentrum des kalten Strangs CL 3.

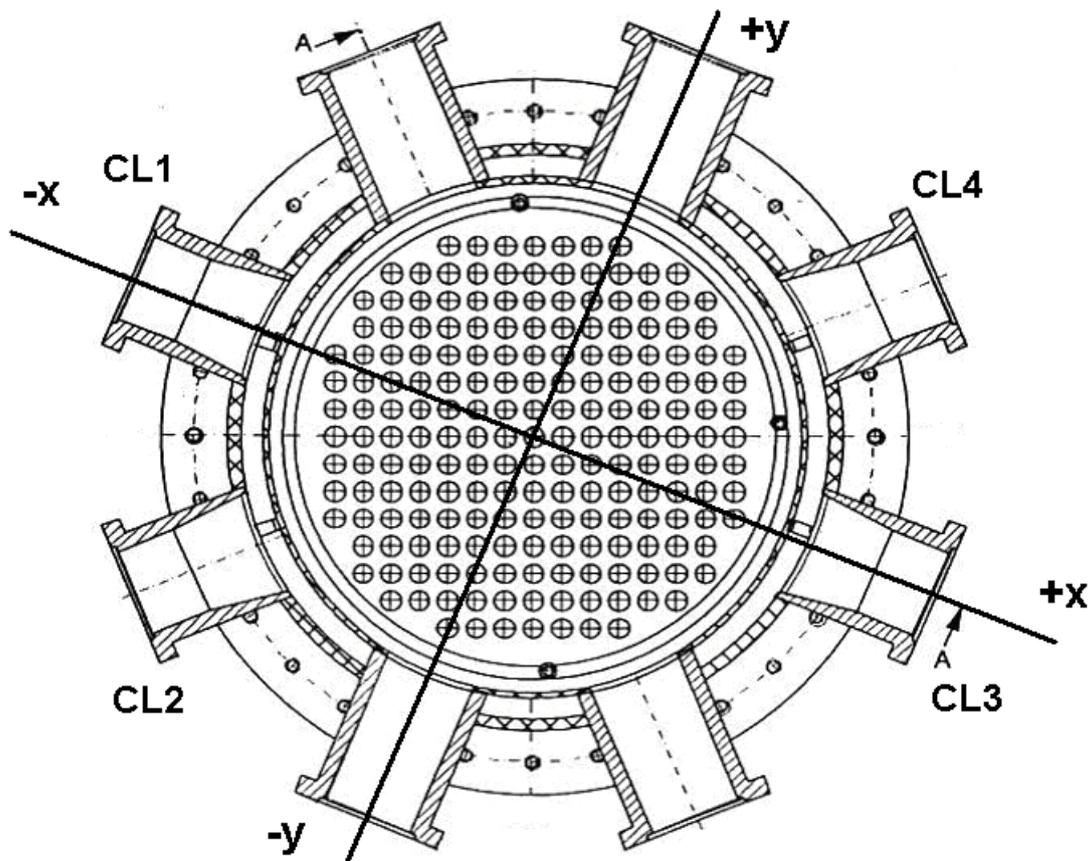


Abb. 5.4 Position der X- und Y-Achse im ROCOM-CAD-File

Auf der Basis dieser Daten wurden in RS1540 „Anwendung und Validierung von CFD-basierten Verfahren für mehrskalige und multiphysikalische Simulationen in der Reaktorsicherheit“ /PAP 19b/ CFD-Rechennetze erstellt, die den Druckbehälter mit dem Ringraum, das untere Plenum mit der eingebauten Siebtonne, den Kernbereich und das obere Plenum erfassen. Die kalten Stränge haben eine Länge von 1730 mm. Loops 3 und 4 sind inklusive ECC-Einspeisestutzen nachgebildet, siehe Abb. 5.5. Die heißen Stränge haben bis zum Pumpeneintritt eine Länge von 2390 mm.

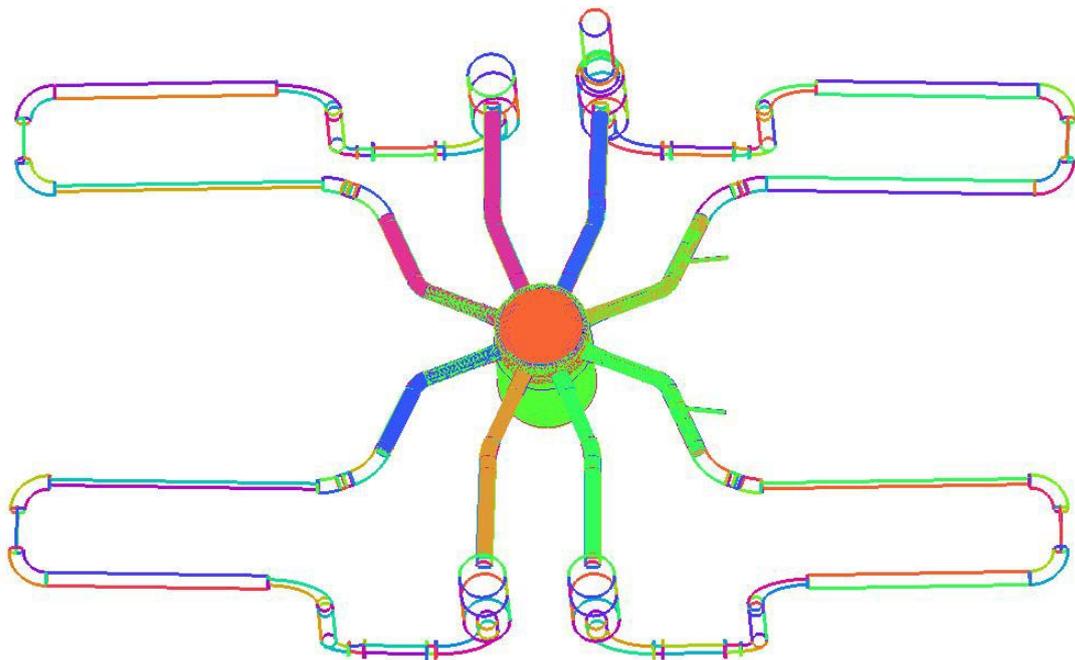


Abb. 5.5 Geometrie der ROCOM-Anlage

Für die gekoppelten ATHLET-CFD-Rechnungen werden Schnittstellen an den kalten und heißen Strängen benötigt. Aus diesem Grund werden im dreidimensionalen Strömungsgebiet ein vereinfachtes oberes Plenum und die vier heißen Stränge bis zu einer Länge von 875 mm vorbereitet, siehe Abb. 5.6. Die vorgesehenen Kopplungsstellen sind blau dargestellt. In Loop 3 ist der heiße und der kalte Strang blockiert. Die Einbauten im Druckbehälter werden in Abb. 5.7 gezeigt. Der ROCOM-Kernsimulator mit 193 Kanälen und die Siebtonne im unteren Plenum sind im Detail abgebildet.

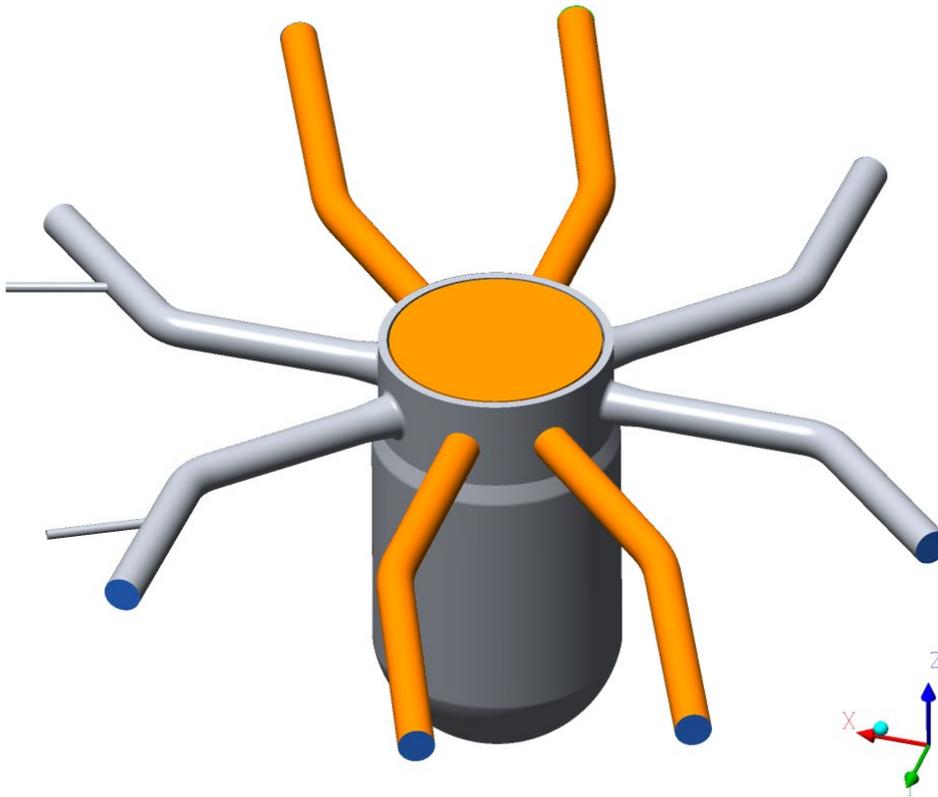


Abb. 5.6 Geometriemodell des Druckbehälters mit heißen und kalten Strängen

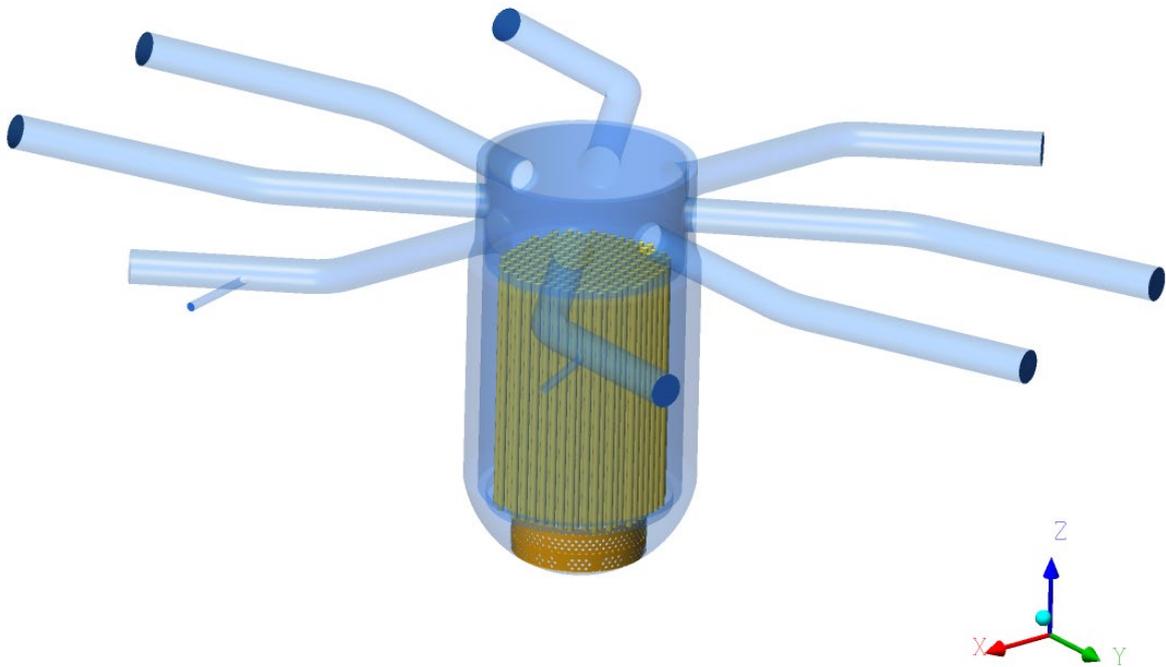


Abb. 5.7 Geometriemodell der Einbauten

Weiterhin musste die CFD-Geometrie der Siebtonne nachbearbeitet werden, da Ihre Unterkante und die Innenwand des unteren Plenums im ROCOM-Geometriemodell nicht exakt verschnitten sind. Mit erheblichem Aufwand wurde die CFD-Geometrie so aufbereitet, dass der Spalt zwischen Siebtonne und Innenwand geschlossen ist, siehe Abb. 5.12.

Das ROCOM-Geometriemodell wurde mit der ICEM-CFD-Software zur Simulation von PKLIIT1.1 bereits vernetzt. Dazu wird das Strömungsgebiet in Teilvolumen unterteilt und diese jeweils durch so genannte „General Grid Interfaces (GGI)“ verbunden. Die modulare Unterteilung des Rechennetzes ermöglicht eine flexiblere Anpassung und Netzverfeinerung in den Teilbereichen. Der Ringraum, die vier kalten Stränge, die Emergency Core Cooling (ECC)-Leitungen, das obere Plenum, die heißen Stränge und der Kernbereich sind mit Hexaedern in blockstrukturierten Netzen gefüllt. Die komplexe Geometrie der Siebtonne erfordert eine Vernetzung mit Tetraedern. Das gesamte Rechennetz ist in Abb. 5.8 dargestellt. Abb. 5.9 zeigt das obere Plenum und die vier heißen Stränge, die mit einem Tetraedernetz an den Kernbereich angeschlossen sind. In Abb. 5.10 ist ein Schnitt durch das Zentrum des Gitters abgebildet. Die Siebtonne ist in Abb. 5.11 vernetzt. In Abb. 5.12 ist der nachträglich geschlossene Spalt zwischen Siebtonne und Behälterwand in der Farbe Pink hervorgehoben.

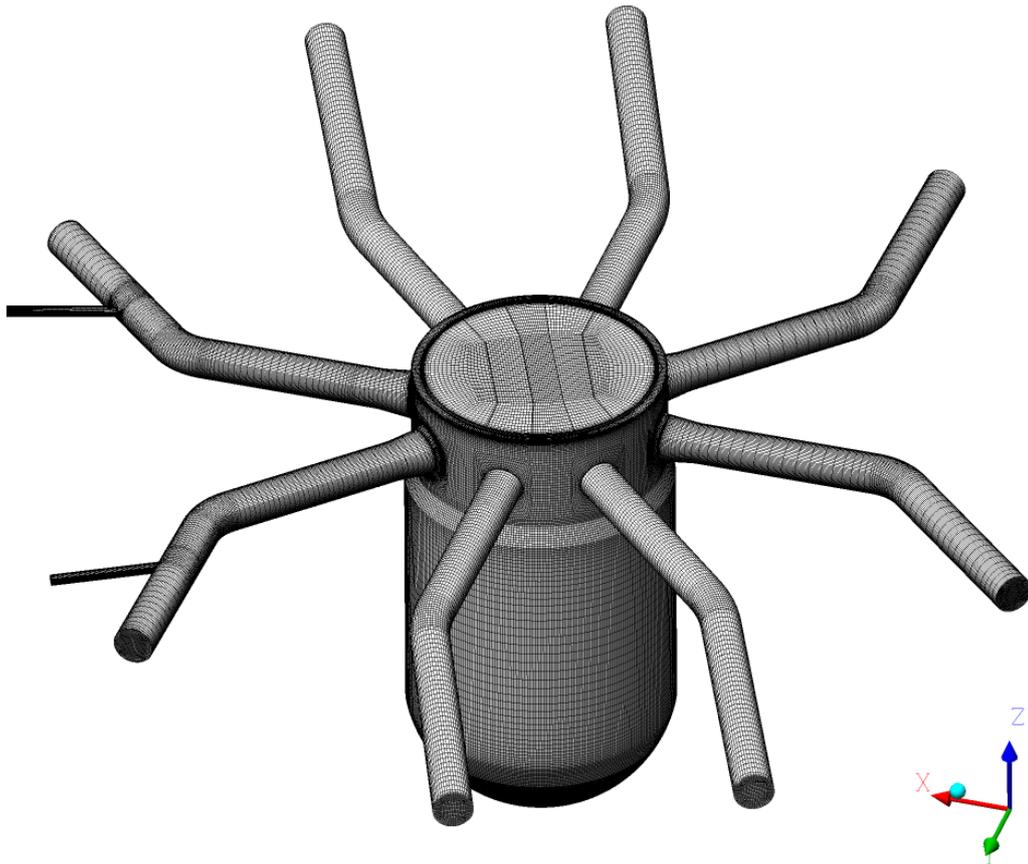


Abb. 5.8 Gesamtes ROCOM-Rechennetz

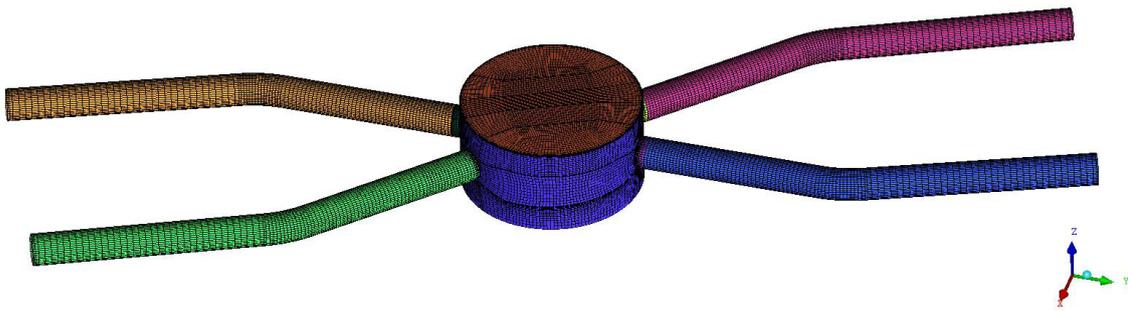


Abb. 5.9 Teilrechennetz ROCOM, oberes Plenum

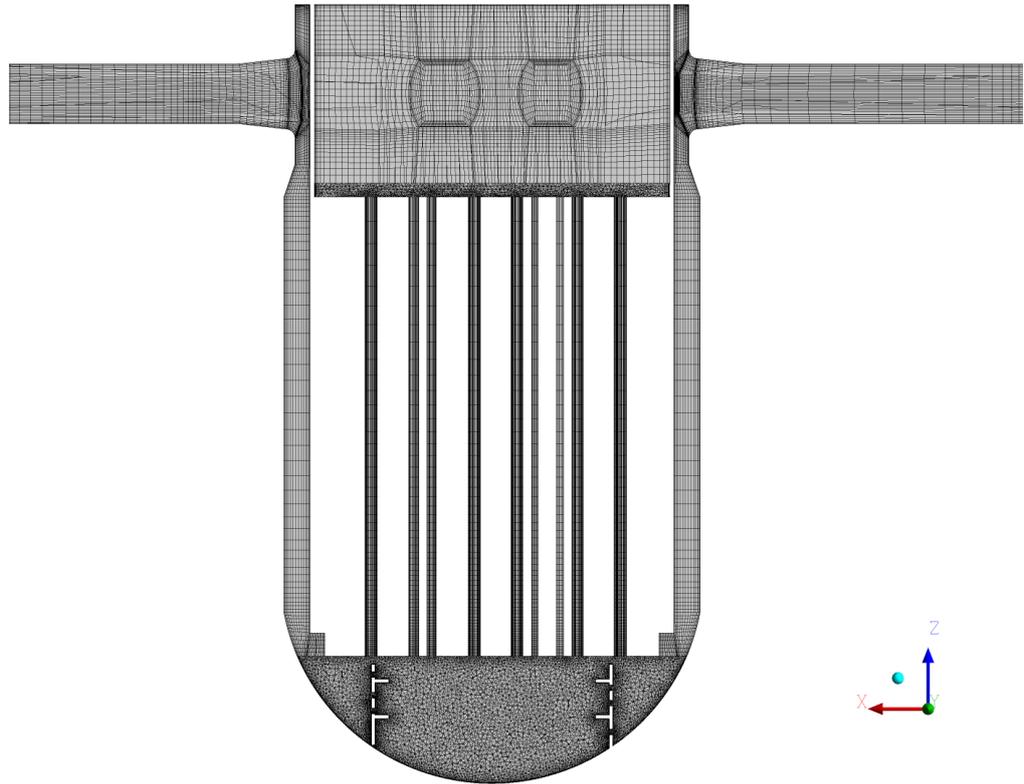


Abb. 5.10 XZ-Schnitt durch das ROCOM-Rechennetz



Abb. 5.11 Vernetzte ROCOM-Siebtonne

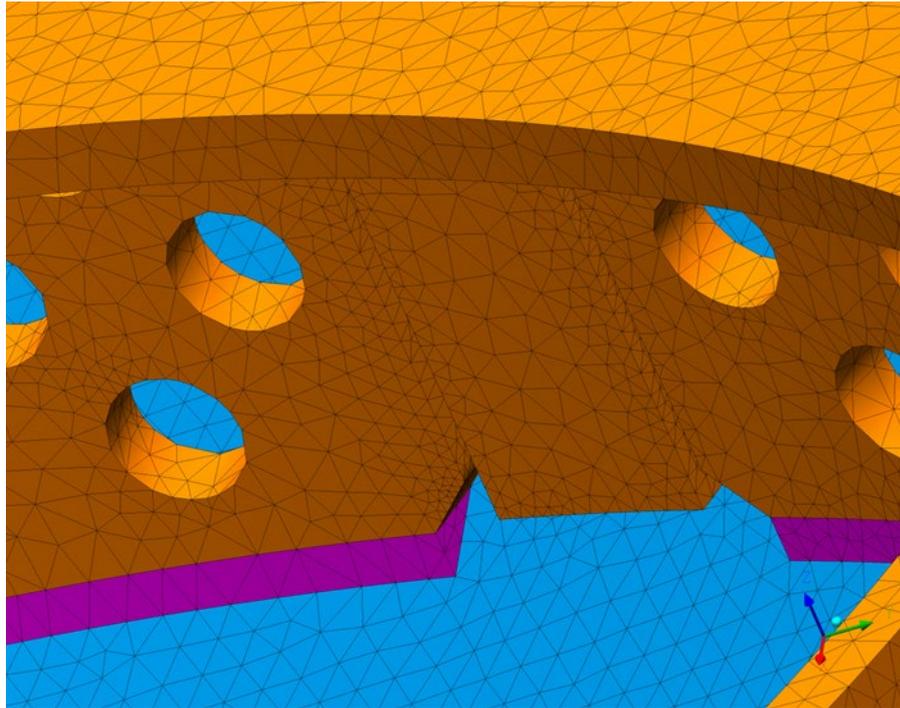


Abb. 5.12 Spalt (pink) zwischen Siebtonne und der Wand des unteren Plenums (blau)

5.1.3.2 Modifiziertes Rechnetz

Die Untersuchungen in RS 1540 /PAP 19b/ zum ROCOM PKLIIT1.1 zeigten, dass sich die Ethanol-Konzentration nicht nur in den heißen Strängen 1, 2 und 4 erhöht. Dies gilt auch für den Strang 3, obwohl dieser mit einer Absperrarmatur des ROCOM-RDB isoliert ist. Dort bildet sich eine Rezirkulationszone mit Gegenströmung (Abb. 5.13). Ein Teil vom eingespeisten Ethanol dringt in Strang 3 ein, während gleichzeitig das klare Wasser den Strang 3 durch den unteren Rohrquerschnitt verlässt und sich mit dem Ethanol-Wasser vermischt. In RS 1540 wurde empfohlen, weitere Untersuchungen durchzuführen, um den Einfluss dieses klaren Wassers auf die Ergebnisse zu minimieren.

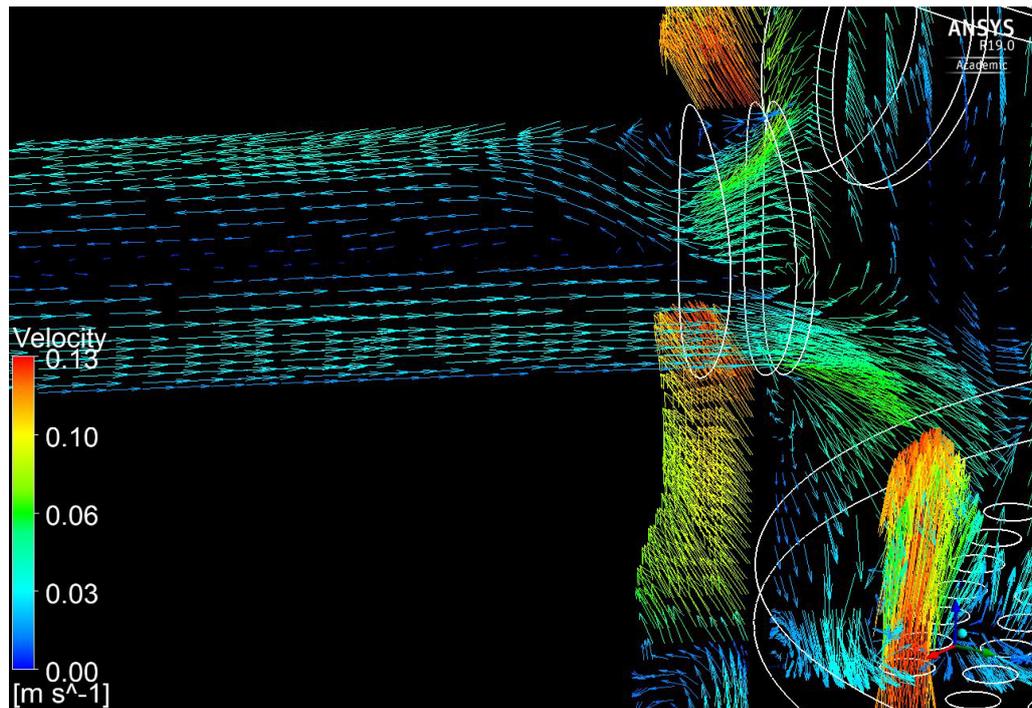


Abb. 5.13 Gegenströmung im heißen Strang 3 in der gekoppelten Simulation zu PKLIIT1.1, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren /PAP 19b/

In diesem Vorhaben wurden Anpassungen an der ROCOM-Geometrie durchgeführt. Diese wurde so modifiziert, dass die Länge des heißen Strangs 3 in ANSYS CFX genau der Länge des Rohres bis zur Absperrarmatur entspricht (Abb. 5.14). Dies führte zu einem kleineren Wasservolumen im heißen Strang 3. Die modifizierte Geometrie wurde dann in den nachstehenden 1D-3D-ATHLET-ANSYS CFX-Simulationen genutzt. Das Rechenetz besteht aus 11,3 Millionen Elementen (Abb. 5.15).

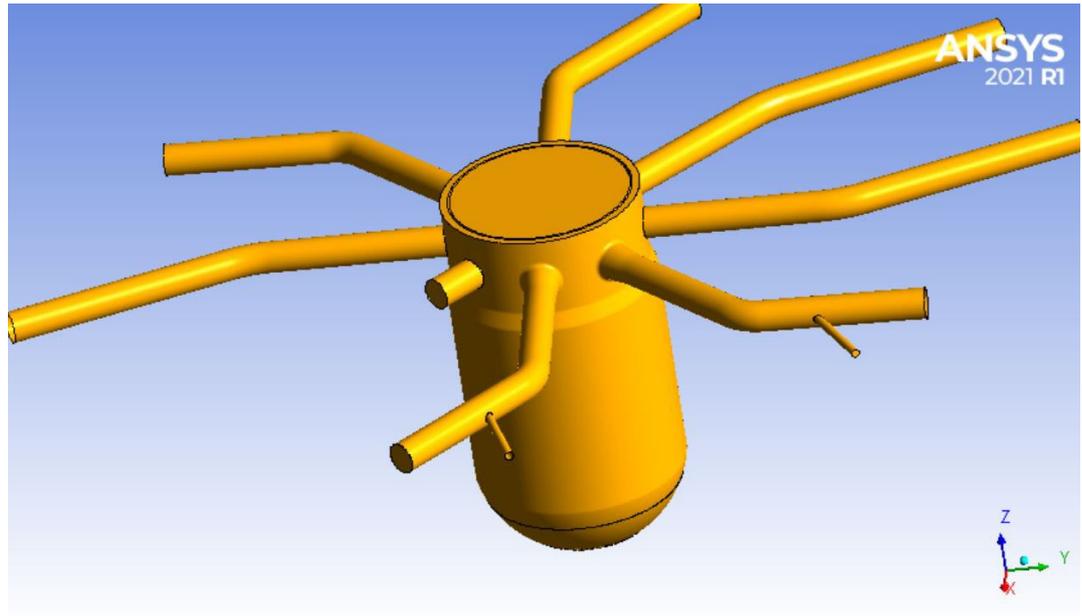


Abb. 5.14 Neue ROCOM-Geometrie mit verkürztem heißem Strang 3

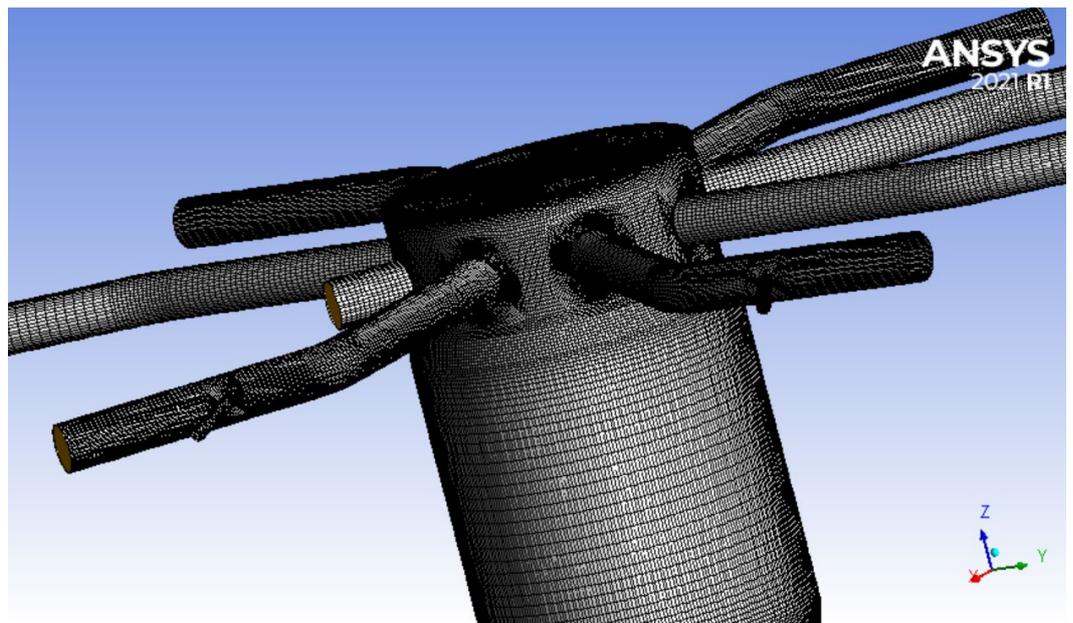


Abb. 5.15 Modifiziertes numerisches Rechenetz für die ROCOM-Anlage

5.1.3.3 Mathematische Modelle

Turbulenz- und Wärmeübergangsmodell

Für die Simulationen wird das „Shear Stress Transport“-Turbulenzmodell (SST) /MEN 01/ in Kombination mit „automatischen“ Wandfunktionen verwendet. Diese berechnen die Geschwindigkeits- und Temperaturverteilung in Wandnähe auf der Basis einer linearen oder logarithmischen Wandfunktion in Abhängigkeit von der Position des wandnächsten Gitterpunktes.

Stoffwerte

In der CFD-Rechnung wird die Temperatur der Mischung aus Wasser/Ethanol und Salz durch die Lösung der thermischen Energiegleichung bestimmt. Dann wird die Verteilung des Vermischungsskalars im Strömungsgebiet aus der Gleichung (5.2), siehe Kapitel 5.1.1 berechnet. Dabei wird angenommen, dass die Mischung aus Wasser, Salz und Ethanol keinen Einfluss auf Dichte, Viskosität und Wärmeleitfähigkeit hat.

Die IAPWS-IF97-Stoffwerte von Wasser als Funktion von Temperatur und Druck werden der ANSYS CFD-Werkstoffbibliothek von ANSYS CFD entnommen. Zu Beginn des Versuchs befindet sich in der ROCOM-Anlage Wasser mit der Dichte ρ_0 und der Temperatur T_0 . Das über die ECC-Leitung eingespeiste Wasser hat die Dichte ρ_1 und Temperatur T_1 . Im Experiment PKLIIT1.2 ist die relative Dichte $\rho_0/\rho_1 = 0,974$. Die entsprechenden Stoffwerte und Temperaturen, die als Anfangs- und Randbedingungen in der CFD-Rechnung vorgegeben werden, sind in Tab. 5.1 aufgelistet.

Tab. 5.1 Stoffwerte

	Temperatur, K	Dichte, kg/m ³	Dynamische Viskosität, N s/m ²	Kinematische Viskosität, m ² /s	Wärmeleitfähigkeit, W/(m·K)	Wärmekapazität, J/(kg·K)
Wasser	293	998	1,00E-03	1,00E-06	0,598	4180
ECC-Wasser	353	972	3,57E-04	3,67E-07	0,670	4200

Auftriebsmodelle

Auftriebsterme werden in den Impulserhaltungsgleichungen berücksichtigt. Der Auftriebsterm wird aus numerischen Gründen in ein auf Dichtedifferenzen basierendes Modell umgeschrieben. Dazu wird eine mittlere Referenzdichte, ρ_r , eingeführt.

Dann gilt:

$$\rho = \rho_T + \rho - \rho_T \quad (5.3)$$

und die Impulserhaltungsgleichung wird zu:

$$\begin{aligned} \frac{\partial(\rho U_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho U_j U_i)}{\partial x_j} \\ = - \frac{\partial}{\partial x_j} (P - \rho_r g_i x_i) + (\rho - \rho_r) g_i - \frac{(\tau_{ij} + \overline{\rho u_i u_j})}{\partial x_j} \\ - S_{P,j} \end{aligned} \quad (5.4)$$

In dieser Gleichung stellt der Term $(P - \rho_r g_i x_i)$ den sogenannten reduzierten Druck oder den dynamischen Druck, P' , dar, der auf die Strömung wirkt, wenn es eine Fluidbewegung gibt. Dieser reduzierte Druck wird statt des statischen Drucks als Unbekannte in den Impulsgleichungen verwendet. Durch diese Vorgehensweise wird die Größe des Auftriebsterms in der Impulsgleichung reduziert und somit werden Effekte von Rundungsfehlern minimiert. Der Referenzdruck kann ein konstanter Mittelwert sein, oder, bei sehr starken Dichteveränderungen in Richtung der Schwerkraft, in jedem Zeitschritt neu berechnet werden. Dabei gilt: $P' = P - P_g$, wobei P_g definiert ist als:

$$P_g = \int \rho g_i dx \quad (5.5)$$

Diese Form des reduzierten Drucks wurde von Gray und Giorgini /GRA 76/ vorgestellt. Ist die Dichte eine Funktion von Temperatur und Druck oder anderen Fluidvariablen, dann wird der Auftriebsterm in Gleichung (5.4) direkt berechnet und man spricht von einem vollständigen Auftriebsmodell.

$$S_g = (\rho - \rho_r) g_i \quad (5.6)$$

Numerische Modelle

Das numerische Lösungsverfahren von ANSYS CFD beruht auf einer konservativen, element-basierten Finite-Volumen-Methode mit nichtversetzter Variablenanordnung. Konvektive und diffusive Flüsse werden in den vorliegenden Berechnungen mit sog. „High Resolution Schemes“, das sind Diskretisierungsverfahren zweiter Ordnung, approximiert. Zeitableitungen werden mit einem impliziten Euler-Verfahren zweiter Ordnung diskretisiert.

Das System algebraischer Differenzgleichungen wird mit einem Picard-Verfahren linearisiert und iterativ gelöst. Bei jeder Iteration werden die Druck- und Geschwindigkeitsfelder als gekoppeltes Blocksystem gelöst. Als Lösungsverfahren wird eine algebraische Mehrgittermethode eingesetzt, die eine unvollständige Gauß-Eliminierung als Glättungsverfahren verwendet /RAW 96/. Diese Methode ist robust und effizient.

Das System der Massen-, Impuls-, und Energieerhaltungsgleichungen ist dann konvergiert, wenn das quadratische Mittel der Residuen (sog. RMS-Residuen) der abhängigen Variablen kleiner als ein vorgegebenes Konvergenzkriterium von 0,0001 ist. Das entspricht einer typischen Residuenreduktion von 3 – 4 Größenordnungen.

5.1.4 Modellierung in ATHLET

Um die geplanten Untersuchungen zur Kopplung von Großkomponenten wie z. B. Ringraum oder RDB mit ATHLET durchführen zu können, wurde auch eine entsprechende ATHLET-Rechnung vorbereitet. Für das Ziel wurde der ROCOM-Datensatz ausgewählt, der in den letzten Jahren von der GRS entwickelt wurde. Dieser stellt die ROCOM-Anlage mit vier Schleifen und mehreren Primärkreiskomponenten dar. Als Basisdatensatz für die Nachrechnung der ROCOM-Versuche steht der im Vorfeld für den Versuch 1.1 entwickelte Datensatz /HRI 12/. Dieser ursprüngliche Datensatz basiert auf dem Modell eines KONVOI-DWR-Primärkreises. Die geometrischen Maße des KONVOI-Modells wurden linear entsprechend der ROCOM-Anlagen skaliert und somit auf die untersuchte Anlage angepasst /HOR 09/.

Der ausgewählte ROCOM-Datensatz hatte wegen der Mehrkanalmodellierung eine hohe Komplexität. Diese wurde für die ROCOM-Nachrechnungen zur Validierung des ATHLET-2D/3D-Moduls entwickelt. Für die ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung war eine einfachere RDB-Darstellung vorteilhaft und aus diesem Grund wurde der ursprüngliche ATHLET-Datensatz entsprechend modifiziert. Da im ausgewählten Versuch PKLIIT1.2 die dritte Kühlmittelschleife abgesperrt wurde, musste diese in ATHLET nicht explizit dargestellt werden. An den Geometrien der anderen drei Hauptkühlmittelschleifen wurde zunächst nichts geändert. Der ROCOM-RDB wurde vereinfacht: Der Kernbereich wurde mit einem einzelnen Rohr abgebildet und der Ringraum konnte mit Hilfe eines Rohres und einem BRANCH repräsentiert werden. Die beiden Plena (oberes und unteres) bestehen aus jeweils einem BRANCH. In dem kalten Strang 1 der ROCOM-Anlage befindet sich ein Auslassrohr, dessen Geometrie im HZDR-Berichten nicht dokumentiert ist. Das Auslassrohr dient zum Volumenausgleich nach einer Einspeisung in den geschlossenen Primärkreis. Dies wurde in ATHLET-Datensatz mit Hilfe eines Rohres und einer TDV modelliert. Abb. 5.16 zeigt das ATHLET-Modell mit nur zwei Schleifen.

Das im Rahmen von RS1540 implementierte Pumpenmodell ($ILAR2T=2$) basiert auf homologen Kurven und die Pumpe wird mit Hilfe der Pumpendrehzahl geregelt. Diese wurde so eingestellt, dass die im HZDR-Bericht spezifizierten Anfangsbedingungen (Volumenströme) wiedergegeben in der Simulation werden.

5.1.4.1 Vorbereitung der Kopplungsschnittstellen

Um eine Kopplung zwischen ATHLET und ANSYS CFX zu ermöglichen, musste die Position der Kopplungsstellen bestimmt werden. Diese hängt direkt mit dem ANSYS CFX-Modell zusammen. Da das Modell den RDB mit Teilen der kalten und heißen Stränge umfasst, mussten die drei kalten und die drei heißen Stränge in ATHLET gespalten werden. Daraus resultierten die TFO-Objekte `CL1-1`, `CL1-2`, `HL1-1`, `HL1-2`, `CL2-1`, `CL2-2`, `HL2-1`, `HL2-2`, `CL4-1`, `CL4-2`, `HL4-1`, `HL4-2`. Wie bereits erwähnt, wurde die dritte Schleife nicht modelliert. Ein Teil davon existiert aber in dem CFD-Modell, weil dort die Tracer-Einspeisung stattfindet. Zusätzlich wurden auch die BRANCH-Objekte `BOUND1`, `BOUND2`, `BOUND4`, `BOUNDOUT1`, `BOUNDOUT2` und `BOUNDOUT4` die für die Kopplungsoption 1 notwendig sind, programmiert. Die ANSYS CFX-Druck- und Temperatur-Werte an den CFD-Einlässen werden dort geschrieben. Die einzige Schnittstelle vom Typ 2 (CFX liefert den Massenstrom und ATHLET den Druck) wurde im HL1 programmiert. Dort befindet sich auch das `SURGE`-Rohr mit dem

angeschlossenen TDV (konstanter Druck, repräsentiert das Überlaufrohr in der ROCOM-Anlage).

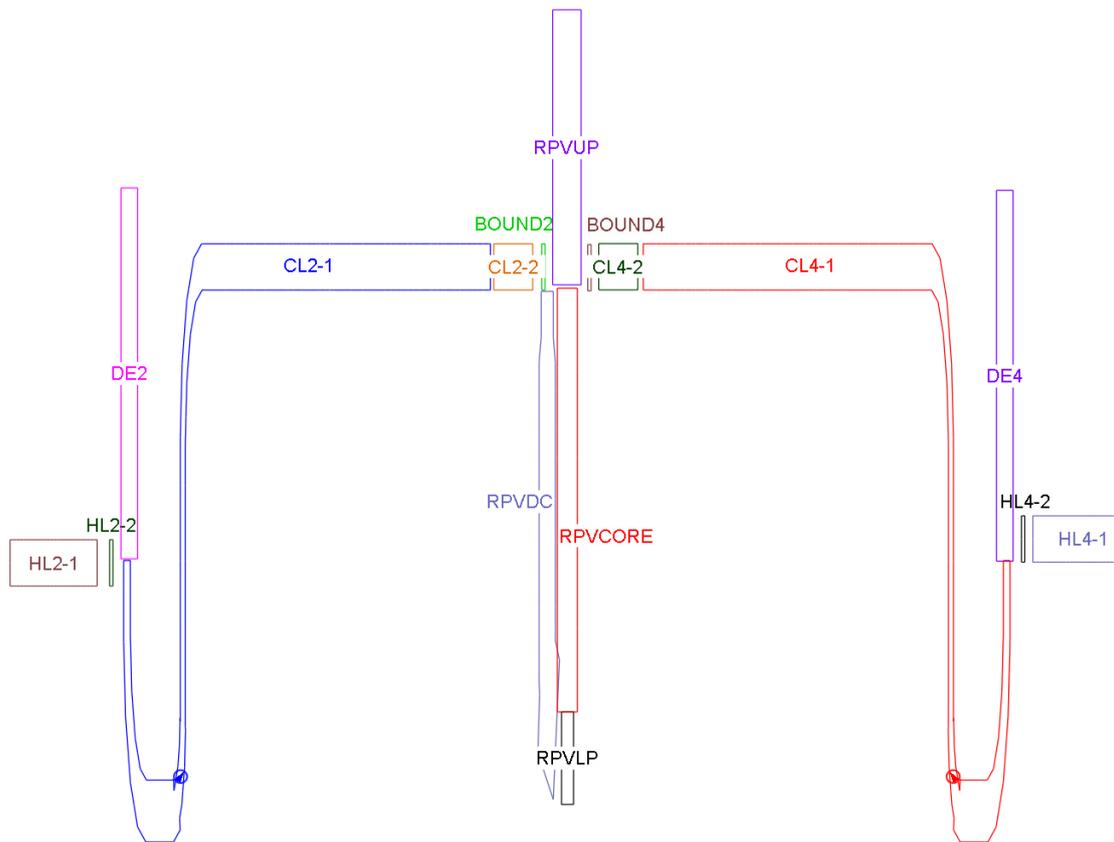


Abb. 5.16 ATHLET-Modell der ROCOM-Anlage (nur zwei Loops dargestellt)

5.1.5 Anfangs- und Randbedingungen

Der Testfall PKLIIT1.2 ist wesentlich länger als PKLIIT1.1 (600 s statt 300 s), da der Einspeisemassenstrom kleiner ist (0,58 statt 2,14 l/s). Nachdem das eingespeiste Ethanol einmal durch den ganzen Kühlkreis geflossen ist, gelangt es wieder in die Einlässe der kalten Stränge. Dort gibt es keine Messungen der Ethanol-Konzentration. Ab diesem Zeitpunkt ist die Fortführung einer eigenständigen CFD-Simulation sinnlos, da die Informationen zu Ethanol-Konzentration und -Verteilung in den kalten Strängen fehlen. In diesem Fall kann eine CFD-Simulation mit einer vollständigen Modellierung des kompletten Kühlkreislaufes durchgeführt werden, allerdings ist diese mit einem sehr hohen Rechenaufwand verbunden. Die Alternative ist eine gekoppelte Simulation mit ATHLET-ANSYS CFX, bei der der Systemcode die fehlenden Informationen an den Einlässen der kalten Stränge liefern wird.

In der vorliegenden Arbeit wird der Vermischungsskalar aus der berechneten Temperaturverteilung bestimmt. Im Testfall PKLIIT1.2 ist der Kühlkreislauf Loop 3 im kalten Strang CL_3 unmittelbar nach dem Einspeisestutzen ECC_3 und der heiße Strang HL_3 am Eintrittsstutzen abgesperrt, siehe Abb. 5.3. Vor Beginn der Einspeisung in den kalten Strang am ECC_3 wird eine quasi-stationäre Anfangsbedingung bestimmt, indem in den Kühlkreisläufen Loop 1, 2 und 4 konstante Massenströme vorgegeben (siehe Tab. 5.2) und solange iteriert werden, bis sich eine stationäre Strömung bei einer Anfangstemperatur $T_0 = 293,15$ K einstellt.

Tab. 5.2 Anfangsbedingungen im ROCOM PKLIIT1.2

Loop	1	2	3	4
Massenstrom, kg/s	3,28	3,28	0,0	3,28
Temperatur, K	293,15	293,15	352,45	293,15
Dichte, kg/m ³	998,2	998,2	972,2	998,20
Relative Dichte	1,0	1,0	0,974	1,0

Die Temperatur im Behälter und an der Einspeisestelle ECC_3 im Loop 3 werden so vorgegeben, dass die relative Dichte den Wert 0,974 hat.

5.1.6 Ergebnisse der gekoppelten ATHLET-ANSYS CFX-Simulation

Mit den oben beschriebenen Einstellungen und einem variablen Zeitschritt (0,003 s – 0,1 s) konnte der Versuch PKLIIT1.2 erfolgreich simuliert werden. Auf 60 Kernen dauerte die gesamte Simulation (700 s) etwa 6,5 Tage. Die erzielten Ergebnisse werden in den nachfolgenden Absätzen analysiert.

Die gekoppelte Simulation wurde von einem stagnierenden Zustand aus gestartet. Die Pumpendrehzahl wurde rasch erhöht, bis die vorgegebenen Fluidgeschwindigkeiten in allen Strängen die gemessenen 0,188 m/s erreicht haben. Durch die schnelle Drehzahlerhöhung entwickelten sich Druck-Geschwindigkeitsoszillationen, die sich aber innerhalb von 10 s aufgelöst haben. Bei $t = 20$ s wurde dann die ECC-Einspeisung im kalten Strang 3 gestartet. Abb. 5.17 zeigt die Strömungsgeschwindigkeiten in den heißen Strängen 1, 2 und 4. Es ist zu sehen, dass die Strömungsgeschwindigkeit im heißen Strang 1 von 0,188 m/s auf 0,22 m/s ansteigt. Grund dafür ist die Einspeisung im kalten Strang 3: Das eingespeiste Wasser fließt vom oberen ROCOM-Plenum Richtung heißer Strang 1, weil an diesem Strang das TDV angeschlossen ist. Das TDV dient zur Simulation des ROCOM-Überlaufrohres. Die Anwesenheit des Überlaufrohres in diesem

Strang führt dazu, dass das eingespeiste Wasser durch den heißen Strang 1 fließt und letztendlich den Kühlkreislauf durch das Überlaufrohr verlässt (Abb. 5.18). In diesem Fall kann im Vergleich zu den Strängen 2 und 4 mehr Wasser durch den heißen Strang 1 fließen, da das Überlaufrohr der gesamte Rohrquerschnitt vergrößert und dadurch die Strömungswiderstände geringer sind. Das Ergebnis ist in Abb. 5.19 ersichtlich: in allen drei kalten Strängen betragen die Fluidgeschwindigkeiten 0,188 m/s.

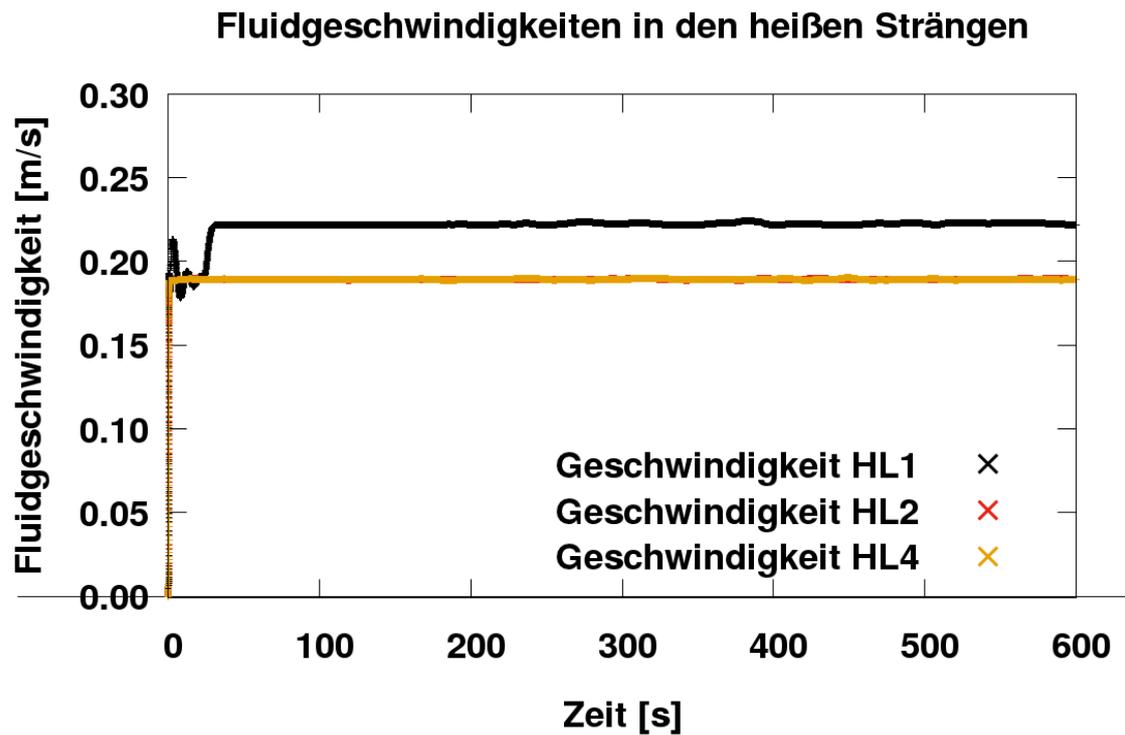


Abb. 5.17 Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in den heißen Strängen

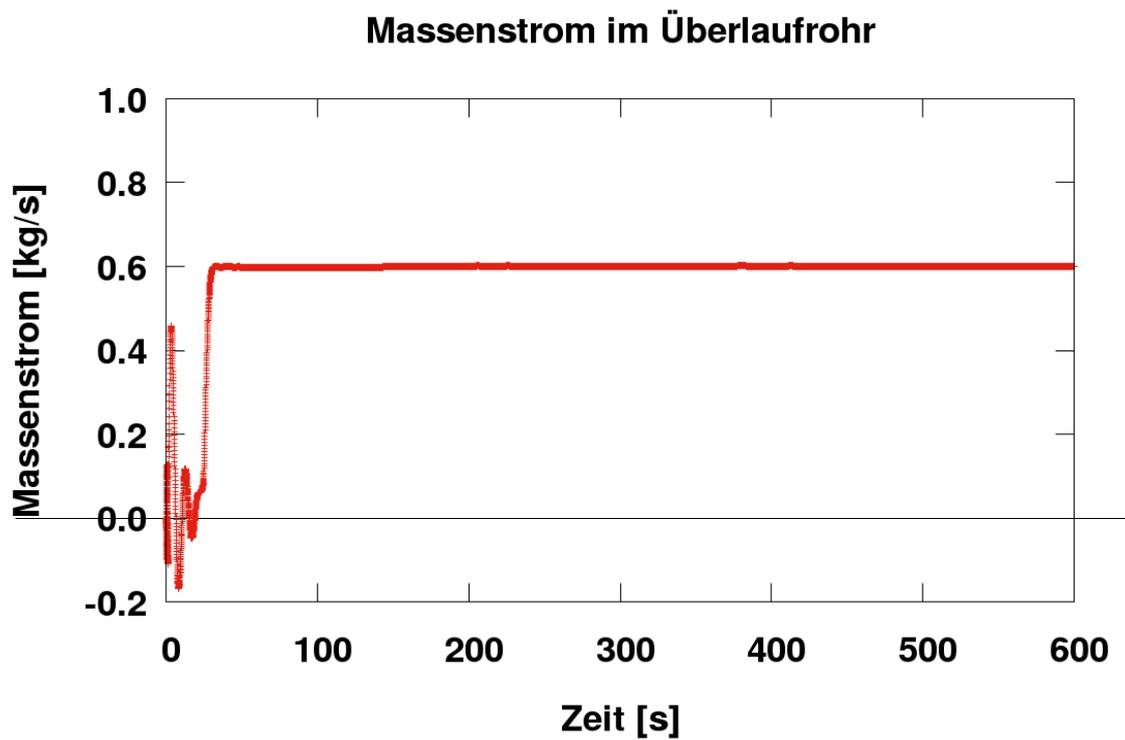


Abb. 5.18 Massenstrom im Überlaufrohr

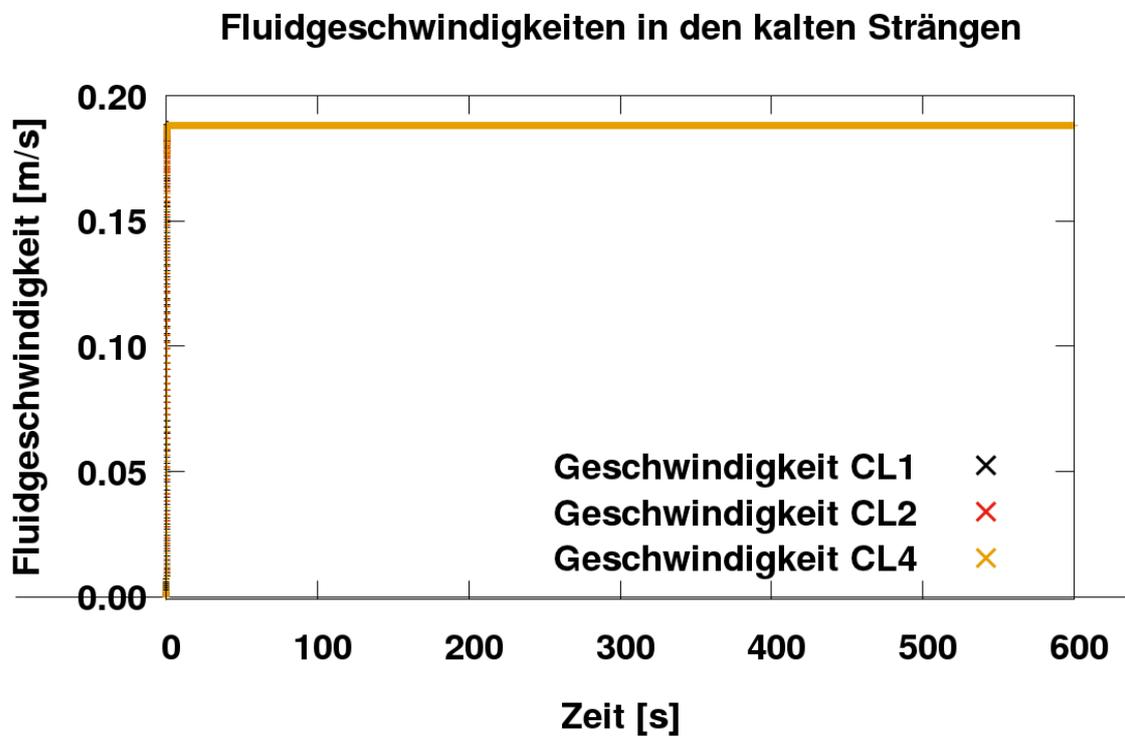


Abb. 5.19 Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in den kalten Strängen

Die Abb. 5.20 bis Abb. 5.26 zeigen Momentaufnahmen von der Ethanol-Verteilung im System während des Experiments. Das Ethanol wird bei $t_{\text{exp}} = 0 \text{ s}$ und $t_{\text{sim}} = 20 \text{ s}$ eingespeist. Die 20 s Unterschied resultieren aus der Einschwingphase, in der sich die wesentlichen thermohydraulischen Parameter stabilisieren und das System einen stationären Zustand findet. Etwa 10 s nach dem Beginn der Einspeisung propagiert das Ethanol gleichzeitig Richtung RDB und Einlass des kalten Strangs 3, wo in der Realität eine Absperrarmatur sitzt. Diese bleibt während des gesamten Versuchs im geschlossenen Zustand, deswegen wurde am Einlass des kalten Strangs 3 in ANSYS CFX eine „Wand“-Randbedingung spezifiziert. Da der Massenstrom im PKLIIT1.2-Versuch deutlich geringer als im PKLIIT1.1-Versuch ist, dauert es länger, bis der maximale Einspeisemassenstrom von $\sim 0,58 \text{ kg/s}$ erreicht wird.

In den nachfolgenden Abbildungen wird die Ethanol-Verteilung in der Anlage mit Hilfe eines Vermischungsskalars dargestellt. Ein Vermischungsskalar von 1,0 bedeutet einen Ethanolanteil von 100 % im betrachteten Volumen, während ein Vermischungsskalar von 0,0 reinem Wasser entspricht. Etwa 40 s nach Simulationsbeginn befindet sich das Ethanol immer noch im kalten Strang 3 (Abb. 5.20). Aufgrund der kleineren Ethanol-Dichte bleibt zunächst das eingespeiste Fluid im oberen Bereich des kalten Stranges 3. Nach weiteren 10 s erreicht das Ethanol den Ringraum und fließt Richtung heißem Strang 3, dabei bleibt es aber immer oben (Abb. 5.21). In den nachfolgenden 10 s erhöht sich die Ethanol-Konzentration im oberen Ringraumbereich. Das eingespeiste Fluid fließt nun in beide Richtungen (links und rechts des kalten Strangs 3), dabei erhöht sich auch die mittlere Ethanol-Konzentration im kalten Strang 3 auf 0,65. Zu diesem Zeitpunkt sammelt sich der eingespeiste Alkohol im oberen Ringraumbereich. Ein kleiner Teil davon wird vom in den RDB strömenden Wasser aus den kalten Strängen 1, 2 und 4 nach unten mitgerissen (Abb. 5.22). Aufgrund der kleineren Ethanol-Dichte ist dieser Prozess etwas langsam. Bei $t = 90 \text{ s}$ ist Ethanol über die gesamte Perimeter-Länge des Ringraums zu sehen und seine mittlere Konzentration im kalten Strang 3 beträgt 0,75. (Abb. 5.23). Es wird immer mehr Ethanol vom oberen Ringraumbereich mitgerissen und Richtung unteres Plenum und Kerneintritt transportiert. Der kleine Einspeisemassenstrom führt zu einer langsamen Transiente und deswegen sind noch keine Ethanol-Spuren in den heißen Strängen 1, 2 und 4 festzustellen. Abb. 5.24 zeigt die Ethanol-Verteilung in ROCOM 250 s nach dem Beginn der Einspeisung. Das Ethanol sammelt sich weiterhin im oberen Ringraumbereich, wo das Vermischungsskalar bis auf 0,82 ansteigt, während die Strähne des mitgerissenen Alkohols aus dem oberen Ringraumbereich immer stärker ausgeprägt werden. Langsam erhöht sich die Ethanol-Konzentration auch in allen anderen ROCOM-Strängen. Dieses Muster ändert sich kaum in den nachfolgenden

350 s (Abb. 5.25, Abb. 5.26). Die Ethanol-Konzentration steigt überall an, aber selbst nach 600 s ist der kalte Strang 3 noch nicht komplett mit Ethanol gefüllt (s. Abb. 5.27). Die Ethanol-Verteilung in der ROCOM-Anlage bleibt relativ konstant: im oberen Ringraumbereich sammelt sich das leichtere Fluid, während sich im unteren Ringraumbereich das schwere Wasser mit niedriger Ethanol-Konzentration befindet. Über die Zeit wird die Ethanol-Konzentration in diesem unteren Bereich immer größer, ohne dass sich die Ethanol-Verteilung groß ändert. Grund dafür ist die relativ konstante Geschwindigkeitsverteilung im System. Diese wird mit Hilfe von Stromlinien in Abb. 5.28 dargestellt. Auf diesem Bild ist auch zu sehen, dass sich sehr ähnliche Fluidgeschwindigkeiten in den heißen Strängen 2 und 4 einstellen, während die Strömungsgeschwindigkeit im heißen Strang 1 aufgrund der größeren Wassermenge wesentlich höher ausfällt.

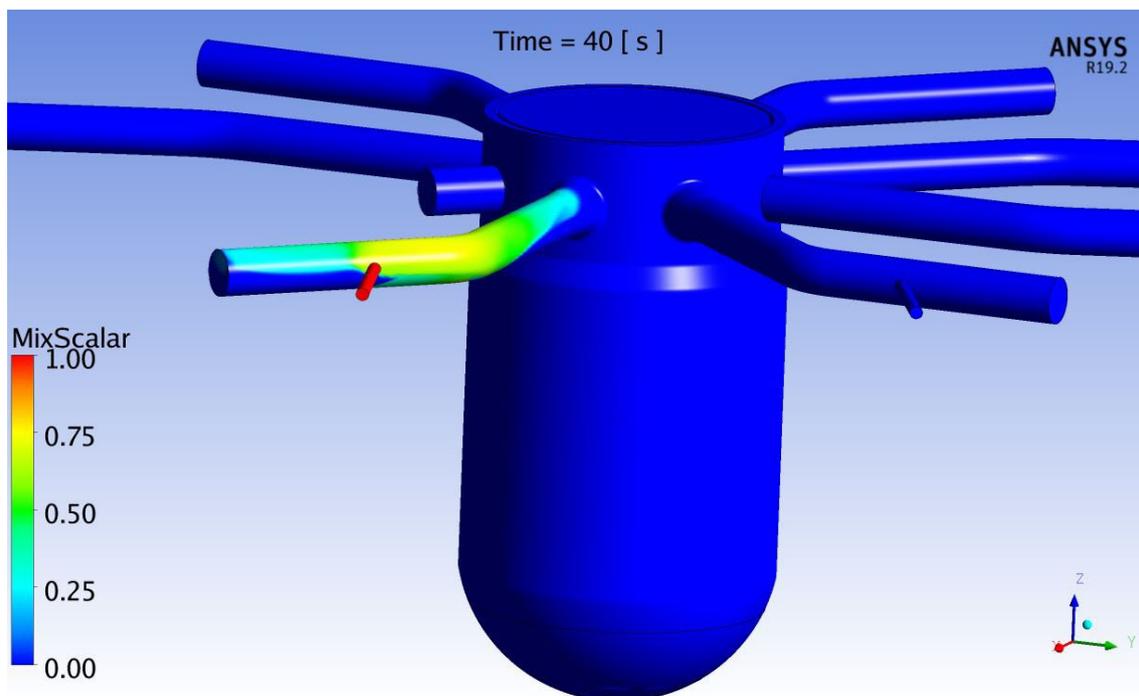


Abb. 5.20 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei $t = 40$ s

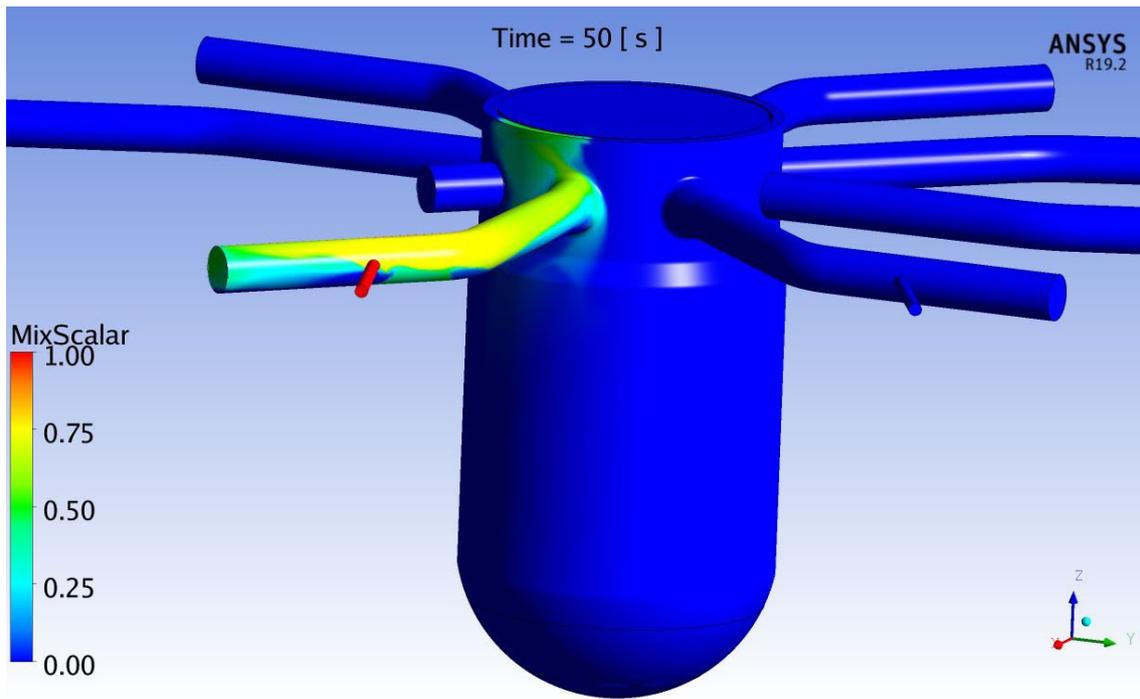


Abb. 5.21 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei t = 50 s

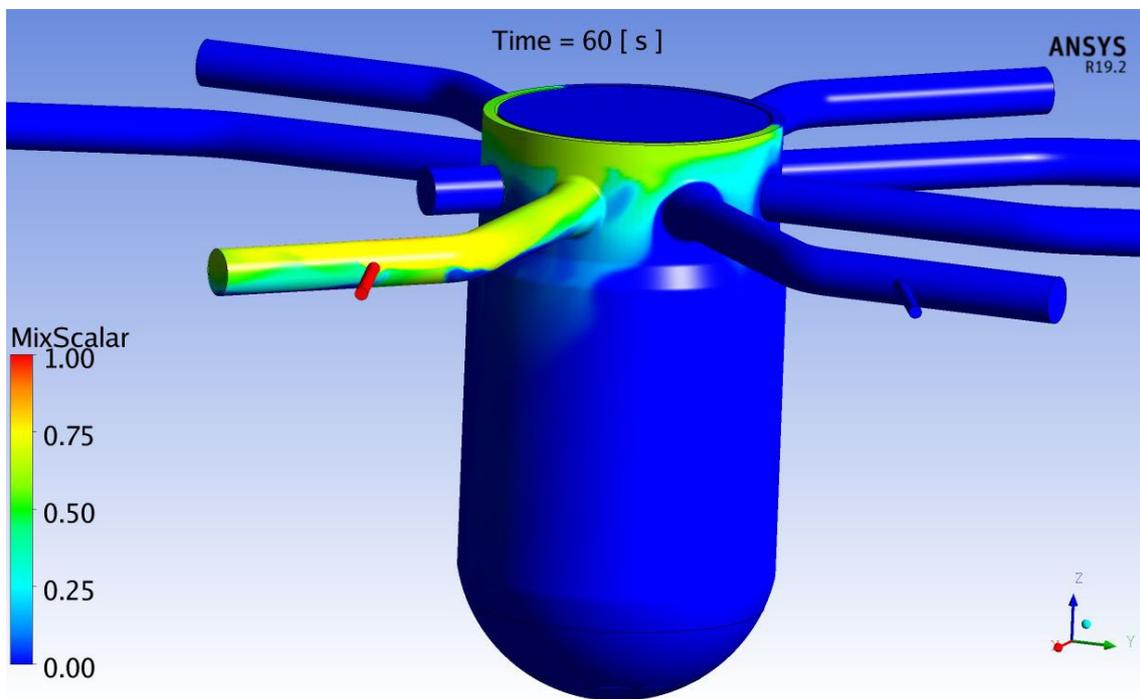


Abb. 5.22 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei t = 60 s

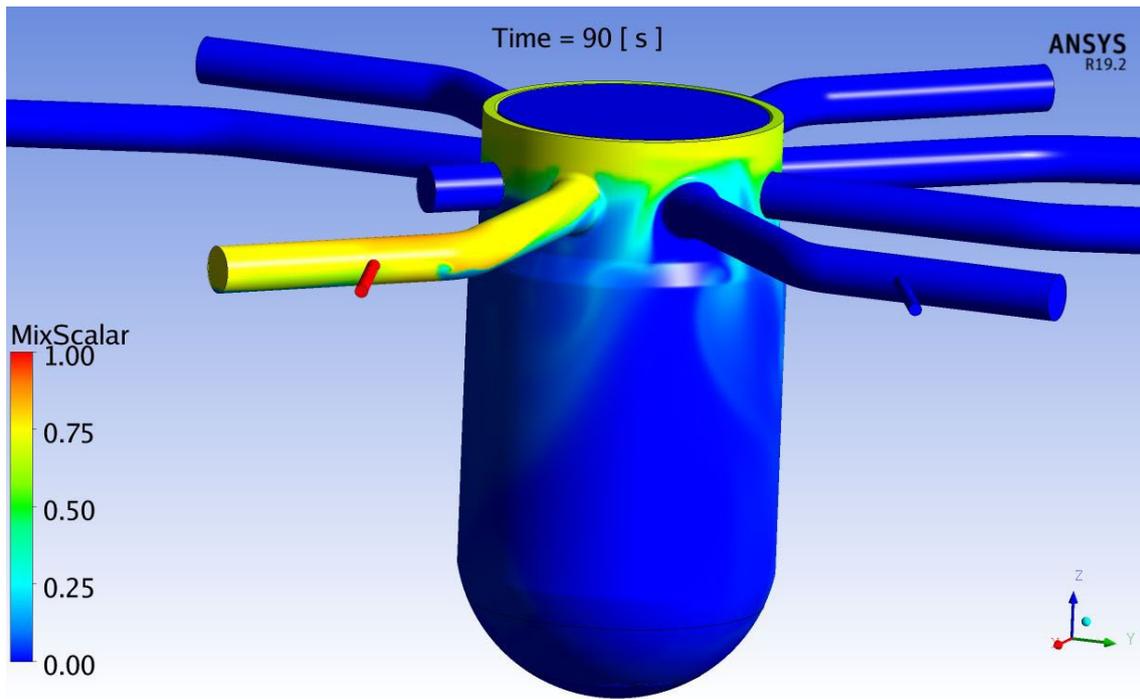


Abb. 5.23 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei $t = 90$ s

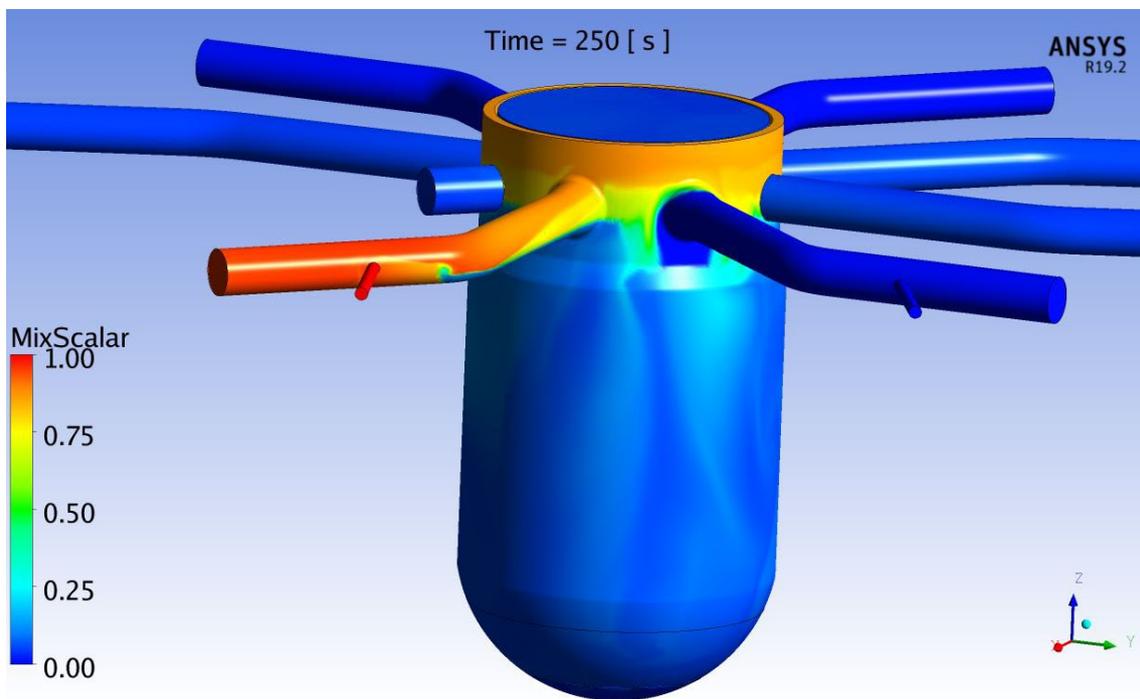


Abb. 5.24 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei $t = 250$ s

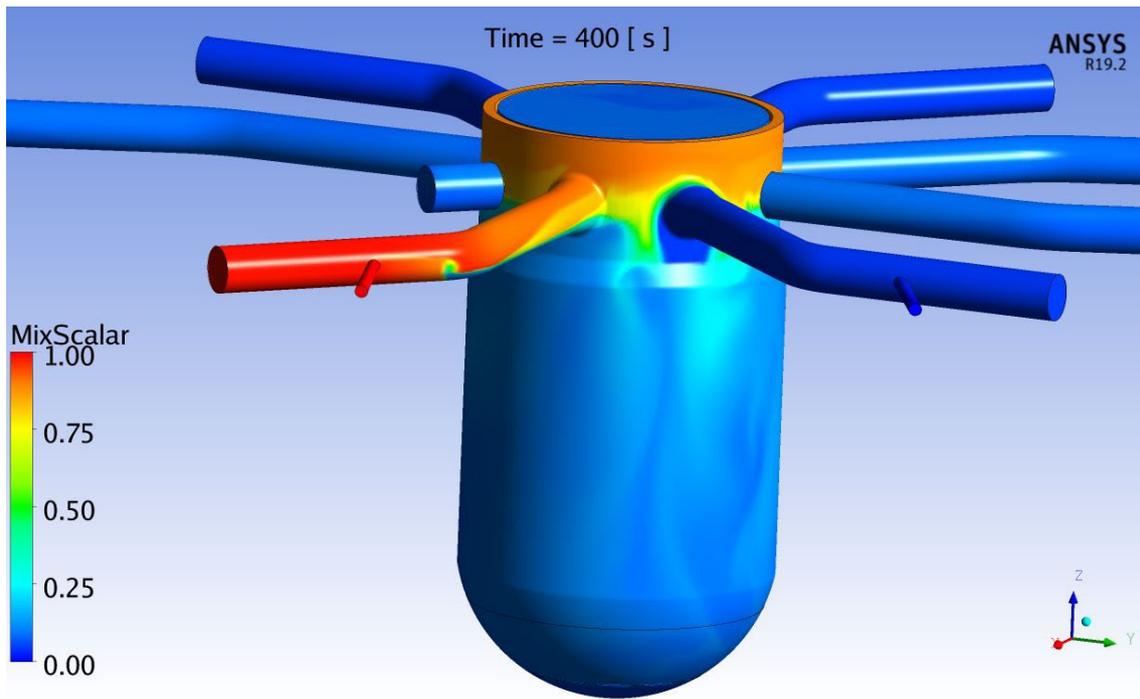


Abb. 5.25 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich bei $t = 400$ s

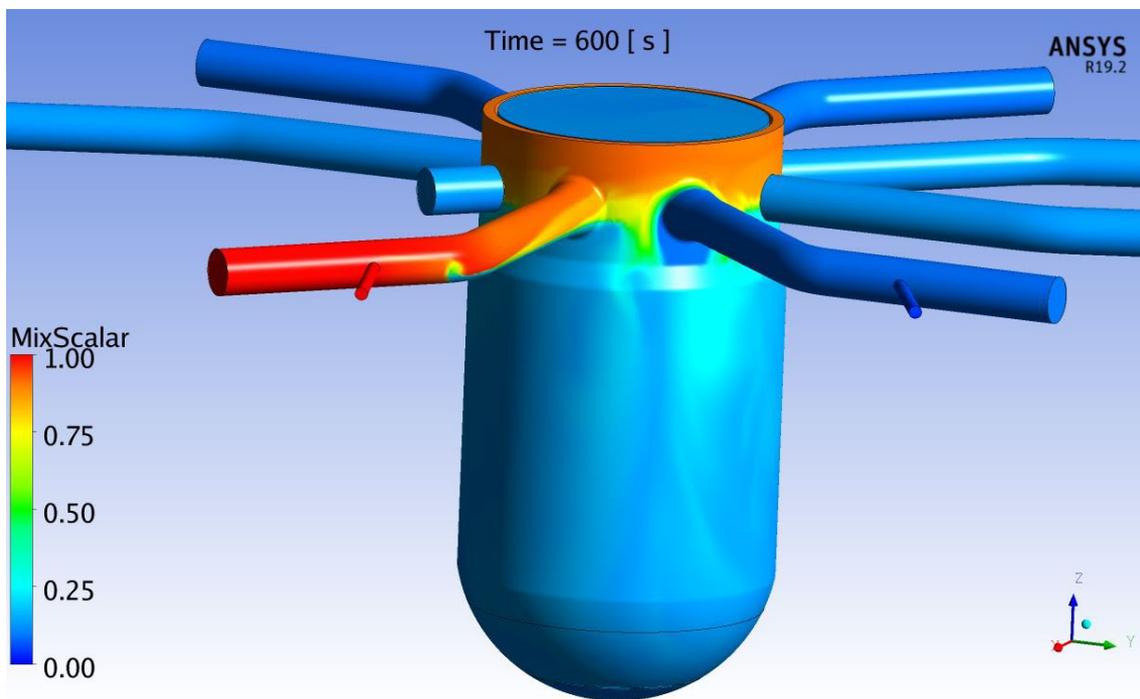


Abb. 5.26 Verteilung des eingespeisten Ethanols im CFD-Bereich ($t = 600$ s)

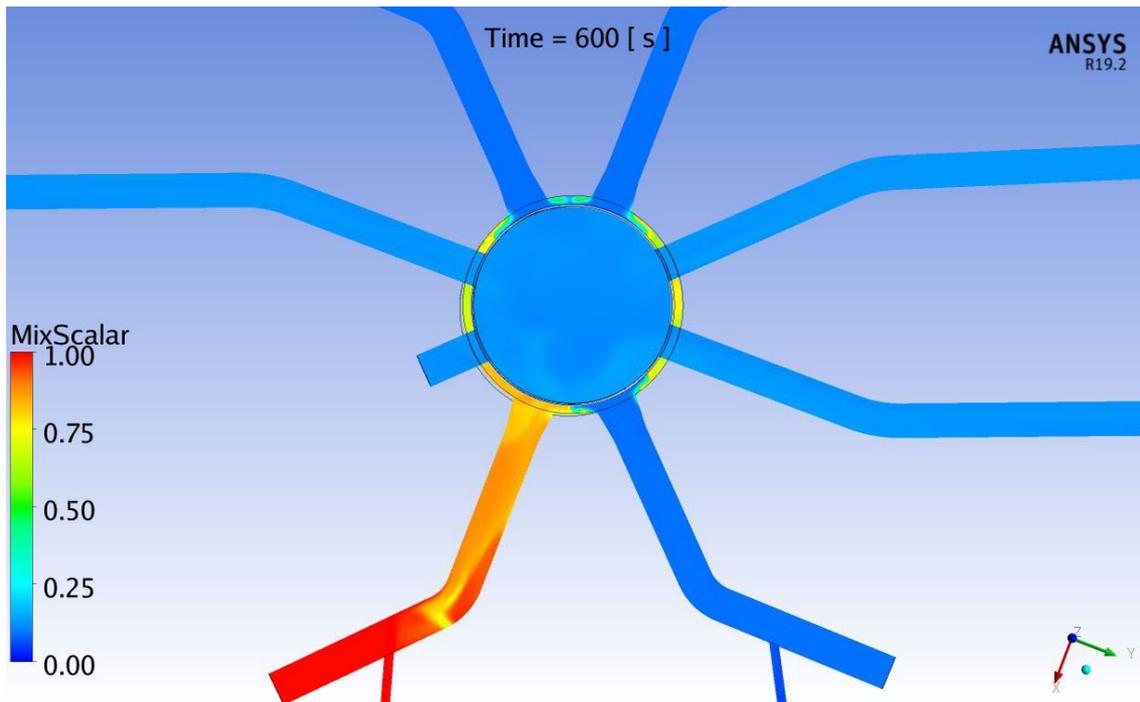


Abb. 5.27 Ethanol-Konzentration in der ROCOM-Anlage, Schnitt bei $z = 0$ m (Mitte der Stränge)

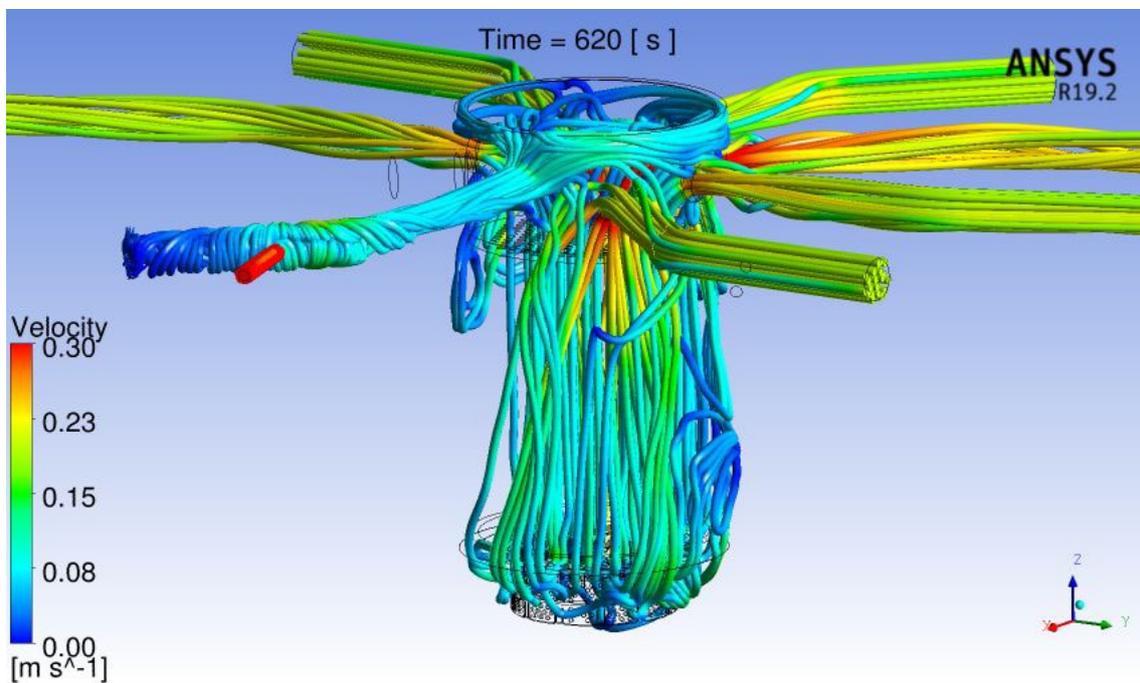


Abb. 5.28 Geschwindigkeitsverteilung im CFD-Bereich, dargestellt mit Hilfe von Stromlinien

Während des PKLIIT1.2-Versuchs herrschen im ROCOM-RDB kleine Strömungsgeschwindigkeiten (Abb. 5.29). Die größten Wassergeschwindigkeiten ($\sim 0,1$ m/s) sind an den Auslässen der Kernkanäle zu finden, da diese kleine Querschnitte aufweisen. Die Geschwindigkeitsvektoren im Bereich des heißen Strangs 3 zeigen die Bildung von mehreren Rezirkulationszonen. Im verkürzten heißen Strang 3 bildet sich wieder eine kleine Rezirkulationszone mit Gegenströmung: Das Wasser mit Ethanol dringt in den oberen Rohrquerschnitt vom heißen Strang 3 ein, während gleichzeitig das klare Wasser den Strang 3 durch den unteren Rohrquerschnitt verlässt. Im Vergleich zum ursprünglichen Netz ist die Zufuhr von klarem Wasser in den RDB wesentlich kleiner. Dadurch werden die Ergebnisse durch die künstliche Ethanol-Verdünnung nicht verfälscht.

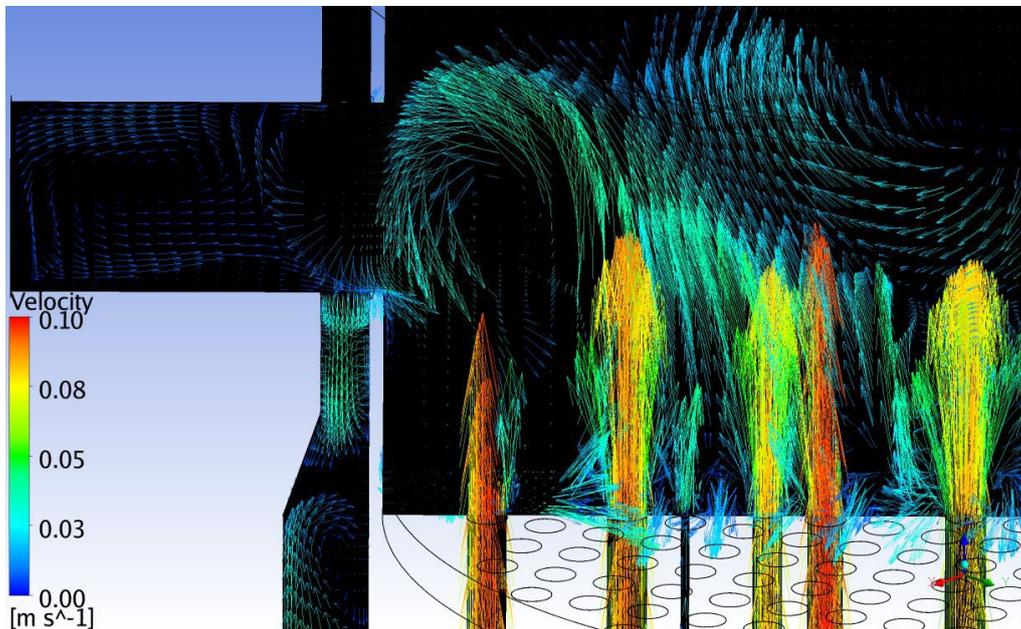


Abb. 5.29 Geschwindigkeitsverteilung und Rezirkulationszonen in der Nähe des heißen Strangs 3, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren

5.1.7 Vergleich der 1D-3D-Ergebnisse mit experimentellen Daten

Für die Analyse der Vermischungsskalar-Verteilung in der ROCOM-Anlage werden die entsprechenden Kurven von den vier Experimenten für jede Messstelle dargestellt. Die genauen Positionen der analysierten Messstellen für den Vergleich mit den experimentellen Daten sind in Abb. 5.30 mit gelben Kreuzen dargestellt. Im Ringraum befinden sich Messstellen auf drei Ebenen mittig, unterhalb der kalten und heißen Stränge CL 3 (*DC-CL3* in Abb. 5.30), HL 3 (*DC-HL3*) und CL 4 (*DC-CL4*), HL 4 (*DC-HL4*) an der Außenwand des Druckbehälters. Die entsprechenden Monitorpunkte sind auf der obersten Ebene (top auf -317,5 mm), der mittleren Ebene (middle auf -761,5 mm) und der untersten Ebene (bottom auf -1.195,5 mm) positioniert (s. gelbe Monitoring Points). Die Messensoren L13, L32 und L33 befinden sich ebenfalls in drei Ebenen in den kalten Strängen 3 und 1.

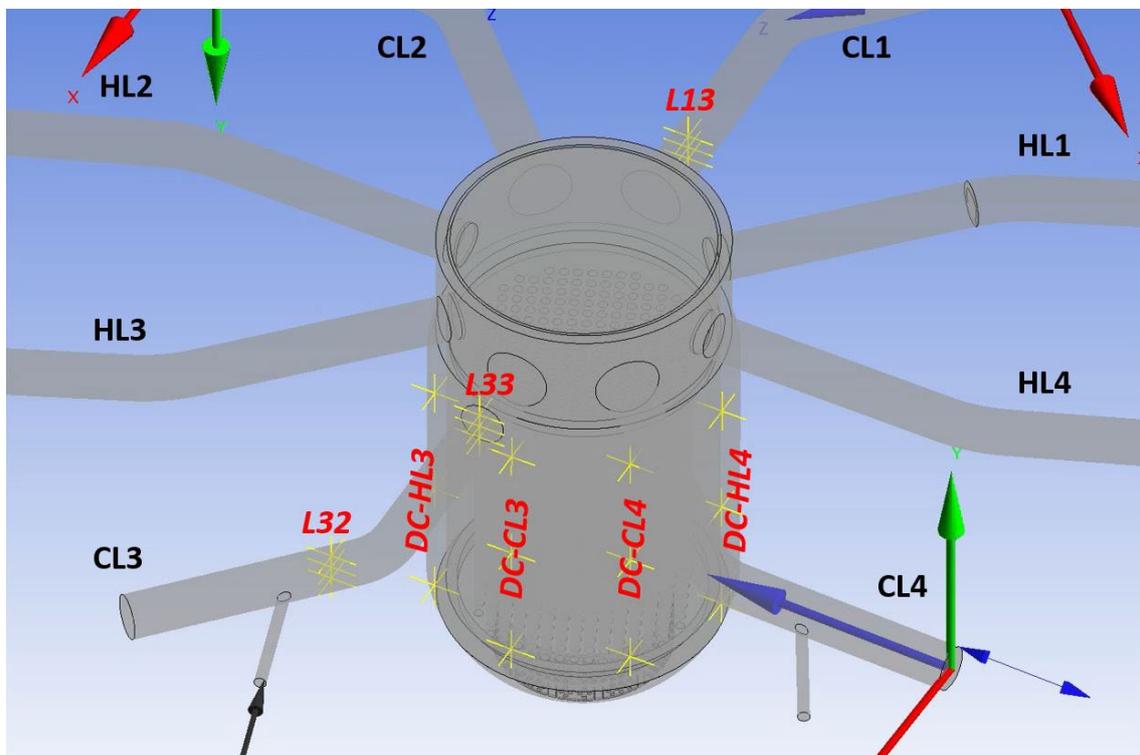


Abb. 5.30 Genaue Position der Messstellen für den Vergleich mit experimentellen Daten

Abb. 5.31, Abb. 5.32 und Abb. 5.33 zeigen den Vergleich zwischen Rechnung und Messung für die drei Messsensoren zwischen der ECC-Einspeisung und dem Eintritt zum Ringraum. Insgesamt ist eine gute Übereinstimmung festzustellen. Es ist zu sehen, dass erst nach ca. 20 s die Ethanol-Konzentration, dargestellt mit Hilfe des Vermischungsskalars, ansteigt. Abweichungen zwischen Rechnung und Messung sind hauptsächlich im

unteren Sensor-Bereich, nicht weit vom Boden des kalten Stanges 3, zu finden. Die Experimente 1 und 3 zeigen einen raschen Konzentrationsanstieg (bis. ca. 0,6) in den ersten 5 – 10 s. In der Simulation ist der Anstiegsgradient ähnlich, allerdings nur bis 0,45 s. Kurz danach sinkt die Ethanol-Konzentration in den beiden Experimenten wieder auf $\sim 0,05$, während diese in der Simulation weiter ansteigt. Es ist interessant, dass in den Experimenten 2 und 4 solche raschen Konzentrationsanstiege fehlen. Dies führt zu der Schlussfolgerung, dass die experimentellen Daten für diese bestimmte Stelle mit Unsicherheiten behaftet sind. Darüber hinaus ist in Abb. 5.31 eine große Datenstreuung zu sehen: Innerhalb von wenigen Sekunden schwankt die gemessene Konzentration bei konstanter Einspeiserate (siehe z. B. Exp. 3 bei $t = 300$ s) zwischen 0,25 und 1,0. Für den weiteren Transienten-Verlauf ist die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Messungen für alle drei Sensoren der Sensorgruppe L32 gut.

Gute Übereinstimmung zwischen Simulationsergebnissen und ROCOM-Daten kann auch für die Sensorgruppe L33 beobachtet werden (s. Abb. 5.34, Abb. 5.35 und Abb. 5.36). Die Entwicklung des Vermischungsskalars in der Zeit wurde vom gekoppelten Rechenprogramm ATHLET-ANSYS CFX genau vorhergesagt. Die Ethanol-Konzentration in der Nähe des Rohrbodens (s. Abb. 5.34) ist deutlich niedriger als in mittleren und oberen Rohrbereichen. Das Ethanol wird seitlich, genau in der Rohrmitte, eingespeist. Aufgrund seiner kleinen Dichte steigt es nach oben und wodurch sich seine Konzentration in den erwähnten Bereichen schneller erhöht (Abb. 5.35 und Abb. 5.36).

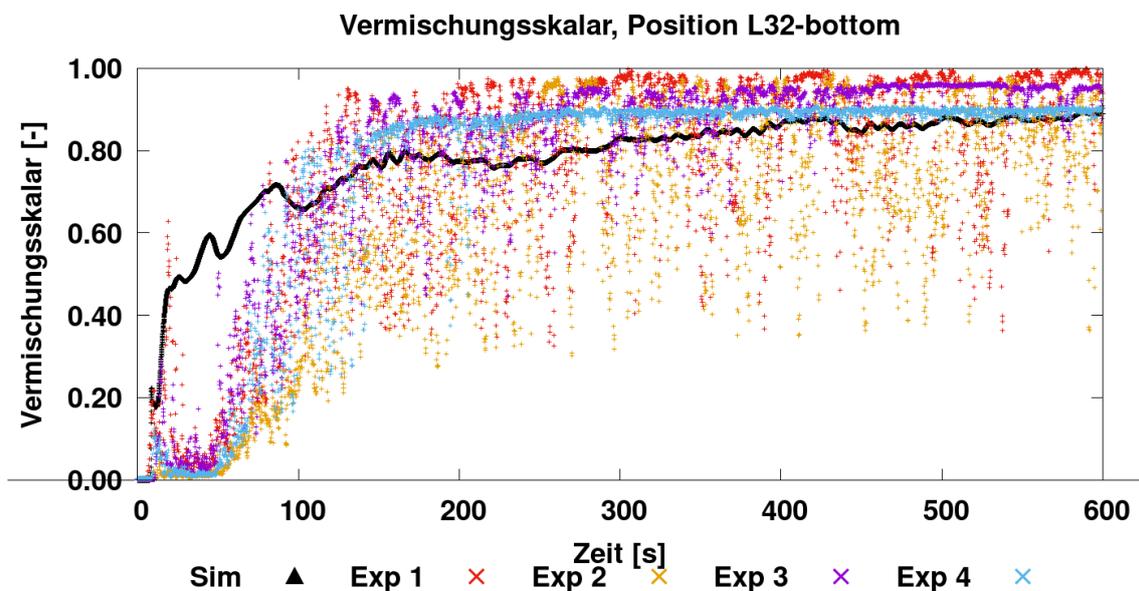


Abb. 5.31 Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, untere Ebene

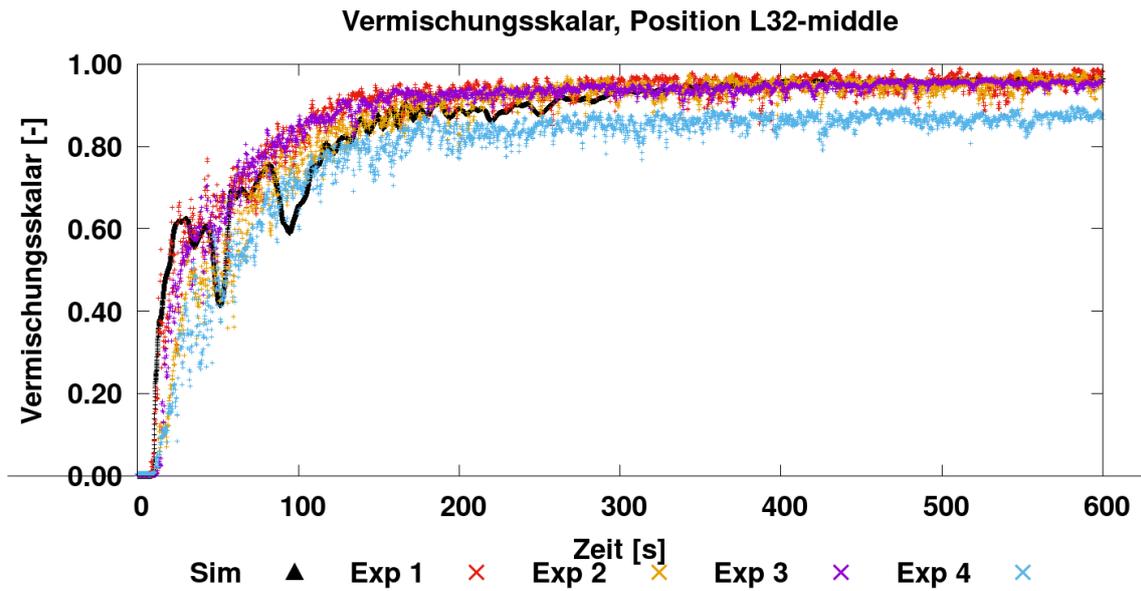


Abb. 5.32 Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, mittlere Ebene

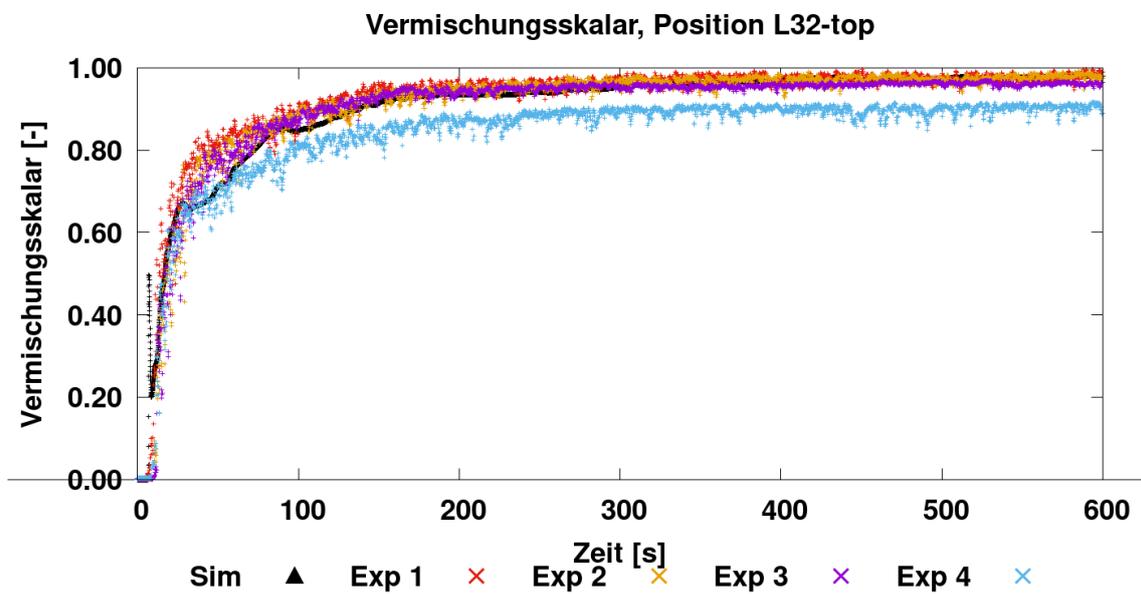


Abb. 5.33 Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, obere Ebene

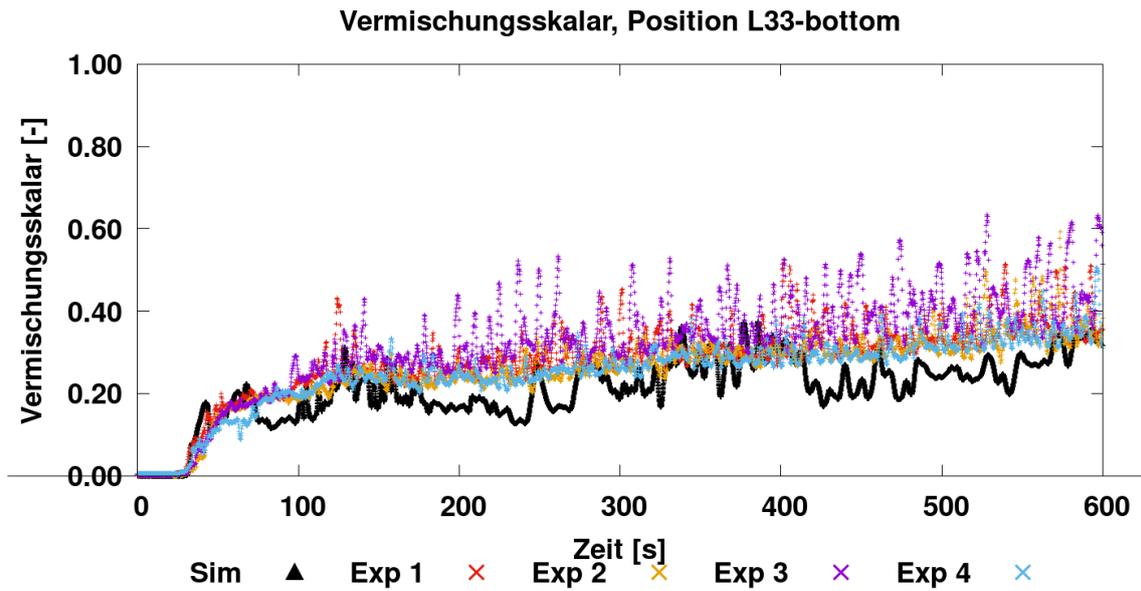


Abb. 5.34 Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, untere Ebene

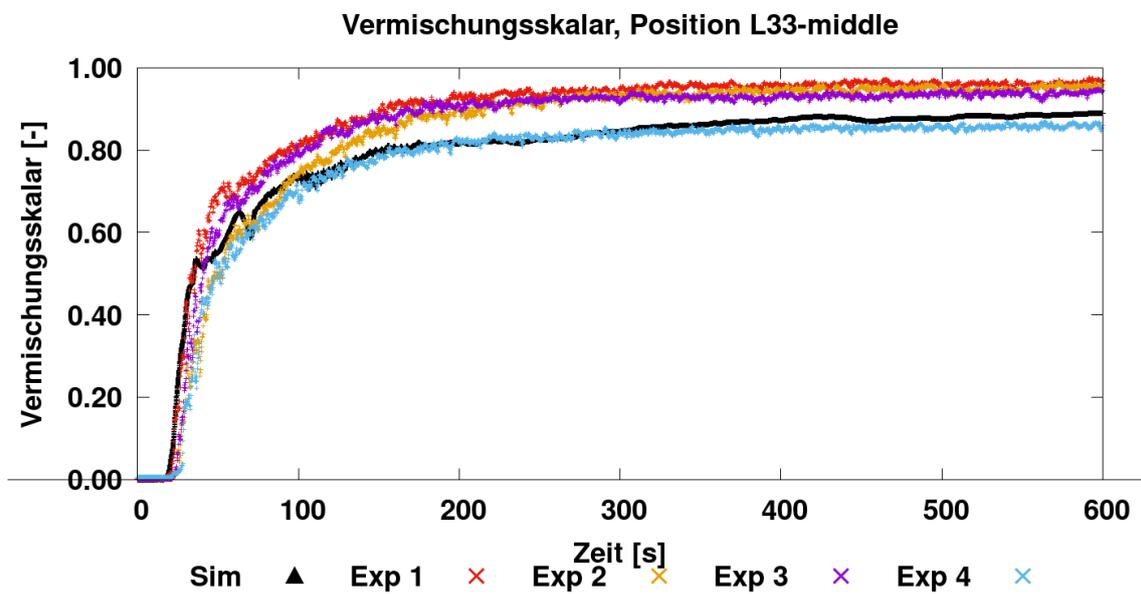


Abb. 5.35 Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, mittlere Ebene

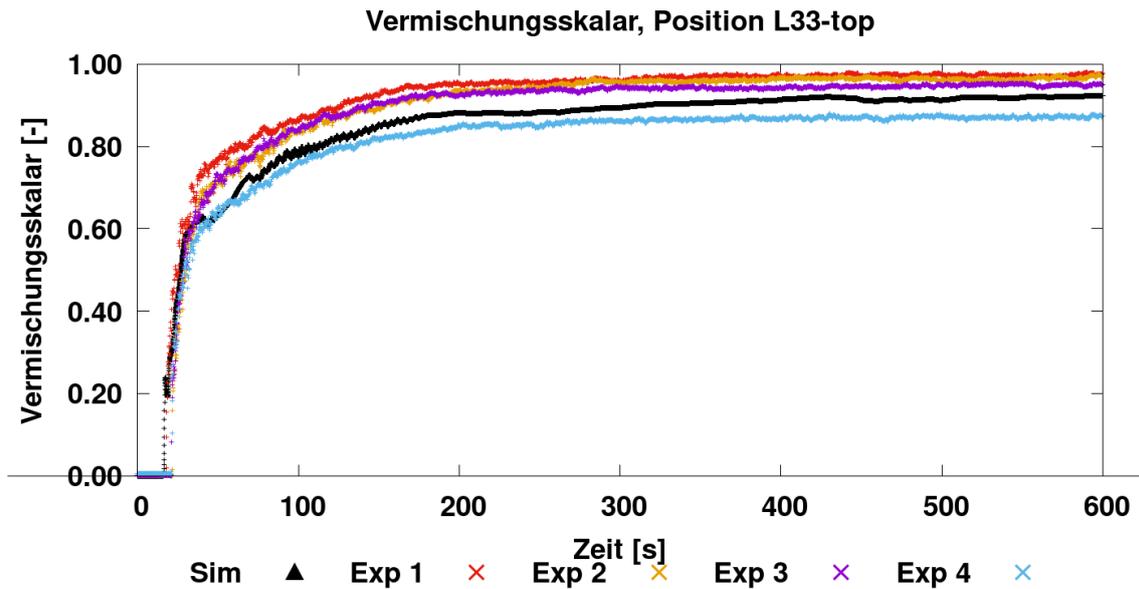


Abb. 5.36 Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, obere Ebene

Vom kalten Strang 3 fließt das Ethanol in den Ringraum. Dieses Fluid ist leichter als das Wasser dort und bleibt im oberen Ringraumbereich auf der Höhe der Stützen, wo leider keine Konzentrationssensoren installiert worden sind. Die obersten Ringraum-Sensoren liegen etwa 318 mm unterhalb der Stützenmitte. Den Vergleich mit Messdaten für die drei ausgewählten Sensoren unter dem kalten Strang 3 zeigen Abb. 5.37, Abb. 5.38 und Abb. 5.39. Es ist zu sehen, dass sich die Daten vom Experiment 2 von den anderen deutlich unterscheiden. Eine Erklärung dafür konnte in den HZDR-Berichten nicht gefunden werden. Die Analyse zeigt, dass ATHLET-ANSYS CFX den Vermischungsskalar für die obere Sensorposition etwas stärker im Vergleich zu den anderen beiden Positionen unterschätzt. Das Ethanol erreicht den oberen Ringraumbereich direkt unter dem kalten Strang mit etwas Verspätung. In den ersten 200 s ist der berechnete Wert den Messungen ähnlich, danach zeigt ATHLET-ANSYS CFX kontinuierlich einen bis ca. 40 % niedrigeren Wert. Ein Blick in den Bereich unterhalb des kalten Stranges 3 zeigt, dass 400 s nach Simulationsbeginn kaum Ethanol am Rohrboden liegt (Abb. 5.40). Das ethanolarme, schwere Wasser strömt direkt nach unten Richtung Sensor DC-CL3-top und führt zu der beschriebenen Unterschätzung der Konzentration an dieser Stelle. Es ist ersichtlich, dass das Ethanol nach dem RDB-Eintritt zunächst nach rechts (Richtung kalter Strang 4) strömt.

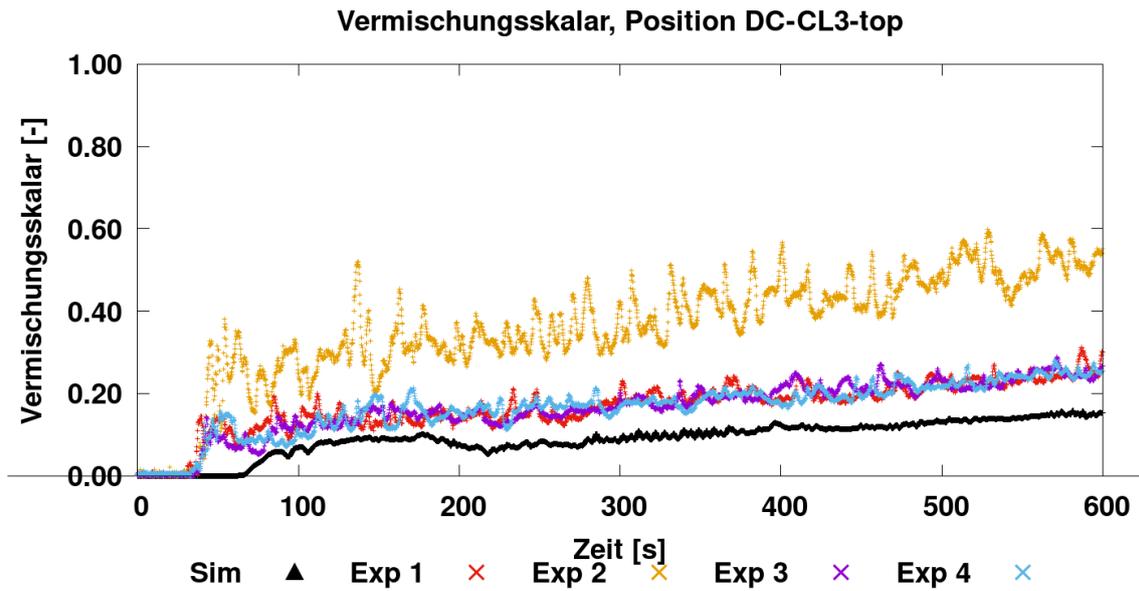


Abb. 5.37 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, obere Ebene

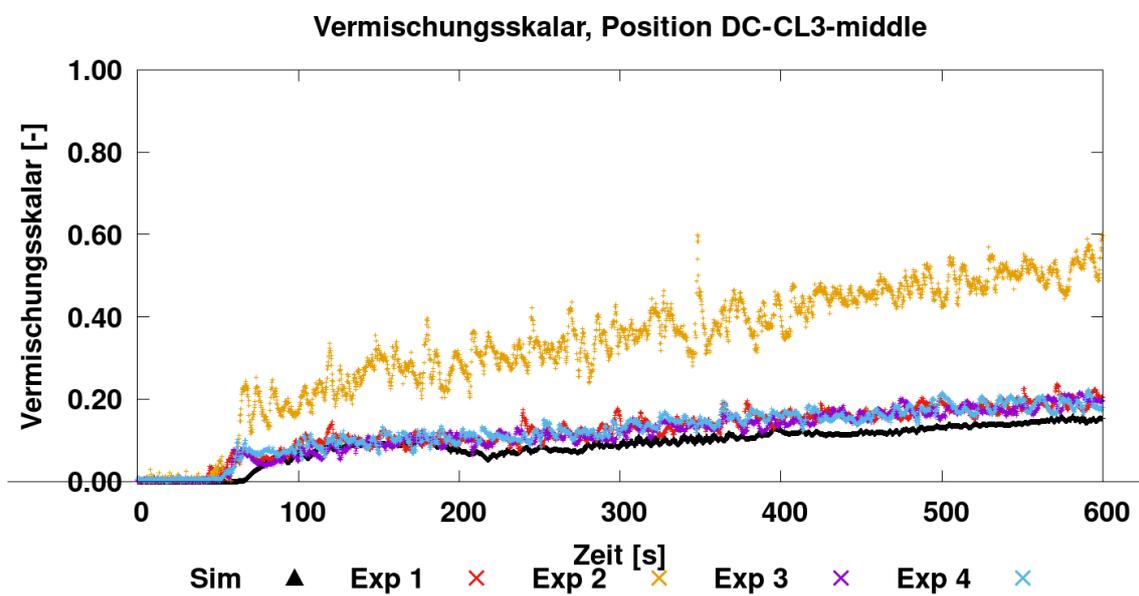


Abb. 5.38 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, mittlere Ebene

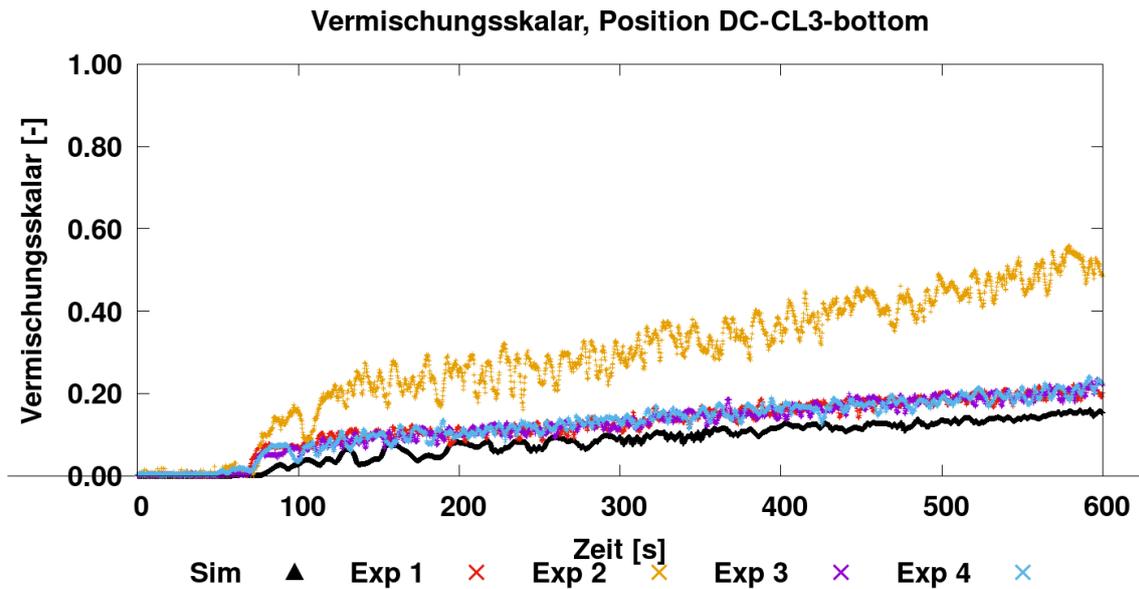


Abb. 5.39 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, untere Ebene

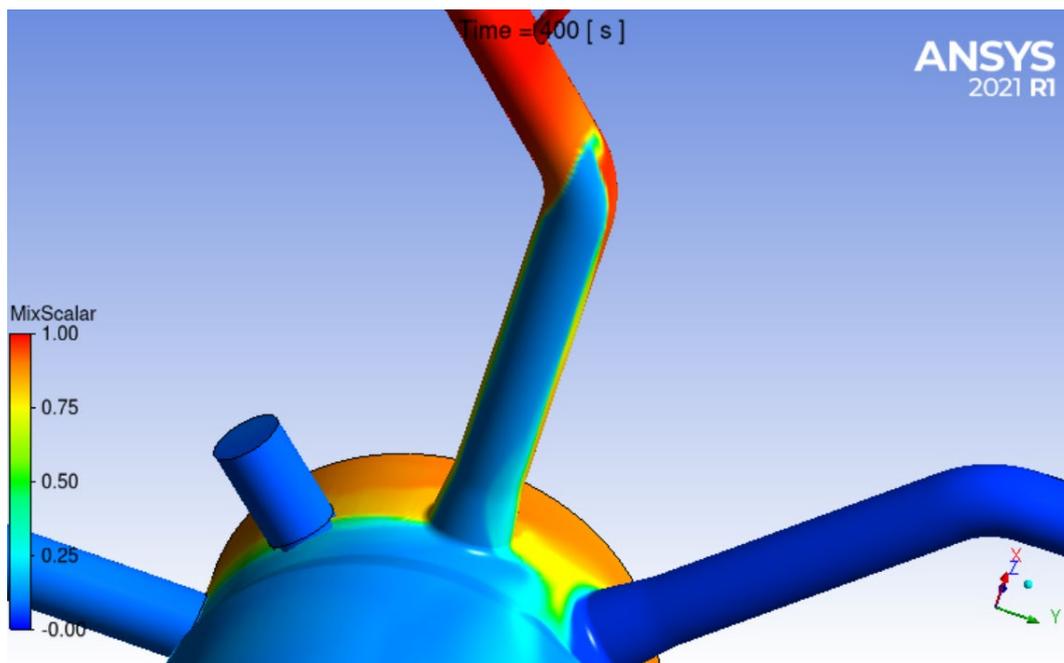


Abb. 5.40 Ethanol-Verteilung im kalten Strang 3 und ROCOM-RDB: Blick von unten

Abb. 5.41, Abb. 5.42 und Abb. 5.43 zeigen den Vergleich für die Sensorgruppe unter dem kalten Strang 4. Für die mittlere Sensor-Position stimmen die berechneten mit den gemessenen Werten gut überein. Für die obere Position überschätzt die Rechnung den Konzentrationswert, zusätzlich ist die vorhergesagte Konzentrationsentwicklung in der Zeit anders als im Experiment. Während dort ein kontinuierlicher Anstieg zu sehen ist, gibt es in der Rechnung bei ca. $t = 80$ s einen deutlichen Sprung in der Ethanol-

Konzentration. Danach erhöht sich diese langsam. Im Gegensatz dazu wird die Ethanol-Konzentration an der unteren Sensorposition etwas unterschätzt (Abb. 5.41).

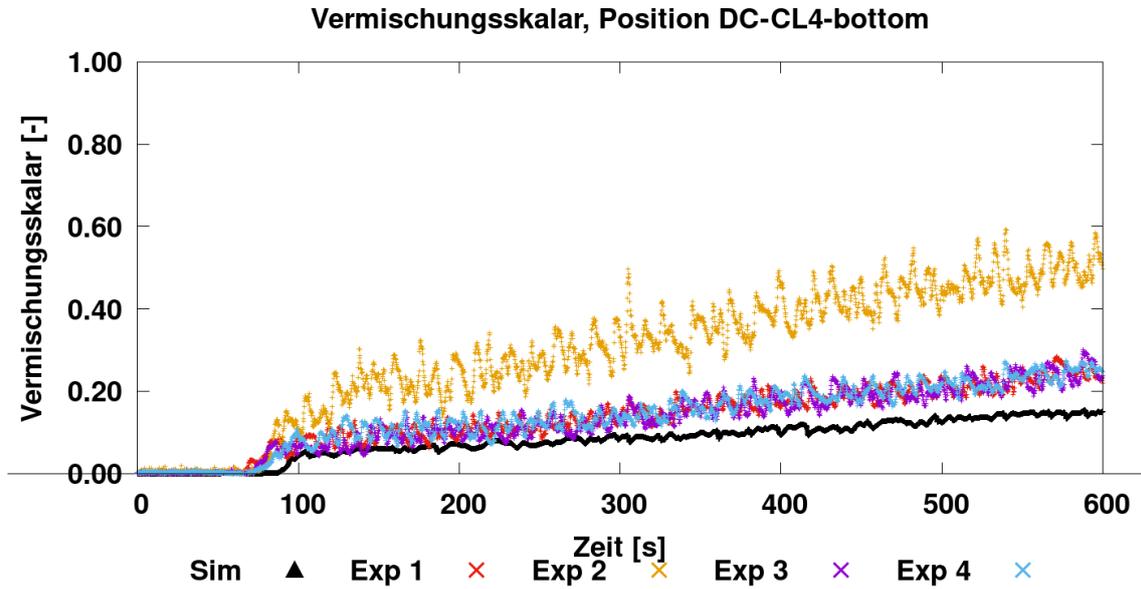


Abb. 5.41 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, untere Ebene

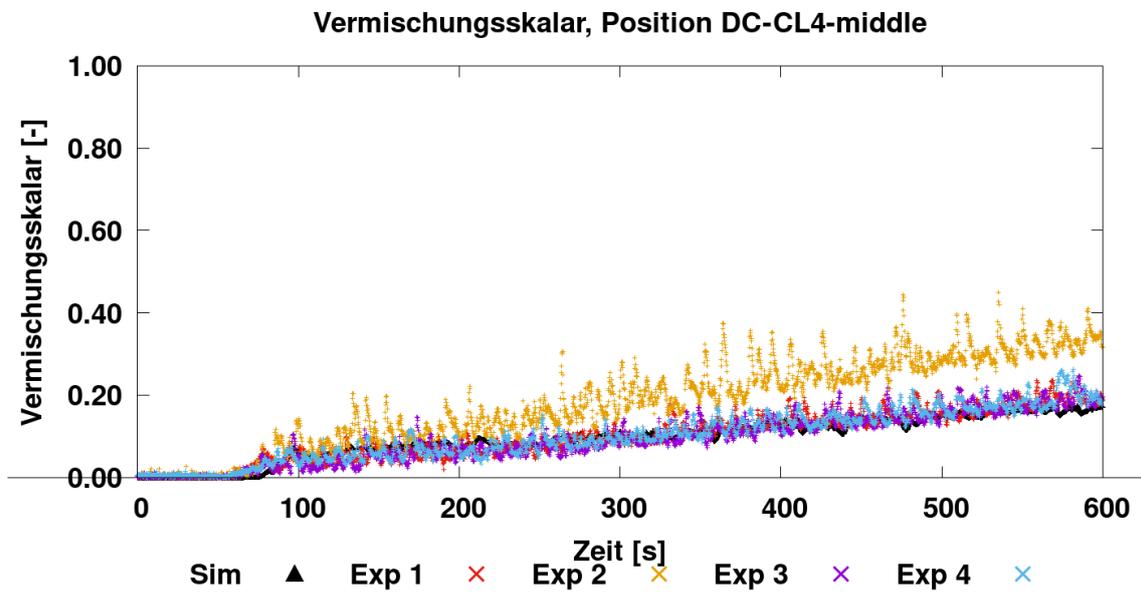


Abb. 5.42 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, mittlere Ebene

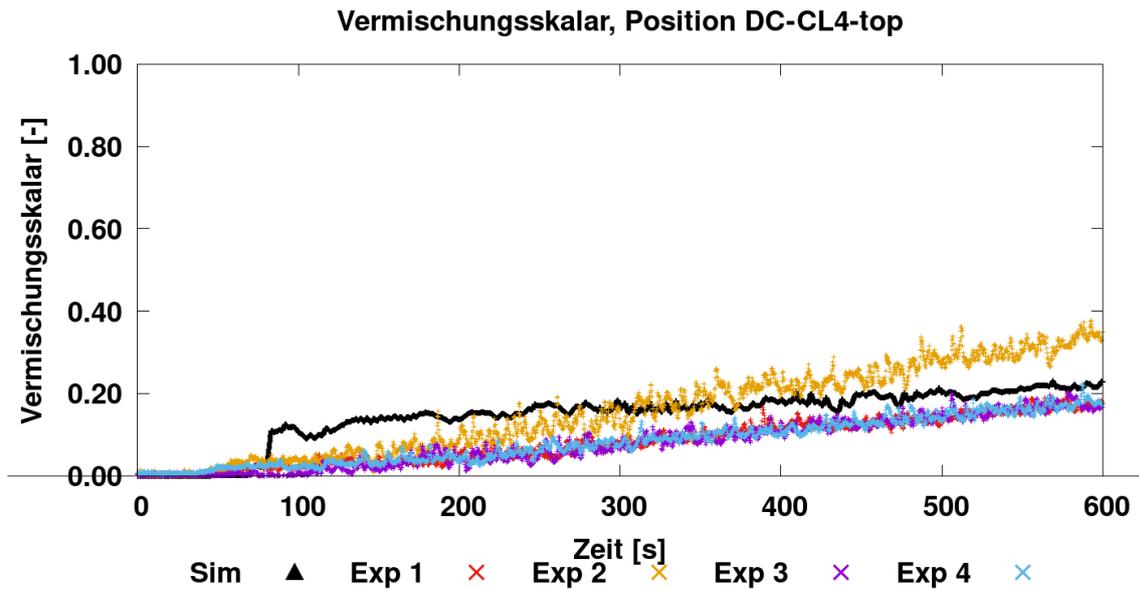


Abb. 5.43 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, obere Ebene

Die Rechenergebnisse für die Sensorgruppe unter dem heißen Strang 4 unterschätzen die Experimentalwerte im Bereich 0 – 40 %. Abb. 5.47 zeigt deutlich, dass sich die Sensoren der DC-HL4-Gruppe in Regionen mit niedriger Ethanol-Konzentration befinden. Die Übereinstimmung zwischen Rechnung und Experiment sieht für die Sensorgruppe unter dem heißen Strang 3 deutlich besser aus. Diese sind in Abb. 5.48, Abb. 5.49 und in Abb. 5.50 dargestellt.

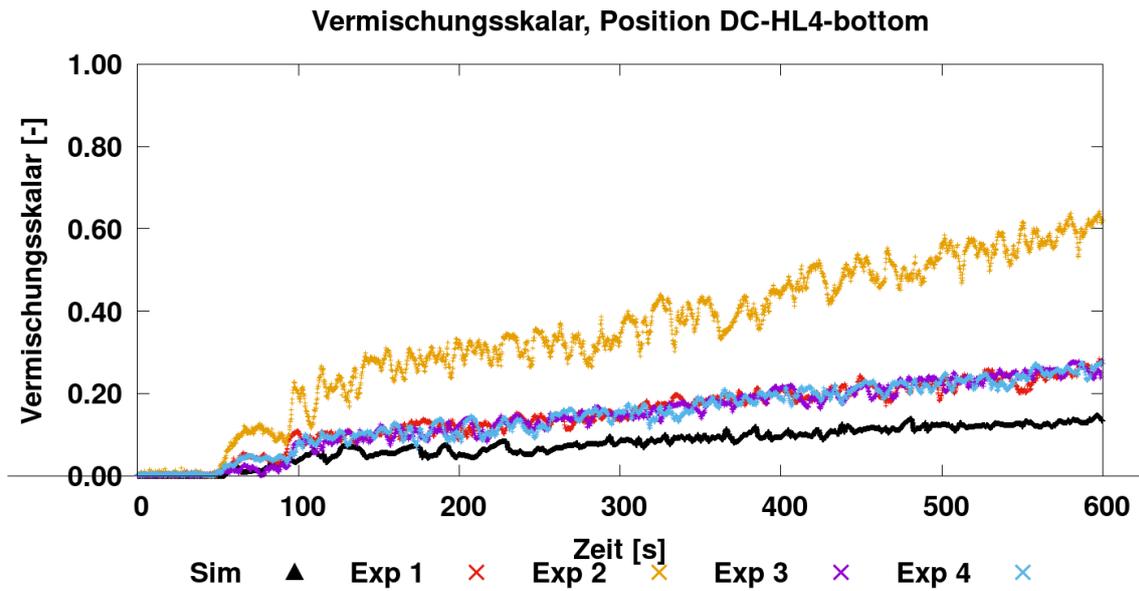


Abb. 5.44 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, untere Ebene

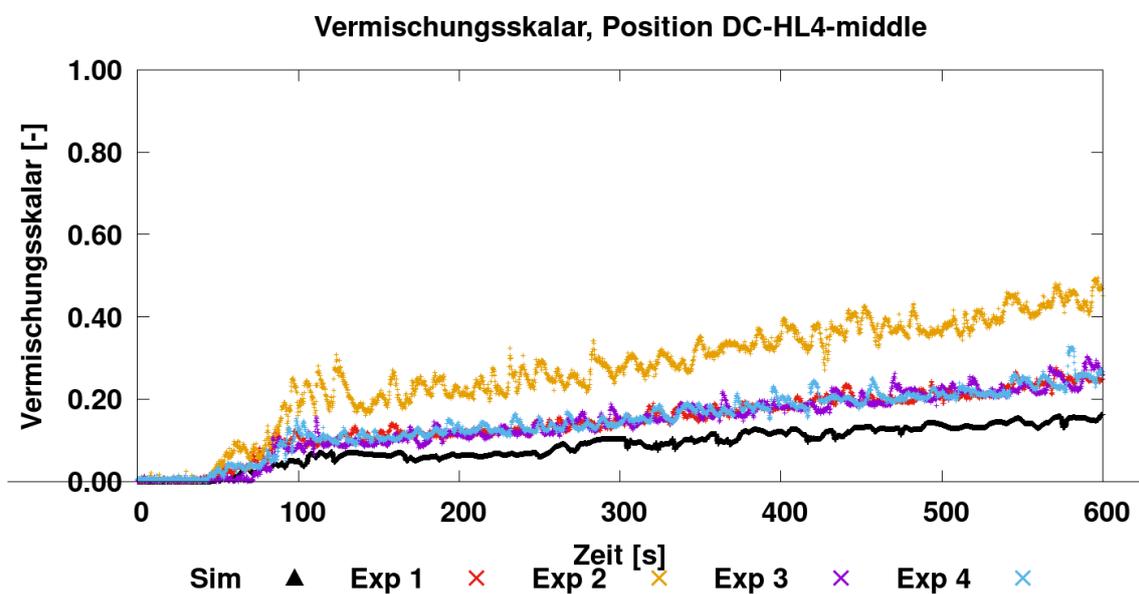


Abb. 5.45 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, mittlere Ebene

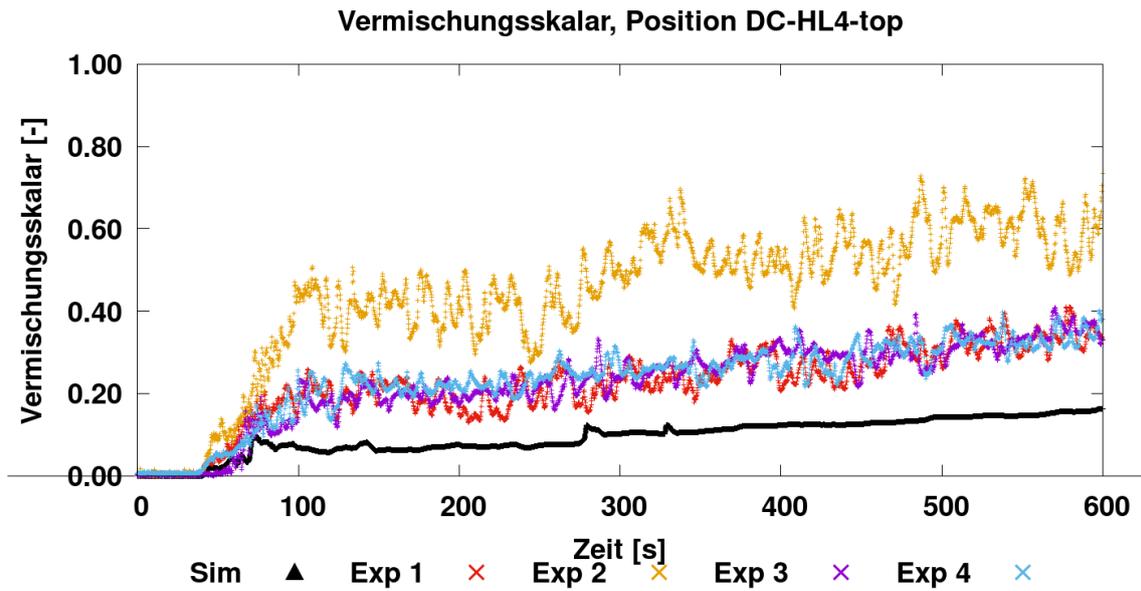


Abb. 5.46 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, obere Ebene

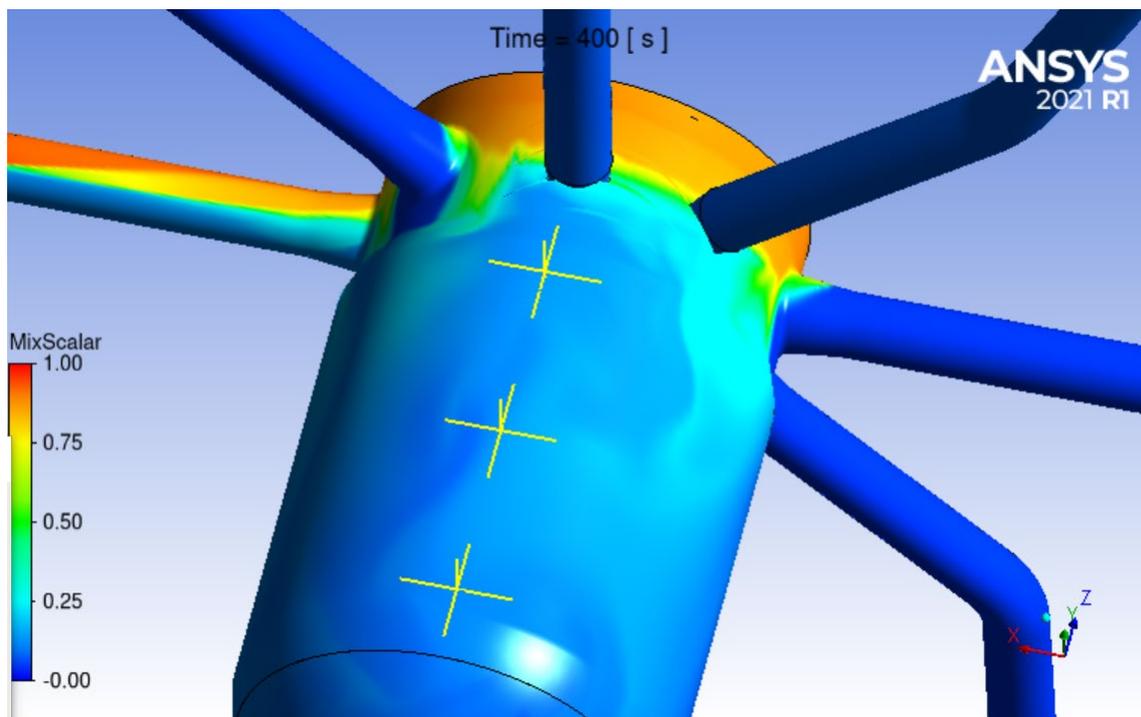


Abb. 5.47 Sensorgruppe unter dem heißen Strang 4 (DC-HL4-top, DC-HL4-middle, DC-HL4-bottom)

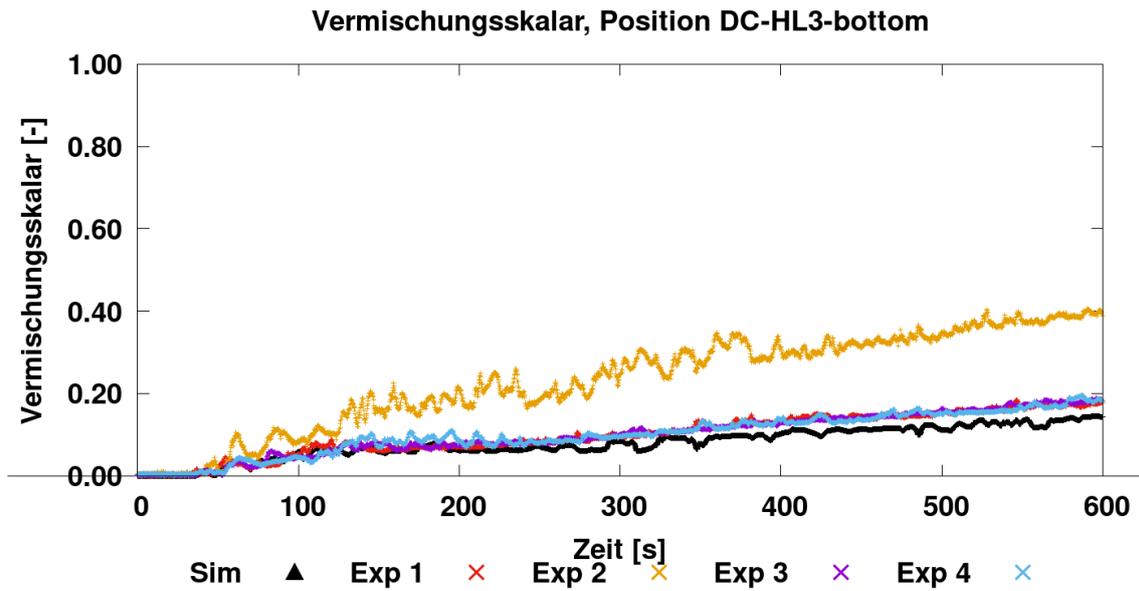


Abb. 5.48 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, untere Ebene

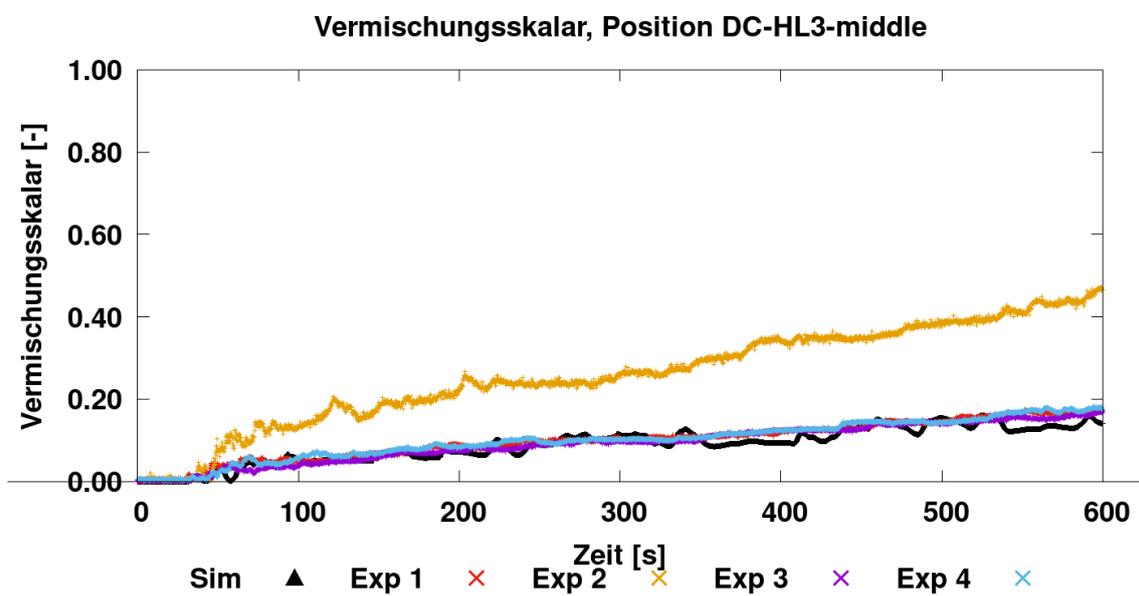


Abb. 5.49 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, mittlere Ebene

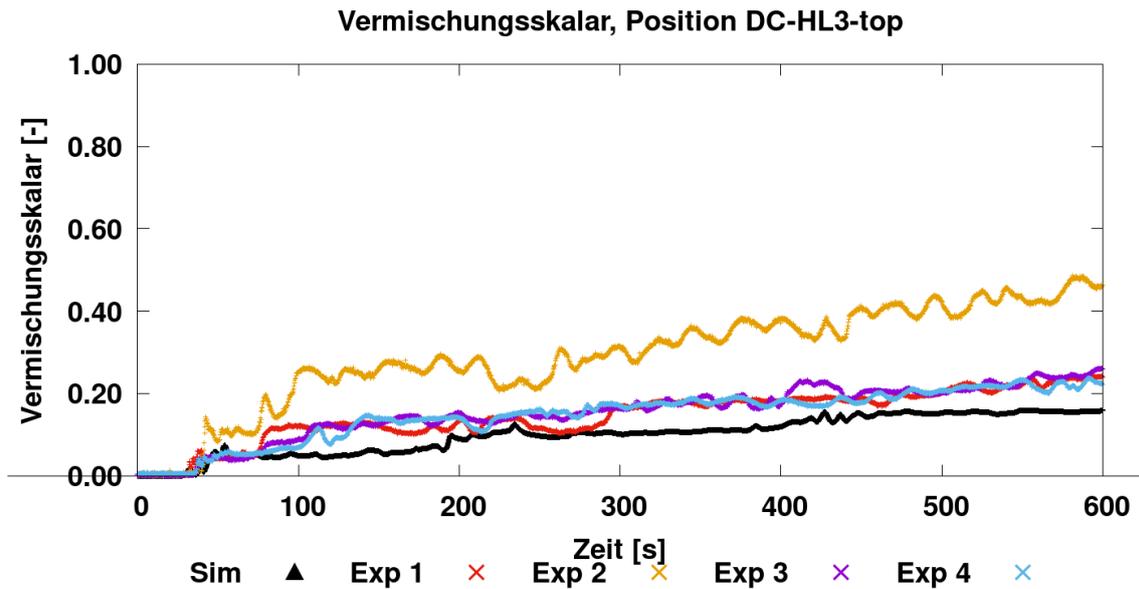


Abb. 5.50 Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, obere Ebene

Die letzten und vielleicht interessantesten Vergleiche zeigen Abb. 5.51, Abb. 5.52 und Abb. 5.53. Diese stellen den Vermischungsskalar im kalten Strang 1, kurz vor dem RDB-Eintritt, dar. Es dauert etwa 225 s vom Beginn der Einspeisung, bis das eingespeiste Ethanol durch den ROCOM-Kreislauf geflossen ist. Der zeitliche Verlauf des Vermischungsskalars wurde in der Simulation sehr gut getroffen, obwohl die räumliche Verteilung am Auslass des heißen Strangs 1 auf Grund der Kopplung mit ATHLET durch einen Vermischungsskalar-Mittelwert ersetzt wurde und in dieser Form dem Einlass 1 des kalten ANSYS-CFX-Strangs 1 wieder überreicht wurde.

Ab $t = 225$ s ist eine eigenständige Simulation nur mit ANSYS CFX nicht mehr möglich, weil Messdaten für den Vermischungsskalar an den drei CFD-Einlässen fehlen. Deswegen ist die Entwicklung, die Validierung und der Einsatz von gekoppelten 1D-3D-thermohydraulischen Rechenprogrammen notwendig. Diese ermöglichen einen tieferen Blick in die komplexen 3D-Strömungsphänomene in den Reaktoranlagen. Die Programme tragen wesentlich zum Verständnis der thermohydraulischen Vorgänge in Transienten und Störfällen mit stark ausgeprägten Asymmetrien und 3D-Effekten bei.

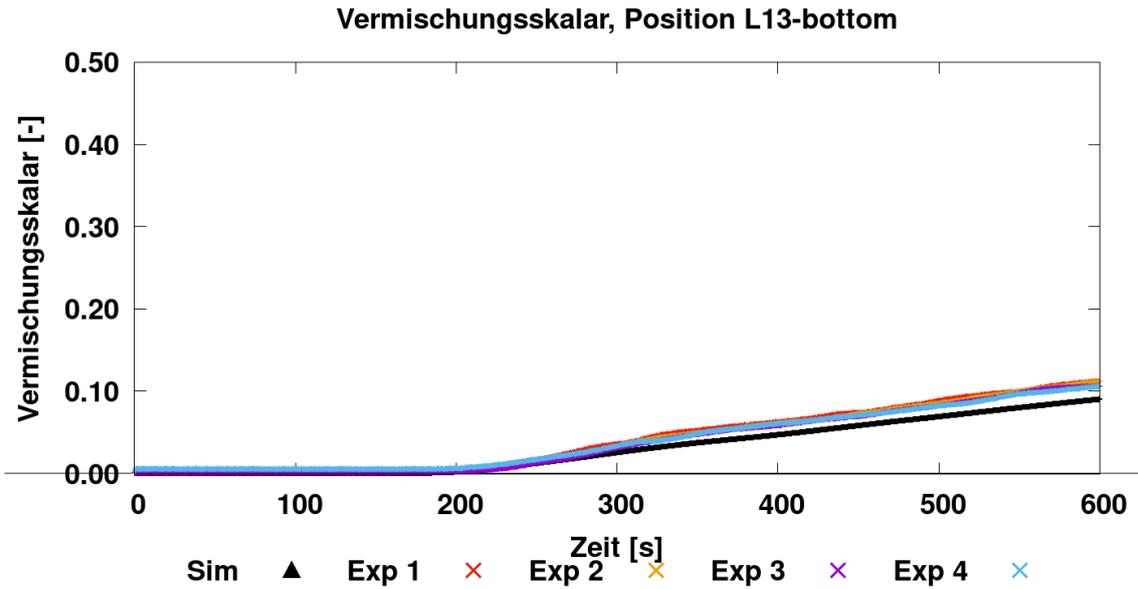


Abb. 5.51 Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, untere Ebene

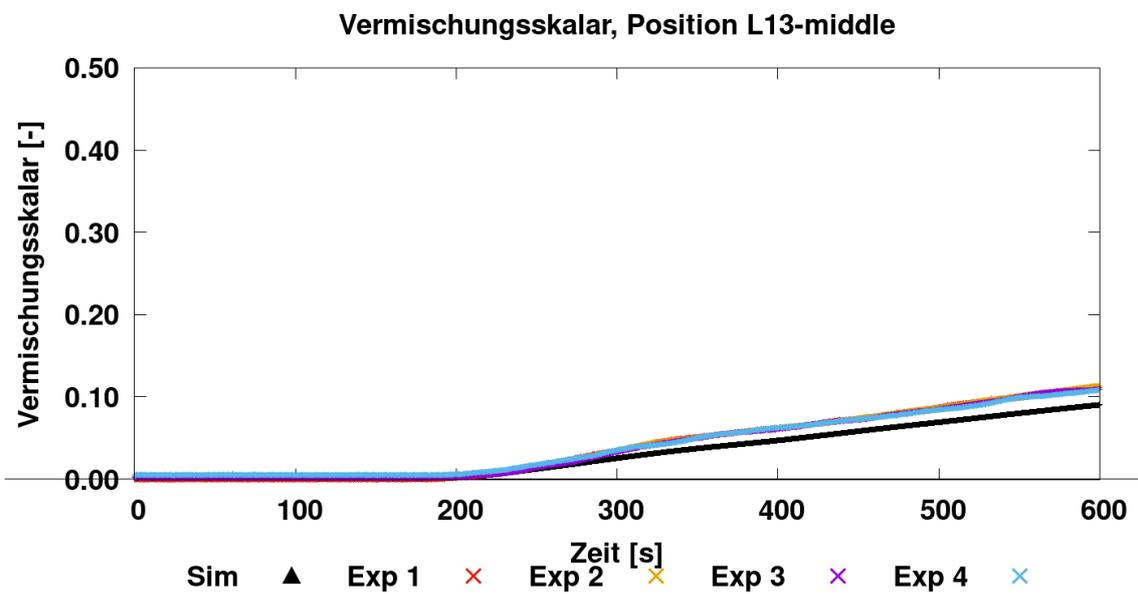


Abb. 5.52 Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, mittlere Ebene

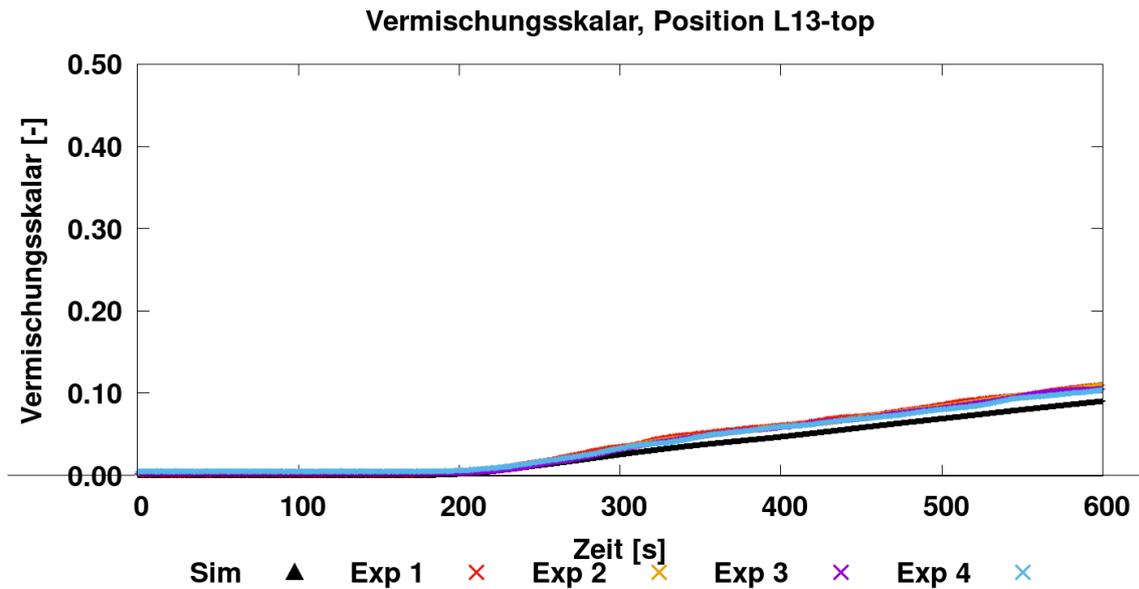


Abb. 5.53 Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, obere Ebene

Abb. 5.54 zeigt den Vergleich zwischen Rechnung und Messung für alle Sensor-Positionen im Ringraum. Die Momentaufnahme wurde bei $t = 90$ s gemacht. Das obere Bild zeigt die Simulation, das untere den Versuch. Sowohl im Experiment als auch in der Simulation sind Ethanol-Strähnen direkt unter den kalten Strängen zu finden. Im Experiment sind diese etwas stärker unter den CL3 und CL4 ausgeprägt, während in der Simulation die Strähne unter CL1 and CL2 prominenter sind. Darüber hinaus ist es zu sehen, dass die Ethanol-Konzentration im CFD-Ringraum insgesamt kleiner als im Experiment ist. Die Ethanol-Verteilung im Ringraum ändert sich ganz wenig über die Zeit. Abb. 5.55 und Abb. 5.56 zeigen dies in der Mitte ($t = 300$ s) und am Ende der PKLIIT1.2-Transiente ($t = 600$ s). Die Strähne werden dicker, ihre Position bleibt aufgrund der quasi-stationären Randbedingungen und der kleinen Strömungsgeschwindigkeiten nahezu unverändert. Was sich ändert, ist die Ethanol-Konzentration im Ringraum. Diese ist am Ende der Transiente am höchsten. Der Vergleich zwischen Experiment und Simulation zeigt, dass sich im CFD-Ringraum weniger Ethanol befindet. Die L33-Sensoren (Abb. 5.34, Abb. 5.35, Abb. 5.36) am RDB-Einlass zeigen aber eine gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten. Dies führt zu der Vermutung, dass sich das eingespeiste Medium im oberen Ringraumbereich (auf der Stutzen-Höhe und höher) ansammelt und von der Strömung nur ein kleiner Anteil nach unten mitgerissen wird. Dies ist auch aus der Abb. 5.26 ersichtlich. Leider gibt es an diesen Stellen keine Messsensoren in der ROCOM-Anlage, um einen Vergleich der Ethanol-Konzentrationen durchführen zu können und diese Vermutung zu überprüfen. Sollte diese Vermutung richtig sein,

würde dies bedeuten, dass das Turbulenz-, bzw. das Auftriebsmodell Schwächen aufweist.

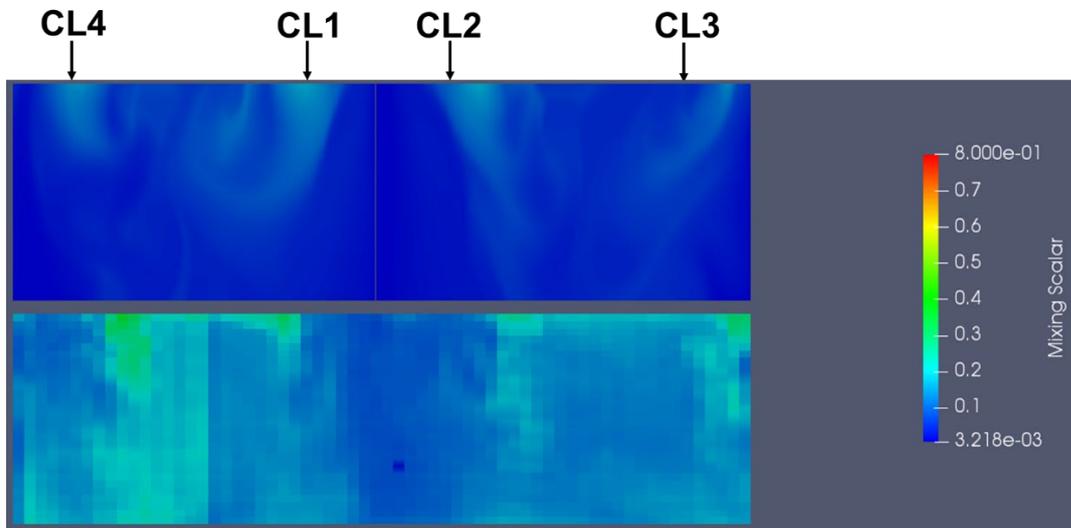


Abb. 5.54 Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 90$ s

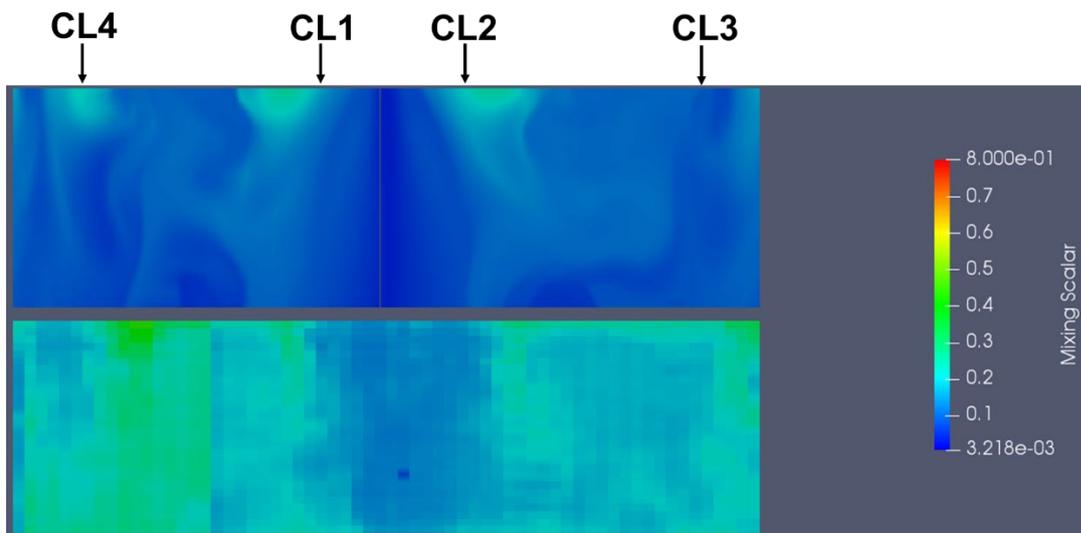


Abb. 5.55 Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 300$ s

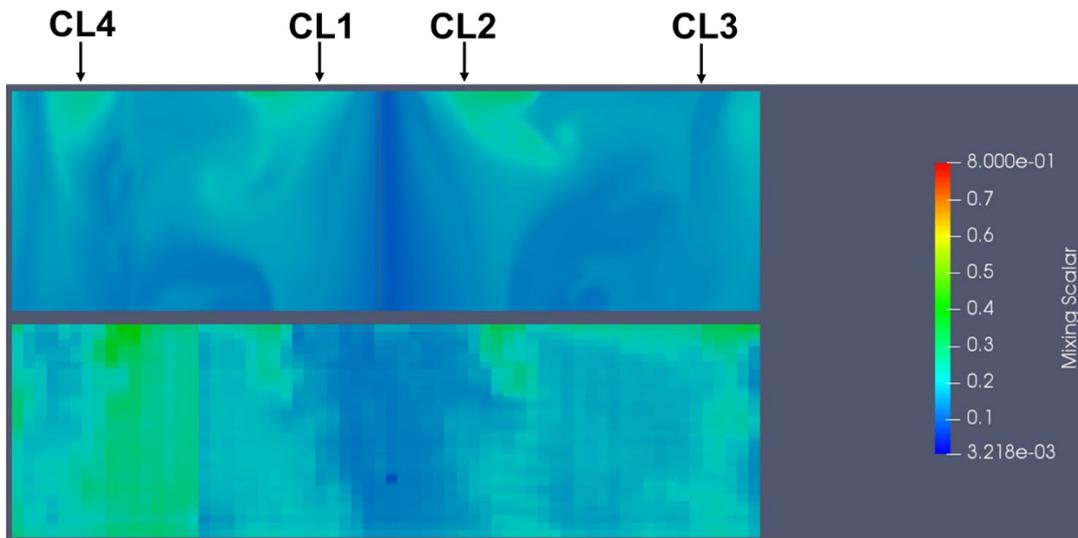


Abb. 5.56 Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 600$ s

5.2 Validierung der Kopplung ATHLET-OpenFOAM anhand des Phénix Dissymmetric-Test

Am Ende der Betriebszeit des Phénix-Reaktors wurde u. a. der hier zur Validierung verwendete „Dissymmetric Test“ /GEF 18/. durchgeführt. Dabei wurde bei einer nominalen Leistung von $350 \text{ MW}_{\text{th}}$ und drei laufenden Primärpumpen sowie vier Wärmetauscher der Ausfall einer Pumpe in einem der beiden aktiven Sekundärkreise ausgelöst. In der Anlage versorgte ein Sekundärkreis jeweils zwei Wärmetauscher mit dem Kühlmittel flüssiges Natrium. Die Kettenreaktion im Reaktorkern wurde erst durch Einfahren der Steuerstäbe reduziert und dann durch eine Reaktorschnellabschaltung beendet, die Primärkreisumpen blieben aber weiterhin im Betrieb. Dies führt zu einer asymmetrischen Temperaturverteilung im so genannten kalten Pool des Primärkreises, da zwei Wärmetauscher nicht mehr gekühlt werden können und dadurch warmes Natrium in den kalten Pool gelangte. Nach einer gewisser Zeit wurde die ausgefallene Sekundärpumpe wieder zugeschaltet, während die andere Sekundärpumpe verlangsamt wurde.

Im Rahmen der Erstellung thermohydraulischer Modelle schneller Systeme (RS1547) wurde für den Forschungsreaktor Phénix ein ATHLET-Anlagenmodell entwickelt, welches so gestaltet wurde, dass es für gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulationen geeignet war. Mit diesem ATHLET-Modell wurde eine erste Simulation des Dissymmetric-Tests durchgeführt /SEU 19/. Die Ergebnisse dieser ATHLET-Stand-alone-Simulation zeigten, dass die Versuchsdaten nicht besonders gut wiedergegeben werden konnten.

Die auftriebsgetriebene Strömung und die zu erwartenden mehrdimensionalen Strömungsphänomene (Kühlmittelvermischung, thermische Schichtung) legten deshalb nahe, dass zumindest Teile des Strömungsgebiets dieser Transiente mit Hilfe von gekoppelten 1D-3D-Rechenprogrammen durchgeführt werden sollten.

Außerdem wurden im Projekt RS1547 auch erste gekoppelte Rechnungen zwischen ATHLET und OpenFOAM für die Phénix-Reaktorgeometrie durchgeführt. Dabei kam ein Rechengitter für die beiden Pools des Primärkreises zum Einsatz, das der GRS vom KIT zur Verfügung gestellt wurde /WAN 19/. Dieses Rechengitter wurde auch für die hier beschriebenen Simulationen verwendet.

5.2.1 Beschreibung des Versuchs

Erste ATHLET-Stand-alone-Simulationen des Phénix Dissymmetric-Test wurde bereits in RS1547 durchgeführt und der Versuch im Projektabschlussbericht /SEU 19/ beschrieben. Eine weitere Beschreibung des Versuchs findet sich z. B. in einem öffentlich zugänglichen Bericht des EU-Projekts SESAME /GEF 18/.

Der Phénix Dissymmetric Test bestand aus verschiedenen Phasen, die wie folgt abließen:

- A Stationärer Ausgangszustand des Reaktors: sekundärseitig 2-Loop-Betrieb bei einer thermischen Leistung von 350 MW, eine der drei sekundärseitigen Umwälzschleifen war nicht im Betrieb
- B Eine Pumpe in einer der Sekundärschleifen fällt aus (Absenken der Pumpendrehzahl von 700 auf 100 Umdrehungen pro Minute innerhalb von 13 s)
- C Nach 5 s: Beginn der automatischen Abschaltung (Einfahren der Steuerstäbe), Turbinenabschaltung, Reduzierung der Pumpendrehzahl in der anderen sich im Betrieb befindlichen Sekundärschleife (Absenkung der Pumpendrehzahl von 700 auf 110 Umdrehungen pro Minute innerhalb von 60 s)
- D Nach 48 s: Reaktorschnellabschaltung (SCRAM)
- E Nach 1800 s (30 Minuten): Ende des Tests

Der Verlauf der Massenströme in den beiden aktiven Sekundärkreisen, der sich aus den Pumpendrehzahländerungen ergibt, ist in Abb. 5.57 und Abb. 5.58 dargestellt. Diese Daten dienen als Randbedingungen für die Simulation des Sekundärkreises sowohl in der

weiter unten beschriebenen ATHLET-Stand-alone- wie auch der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulation. Ebenfalls als Randbedingung für die Simulationen wurde der gemessene Verlauf der sekundärseitigen Einlasstemperaturen in die Wärmetauscher vorgegeben, der in Abb. 5.59 dargestellt ist.

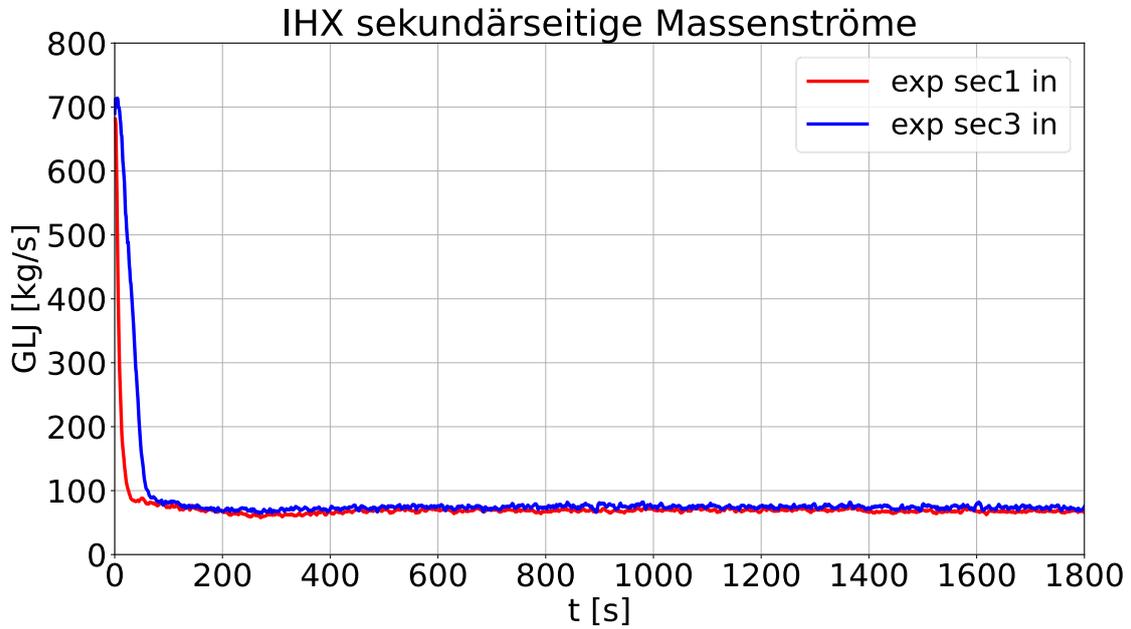


Abb. 5.57 Messwerte der Massenströme in den beiden aktiven Sekundärkreisen ab dem Zeitpunkt des Versuchsbeginns

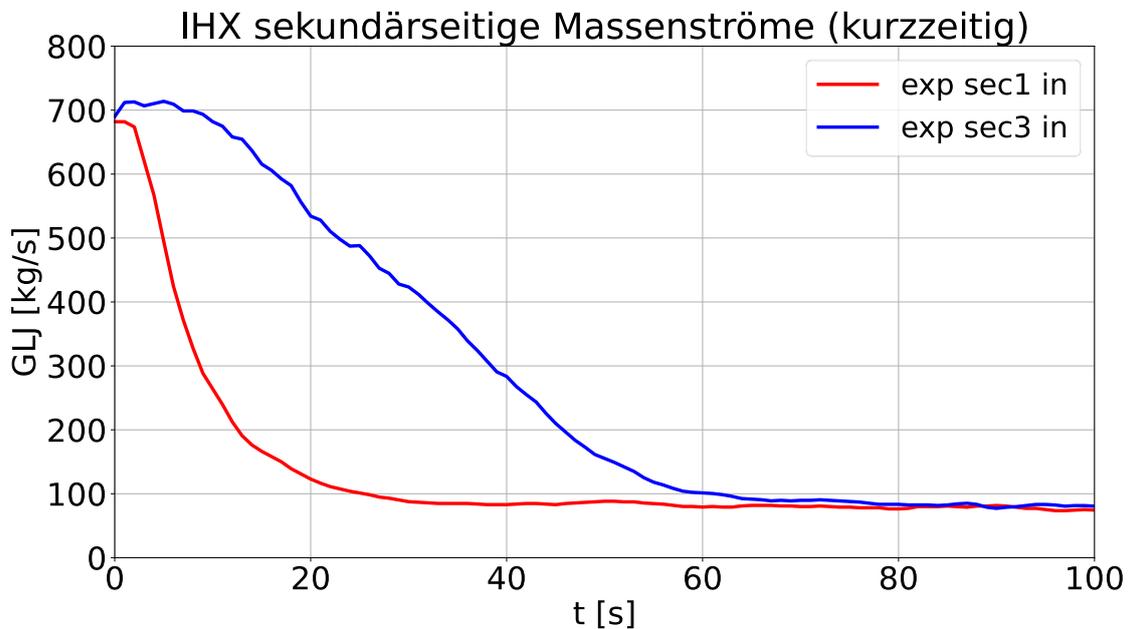


Abb. 5.58 Messwerte der Massenströme in den beiden aktiven Sekundärkreisen in den ersten 100 s des Versuchs

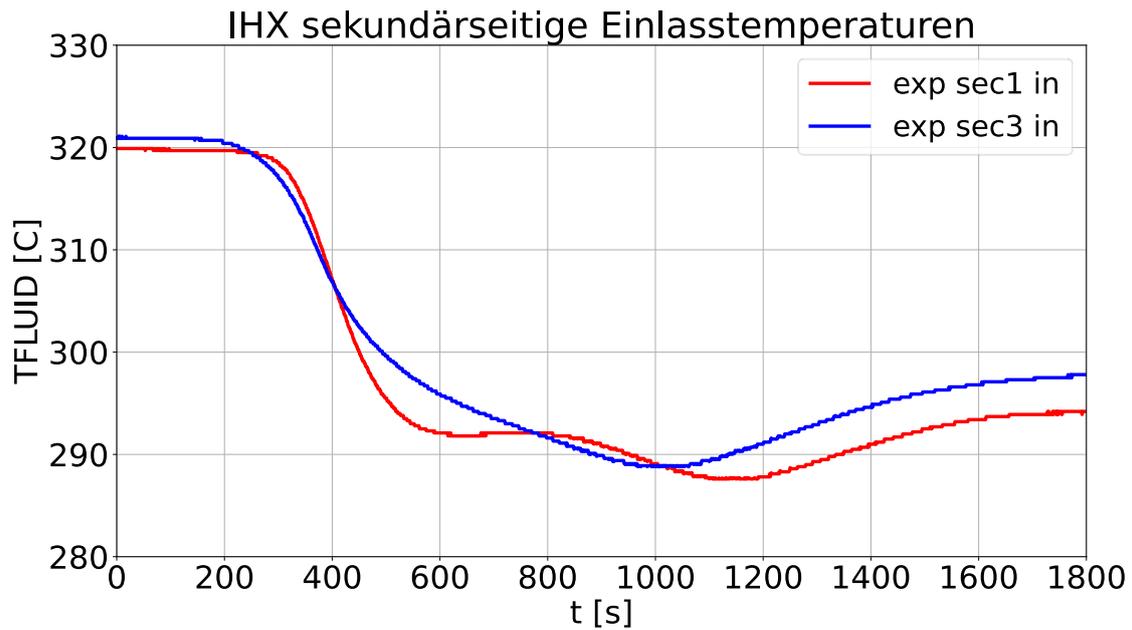


Abb. 5.59 Messwerte der sekundärseitigen Einlasstemperaturen in die Wärmetauscher ab Versuchsbeginn

Die Messwerte der thermischen Reaktorleistung sind in Abb. 5.60 und Abb. 5.61 dargestellt und wurden ebenfalls als Randbedingung für die Simulationen verwendet. Man erkennt die Leistungsreduktion durch Einfahren der Steuerstäbe zwischen 5 s und 48 s und den Effekt der Reaktorschnellabschaltung. Die Kernleistung danach wurde durch den Zerfall der Spaltprodukte erzeugt.

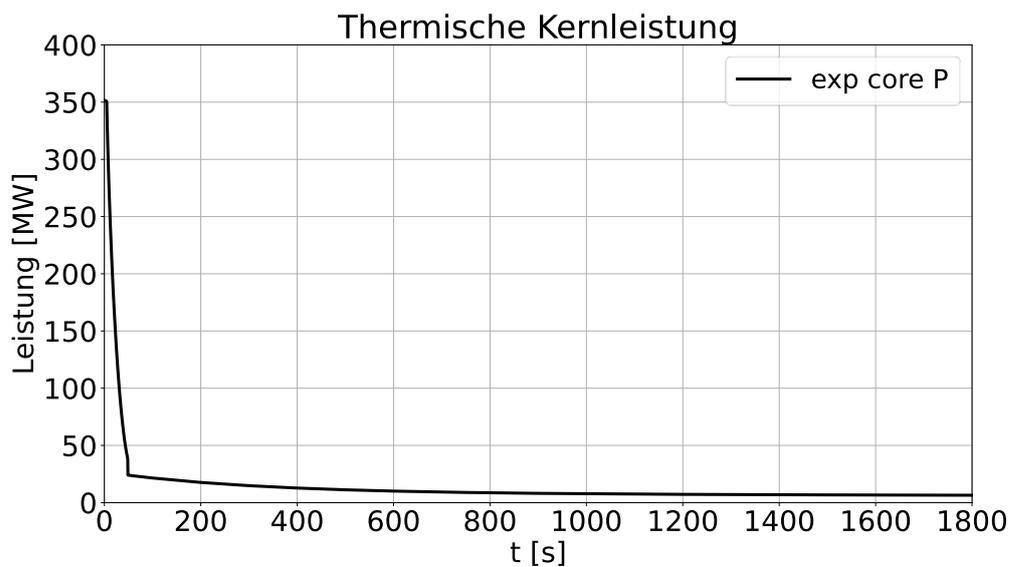


Abb. 5.60 Messwerte der thermischen Reaktorleistung ab dem Zeitpunkt des Versuchsbeginns

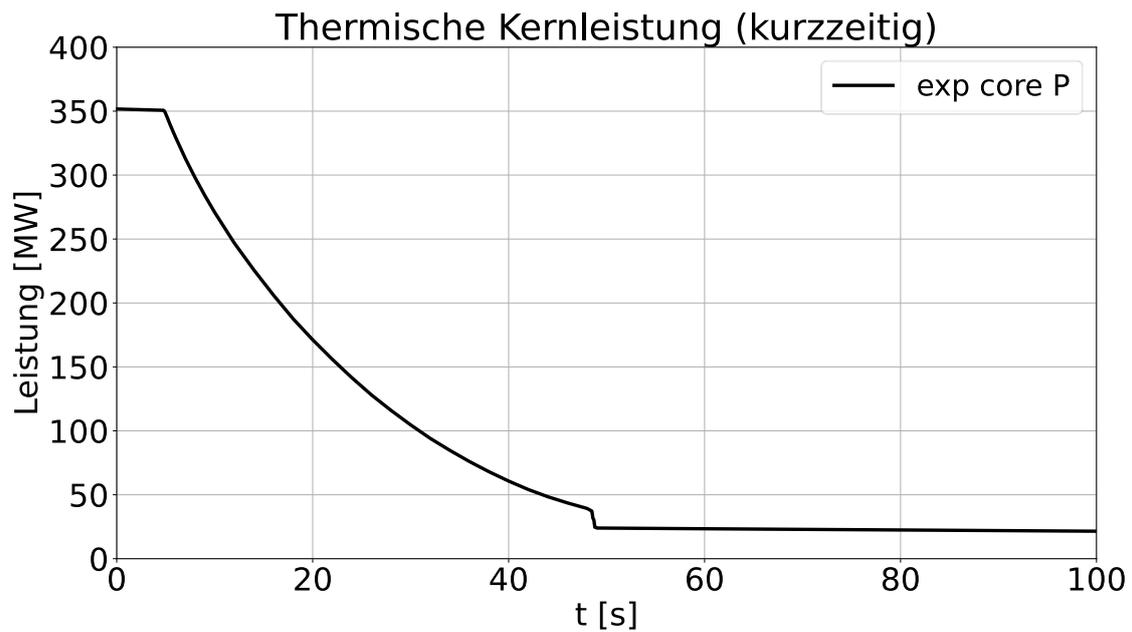


Abb. 5.61 Messwerte der thermischen Reaktorleistung in den ersten 100 s des Versuchs

Nach dem Ausfall der sekundärseitigen Pumpe stieg die Temperatur zunächst im kalten Pool (siehe Abb. 5.62) und dann an den Pumpeneinlässen (siehe Abb. 5.63) und damit am Kerneinlass.

Durch die eingeleitete Abschaltung des Reaktors kam es zunächst zu einer Absenkung der Kernausstemperatur, bevor ab ca. 70 s nach Versuchsbeginn auch zu einem Temperaturanstieg am Kernausslass kam (siehe Abb. 5.64). Dessen Amplitude lag aber mit ca. 25 K nur halb so hoch wie der Temperaturanstieg im kalten Pool.

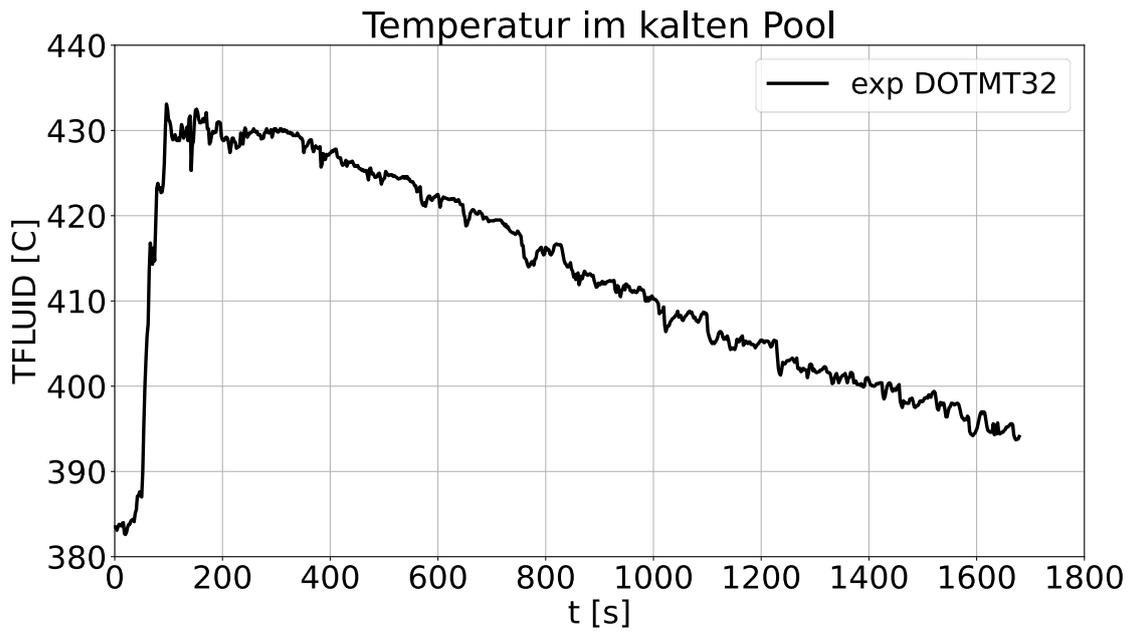


Abb. 5.62 Messwerte der Temperatur des kalten Pools ab Versuchsbeginn

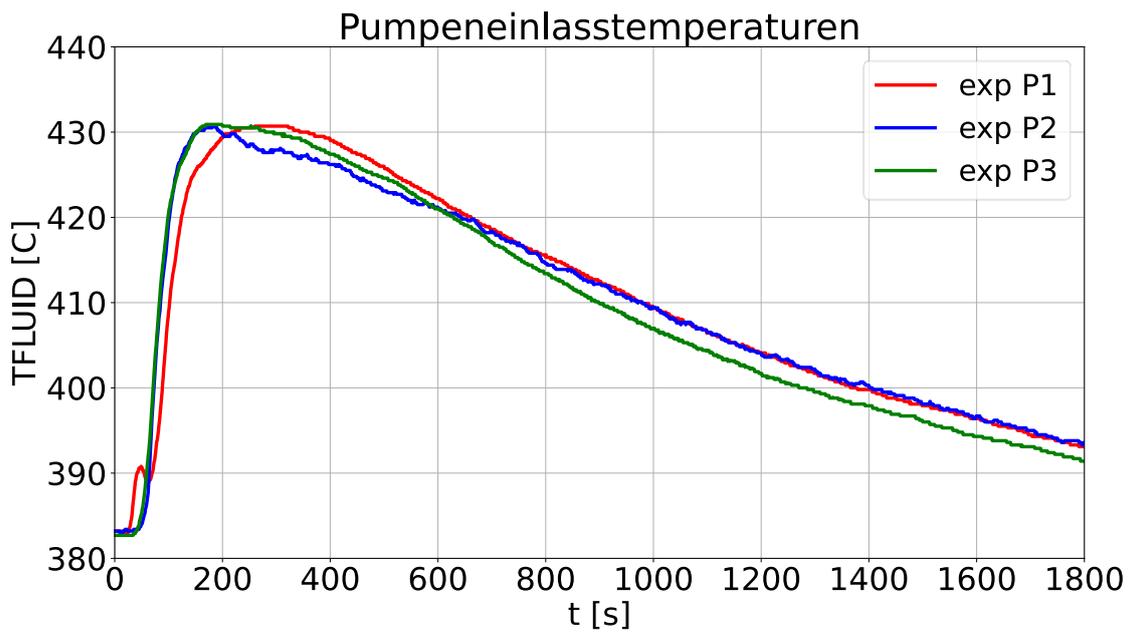


Abb. 5.63 Messwerte der Temperaturen an den Pumpeneinlässen ab Versuchsbeginn

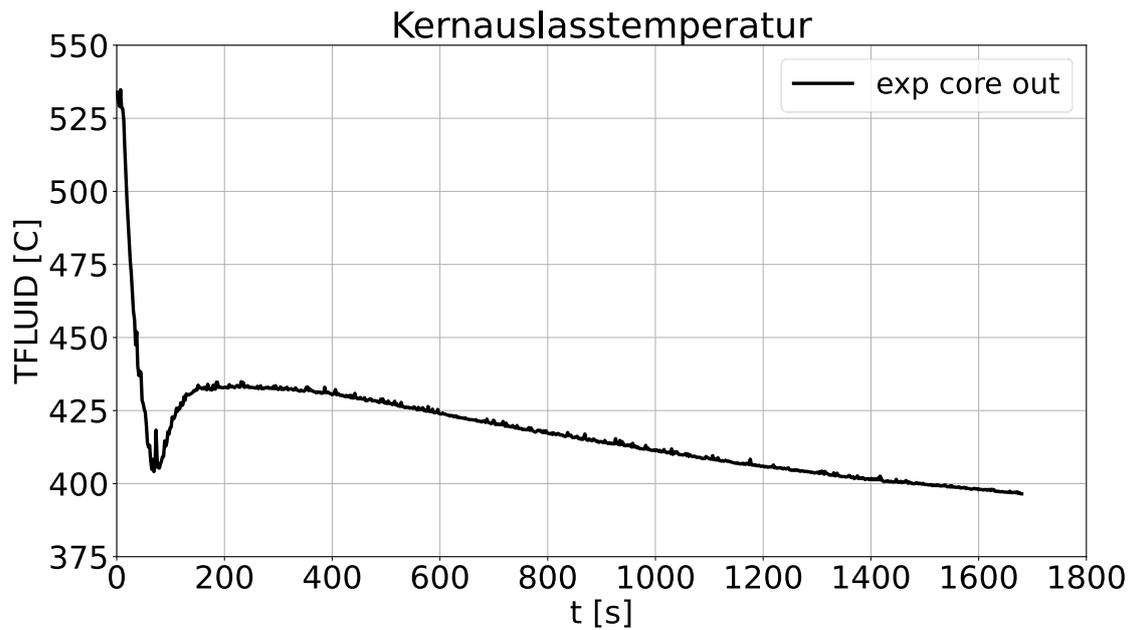


Abb. 5.64 Messwerte der Temperatur am Kernauslass ab Versuchsbeginn

Im Versuch wurden von drei der vier betriebenen Wärmetauscher die Einlasstemperatur erfasst (siehe Abb. 5.65). Die Messwerte folgen versetzt der Kernauslasstemperatur, wobei die am Kernauslass beobachtbare Temperaturerhöhung am Einlass der Wärmetauscher nur noch sehr schwach bei ca. 100 s beobachtet werden konnte.

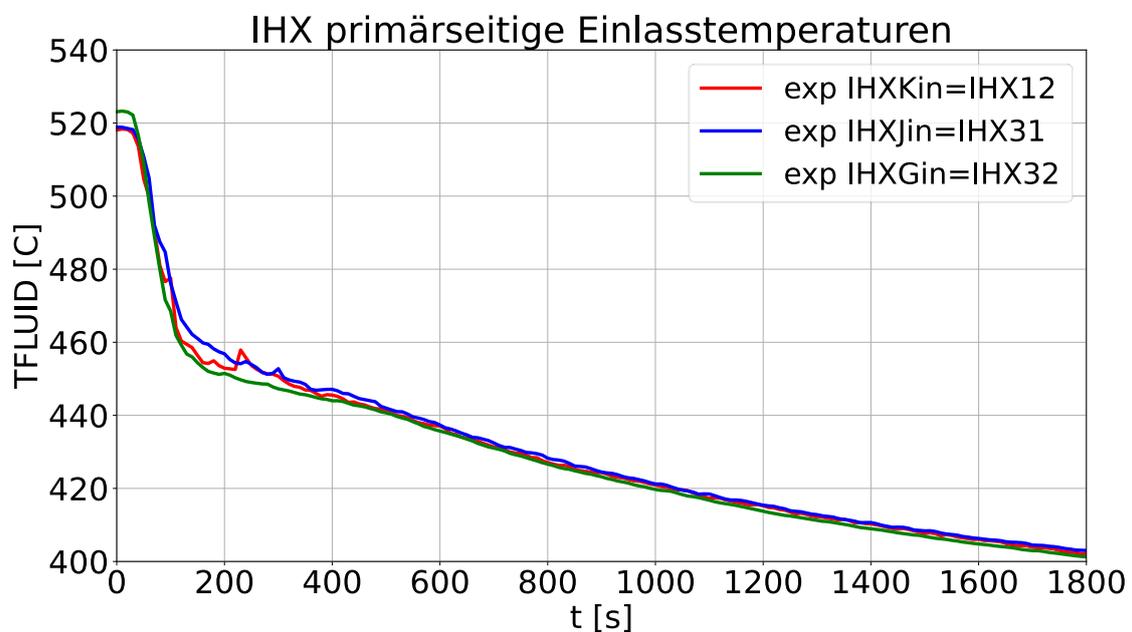


Abb. 5.65 Messwerte der primärseitigen Einlasstemperaturen von drei der vier betriebenen Wärmetauscher ab Versuchsbeginn

Die Auslasstemperatur wurde im Versuch nur bei einem Wärmetauscher erfasst (siehe Abb. 5.66). Der Wärmetauscher „IHX M“ wurde von der sekundärseitigen Kühlmittelschleife versorgt, deren Pumpenausfall im Versuch nachgestellt worden war. Man erkennt zunächst einen Temperaturanstieg um ca. 110 K innerhalb von 10 s. Im weiteren Versuchsverlauf nahm die Temperatur in den nächsten 150 s um 40 K und danach um ca. 50 K bis zum Versuchsende ab. Grund für den Temperaturrückgang war die Abschaltung des Reaktors und damit die niedrigeren Einlasstemperaturen des Wärmetauschers, die aber nicht erfasst wurden. Die Ausgangstemperatur wurde aber auch am Versuchsende noch nicht wieder erreicht.

Weitere Größen, die im Versuch erfasst wurden, waren die Leistung, die mit Hilfe der Wärmetauscher auf die beiden betriebenen Sekundärkreisläufe übertragen wurde (siehe Abb. 5.67 und Abb. 5.68), sowie die Temperatur nach Durchströmen der Wärmetauscher in den beiden sekundären Kühlkreisläufen (siehe Abb. 5.69).

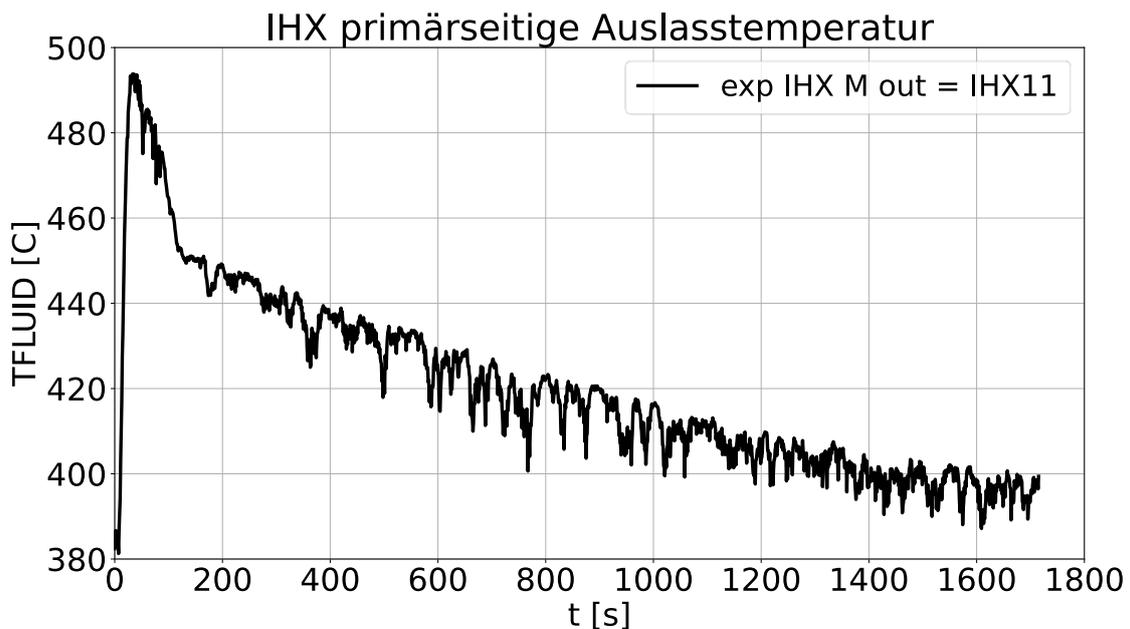


Abb. 5.66 Messwerte der primärseitigen Auslasstemperaturen eines der vier betriebenen Wärmetauscher ab Versuchsbeginn

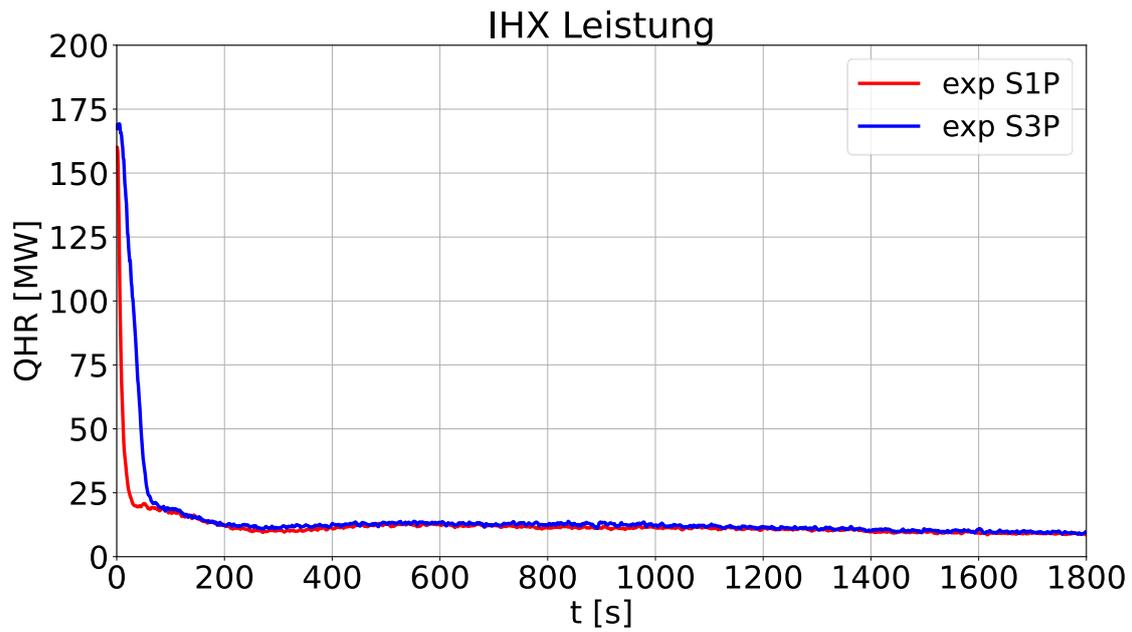


Abb. 5.67 Messwerte der übertragenen Leistung auf die beiden betriebenen Sekundärkühlkreisläufe ab Versuchsbeginn

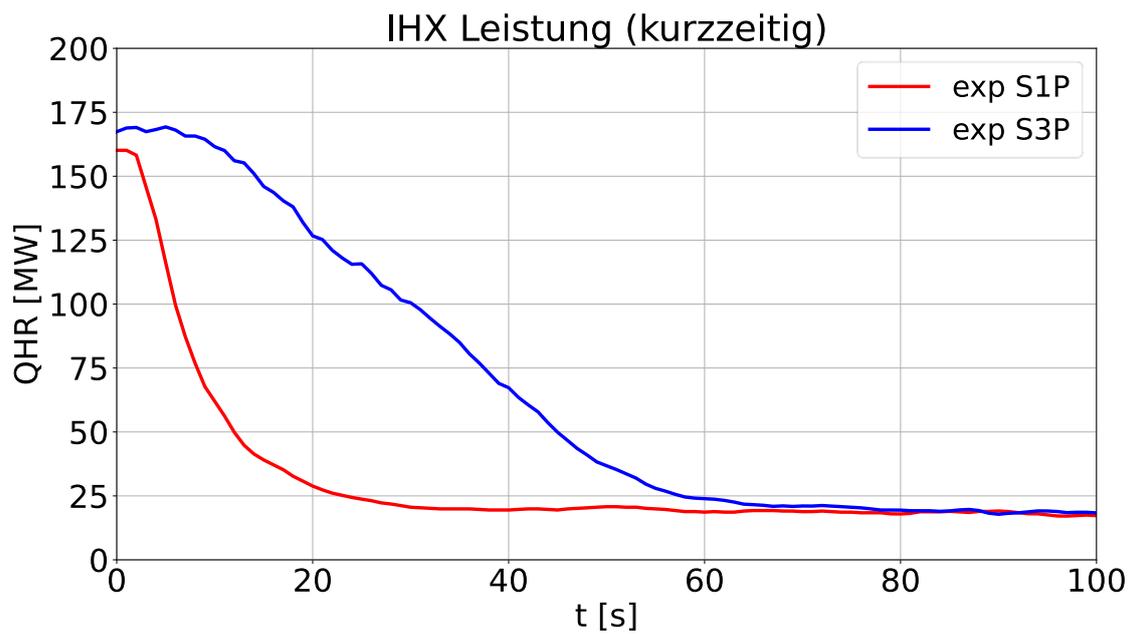


Abb. 5.68 Messwerte der übertragenen Leistung auf die beiden betriebenen Sekundärkühlkreisläufe in den ersten 100 s des Versuchs

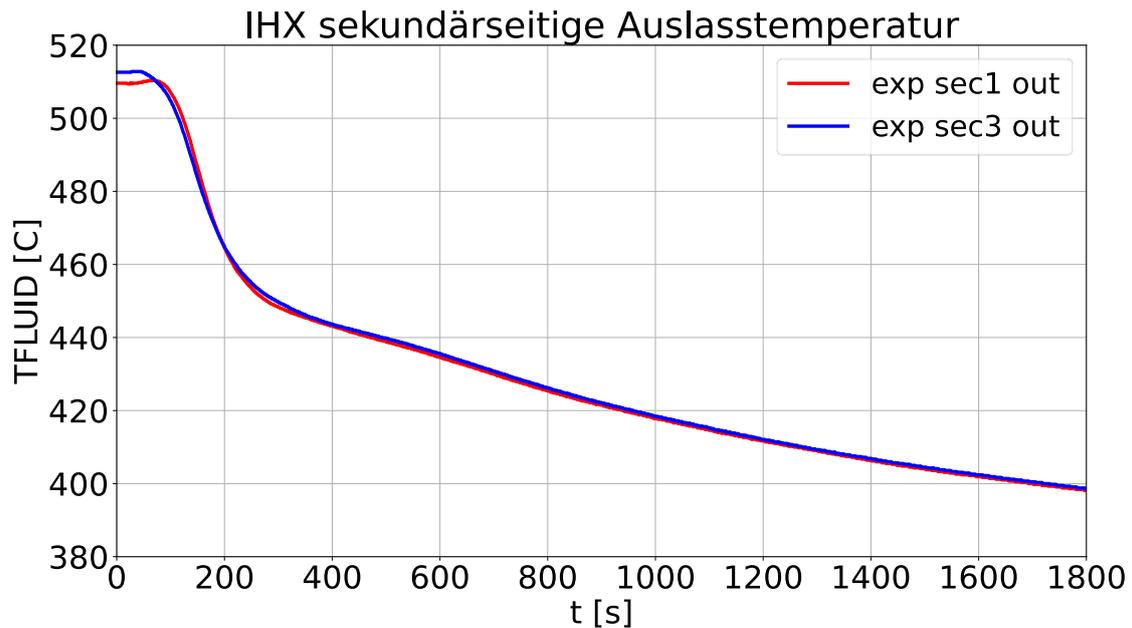


Abb. 5.69 Messwerte der sekundärseitigen Auslasstemperaturen in den beiden betriebenen sekundärseitigen Kühlkreisläufen ab Versuchsbeginn

5.2.2 Beschreibung des ATHLET-Modells

Der GRS wurden vom KIT sowohl ein ATHLET-Eingabedatensatz als auch ein Rechengitter für das heiße und das kalte Plenum des Phénix-Reaktors zur Verfügung gestellt /WAN 19/. Das ATHLET-Modell modelliert den Primär- und in vereinfachter Form den Sekundärkühlkreislauf des Reaktors. Basierend auf diesem ATHLET-Modell wurden im GRS-Projekt RS1547 /SEU 19/ bereits erste Stand-alone-ATHLET-Simulationen des Phénix Dissymmetric-Tests durchgeführt sowie zu ersten gekoppelten Rechnungen mit OpenFOAM für einen stationären Reaktorzustand /HER 19a/ und den Übergang zum Naturumlauf /SEU 19/ verwendet.

In den hier beschriebenen Simulationen bestand im ATHLET-Modell der Primärkreis von Phénix aus einem Reaktorbehälter, in dem sich ein Becken mit dem Kühlmittel Natrium befand und dessen oberster Bereich mit dem Inertgas Argon gefüllt war. Das Natrium zirkulierte im Primärkreislauf, angetrieben durch Pumpen durch den Kern des Reaktors und floss dann in den heißen Pool. Von dort wurde es durch Wärmetauscher („intermediate Heat Exchangers (IHX)“) geleitet und dabei abgekühlt. Phénix besaß sechs IHX, wovon im hier betrachteten Versuch und somit auch im ATHLET-Modell aber nur vier in Betrieb waren. Durch die IHX strömte das Natrium in das kalte Plenum. Von dort wurde es von drei Pumpen angesaugt und über das „Diagrid“ wieder in den Kern geleitet.

Sowohl der obere Bereich des heißen wie des kalten Plenums waren mit Argon gefüllt, um Dichte- und damit Volumenschwankungen des Natriums auszugleichen. Alle Argonvolumina waren miteinander verbunden und damit auf dem gleichen Druckniveau.

An der Außenseite des heißen und kalten Pools befand sich ein Behälterkühlsystem („vessel cooling system“), das von Natrium aus dem Diagrid gespeist wurde und dessen Auslass sich im kalten Plenum befand. Es enthielt ebenfalls ein Argon-Gaspolster.

Das ATHLET-Modell des Primärkreises ist in Abb. 5.70 dargestellt, wobei jeweils nur ein IHX und eine Pumpe abgebildet ist und in der Abbildung das Behälterkühlsystem nicht dargestellt ist. Die einzelnen Thermofluidobjekte sind dabei eindimensional modelliert worden. Entsprechend konnten keine Auftriebseffekte innerhalb der Pools modelliert werden. Die blau hinterlegten Bereiche in Abb. 5.70 wurde in der gekoppelten Simulation von OpenFOAM simuliert.

Für die Simulation wurde die jeweils aktuelle Entwicklungsversion von ATHLET 3.3 verwendet, die in die Release AC²-2021 des GRS-Simulationspakets AC² einging.

Im ATHLET-Modell repräsentierten unverändert gegenüber den vorhergehenden Rechnungen sechs verschiedene Kernkanäle den Reaktorkern. Diese Kernkanäle entsprachen den Brennelementen (sub-assemblies) im inneren Kern, im äußeren Kern, in der Blanketzone und dem Lagerbereich von Brennelementen im Sicherheitsbehälter (containment fuel storage), den Steuer- und Abschaltstäben und der Stahlzone (steel zone). Die thermische Leistung des Kerns wurde auf Basis der Messwerte aus dem Phénix Dissymmetric-Test fest vorgegeben (siehe Abb. 5.60 und Abb. 5.61).

Das heiße Plenum wurde durch verschiedene eindimensionale Thermofluid-elemente modelliert. Argon wurde in ATHLET als nicht-kondensierbares Gas simuliert, wobei ein Gemischspiegel für den Übergang von Natrium zu Argon von ATHLET bestimmt wurde. Der Wärmeübergang zwischen Primär- und Sekundärkühlkreis in den IHX wurde mit Wärmeleitobjekten in ATHLET simuliert. Der Sekundärkühlkreislauf wurde vereinfacht, indem durch Fill-Elemente der Massenstrom und die Einlasstemperaturen an den IHX auf Basis der Messdaten des Versuchs fest vorgegeben wurde. Für den hier betrachteten Phénix Dissymmetric-Test standen diese Daten aus den Messungen während des Versuchs zur Verfügung (siehe Abb. 5.57 und Abb. 5.59) und wurden im ATHLET-Modell entsprechend verwendet. Der Tertiärkühlkreislauf (mit Wasser als Kühlmittel) wurde nicht modelliert. Das kalte Plenum des Primärkühlkreises wurde auf die gleiche

Weise modelliert. Drei Pumpen trieben die Strömung im Primärkreis an, die im ATHLET-Modell mit einer fest vorgegebenen Drehzahl simuliert wurden.

In Vorbereitung auf die gekoppelten Simulationen wurde das ATHLET-Modell so modifiziert, dass es 17 Kopplungsschnittstellen enthielt. Das ATHLET-Modell für die gekoppelten Rechnungen unterschied sich von dem für die Stand-alone-Rechnungen nur dadurch, dass die von OpenFOAM simulierten Rechengebiete durch die Nutzung des Keywords `REDEFINE` bei den Berechnungen von ATHLET ausgeschaltet waren. Ansonsten waren die beiden ATHLET Modelle identisch.

Die Position der Kopplungsschnittstellen war gegenüber den Rechnungen in /HER 19a/ und /SEU 19/ verändert worden, um sie auf möglichst die gleiche Höhe zu legen wie die Kopplungsschnittstellen auf OpenFOAM-Seite. Falls die OpenFOAM-Kopplungsschnittstelle in Z-Richtung ausgedehnt war, so wurde die mit der Fläche gewichtete mittlere Höhe verwendet. Dadurch entfiel die Notwendigkeit für den zuvor genutzten, fest in den Konfigurationsdateien vorgegebenen relativen Druckausgleich an den Kopplungsschnittstellen. Um die Höhe der Kopplungsschnittstellen exakt und unabhängig von der ATHLET-Nodalisierung vorgeben zu können, wurden alle Kopplungsschnittstellen in ATHLET als horizontale Thermofluidobjekte vorgegeben. Dies war möglich, da Richtungsänderungen in ATHLET im Gegensatz zu CFD-Codes keine Auswirkungen auf die Strömungsbedingungen haben, wenn diese Änderungen nicht explizit vorgegeben werden.

Je nach Kopplungstyp bestanden die Kopplungsschnittstellen entweder aus dem Übergang zwischen zwei ATHLET-Pipes oder aus einem ATHLET-Branch und einem ATHLET-Pipe (siehe Abb. 4.1). Je nach Position der Kopplungsschnittstelle war es teilweise nötig, den „Branch“ durch eine sogenannte Single-Junction-Pipe an das restliche ATHLET-Rechengebiet anzuschließen. Beispiel dafür sind die in Abb. 5.70 dargestellten Kopplungen zwischen dem Reaktorkern und dem heißen Plenum sowie die Kopplungen zwischen IHX und dem heißen bzw. kalten Plenum.

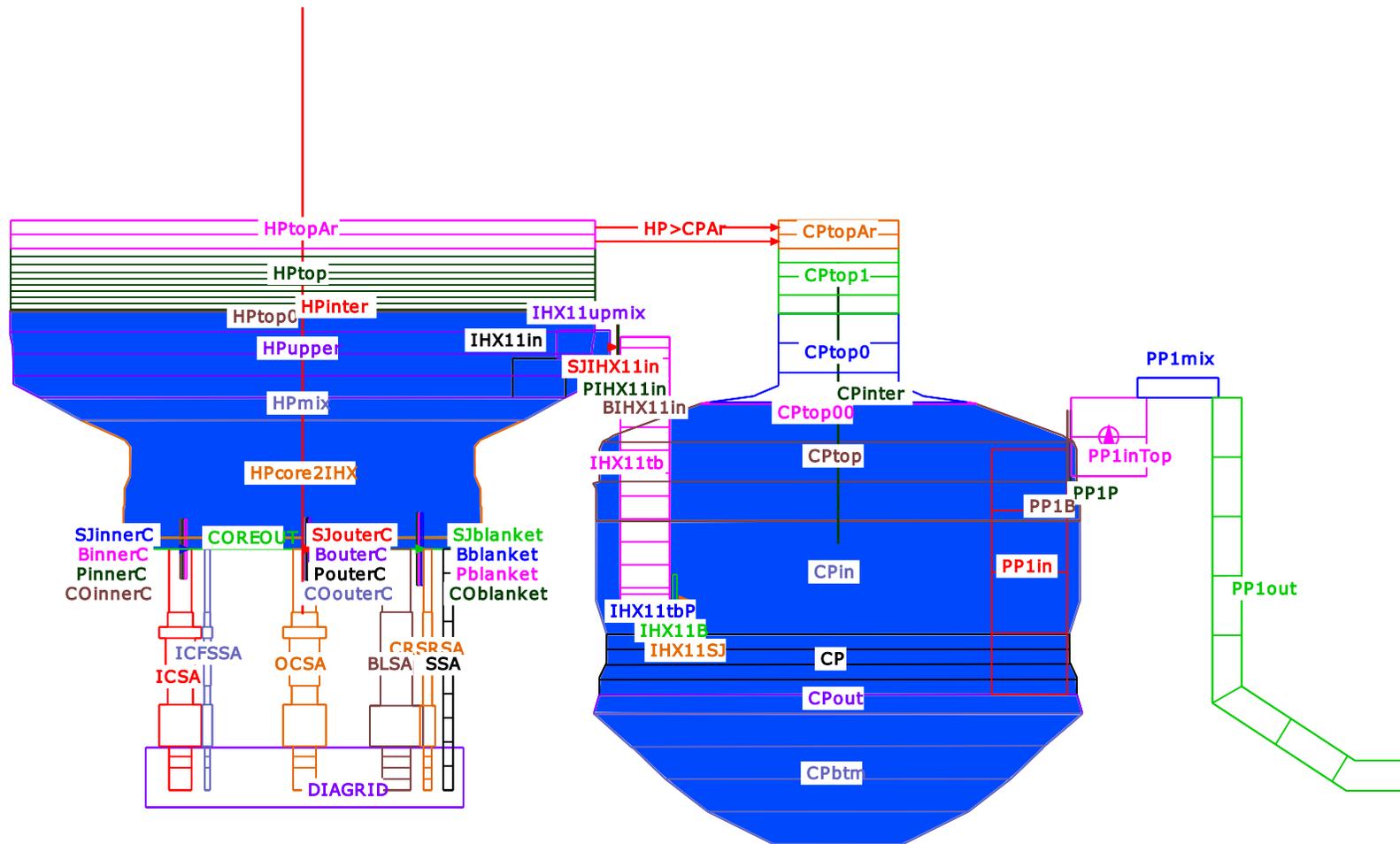


Abb. 5.70 ATHLET-Modell des Phénix-Reaktors basierend auf dem Modell aus /WAN 19/ und dem ersten gekoppelten Modell /HER 19a/

5.2.3 Beschreibung des OpenFOAM-Modells

Die Basis des CFD-Teils der gekoppelten Simulation waren Rechengitter des heißen und kalten Plenums, die der GRS ebenfalls vom KIT zur Verfügung gestellt worden sind /WAN 19/ und in /HER 19a/ und /SEU 19/ bereits verwendet wurden. Die Anzahl der Gitterelemente der beiden Rechengitter sind in Tab. 5.3 und Tab. 5.4 aufgeführt.

Tab. 5.3 Parameter des CFD-Rechengitters des heißen Plenums

Gitterelementtyp	Anzahl
Hexaeder	1.400.396
Prismen	30.924
Tetraederkeile	268
Tetraeder	4
Polyeder	21.559

Tab. 5.4 Parameter des CFD-Rechengitters des kalten Plenums

Gitterelementtyp	Anzahl
Hexaeder	2.377.328
Prismen	90.606
Tetraederkeile	945
Tetraeder	2
Polyeder	96.734

Wie bei den bereits erfolgten Rechnungen wurden die beiden Rechengitter wieder zu einer OpenFOAM-Simulation zusammengeführt, obwohl sie keine gemeinsamen Schnittstellen besaßen. Die Kopplung der Strömung zwischen den beiden Fluidzonen erfolgte in der gekoppelten Rechnung stattdessen über entsprechende Kopplungsschnittstellen, die mit den ATHLET-Rechengebieten verbunden wurden. Über diese konnte dann der Transport des flüssigen Natriums zwischen den beiden CFD-Rechengittern erfolgen.

Ein Schnitt durch das OpenFOAM-Rechengebiet ist in Abb. 5.71 dargestellt. Auf der linken Seite erkennt man einen Wärmetauscher (IHX), auf der rechten eine Primärkreis-pumpe. In der Mitte befinden sich drei konzentrisch angeordnete Schnittstellen zwischen dem Reaktorkern und dem heißen bzw. oberen Plenum.

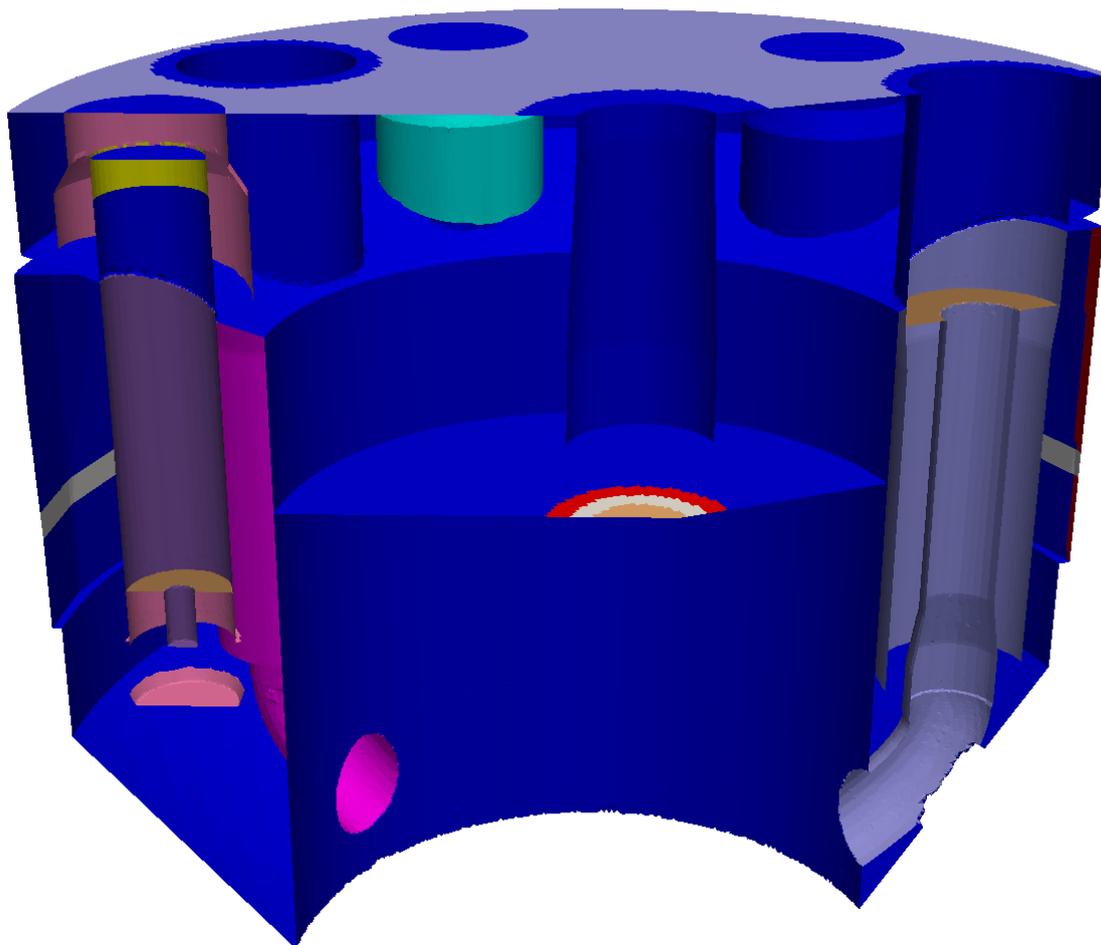


Abb. 5.71 Ränder der Fluidzonen von OpenFOAM im heißen und kalten Plenum
/WAN 19/, /HER 19a/, /SEU 19/

Als Solver für das OpenFOAM-Rechengebiet wurde `buoyantPimpleFoamCoupled` verwendet. Er ist eine um die Kopplung erweiterte Version des Standard-OpenFOAM-Solvers `buoyantPimpleFoam`. Dieser löst neben Impuls-, Druck- und Turbulenzgleichungen noch zusätzlich die Energiegleichung und berücksichtigt Auftriebseffekte. Es wurde die OpenFOAM-Version 8 der Entwicklungslinie der OpenFOAM Foundation verwendet.

Die Feldgleichung in OpenFOAM wurden mit Ausnahme der Turbulenzfelder (k und ω) mit Diskretisierungsverfahren zweiter Ordnung gelöst. Für die Feldgleichungen der Turbulenzgrößen wurde das „Upwind“-Verfahren verwendet, das ein Verfahren erster Ordnung ist.

Bei Simulationen zum Naturumlauf hatte sich gezeigt, dass es allein durch die Vernachlässigung der Kompressibilität von flüssigem Natrium im OpenFOAM-Rechengebiet zu

Druckdifferenzen zum ATHLET-Rechengebiet kommt, in dem die Kompressibilität berücksichtigt wird. Deshalb wurde auch in den hier betrachteten Simulationen ein neues OpenFOAM-Materialmodell für Natrium verwendet, das exakt die gleichen Stoffwerte wie ATHLET inklusive dieser Kompressibilität berücksichtigt /AUS 19/, obwohl in den hier betrachteten Randbedingungen Zwangsumlauf herrscht und deshalb erwartet werden konnte, dass dieser Effekt hier keine signifikante Rolle spielen würde.

Im CFD-Teil der gekoppelten Simulation wurde das SST-Turbulenzmodell und zur Simulation von Wandeffekten wurden Wandfunktionen verwendet. Ein Wärmetransport über die Wände wurde durch die Nutzung von adiabate Temperaturrandbedingungen (`zeroGradient`) nicht berücksichtigt.

Die Temperaturen an den Kopplungsschnittstellen bestimmten effektiv das Programm, das stromaufwärts lag. Eine Sonderbehandlung war für die Schnittstelle an der Oberseite des heißen Plenums notwendig. Hier war die Entwicklung einer neuen Kopplungsschnittstelle notwendig, um auch bei gegenläufigen Strömungen an dieser Schnittstelle die Energieerhaltung sicher zu stellen. Durch die sehr große Fläche dieser Kopplungsschnittstelle und wegen der geringen mittleren Strömungsgeschwindigkeit senkrecht zu dieser Fläche, die nur durch die langsame Dichteänderung des Mediums im OpenFOAM-Rechengebiet durch die Abkühlung verursacht wurde, kam es zu Zonen mit auf- bzw. absteigendem Fluid. Da der vom Solver verwendeten SIMPLE-Algorithmus zuerst die Geschwindigkeitsgleichung löst, anschließend die Druckgleichung und dann die Massenströme entsprechend anpasst, ist es nicht möglich, für alle Zellen die gleiche Massenstromdichte bzw. die gleiche Strömungsrichtung zu erzwingen. Deshalb wurde die neue Randbedingungen `couplingInletOutletBalancedTemperature` erstellt, die sicher stellt, dass trotz entgegengesetzt gerichteten Strömungen die Energie an der Kopplungsschnittstelle erhalten bleibt. Erreicht wird dies, indem der Nettowert des über die Schnittstelle transportierten Wärmestroms berechnet wird. Dabei wird für die Strömungsrichtung von OpenFOAM zu ATHLET die lokale Temperatur auf Seiten von OpenFOAM und für die umgekehrte Richtung die von ATHLET bereitgestellte Temperatur verwendet. Darauf basierend wird dann die Temperatur in den Zonen mit einströmenden Fluid so angepasst, dass die Summe der Wärmeströme wieder dem Nettowert entspricht. Strömt z. B. kälteres Fluid aus dem OpenFOAM-Gebiet Richtung ATHLET als umgekehrt, so hat dies zur Folge, dass die Temperatur des einströmenden Fluids gesenkt wird. Es wird also quasi eine Mischung der beiden in gegensätzliche Richtung strömenden Fluide vorgenommen.

Die turbulente kinetische Energie wurde an den Kopplungsschnittstellen für die Auslässe der Wärmetauscher fest vorgegeben, da diese durch ihren Aufbau eine stärker turbulente Strömung erwarten ließen. Für die restlichen Randbedingungen wurde in Strömungsrichtung in das OpenFOAM-Gebiet eine Turbulenzintensität von 5 % vorgegeben. Für die umgekehrte Strömungsrichtung wurden die internen Werte von OpenFOAM verwendet (`zeroGradient`).

Die Kopplung zwischen ATHLET und OpenFOAM erfolgte über insgesamt 17 Kopplungsschnittstellen (siehe Abb. 5.72).

Drei konzentrische Ringe simulierten den Kernausslass, in die die sechs Kernkanäle entsprechend Abb. 5.70 einspeisen. Jeweils eine Schnittstelle befand sich am oberen Ende des heißen und des kalten Plenums. Die vertikale Position war dabei so gewählt, dass sich die Kopplungsschnittstellen immer unterhalb des Gemischspiegels des Natrium-Argon-Gemisches befand. Die Strömung im gesamten OpenFOAM-Rechengebiet konnte deshalb als einphasig (flüssig) simuliert werden. An den Ein- und Auslässen der IHX befanden sich jeweils vier Kopplungsschnittstellen, zusammen also acht. Im kalten Plenum befanden sich außerdem drei Kopplungsschnittstellen an den Einlässen der Pumpen und eine Kopplungsschnittstelle am Auslass des Behälterkühlsystems zum unteren Plenum hin.

In Abb. 5.72 ist für jede Kopplungsschnittstelle aufgeführt, welches Programm den Druck bzw. die Geschwindigkeiten/Massenströme vorgab: ATHLET bestimmte die Drücke für die Schnittstellen am oberen Ende des heißen und kalten Plena. Dort berechnete OpenFOAM die Geschwindigkeiten. Für die restlichen Kopplungsrandbedingungen wurde die Randbedingungen umgekehrt ermittelt: ATHLET gab die Geschwindigkeiten vor, OpenFOAM die Drücke. Damit wurde der absolute Druck in den beiden Plena indirekt durch den Druck im Argon-Gaspolster vorgegeben. Die Strömung wurde durch die Primärkreis-pumpen, die von ATHLET simuliert wurden, angetrieben.

Um keine unphysikalischen Geschwindigkeitsfelder an den Kopplungsschnittstellen zu erzwingen, wurde die neue Kopplungsrandbedingung `couplingFlowRateVelocity` für die Einlässe der IHX im heißen Plenum und die Einlässe der Pumpen im kalten Plenum angewendet, die auf der Standard-OpenFOAM-Randbedingung `flowRateVelocity` basiert und es ermöglicht, einen Massenstrom vorzugeben, der dann so auf die Flächen der Randbedingung verteilt wird, dass das Strömungsfeld auf der Kopplungsfläche dem Strömungsfeld in den angrenzenden internen Zellen entspricht.

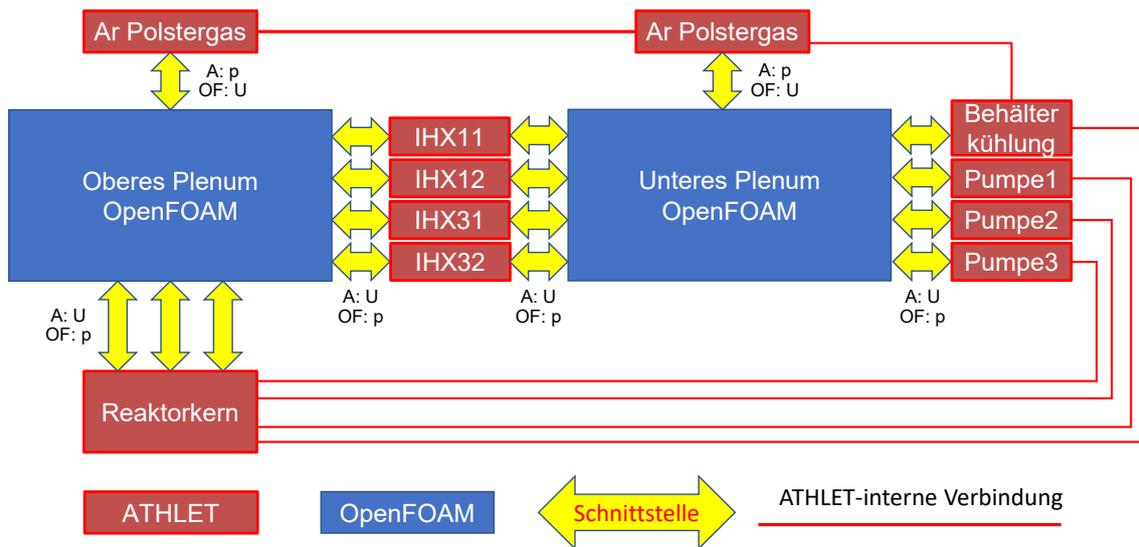


Abb. 5.72 Kopplungsschnittstellen zwischen den ATHLET- und OpenFOAM-Modellen des Primärkühlkreislaufes /SEU 19/, /HER 19a/

Wie schon in /HER 19a/ und /SEU 19/ beschriebenen Simulationen waren für den CFD-Teil der Simulation weitere Maßnahmen notwendig, um eine numerisch stabile Simulation zu erhalten. Dies betraf insbesondere die flächenmäßig großen Kopplungsschnittstellen an den oberen Enden der beiden Plenen, durch die aber nur ein kleiner Massenstrom und entsprechend sehr kleine Geschwindigkeiten zu erwarten war.

Als Maßnahme zur Vermeidung von unphysikalischen lokalen Geschwindigkeitsspitzen wurden im Bereich der obersten drei Zellenebenen im heißen und kalten Plenum jeweils ein nicht-isotropes poröses Medium mithilfe der Darcy-Formulierung simuliert. Dies führte zu einem richtungsabhängigen Druckverlust proportional zur Geschwindigkeit, wobei nur die Geschwindigkeitskomponente senkrecht zu den Oberflächen berücksichtigt wurde. Die beiden Schichten sind in Abb. 5.73 rot bzw. weiß mit blauem Gitter dargestellt. In den Ecken an den Pumpeneinlässen befanden sich Gitterzellen mit schlechter Qualität, die die Stabilität der Rechnung ebenfalls beeinträchtigten. Diese Zellen (grün markiert) wurden durch den Einsatz eines porösen Mediums mit einem isotropen und sehr hohen Reibungswert quasi ausgeschaltet.

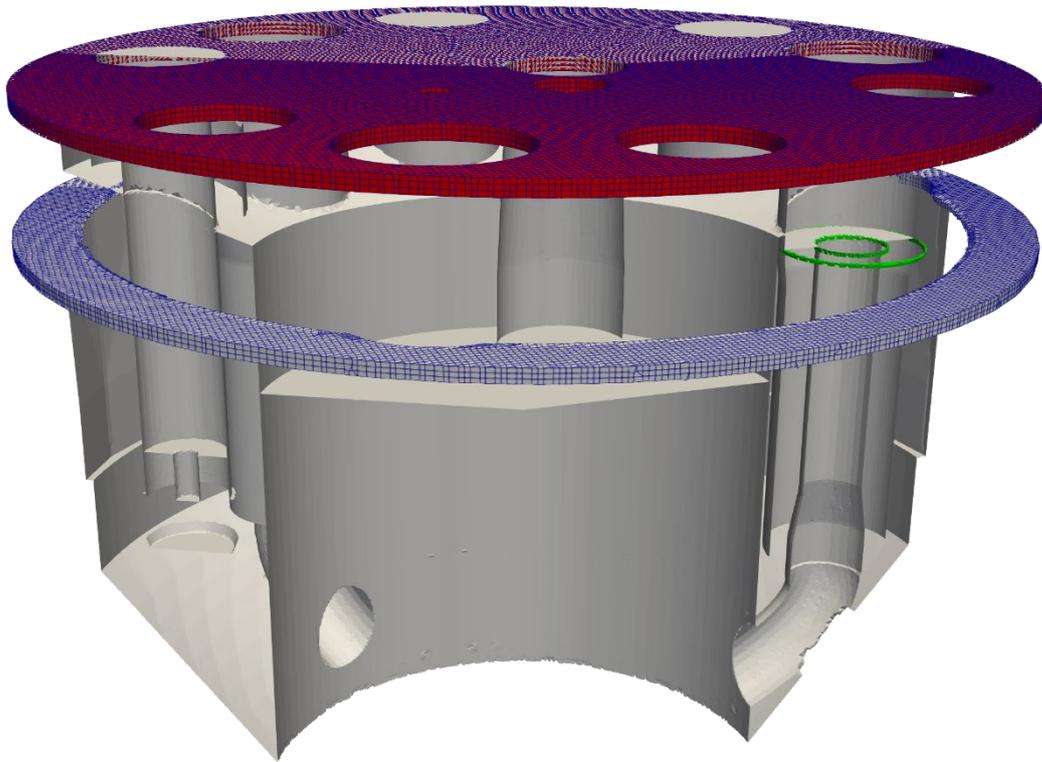


Abb. 5.73 Schichten, die als poröses Medium simuliert wurden im heißen (rot) und kalten (blau) Plenum und an den Pumpeneinlässen (grün)

Um den Effekt von gegenläufigen Strömungen am oberen Interface des heißen Plenums zu begrenzen, wurde zusätzlich die neue Zwangsbedingung `linkedVelocityConstraint` für die Lösung der Geschwindigkeitsgleichungen eingeführt, die für die Zellen in den obersten drei Schichten des heißen Plenums die Geschwindigkeit auf den Mittelwert des Interfaces setzten. Wie oben beschrieben, reichte dies aber aufgrund des verwendeten SIMPLE Algorithmus nicht aus, um gegenläufige Strömungen völlig zu unterdrücken.

Zunächst wurden 9500 s mit ATHLET stand-alone simuliert, wobei die Randbedingungen vor dem Einsetzen der Transiente verwendet wurden. Anschließend wurden 500 s gekoppelt simuliert, ebenfalls mit den Randbedingungen vor Beginn der Transient. Zum Zeitpunkt 10.000 s startet dann die weiter oben beschriebene Transiente in der weiterlaufenden, gekoppelten Rechnung. Alle Ergebnisse werden aber im Folgenden relativ zum Start der Transient dargestellt. Die Zeitschrittweite des CFD-Codes wurde fest auf 0,1 s gesetzt.

Als Stabilisierungsmethode kam das Quasi-Newton-Verfahren zum Einsatz. Bis auf einen einzigen Zeitschritt konvergierte die Kopplung für alle Zeitschritte im Verlauf der Transiente. Als Kriterium wurde dabei das Residuum gemäß Gleichung (5.8) verwendet, wobei α_i^n jeweils für die unterschiedlichen Kopplungsgrößen an der Schnittstelle i für die aktuelle Iteration n bzw. für die Iteration zuvor ($n - 1$) steht. Zur Konvergenzkontrolle wird das Maximum aller Kopplungsgrößen an allen Schnittstellen gebildet. Als Maximalwert für die Konvergenz wurde 10^{-4} vorgegeben.

$$r_i^n = \frac{|\alpha_i^n - \alpha_i^{n-1}|}{|\alpha_i^n|} \quad (5.7)$$

$$r_i^n = \frac{|\alpha_i^n - \alpha_i^{n-1}|}{|\alpha_i^n|} \quad (5.8)$$

5.2.4 Ergebnisse der Simulationen und Vergleich mit Messdaten

Im Folgenden werden die Ergebnisse der ATHLET-Stand-alone- sowie der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung mit den Messdaten verglichen.

In Abb. 5.74 ist die primärseitige Auslasstemperatur eines der vom Pumpenausfall betroffenen Wärmetauschers für die ersten 200 s der Transiente dargestellt. Man erkennt, dass sowohl die ATHLET-Stand-alone- als auch die gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation den Anstieg der Temperatur qualitativ richtig wiedergaben. Allerdings begann der Temperaturanstieg ca. 5 s zu früh und der Temperaturanstieg wurde um ca. 10 K bzw. 10 % des Gesamtanstiegs überschätzt. Da die Wärmeübertragung im Wärmetauscher auch in der gekoppelten Rechnung alleine durch ATHLET berechnet wurde, waren die Ergebnisse der beiden Simulationen in diesem Aspekt identisch. Ein Grund für den Unterschied kann zum einen darin liegen, dass die Messposition im Experiment nicht genau in der Simulation getroffen wurde. Ebenfalls könnte die Vernachlässigung der thermischen Trägheit von Strukturen hier eine Rolle spielen.

Der sich anschließende Temperaturabfall wurde in beiden Simulationen deutlich überschätzt, wobei der Effekt in der ATHLET-Stand-alone-Simulation größer war als in der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung. Dies lag wohl am Verhalten der

Wärmetauschereinlasstemperaturen und damit an der Strömung im heißen Pool (siehe Abb. 5.79). Dieser Aspekt wird weiter unten diskutiert werden.

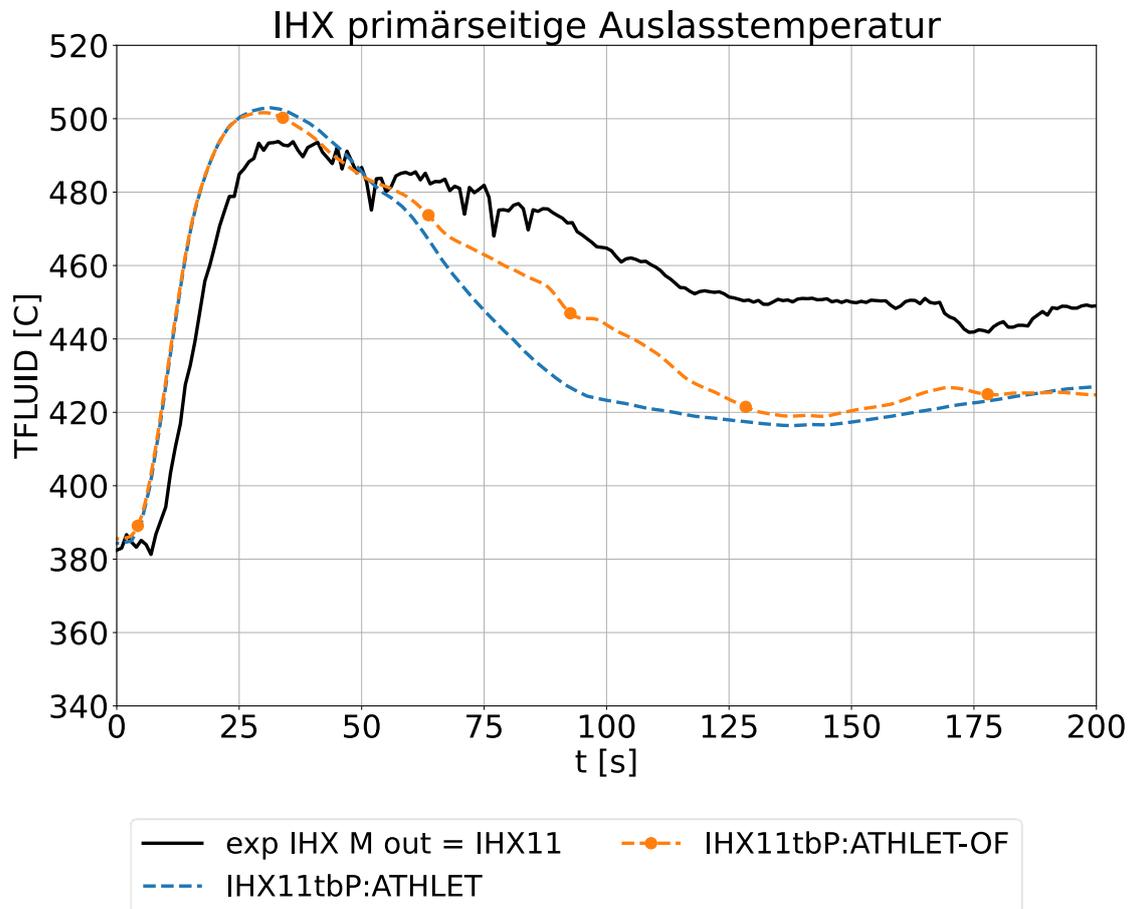


Abb. 5.74 Primärseitige Auslasstemperatur in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Das langfristige Verhalten der Auslasstemperatur (siehe Abb. 5.75) stimmte für die ATHLET-Stand-alone-Simulation qualitativ und in der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung im Rahmen der Schwankungen der Messung auch quantitativ gut mit der Messung überein. Dabei lagen die Werte der ATHLET-Stand-alone-Simulation ca. 10 K unterhalb der Messwerte und der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulation.

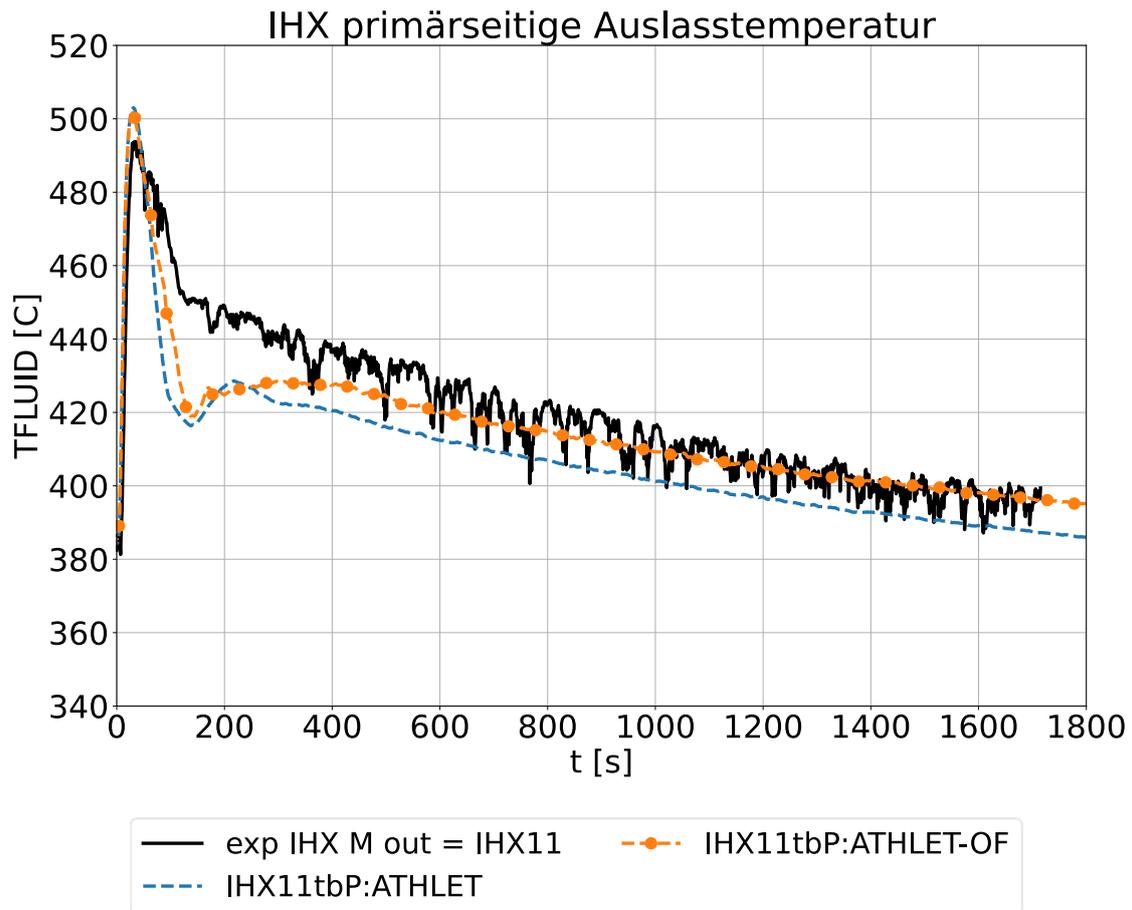


Abb. 5.75 Primärseitige Auslasstemperatur während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Die Güte der Simulation bezüglich der Strömung im kalten Plenum ließ sich anhand der Messdaten an den Einlässen der Primärkreispumpen abschätzen. In Abb. 5.76 sind die ersten 400 s der Transiente dargestellt. Dort erkennt man, dass die ATHLET-Stand-alone-Simulation, bei der die Werte für alle drei Pumpen identisch waren, den Temperaturanstieg in den ersten ca. 130 s überschätzten, anschließend aber unterschätzten.

Die gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation konnte einen ersten vorübergehenden Temperaturanstieg am Einlass der Pumpe 1 (rot) richtig wiedergeben. Allerdings wurde dieses vorübergehende Maximum in der Simulation ca. 10 s zu früh und statt mit einer Amplitude von ca. 8 K mit einer Amplitude von 15 K berechnet. Das Temperatur-Minimum am Einlass von Pumpe 1 wurde richtig getroffen, der sich anschließende Temperaturanstieg wurde um 30 s zu spät berechnet.

Für den Einlass von Pumpe 2 (blau) wurde der Temperaturanstieg ca. 20 s zu spät berechnet, für den Einlass von Pumpe 3 (grün) hingegen zunächst um ca. 10 s zu früh, dann aber mit einem zu niedrigen Gradienten. Für alle drei Pumpen wurde der Maximalwert des Temperaturanstiegs um ca. 10 K unterschätzt.

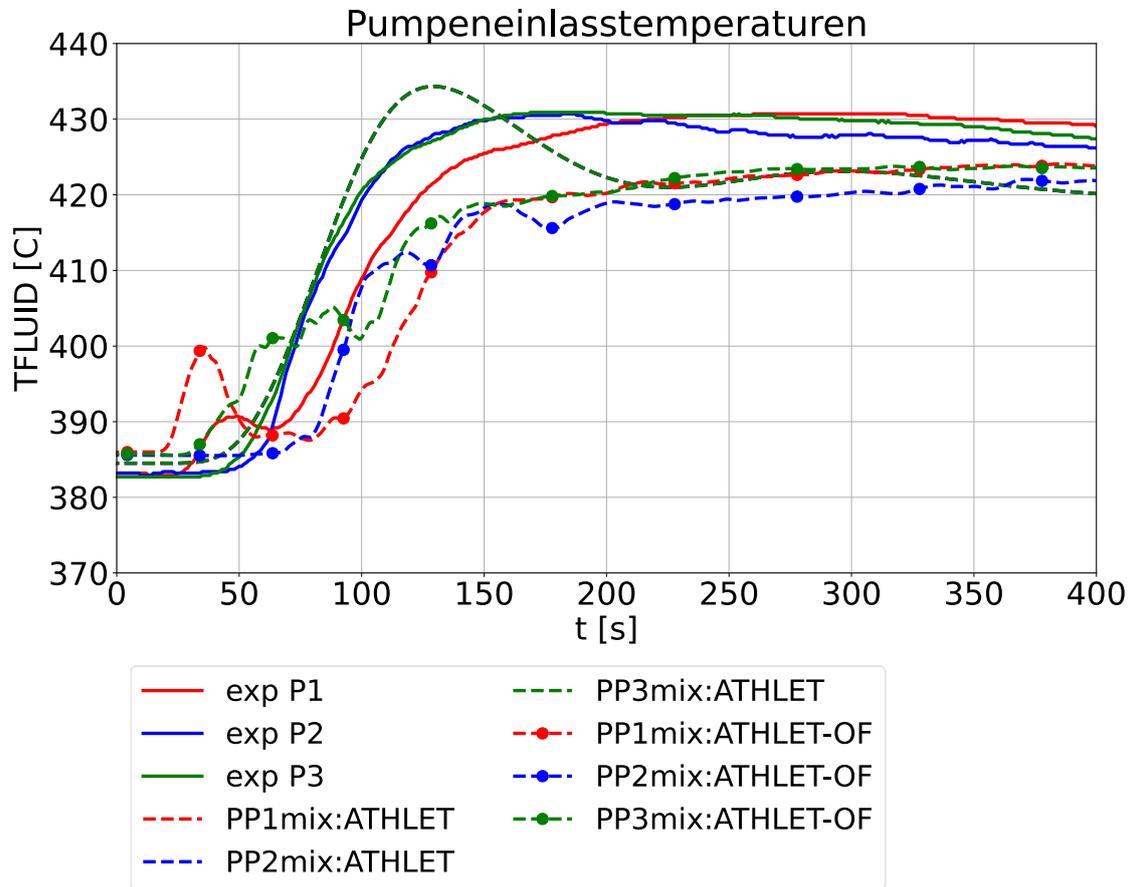


Abb. 5.76 Einlasstemperaturen der Primärkreisumpen in den ersten 400 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Die Überschätzung des Temperaturanstiegs in der ATHLET-Stand-alone-Simulation konnte dadurch erklärt werden, dass durch die eindimensionale Modellierung des kalten Pools nur die Thermofluidobjekte überhaupt an der Strömung teilnahmen, die den Auslass der Wärmetauscher mit dem Einlass der Pumpen verbanden. Die darunter und darüber liegenden Bereiche des kalten Pools wurden dadurch von einer Mischung der unterschiedlich heißen Fluide ausgeschlossen. Entsprechend wurde die Vermischung im kalten Pool unterschätzt und damit die Temperaturen an den Pumpeneinlässen überschätzt.

In der gekoppelten Rechnung könnte genau der entgegengesetzte Effekt eingetreten sein. Die Durchmischung im kalten Pool wurde überschätzt und damit der Temperaturanstieg unterschätzt.

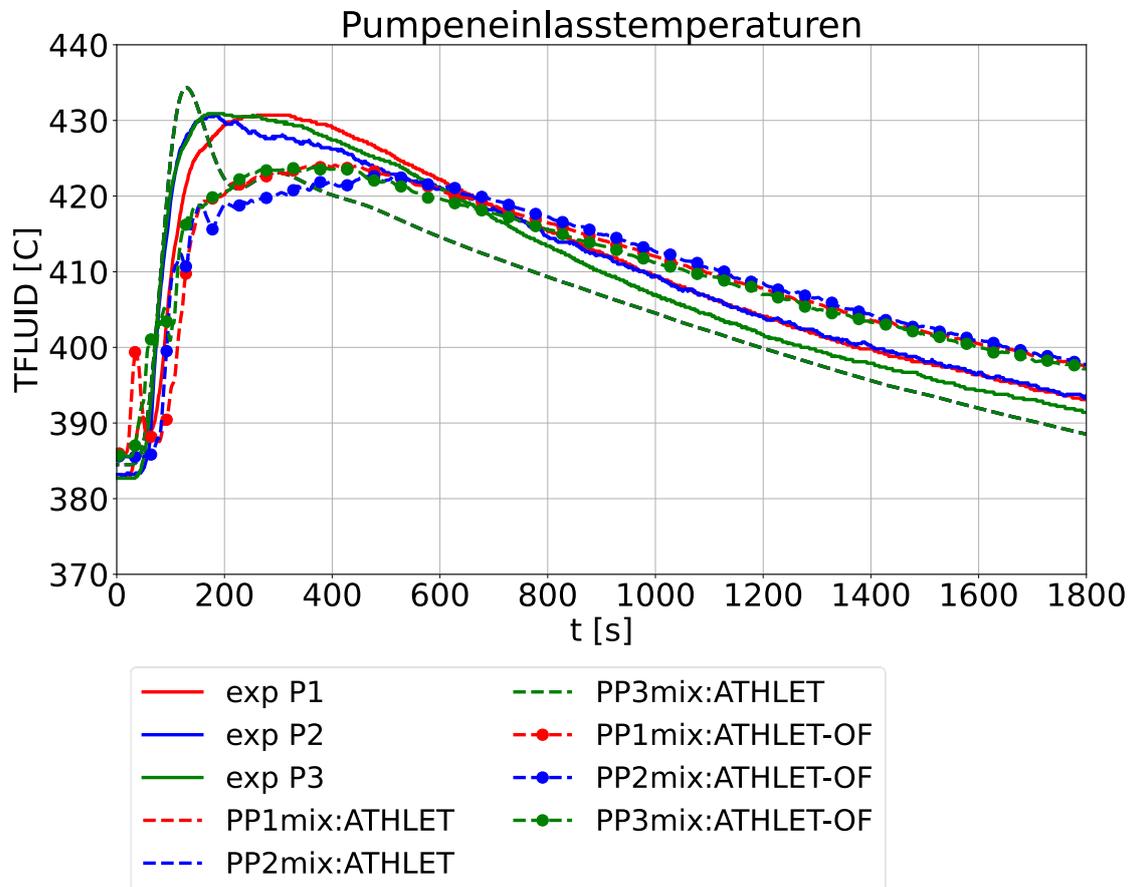


Abb. 5.77 Einlasstemperaturen der Primärkreispumpen während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Im langfristigen Verhalten (siehe Abb. 5.77) zeigte sich, dass in den ATHLET-stand-alone-Simulationen die Abnahme der Temperatur zu früh einsetzte. Dies ergab sich aus der Unterschätzung der Auslasstemperaturen der Wärmetauscher. Der Gradient der Temperaturabnahme wurde aber richtig wiedergegeben.

In der gekoppelten Rechnung wurde hingegen das gegenteilige Verhalten beobachtet. Nachdem ein Maximum der Temperaturen erreicht war, dauerte es länger, bis diese wieder abnahmen. Dies könnte an der bereits oben erwähnten als zu effektiv berechneten Durchmischung im kalten Plenum gelegen haben. Dadurch dauerte es auch länger,

bis das kältere Fluid, das von den Auslässen der Wärmetauscher in den kalten Pool eintrat, die Einlässe der Pumpen erreichte.

Das Verhalten der Kernausstemperatur (siehe Abb. 5.78) wurde sowohl durch die ATHLET-Stand-alone- als auch durch die gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation gut wiedergegeben. Der Überschwinger in der ATHLET-Stand-alone-Simulation bei ca. 150 s war eine direkte Folge des gleichen Effekts in den Pumpeneinlasstemperaturen.

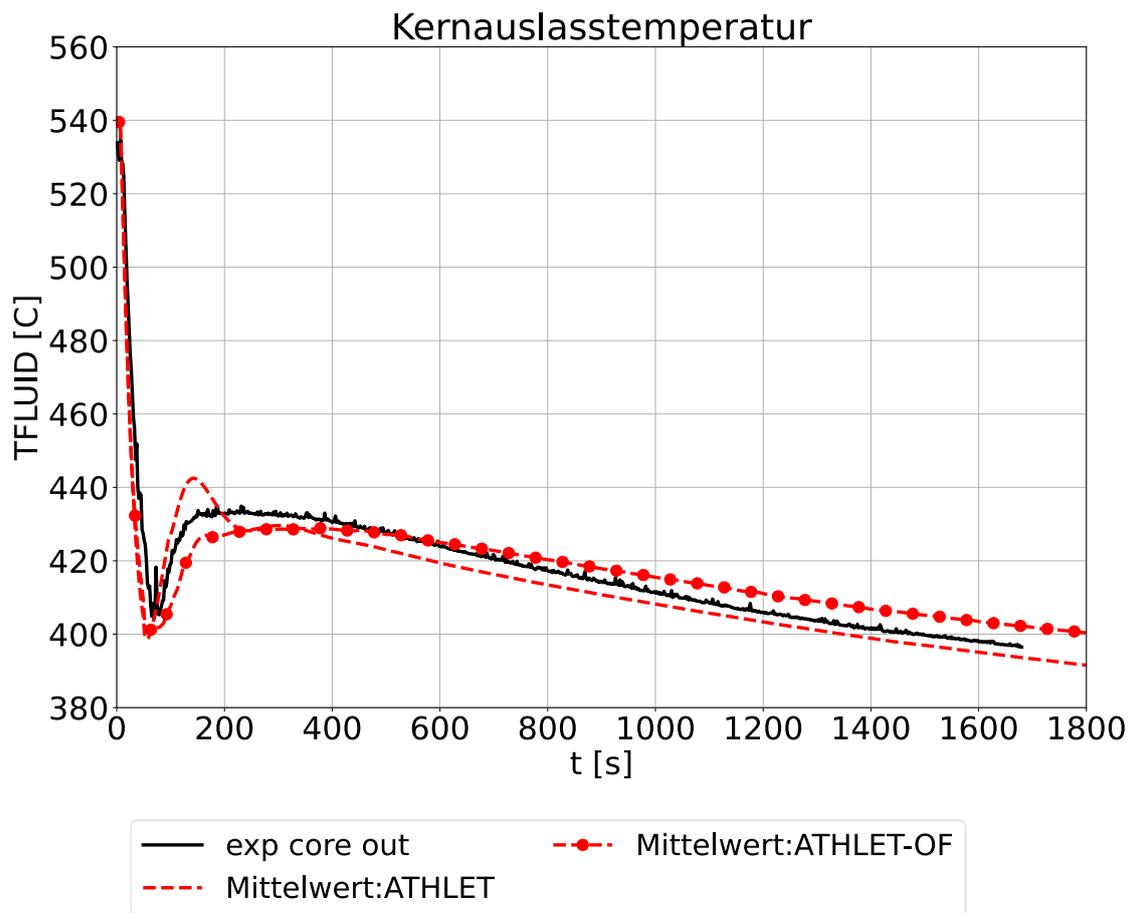


Abb. 5.78 Auslasstemperatur des Reaktorkerns in den heißen Pool während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Im langfristigen Verhalten lagen die simulierten Temperaturen für die ATHLET-Stand-alone-Simulation wenige Kelvin niedriger als die Messwerte, die der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulation etwas höher. Der Gradient der Temperaturabnahme wurde in beiden Simulationen korrekt wiedergegeben. Dies konnte wieder als Effekt der

in der ATHLET-Stand-alone-Simulation unter- bzw. in der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulation überschätzten Durchmischung des Kühlmittels interpretiert werden.

Wie schon im kalten Pool zeigte sich auch im heißen Pool eine Unterschätzung der Durchmischung in der ATHLET-Stand-alone-Simulation (siehe Abb. 5.79). Dadurch kam es zu einem starken Temperaturabfall, da im heißen Pool das gesamte Kühlmittel, das oberhalb der Eintrittsöffnungen der Wärmetauscher (siehe Abb. 5.70) bei der Durchmischung effektiv vernachlässigt wurde. Im langfristigen Verhalten zeigte ATHLET, startend von einer zu niedrigen Temperatur, den richtigen Gradienten für die Temperaturabnahme (siehe Abb. 5.80).

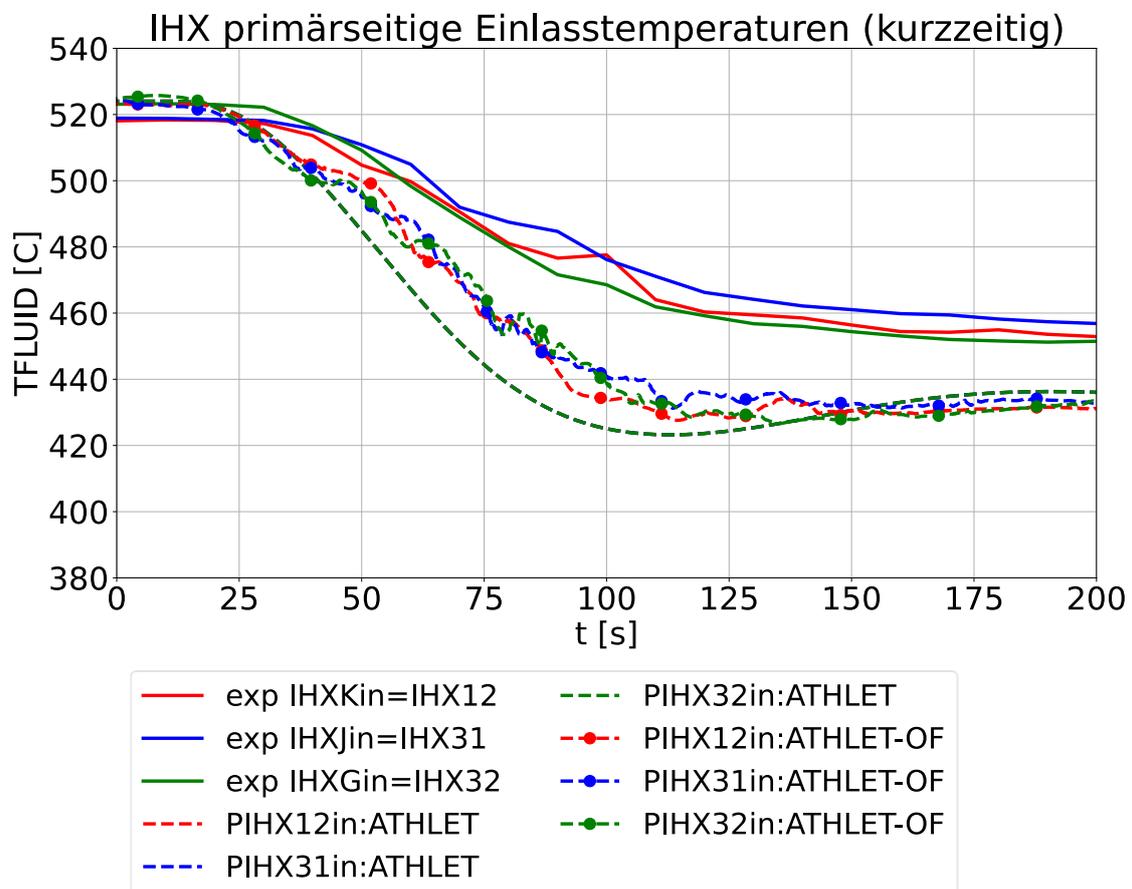


Abb. 5.79 Primärseitige Einlasstemperatur in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Im Gegensatz zum kalten Pool schien auch die gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation die Durchmischung im heißen Pool zu unterschätzen, was zu niedrigen

Temperaturen führte. Im langfristigen Verhalten hingegen stimmten die Ergebnisse der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung sehr gut mit den Messwerten überein.

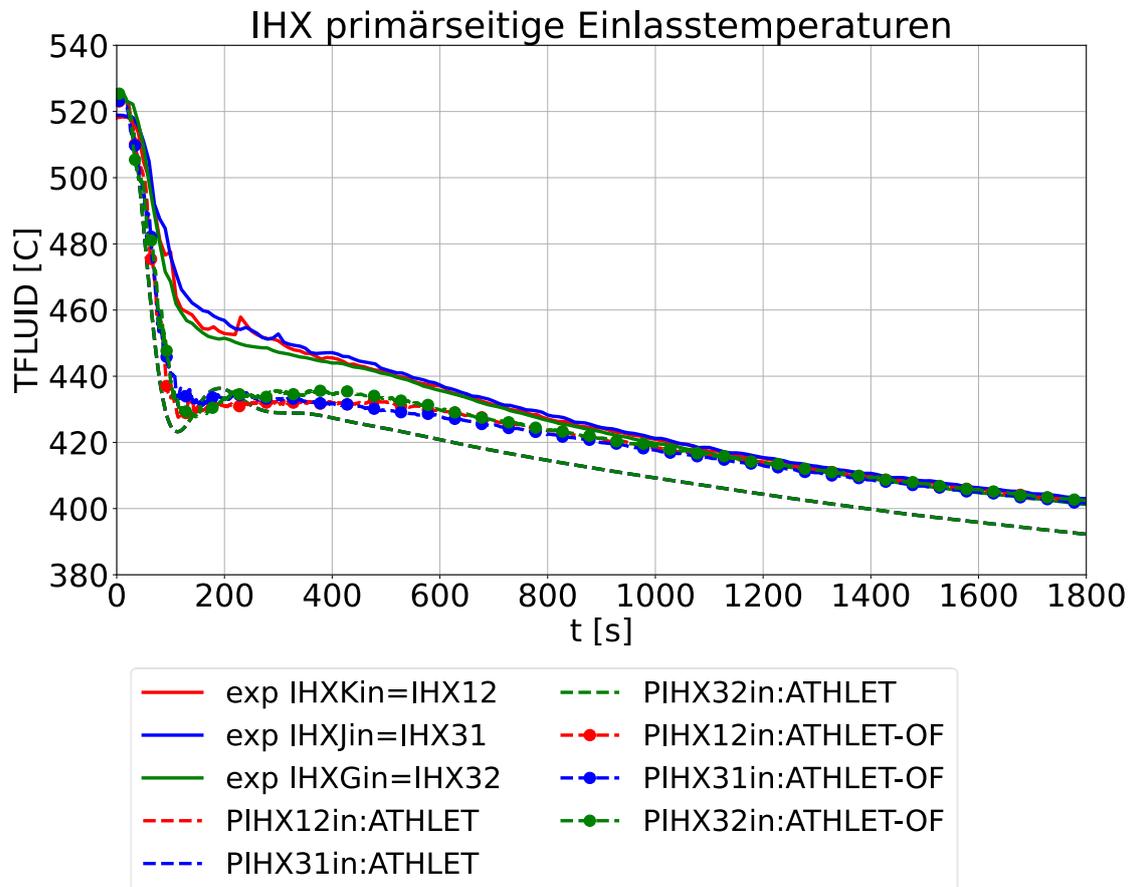


Abb. 5.80 Primärseitige Einlasstemperatur während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Die durch die jeweils zwei Wärmetauscher auf die Sekundärkühlkreisläufe 1 und 3 übertragene Wärme ist für die ersten 200 s in Abb. 5.81 und für den gesamten Verlauf der Transiente in Abb. 5.82 dargestellt. Obwohl die thermische Kernleistung aus den Messdaten vorgegeben wurde, war der Ausgangswert der übertragenen Leistung auf die Sekundärseite in beiden Simulationen höher als in den Messdaten. Es konnte nicht geklärt werden, wie es zu dieser Unterschätzung kommen konnte. Die simulierten Werte während der Transiente stimmten sehr gut mit den gemessenen Werten überein.

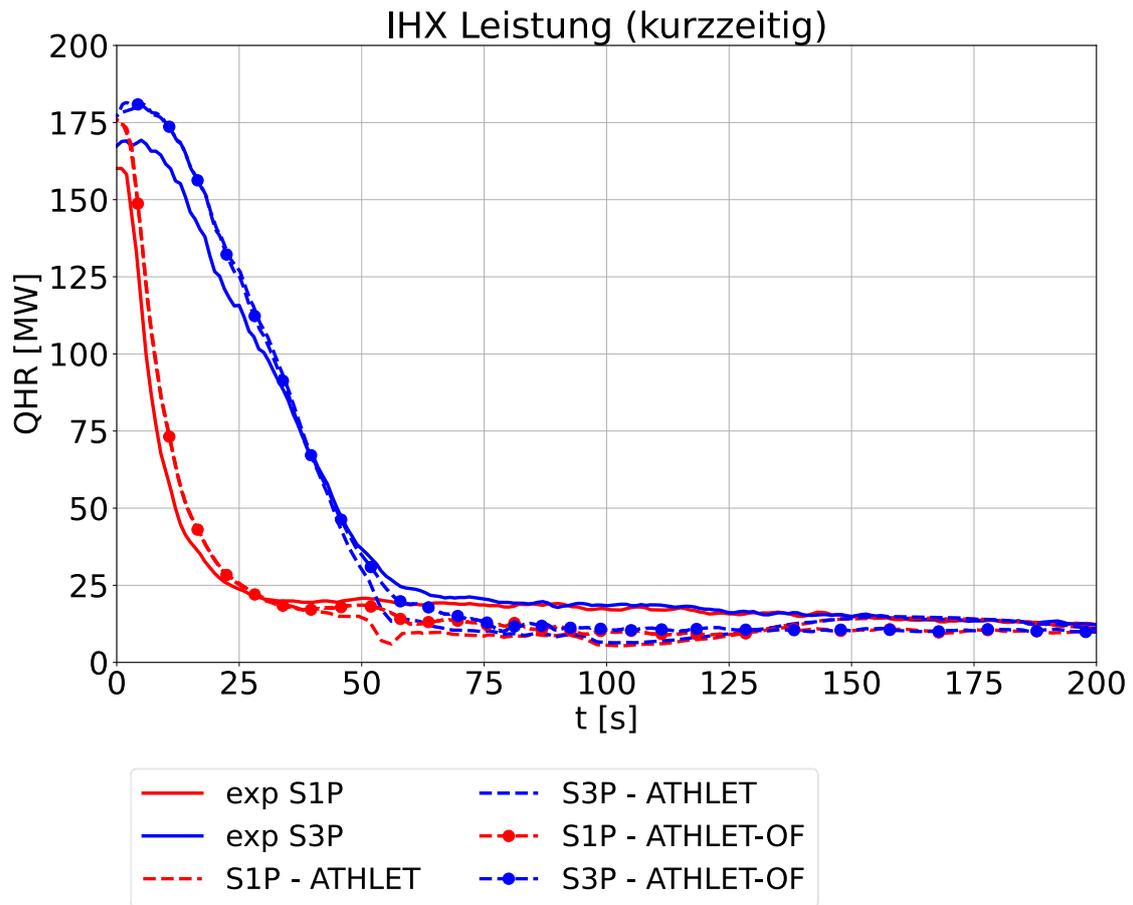


Abb. 5.81 Auf die Sekundärseite übertragende Leistung in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

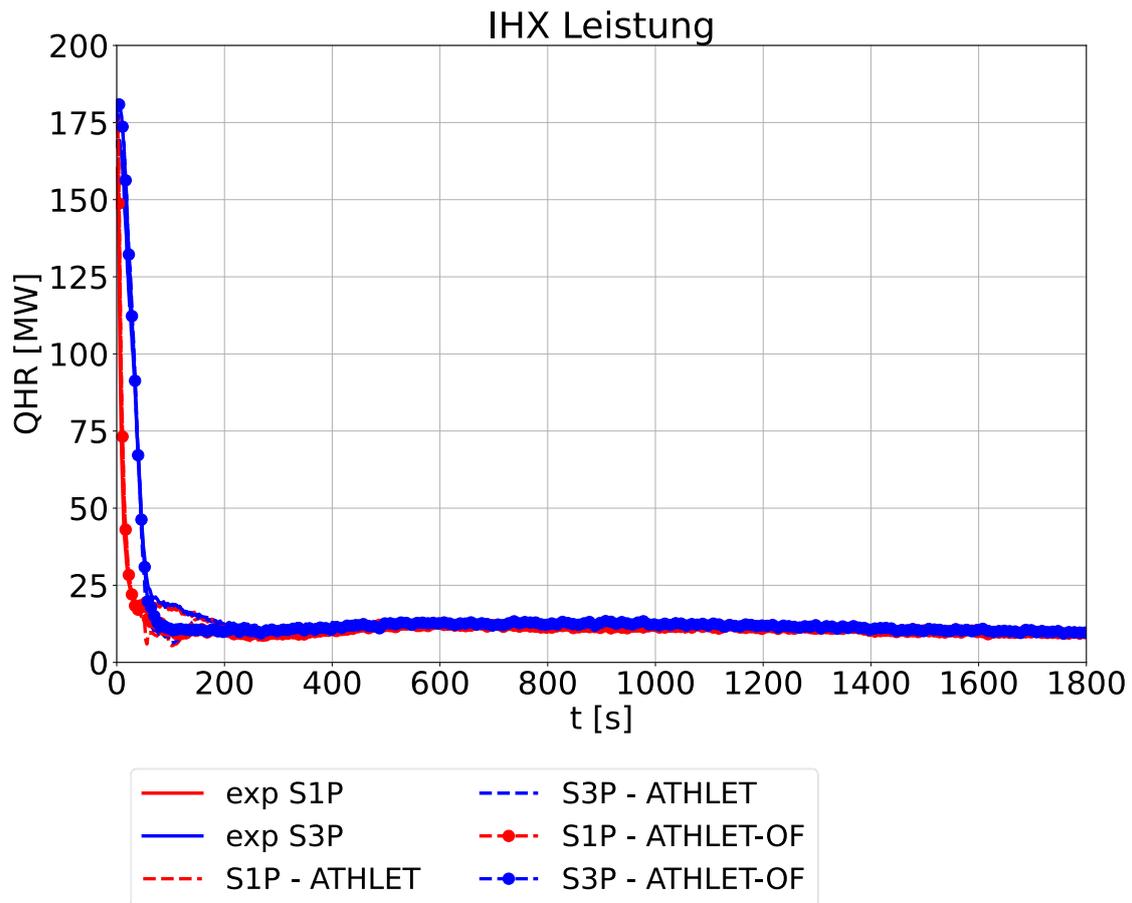


Abb. 5.82 Auf die Sekundärseite übertragene Leistung während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

Abb. 5.83 zeigt die Auslasstemperaturen der beiden aktiven Sekundärkühlkreisläufe. Hier wurde derselbe Trend beobachtet wie bei den primärseitigen Einlasstemperaturen (siehe Abb. 5.79 und Abb. 5.80). Den primärseitig niedrigeren Temperaturen in den Simulationen verglichen mit der Messung folgten auch die sekundärseitigen Auslasstemperaturen. Wie auch schon bei den primärseitigen Einlasstemperaturen lagen die langfristigen Temperaturen in der ATHLET-Stand-alone-Simulation niedriger als die gemessenen, während die Werte der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulation die Messwerte besser wiedergaben.

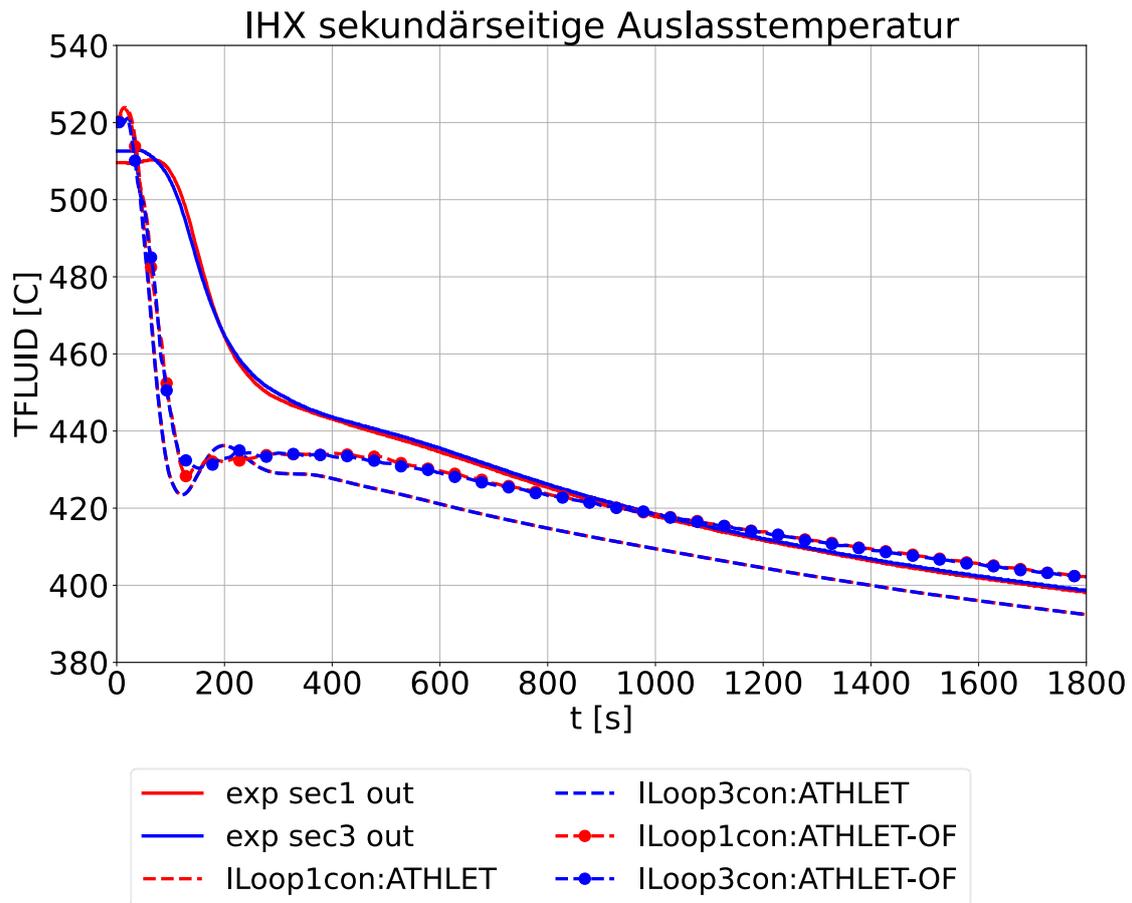


Abb. 5.83 Sekundärseitige Auslasstemperaturen der Wärmetauscher während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)

5.3 Zusammenfassung

Für die Validierung von ATHLET-ANSYS CFX wurde der ROCOM-PKLIIT1.2-Versuch ausgewählt. Dabei wird in einem abgesperrten Strang der Anlage Wasser mit niedrigerer Dichte eingespeist. Die eigenständige CFD-Berechnung des ROCOM-Versuchs PKL3T1.1 hat gezeigt, dass die Vermischung des eingespeisten Wassers mit niedriger Dichte und höherer Temperatur stark durch den Auftrieb bestimmt ist. Das leichtere Wasser, dem im Experiment Ethanol zugemischt ist, sammelt sich im oberen Bereich des Ringraums und ein kleinerer als in Experiment Teil davon vermischt sich unterhalb der Stutzen mit dem Wasser von den Strängen 1, 2 und 4. Der Vergleich des Vermischungsskalars an den Messstellen unterhalb der kalten und heißen Stränge zeigt gute Übereinstimmung, nachdem sich eine quasi-stationäre Strömung eingestellt hat. Die Ausnahme sind die Messungen unterhalb von heißem Strang 4. Hier unterschätzt ATHLET-ANSYS CFX die Konzentration. Die Vergleiche mit Daten für die L13-Sensorgruppe

zeigten, dass die ATHLET-CFD-Kopplung den Ethanol-Transport in der gesamten ROCOM-Anlage, aufgeteilt in ATHLET- und ANSYS CFX-Bereiche, korrekt simuliert.

Die gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulationen des Phénix Dissymmetric Tests haben gezeigt, dass die Kopplungsmethode für Reaktorgeometrien eingesetzt werden kann. Auch bei 17 Kopplungsschnittstellen liefen die Simulationen stabil. In einem anderen Projekt konnte die Kopplungsmethode mittlerweile sogar erfolgreich für Simulationen mit 52 Kopplungsschnittstellen erfolgreich eingesetzt werden /HER 21/.

Beim Vergleich der Ergebnisse der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnungen mit den Messdaten des Versuchs konnten verschiedene Verbesserungen gegenüber der ATHLET-Stand-alone-Rechnung erzielt werden. Durch die Berücksichtigung jeweils des gesamten Volumens der beiden Plena wurde insbesondere das Langzeitverhalten während der Transiente durch die gekoppelten Rechnungen besser wiedergegeben.

Auch konnten scheinbar der lokale Effekt einer heißen „Strähne“ am Pumpeneinlass direkt nach dem Start der Transiente nur in der gekoppelten Rechnung qualitativ beobachtet werden.

Allerdings wurden auch in der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung noch deutliche Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und den Versuchsdaten beobachtet. Dies betraf zum einen die Überschätzung der Durchmischung im kalten Plenum sowie eine scheinbar zu effektive Durchmischung im heißen Pool. Die Ursachen dafür müssten tiefergehend analysiert werden. Ein möglicher Grund ist das Rechengitter. Dieses wurde aufgrund der kurzfristigen Änderung des Arbeitsprogramms aus einem vorhergehenden Projekt übernommen: dort wurde es für die Simulation des Naturumlaufes eingesetzt, während beim hier betrachteten Test Zwangsumlaufbedingungen herrschten. Dadurch waren die Strömungsgeschwindigkeiten höher, was dazu führte, dass auch der dimensionslose Wandabstand (y^+) Werte über 1.000 erreichte, so dass die Wandfunktionen des Turbulenzmodells außerhalb ihres zulässigen Wertebereichs angesprochen wurden. Weitere mögliche Ursachen könnte eine nicht ausreichend detaillierte Modellierung der Geometrie insbesondere des heißen Plenums mit seinen Einbauten gewesen sein. Da aber nur die Messdaten von sehr wenigen Messstellen vorliegen, ist eine weitere Klärung der Ursachen der beobachteten Unterschiede schwierig.

Insgesamt konnte festgestellt werden, dass die beobachteten Abweichungen zwischen den Messdaten und der gekoppelten Simulation nicht an der Kopplung lagen, sondern generische Probleme der CFD-Modellierung von Reaktorgeometrien sind.

6 Weiterentwicklung der Siedekrise-Modellierung für einen zweiphasigen OpenFOAM-Solver

6.1 Einleitung

Die genaue Beschreibung der Wärmeübertragung beim Sieden, insbesondere im Bereich mit kritischem Wärmestrom, ist für die sicherheitstechnische Bewertung von Reaktoren von besonderer Bedeutung. In den letzten Jahren wurde die 3D-CFD-Simulation für Bestimmung des kritischen Wärmeflusses (CHF) eingesetzt. Im Rahmen des vom BMWi geförderten Projekts RS1527 „Entwicklung und Validierung von Rechenmethoden zur Simulation von Zweiphasenströmungen und kritischen Wärmeströmen“ /HRI 18/ wurden die vorhandenen Solver des CFD-Codes OpenFOAM für die Simulation von Zweiphasenströmungen getestet. Die Forschungsarbeiten zeigten, dass der *twoPhaseEulerFoam*-Solver der OpenFOAM Foundation-Versionen 4.0 /OPE 16/ und 5.0 /OPE 17/ numerisch instabil war. Jedoch konnten bei der Simulation von isothermen Strömungen mit geringen Dampfgehalten plausible Ergebnisse erzielt werden.

In den neuen Versionen 6.0 /OPE 18/ und 7.0 /OPE 19/ von OpenFOAM Foundation wurde der neue *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver implementiert. Im Solver wird das originale Wandwärmestrompartitionierungsmodell (RPI-Modell) /KUR 91/ für Wandsieden mit dem erweiterten RPI-Modell, welches die konvektive Wärmeübertragung in die Gasphase berücksichtigt, ersetzt. Das Modell wurde in dieser Arbeit getestet. Um den Einsatz des Solvers für den CHF-Bereich zu ermöglichen, sollten weitere Wandsiedemodelle für das Übergangssieden und Filmsieden in den Solver implementiert werden. In der Simulation wählt der Solver selbst das eingesetzte Wandsiedemodell für jede Rechenzelle an der Wand anhand des Umschaltungskriteriums aus. Das Umschaltkriterium hängt vom lokalen Zustand bzw. der Wandtemperatur und dem Dampfgehalt an der Wand ab. Die Wandtemperatur spielt hier eine entscheidende Rolle. Die Wandtemperatur wird im vorhandenen Solver iterativ gelöst. Eine genaue Berechnung der Wandtemperatur unter Berücksichtigung des Conjugate Heat Transfer (CHT) ist hier notwendig.

Die vorgesehene Forschungsarbeiten in diesem Arbeitspaket waren:

- Arbeiten zur Verifikation des *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers (OpenFOAM Foundation)
- Überprüfung des Solvers zur Berechnung isothermer Zweiphasenströmung mit hohem Dampfgehalt in 2D-Geometrie

- Überprüfung des Solvers zur Simulation der Zweiphasenströmung mit Wandsieden (RPI-Modell und erweitertes RPI-Modell) in 2D-Geometrie
- Validierung des Solvers anhand des PSBT-Versuchs unter Reaktor-Bedingungen in der 3D-Geometrie
- Kopplung mit einem zweiphasigen CHT-Solvers
- Implementierung der Wandsiedemodelle für Übergangssieden und Filmsieden im CHF-Bereich
- Test und Validierung des neu entwickelten Solvers

Das Ziel dieses Arbeitspaketes bestand in der Entwicklung eines neuen Solvers auf Basis des *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers. Der neue Solver sollte für die Simulation von Mehrphasenströmung unter Berücksichtigung von Blasensieden bis hin zum CHF für Reaktorbedingungen einsetzbar sein.

6.2 Numerische Modellierung des *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers der OpenFOAM Foundation

Der *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver von OpenFOAM verwendet den Euler-Euler-Ansatz zur Modellierung der Mehrphasenströmung. Bei diesem Ansatz werden die beteiligten Fluide (Flüssigkeit oder Gas) als Kontinuum betrachtet, welche einander durchdringen und miteinander wechselwirken können. Für jede Phase werden die Bilanzgleichungen (Masse, Impuls und Energie) unter Berücksichtigung des Phasenanteils gelöst. Das Wandsieden wird mit Hilfe des Wandwärmestrompartitionierungsmodells, auch RPI-Wandsiedemodell nach Kurul und Podowski genannt /KUR 91/, modelliert. In den vorherigen *twoPhaseEulerFoam*- und *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvem bis zu OpenFOAM 5 wurde das klassische RPI-Wandsiedemodell, welches mit der folgenden Gleichung beschrieben wird, verwendet.

$$\dot{q}_{total} = \dot{q}_{conv,l} + \dot{q}_{evap} + \dot{q}_{quench} \quad (6.1)$$

Hier wird die konvektive Wärmeflussdichte in die Flüssigkeit mit $\dot{q}_{conv,l}$ bezeichnet, während \dot{q}_{evap} und \dot{q}_{quench} die Verdampfungswärmeflussdichte und die Quenching-

Wärmeflussdichte darstellen. Im Modell wird die Gasphase als gesättigt betrachtet. Die Wärmeübertragung von der Wand zur Gasphase wird nicht berücksichtigt.

Mit Fortschreiten des Wandsiedens in Richtung CHF-Bereich erhöht sich der Dampfgehalt an der Wand. Dort bekommt die direkte Wärmeübertragung von der Wand in die Gasphase immer mehr Bedeutung. Um diesen Prozess zu berücksichtigen, wird das klassische RPI-Wandsiedemodell erweitert. Im *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver der Version OpenFOAM Foundation 7.0 ist das erweiterte RPI-Modell standardmäßig vorhanden. Das erweiterte RPI-Modell wird mit der folgenden Gleichung beschrieben:

$$\dot{q}_{\text{total}} = f(\alpha_l) \left(\dot{q}_{\text{conv},l} \dot{q}_{\text{conv},l} + \dot{q}_{\text{evap}} + \dot{q}_{\text{quench}} \right) + (1 - f(\alpha_l)) \dot{q}_{\text{conv},g} \quad (6.2)$$

Mit dem neuen Term $\dot{q}_{\text{conv},g}$ ist der konvektive Wärmetransport in die Gasphase berücksichtigt. Mit Einführung der Umschaltfunktion $f(\alpha_l)$ wird die Wärmeverteilung des gesamten Wandwärmestroms in vier Wandwärmeströmen aufgeteilt. Üblicherweise wird die Umschaltung mit Hilfe der folgenden Funktion, die vom Dampfgehalt in der ersten wandnahen Zelle abhängig ist, bestimmt /LAV 06/:

$$f(\alpha_l) = \begin{cases} 1 - \frac{1}{2} e^{-20(\alpha_l - \alpha_{l,crit})} & \alpha_l \geq \alpha_{l,crit} \\ \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha_l}{\alpha_{l,crit}} \right)^{20\alpha_{l,crit}} & \alpha_l < \alpha_{l,crit} \end{cases} \quad (6.3)$$

wobei $\alpha_{l,crit} = 0,2$, der kritische Flüssigkeitsgehalt ist, bei welchem der Wandwärmestrom zur Gasphase umgeleitet wird. Diese exponentielle Funktion wird in Abb. 6.1 schematisch dargestellt:

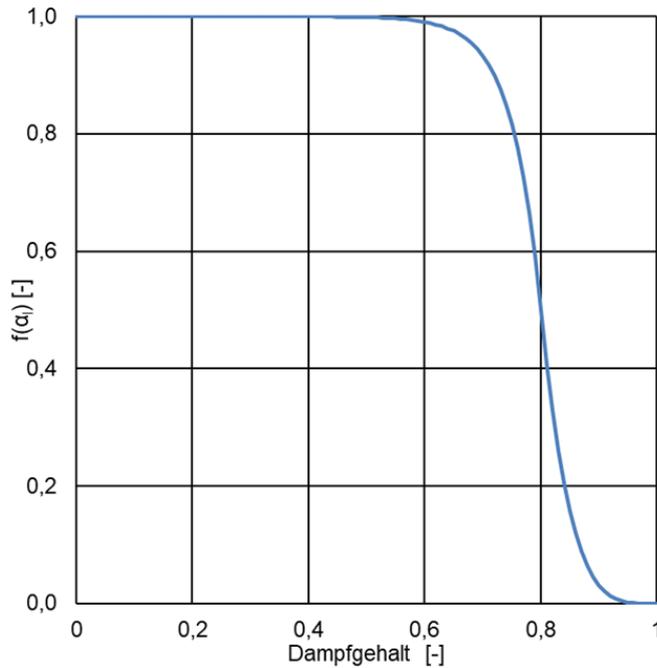


Abb. 6.1 Umschaltungsfunction für das erweiterte RPI-Modell

Im Bereich, wo der Dampfgehalt unter 0,6 liegt, ist der Wert der Umschaltfunktion $f(\alpha_l)$ in der Nähe von 1. Dort findet kaum konvektive Wärmeübertragung von Wand in die Gasphase statt. Mit dem steigenden Dampfgehalt wird der Wert der Umschaltfunktion sehr schnell auf 0 sinken. Im Bereich über dem kritischen Flüssigkeitsgehalt ($\alpha_{g,crit} = 1 - \alpha_{l,crit} = 0,8$) wird die Wärme von der Wand zum großen Teil sogar komplett direkt in die Gasphase übertragen. Dies führt zu lokaler Dampfüberhitzung.

6.3 Arbeiten zur Verifikation des *reactingTwoPhaseEulerFoam-Solvers*

Die theoretischen Grundlagen der in der Berechnung verwendenden Modelle (Euler-Euler-Ansatz, Turbulenzmodell für Mehrphasenströmung, RPI-Modell und Transportmodell für Blasen) wurden untersucht und die Implementierung der Modelle im *reactingTwoPhaseEulerFoam-Solver* der OpenFOAM Foundation wurde überprüft.

Simulationen mit isothermer Zweiphasenströmung in 2D-Kanalströmung zwischen zwei unendlich ausgedehnten Platten mit unterschiedlichen Randbedingungen wurden durchgeführt. Die vorhandenen Turbulenzmodelle und die Blasen-Transportmodelle wurden ausprobiert und nach Einsetzbarkeit und numerischer Stabilität bewertet. Anschließend wurden die Modelle für weitere Berechnungen bestimmt. Die 2D-Berechnungen zu den

untersuchten Fällen liefen stabil und konvergierten auch für die Testfälle mit hohem Dampfgehalt.

In den weiteren Untersuchungen wurde die Wärme der Kanalwand zugeführt. Das Wasser an der Wand wurde auf Sättigungstemperatur erhitzt und schließlich trat Wandsieden auf. Eine stabile Dampfschicht an der Wandoberfläche wurde in den untersuchten Fällen beobachtet. Die Berechnungen mit dem *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver konvergierten auch in den Fällen mit hohem Dampfgehalt an der Wand und die Simulationsergebnisse waren plausibel.

Aus den daraus resultierenden Ergebnissen wurde eine geeignete Kombination von Modellen und Einstellungen festgelegt, die in den nachfolgenden Abschnitten verwendet wird.

6.4 Validierung des *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers anhand von PSBT-Experimenten

6.4.1 Anlagenbeschreibung PSBT

Die OECD/NEA PSBT-Tests wurden von der Japanese Nuclear Power Energy Corporation (NUPEC) im Zeitraum 1987 – 1993 durchgeführt. Dabei wurden experimentelle Untersuchungen zu Rohrbündeln unter Reaktorbedingungen durchgeführt (/HOR 93/, /RUB 12/). In den Tests wurden verschiedene Unterkanalkonfigurationen eines DWR-Brennelements untersucht. Im Experiment wurden die Brennstabwände mit konstanter Wärmezufuhr elektrisch beheizt. Die gesamte beheizte Länge beträgt 1,555 m und in den meisten Experimenten wurde ein unterkühltes Wandsieden beobachtet. Die Messstelle befindet sich 1,4 m über dem Anfang der beheizten Stablänge. Der mittlere Dampfanteil in der Zweiphasenströmung wurde bei unterschiedlichen Temperaturen, Drücken, Massenströmen und Leistungen gemessen. Diese Messung beruht auf Gamma-Strahlen-Sensoren, deren Messunsicherheit bei ca. 0,03 für den Dampfanteil liegt (/HOR 93/, /RUB 12/). Die Versuchsanlage sowie die Geometrie der Teststrecke und der unterschiedlichen Unterkanäle werden in Abb. 6.2 dargestellt.

Im PSBT-Rohrbündel befinden sich vier verschiedene Unterkanal-Typen: typischer Zentralkanal (S1), Zentralkanal mit Moderatorrohr (S2), Seitenkanal (S3) und Eckkanal (S4). Für die Validierungsarbeiten wurde der S1-Unterkanal ausgewählt. Tab. 3.4 zeigt die mit OpenFOAM simulierten PSBT-Testfälle.

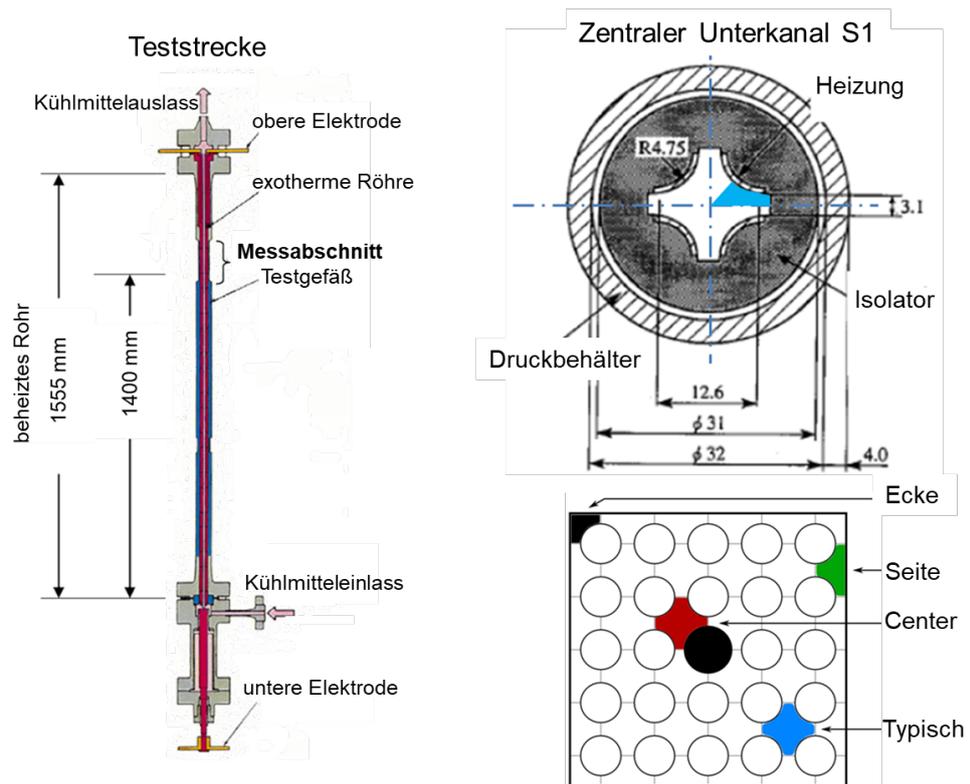


Abb. 6.2 Teststrecke (links), zentraler Unterkanal S1 (oben rechts) und Rohrbündeln (unten rechts) /RUB 12/

Tab. 6.1 Randbedingungen der simulierten PSBT-Testfälle

Testfall	Druck (bar)	Massendurchsatz ($10^6 \text{kg/m}^2 \text{h}$)	Leistung (kW)	Eintrittstemperatur (K)	Unterkühlung (K)
F1.2221	166	11	70	572	41
F1.2234	147	11	60	588	26
F1.2422	147	5	60	557	56
F1.4321	98	5	60	483	100
F1.4324	98	5	60	512	71
F1.4325	98	5	60	527	56
F1.4326	98	5	60	542	41
F1.4327	98	5	60	562	21
F1.1612	50	5	80	473	64
F1.1623	50	5	50	512	24

6.4.2 CFD-Modellierung

Der untersuchte S1-Unterkanal hat eine symmetrische Geometrie. Um den Rechenaufwand zu reduzieren, wurde nur 1/8 Symmetriesektor simuliert, dieser ist in Abb. 6.2 oben links mit blauer Farbe gekennzeichnet. Das 3D-Symmetriesektor-Modell und die Randbedingungen stellt Abb. 6.3 dar. Zunächst wurde eine Simulation ohne Festkörper (Wand) durchgeführt, daher wurde an der beheizten Wand (Heizung) eine konstante Wärmestromdichte spezifiziert.

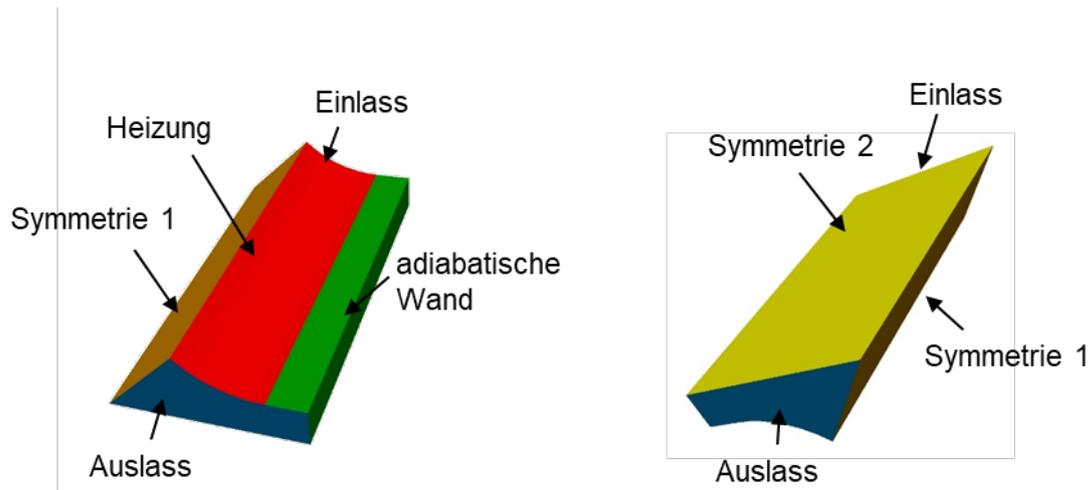


Abb. 6.3 Geometrie des Symmetriesektors und Randbedingungen

Für den Symmetriesektor wurde mit Hilfe von ICEM CFD ein Hexaeder-Gitter erzeugt [WEI 11]. Um die Gittersensitivitätsstudien durchführen zu können, wurden weitere zwei Rechengitter mit unterschiedlichen Auflösungen erzeugt. Diese Gitter sind in Abb. 6.4 dargestellt, die wesentlichen Gitterparameter fasst Tab. 6.2 zusammen.

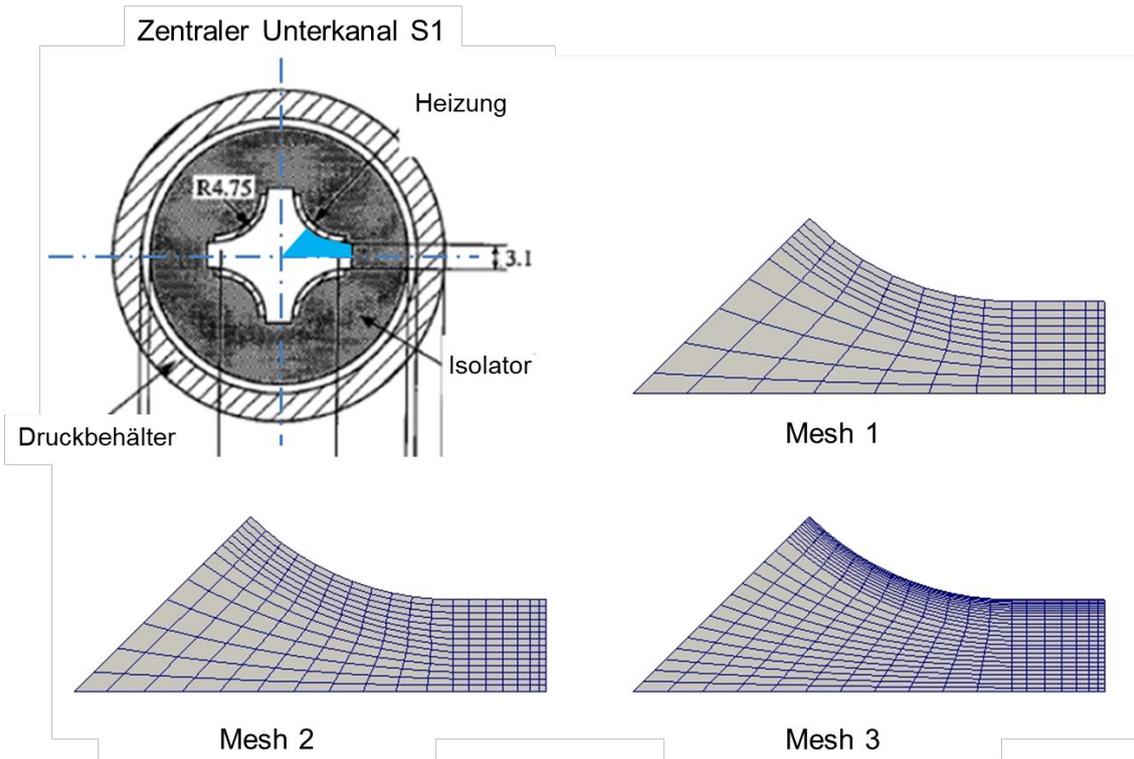


Abb. 6.4 CFD-Rechengitter des zentralen Unterkanals S1

Tab. 6.2 Rechengitterparameter

Rechengitter	Elementgröße an der beheizten Wand	Netzknoten (X*Y*Z)	Gesamtanzahl der Elemente
Mesh 1	0,1375 mm	13*14*150	19668
Mesh 2	0,1100 mm	16*20*300	75348
Mesh 3	0,0550 mm	29*32*500	139932

Im Solver werden Flüssigkeit und Gasphase als zwei Kontinua betrachtet. Die Turbulenz der flüssigen Phase wird mit dem *komegaSSTsato*-Modell (/OPE 19/, /SAT 81/) dargestellt, während für die Gasphase das *continuousGasKEpsilon*-Modell /THE 20/ eingesetzt wird. Zwischen den beiden Phasen findet ein Austausch von Masse, Impuls und Energie statt. Dieser wird mit den in Tab. 6.3 spezifizierten Modellen in der Simulation berücksichtigt.

Tab. 6.3 Schließungen für die Modellierung der Zweiphasenströmung in der CFD-Simulation

Wärmetransport	<i>RanzMarshall /RAN 52/</i>
Reibungskraft	<i>TomiyamaCorrelated /TOM 02a/</i>
Liftkraft	<i>Tomiyama /TOM 02b/</i>
Wandkraft	<i>Frank /FRA 05/</i>
turbulente Dispersionskraft	<i>Burns /BUR 04/</i>
virtuelle Massenkraft	<i>constant (0,5)</i>

6.4.3 Numerische Ergebnisse und Vergleich mit experimentellen Dateien

Die Berechnungen wurden auf dem Manni-HPC-Cluster der GRS durchgeführt. Um die benötigte CPU-Zeit zu reduzieren, wurden die Simulationen auf 4 bis 40 parallelen Kernen durchgeführt.

Für die Analysen wurden transiente Simulationen durchgeführt. Der adaptive Zeitschritt (*adjustableRunTime-Methode*) wurde mit Hilfe der Courant-Zahl gesteuert. Die ausgeführten Zeitschritte lagen im Bereich $10^{-6} - 10^{-5}$ s. Die Konvergenz wurde mit dem RMS (root mean square)-Residuum ($<10^{-4}$) kontrolliert. In der ersten Berechnung gab es keine Wärmeübertragung von der Wand an das Fluid. In einem weiteren Schritt wurde auch die Wärmezufuhr von der Wand eingeschaltet. In Abb. 6.5 werden die zeitlichen Abläufe des querschnittsgemittelten Dampfvolumenanteils auf der Höhe $H = 1,4$ m dargestellt. Der Dampf entsteht an der Wand und verbreitet sich im Unterkanal. Nach dem Aufbau einer kontinuierlichen Dampfschicht stabilisierte sich die Dampfverteilung in der CFD-Domäne in allen Testfällen.

Die Dauer der Simulationen ist stark vom Dampfgehalt in der CFD-Domäne abhängig und zeigt große Unterschiede für die unterschiedlichen Testfälle. Alle vier in der Abb. 6.5 dargestellten Testfälle wurden mit 10 Prozessoren berechnet. Die Berechnungszeit für die Problemzeit von 4 s sind: 4 Stunden für den Testfall F1.4321, 7 Stunden für Testfall F1.4325, 21,5 Stunden für Testfall F1.4327 und 60 Stunden für Testfall F1.6223. Es zeigt sich, dass ein hoher Dampfanteil zu längerer Rechenzeit führt. Dies könnte mit Folgendem erklärt werden:

- Im Vergleich zu der einphasigen Flüssigkeit müssen mehr Gleichungen für die Zweiphasenströmung gelöst werden.

- Die Konvergenz der Berechnung verschlechtert sich mit steigendem Dampfgehalt. Daher muss der Zeitschritt verkleinert werden. Beispielsweise beträgt die Zeitschrittgröße im Testfall F1.4321 $7,1 \times 10^{-5}$ s, während diese im Testfall F1.4327 $2,7 \times 10^{-5}$ s ist. Der Zeitschrittgröße musste im Testfall F1.6223 weiter auf $5,8 \times 10^{-6}$ s reduziert werden.

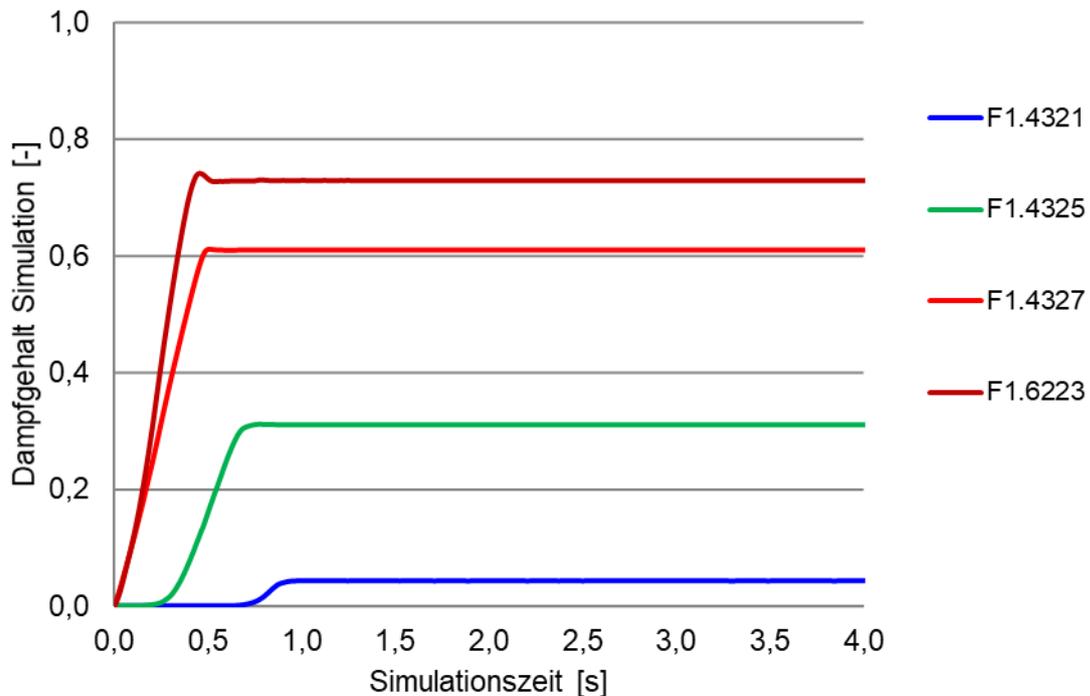


Abb. 6.5 Zeitliche Abläufe des querschnittsgemittelten Dampfvolumentanteils auf der Höhe $H = 1,4$ m

Um den Gittereinfluss auf die Ergebnisse zu untersuchen, wurde eine Gitterstudie mit 9 Berechnungen und mit den bereits vorgestellten drei Rechengittern durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse zum querschnittsgemittelten Dampfvolumenteil auf der Höhe $H = 1,4$ m und zum Dampfvolumenteil in der gesamten CFD-Domäne zeigt Tab. 6.4. Der größte Unterschied in den Simulationsergebnissen liegt unter 0,04. Aus diesem Grund wurde für die weiteren Analysen Mesh 1 ausgewählt.

Tab. 6.4 Simulationsergebnisse der Gitterstudie

Rechen- gitter	F1.4321	F1.4325	F1.4327
	Querschnittsgemittelter Dampfvolumenanteil auf der Höhe H=1,4 m		
Mesh 1	0,043	0,310	0,609
Mesh 2	0,036	0,317	0,610
Mesh 3	0,045	0,331	0,587
	Gemittelter Dampfvolumenanteil in der gesamten CFD-Domäne		
Mesh 1	0,010	0,148	0,382
Mesh 2	0,009	0,149	0,378
Mesh 3	0,012	0,143	0,335

In Abb. 6.6 werden Simulationsergebnisse für 10 Testfälle mit experimentellen Daten für den querschnittsgemitteltem Dampfvolumenanteil auf der Höhe $H = 1,4$ m verglichen. Diese zeigen eine gute Übereinstimmung. Die Simulationsergebnisse in den meisten Fällen befinden sich in der Nähe der Messunsicherheitsbereich (absolute Abweichung des Dampfgehalts $\pm 0,03$). Die größte Abweichung trifft im Fall F1.4327 auf, diese beträgt 0,1.

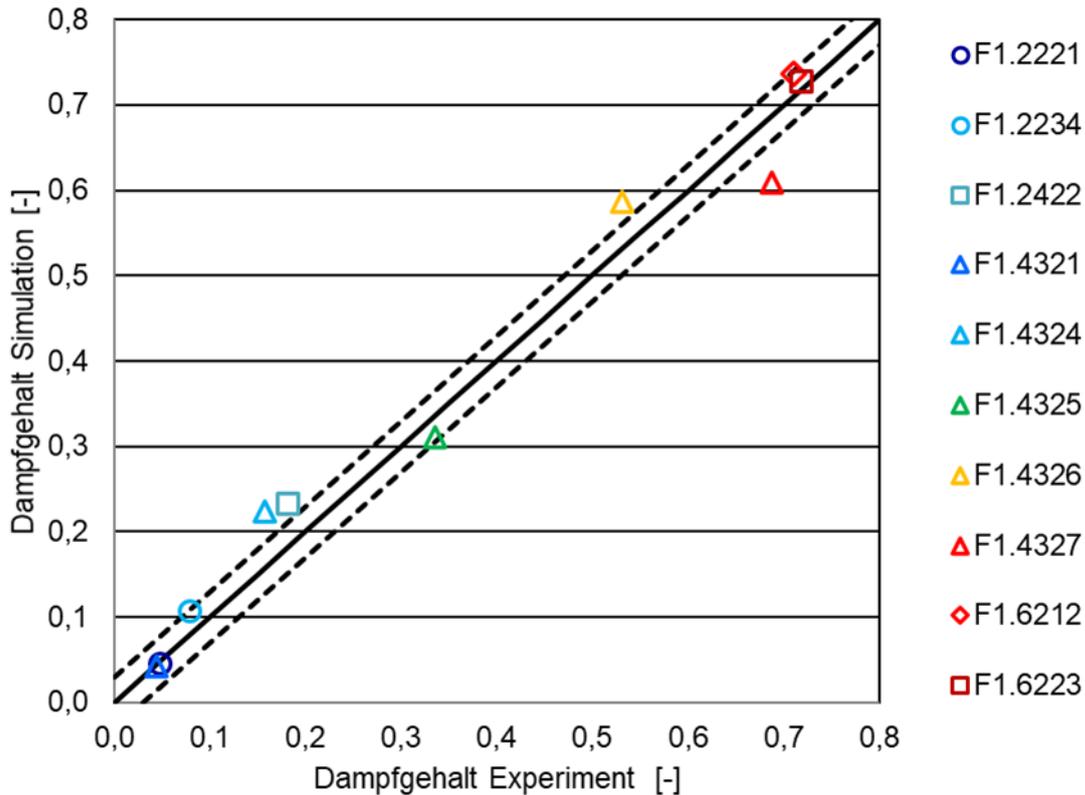


Abb. 6.6 Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem querschnittsgemitteltem Dampfvolumenteil auf der Höhe $H = 1,4 \text{ m}$

In Abb. 6.7 und Abb. 6.8 werden die Fluidtemperatur und der Dampfgehalt auf Symmetrieebene 1 für 5 Testfälle, die bei gleichem Druck, Massenstrom, Leistung und unterschiedlicher Eintrittstemperatur durchgeführt wurden (siehe Tab. 6.1), dargestellt. In allen Testfällen steigt die Fluidtemperatur aufgrund der weiteren Kühlmittelaufheizung mit der steigenden Kanalhöhe an. Im Testfall F1.4321 mit großer Unterkühlungstemperatur erreicht die Fluidtemperatur erst am Ende des Kanals an der Wand die Sättigungstemperatur (583 K). Dort findet Wandsieden statt. Der Dampf bleibt an der Wand und der Dampfgehalt ist sehr gering. Das Wandsieden in den Testfällen F1.4324 und F1.4325 fängt in der Mitte des Kanals an und der Dampfgehalt an der Wand bleibt im ganzen Kanal niedrig. Das Wandsieden in den beiden Fällen befindet sich im Blasensieden-Bereich. In den letzten zwei Testfällen mit niedriger Unterkühlungstemperatur wird das Wasser an der Wand schnell auf die Sättigungstemperatur aufgeheizt und daher beginnt das Wandsieden bereits am Kanalbeginn. Der Dampf verbreitet sich im ganzen Kanal. Am Ende des Kanals steigt der Dampfgehalt über 0,6. Damit wird die Umschaltfunktion aktiviert und ein direkter Wärmetransport von der Wand zur Dampfphase ermöglicht. In den beiden Testfällen ist der Bereich mit dem Dampfgehalt über 0,6 relativ klein. Der

überhitzte Dampf an der Wand wird schnell durch die umgebundene Flüssigkeit wieder gekühlt.

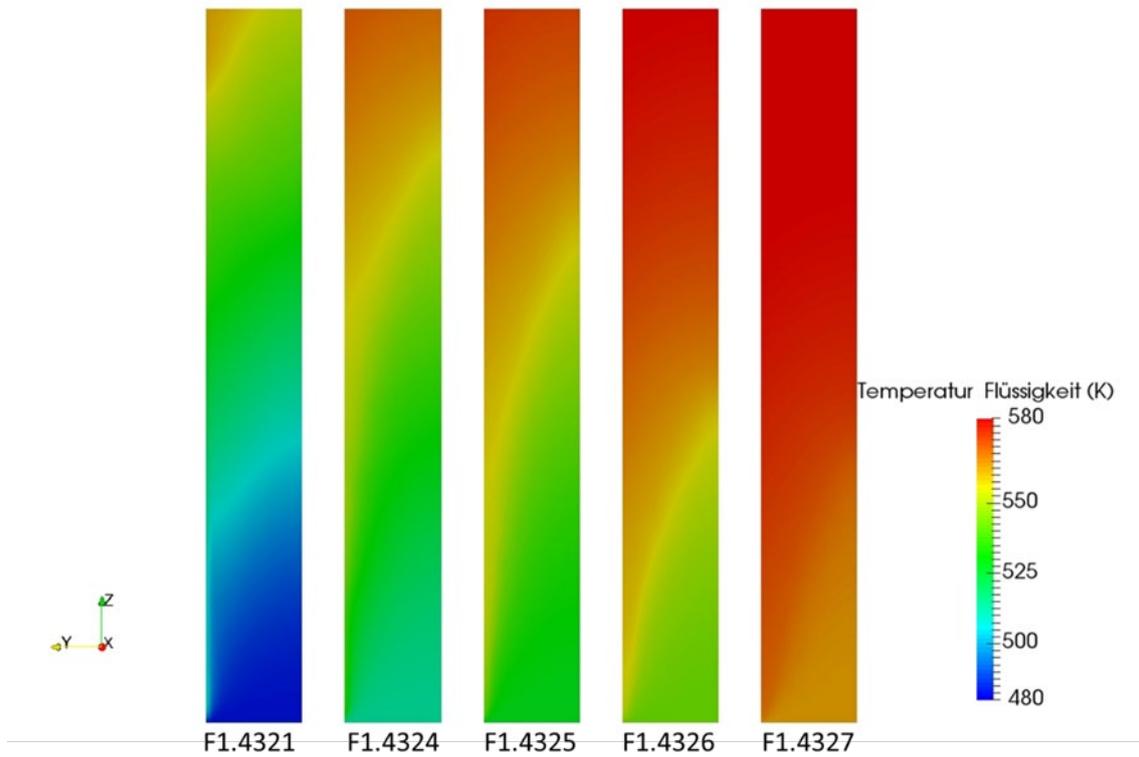


Abb. 6.7 Temperatur der Flüssigkeit auf Symmetrieebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt)

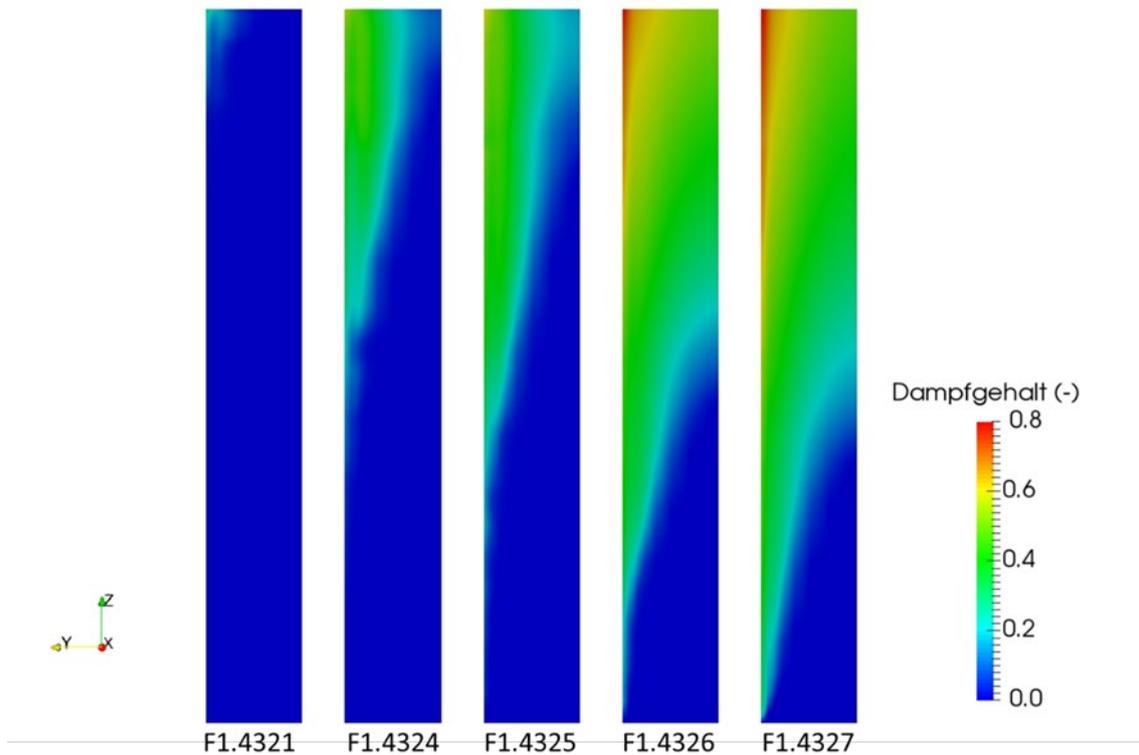


Abb. 6.8 Dampfgehalt auf Symmetrieebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt)

6.4.4 Analyse und Bewertung der erzielten Ergebnisse

Der Dampfgehalt an der Wand in den bisher untersuchten fünf Testfällen ist klein. Um die Dampfüberhitzung durch die direkte Wärmeübertragung in die Gasphase zu verdeutlichen, werden zwei weitere Testfälle (F1.6212 und F1.6223) mit höherem Dampfgehalt analysiert. In den beiden Fällen liegt der Dampfgehalt an der Wand über 0,6 – 0,7 in der oberen Kanalhälfte. Der Dampf wird über die Sättigungstemperatur (537 K) aufgeheizt und breitet sich weiter im Kanalquerschnitt aus, wo er abgekühlt wird (Abb. 6.9). Abb. 6.10 zeigt den berechneten querschnittsgemittelten Dampfvolumenteil entlang der Kanalhöhe für die beiden Testfälle, die auch mit F1.4325 verglichen werden.

Im Testfall F1.4325 liegt der Dampfgehalt unter 0,6 im gesamten Kanal. Die Dampftemperatur bleibt auf Sättigungstemperatur und die zugeführte Energie wird zur Dampfbildung verwendet. Daher sieht das axiale Profil relativ flach aus. Der Dampfgehalt steigt mit der Kanalhöhe mit einem gleichmäßigen Gradienten. Im Gegensatz dazu wird in den anderen beiden Testfällen ab ca. Dampfgehalt 0,6 die Umschaltung aktiviert und die Energie von der Wand direkt in die Dampfphase übertragen. Dies erhöht die Dampftemperatur über die Sättigungstemperatur und gleichzeitig sorgt es für eine kleinere

Dampfproduktion, was ab ca. 0,6 Dampfgehalt deutlich zu sehen ist. Grund dafür ist die fehlende Energie, die nun statt für Dampfproduktion für die Erhöhung der Dampftemperatur über die Sättigung benutzt wird. Dieser physikalische Prozess kann nur mit dem erweiterten RPI-Modell abgebildet werden. Zusätzlich wurde versucht, die Testfälle F1.6212 und F1.6223 mit dem einfacheren RPI-Modell (keine Erweiterung und Umschaltung) zu simulieren. Die Rechenläufe konnten keine konvergierte Lösung erzielen und brachen ab.

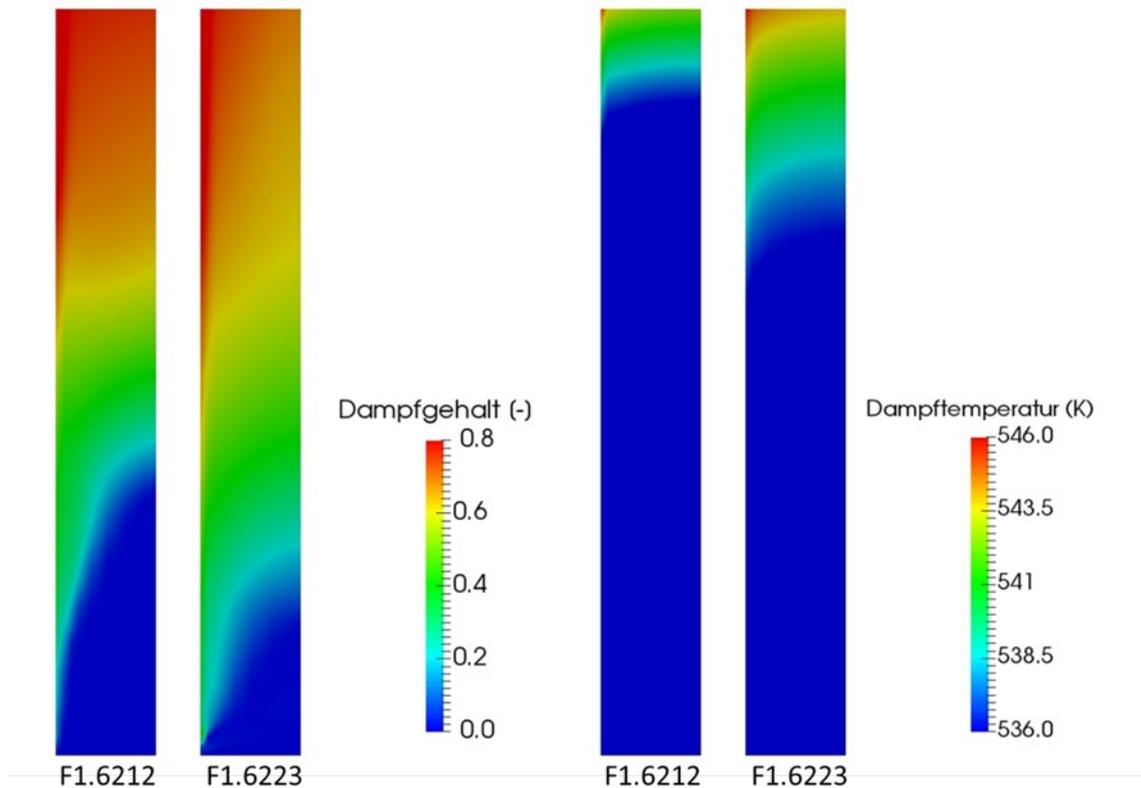


Abb. 6.9 Dampfgehalt und Dampftemperatur auf Symmetrie-Ebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt)

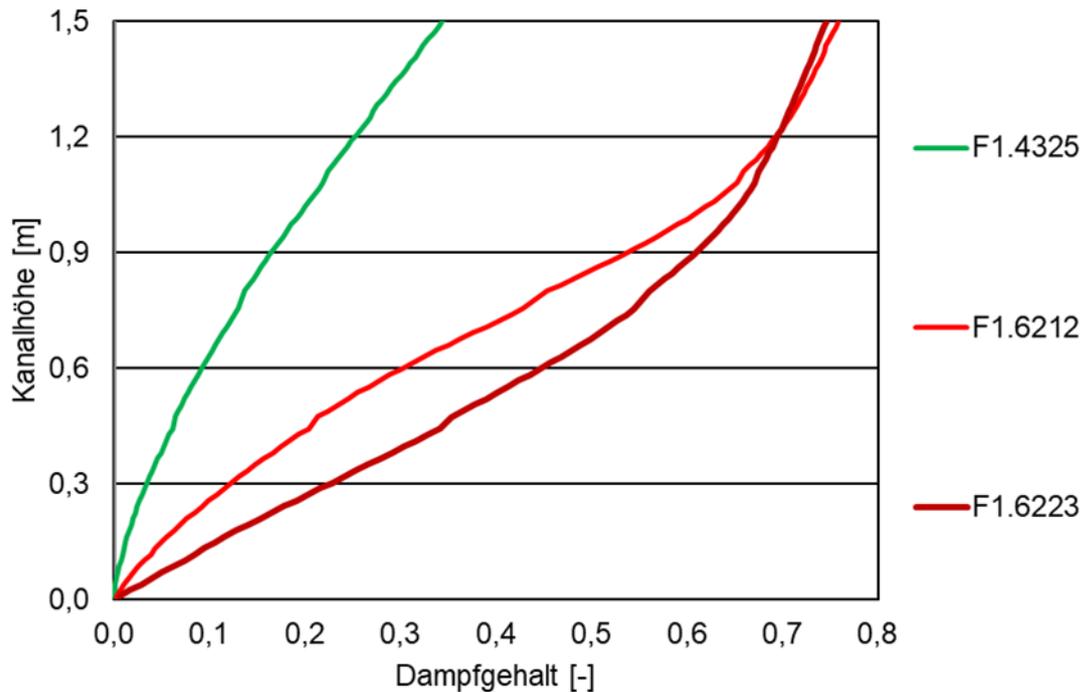


Abb. 6.10 Querschnittsgemittelter Dampfvolumenanteil in axialer Richtung

6.5 Entwicklung des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers zur Berücksichtigung des Conjugate Heat Transfer in Zweiphasenströmungen

Die Entwicklungslinie der OpenFOAM Foundation enthält den Solver *chtMultiRegionFoam*, mit dem der Wärmetransport zwischen verschiedenen Fluid- und Festkörperregionen simuliert werden kann. Dazu werden nacheinander die Energiegleichungen für die verschiedenen Regionen gelöst. An den Grenzen zwischen den verschiedenen Regionen kann durch die geeignete Wahl der Randbedingungen für das Temperaturfeld der Wärmestrom zwischen den jeweils angrenzenden Regionen berücksichtigt werden.

Der vorhandene Solver *chtMultiRegionFoam* verwendet für die Fluidregionen im Wesentlichen die gleichen Gleichungen wie der reine Fluidsolver *rhoReactingBuoyantFoam*. Für Festkörperregionen wird die Diffusionsgleichung für den Wärmetransport gelöst. Je nach Konfiguration wird im einfachsten Fall zunächst die Lösung für den aktuellen Zeitschritt (oder Iteration für eine stationäre Simulation) für jede einzelne Fluidregion nacheinander ermittelt. Dann werden nacheinander die Energiegleichungen für den Festkörperteil gelöst. Bei transienten Simulationen kann diese pro Zeitschritt mehrmals wiederholt werden, bis in allen Regionen vorgegebene Konvergenzkriterien erfüllt sind (s. Abb. 6.11).

Die Daten für die Rechengitter und die darauf zu lösenden Felder sowie die Materialdaten werden dazu für jede Region in entsprechenden Listen abgelegt. Bei der Lösung für die einzelnen Regionen werden dann die entsprechenden Listeneinträge verwendet.

Um den Energieaustausch zwischen den Regionen zu simulieren, gibt es spezielle Randbedingungen für das Temperaturfeld. Mit Hilfe dieser Randbedingungen wird die Temperatur an den Schnittstellen zwischen den Regionen die Wandrandbedingung so gewählt, dass die Energie durch den Transport zwischen den Zellen auf den beiden Seiten erhalten bleibt. In OpenFOAM 7 werden dafür standardmäßig die Randbedingungen *compressible::turbulentTemperatureCoupledBaffleMixed* und *compressible::turbulentTemperatureRadCoupledMixed* eingesetzt. Die zweite berücksichtigt zusätzlich den Wärmetransport durch Strahlung.

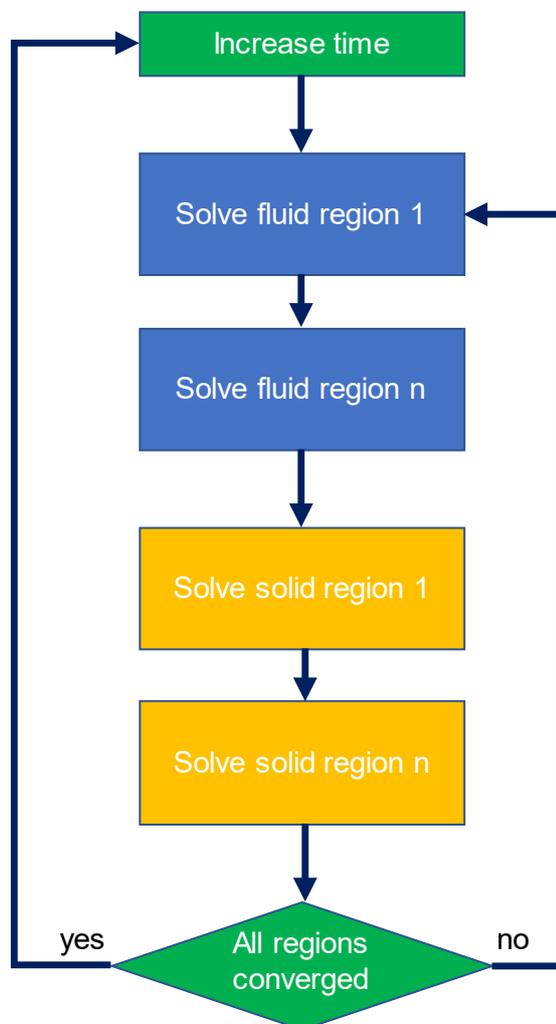


Abb. 6.11 Aufbau des Solvers *chtMultiRegionFoam*

6.5.1 Implementierung von *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*

Analog dieser Architektur wurde der neue Solver *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam* entwickelt, bei dem die Fluidregionen analog zum bereits vorhandenen Solver *reactingTwoPhaseEulerFoam* berechnet werden.

Dazu wurde im Sourcecode der Fluidsolver durch die entsprechenden Dateien von *reactingTwoPhaseEulerFoam* ersetzt. Zusätzlich musste noch die Verwaltung der verschiedenen Solverregionen so angepasst werden, dass entsprechend Listen für die Felder des zweiphasigen Solvers geführt und verwendet werden.

6.5.2 Testweise Portierung von Wandsiedemodellen aus der ESI-Version zur Foundation-Version

In der ESI-Entwicklungslinie von OpenFOAM wurde in der Version v1906 /ESI 19/ der neue Solver *chtMultiRegionTwoPhaseEulerFoam* und die zusätzliche Randbedingung *turbulentTemperatureTwoPhaseRadCoupledMixedNew* eingeführt. Der Solver ist eine unabhängige Weiterentwicklung, deren Funktionalität dem im vorigen Kapitel beschriebenen Solver *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam* entspricht. Vergleichbares zu der Randbedingung *alphatWallBoilingWallFunction* und die zusammen mit ihr implementierten physikalischen Modelle für das Verhalten des Fluids bei unterschiedlichen Siedezuständen wurde hingegen von der OpenFOAM Foundation oder der GRS noch nicht entwickelt. Da sie aber sehr gut dafür geeignet erschienen, um sie zusammen mit dem GRS-Solver *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam* zu verwenden, wurde sie in die Foundation-Entwicklungslinie portiert, um sie zusammen mit dem Solver *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam* zu testen. Für die Portierung waren die im Folgenden beschriebenen Anpassungen notwendig.

Die Solver für zweiphasige Strömungen in OpenFOAM greifen im Wesentlichen auf vier Bibliotheken zurück, die miteinander verlinkt sind:

- *libreactingPhaseSystem*
- *libreactingTwoPhaseSystem*
- *libtwoPhaseReactingTurbulenceModels*
- *libreactingEulerianFvPatchFields*

Der eigentliche Sourcecode für die Randbedingungen und die Modellierung des Fluids bei den unterschiedlichen Zuständen des Wandsiedens befindet sich in der Bibliothek *libreactingEulerianFvPatchFields*. Diese muss entsprechend um die von der ESI neu implementierte Randbedingung und die physikalischen Modelle erweitert werden. In dieser Bibliothek wurden die physikalischen Modelle *CHFModels*, *CHFSubCoolModels*, *filmBoilingModel*, *LeidenfrostModel*, *MHFModel* (Jeschar, minimal heat flux), *TDNBModel* (Schroeder-Richter DNB-Temperatur). Außerdem wurde bereits existierende Randbedingung *alphatWallBoilingWallFunction* so erweitert, dass die unterschiedlichen Zustände des Wandsiedens bei der Übertragung der Energie zwischen Wand und Fluid entsprechende durch einen entsprechend berechneten Wärmeübergangskoeffizienten berücksichtigt werden. Auf diesen Wärmeübergangskoeffizienten greift dann die neue Randbedingung *turbulentTemperatureTwoPhaseRadCoupledMixedNew* zu.

In den Bibliothek *phaseSystems*, *twoPhaseSystem* und *twoPhaseCompressibleTurbulenceModels* wurden keine funktionalen Änderungen vorgenommen. Allerdings mussten diese Bibliotheken ebenfalls für den neuen Solver neu kompiliert/gelinkt werden, da in ihnen die oben beschriebenen erweiterten/neu erstellten Klassen bzw. Klassen aus diesen Bibliotheken selbst, die sogenannten Templateklassen, instanziiert werden.

6.5.3 Test des neuen Solvers und der Portierung

Um die Korrektheit der Portierung zu testen, wurde ein Beispiel, dessen Eingabedatensatz bei der ESI-Release mitgeliefert wurde, sowohl mit dem Solver von ESI als auch mit dem neuen GRS-Solver und der portierten Randbedingung bzw. den portierten physikalischen Modellen berechnet und miteinander verglichen.

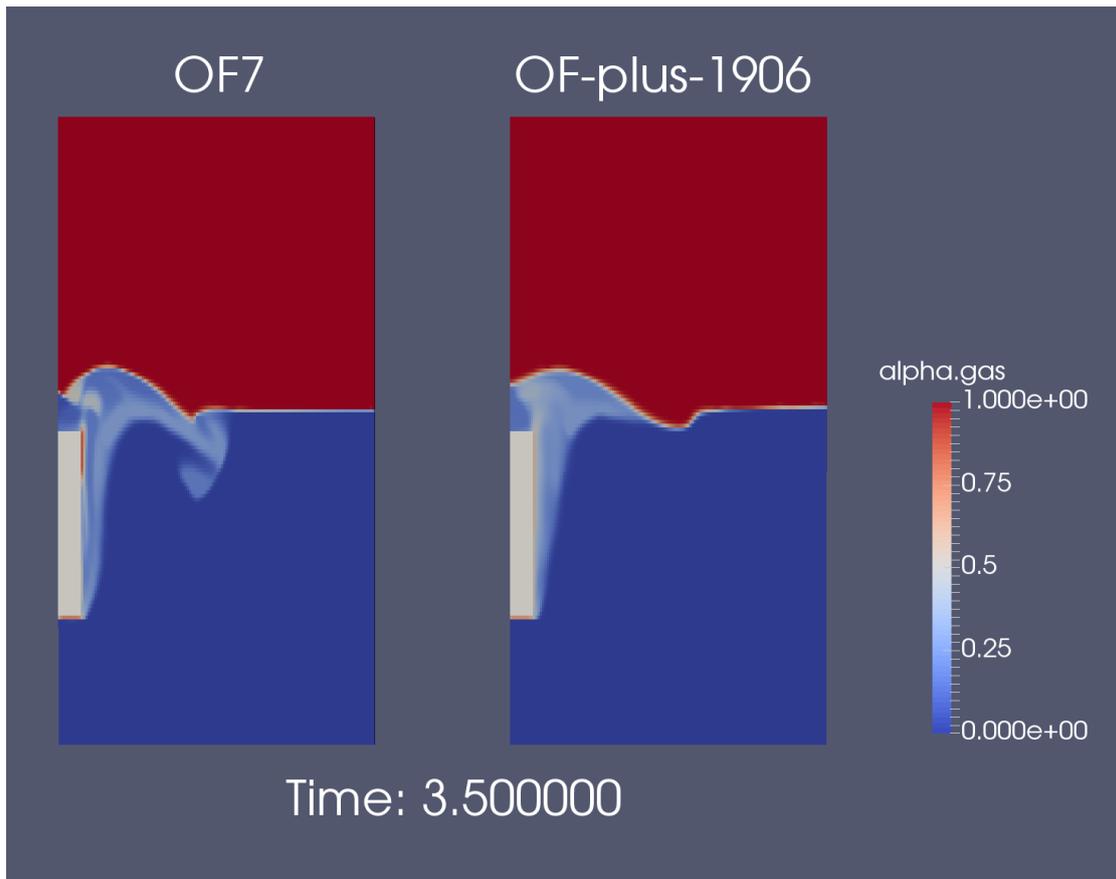


Abb. 6.12 Vergleich der Lösung für den Dampfvolumenteil zwischen Ergebnissen von OpenFOAM 7 und ESI OpenFOAM v1906

Der Testfall startet mit einem heißen Festkörper, der von kaltem (unterkühltem) Wasser umgeben ist. Durch den Kontakt zum Wasser wird der Festkörper abgekühlt, während das Wasser erhitzt wird und teilweise zu sieden beginnt. An der Oberfläche des Festkörpers werden dabei verschiedenen Siedezustände bis hin zum Filmsieden erreicht. Letzteres konnte zum Beispiel unterhalb des Festkörpers und im oberen Viertel der rechten Seite beobachtet werden.

In Abb. 6.12 ist der Volumendampfanteil zu einem bestimmten Zeitpunkt der Simulation zu sehen. Qualitativ verhalten sich die beiden Simulationen sehr ähnlich. Allerdings können auch lokale Unterschiede beobachtet werden, z. B. der Verlauf der Phasengrenze zwischen Flüssigkeit und Gas. Es konnte nicht abschließend geklärt werden, wodurch diese verursacht wurden, da es zwischen den beiden Entwicklungslinien nicht genau dokumentierte Unterschiede in verschiedenen physikalischen Modellen gibt.

6.5.4 Numerische Modelling des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers

Im Vergleich zum *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver gibt es bei dem *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver zwei wichtige Erweiterungen:

Eine davon ist die Berücksichtigung des Conjugate Heat Transfer (CHT). Mit der neuen Randbedingung *compressible:turbulentTemperatureTwoPhaseRadCoupledMixed* wird die Solid-Phase mit der Fluid-Phase gekoppelt und die Wärmeübertragung zwischen beiden Phasen wird berechnet. Die lokale Wandtemperatur und Wärmestromdichte jeder Rechenzelle an der Wand werden unter Berücksichtigung der Wärmeleitung in der Solid-Domäne berechnet. Dagegen wird die Wärmestromdichte an der Wand im *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver als konstanter Wert vorgegeben und die Wandtemperatur iterativ gelöst.

Die zweite Erweiterung des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers ist die Einfügung der neuen Modelle für Wandsieden im CHF-Bereich. Die gesamte Siedekrise wird in vier Bereiche (Bereich mit rein konvektiver Wärmeübertragung an die einphasige Flüssigkeit, Blasensieden-, Übergangssieden- und Filmsieden-Bereiche) aufgeteilt. In jedem Bereich werden individuell Modelle eingesetzt. In der folgenden Tabelle (Tab. 6.5) werden die Modellbanken der beiden Solver verglichen.

Tab. 6.5 Vergleich der Modelle für Wandsieden vom *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver und *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver

	<i>reactingTwoPhaseEulerFoam</i>	<i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam</i>
$T_{sat} < T_w < T_{DNB}$	Wandsieden (Blasensieden)	Blasensieden
$T_{DNB} < T_w < T_{Leiden}$		Übergangssieden
$T_w > T_{Leiden}$		Filmsieden

Im Bereich mit der Wandtemperatur $T_w < T_{sat}$ befindet sich nur rein konvektive Wärmeübertragung in die Flüssigkeit, welche mit der folgenden Gleichung bei den beiden Solvoren berechnet wird:

$$\dot{q}_{total} = \dot{q}_{conv,l} \quad (6.4)$$

Im *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver wird der ganze Bereich des Wandsiedens mit einem einzelnen Modell (mit der Gleichung (6.2)), welches auf Basis von Blasensieden entwickelt wird, berechnet. Dagegen werden zwei weitere Modelle für Übergangssieden und Filmsieden im CHF-Bereich im *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver eingefügt.

Das Kriterium zur Umschaltung von Blasensieden zu Übergangssieden ist die DNB (Departure from Nucleate Boiling)-Temperatur, welche nach dem Modell von Schroeder-Richter berechnet wird /SCH 91/:

$$T_{DNB} = \frac{T_{sat}}{1 - \frac{R}{M} \frac{T_{sat}}{h_{fg}} \ln(2\kappa + 1)} \quad (6.5)$$

Hier ist κ der isentropische Expansionsfaktor:

$$\kappa = \begin{cases} 1 + 2/3, & \text{für einatomige Fluide} \\ 1 + 2/5, & \text{für zweiatomige Fluide} \\ 1 + 1/3, & \text{für dreiatomige Fluide} \end{cases}$$

$\kappa \approx 1$, für mehratomige Fluide

M ist die molare Masse und h_{fg} ist die Verdampfungsenthalpie.

Der gesamte Wärmefluss im Bereich des Übergangssiedens wird mit der folgenden Gleichung auf die Flüssigkeits- und Gasphase aufgeteilt:

$$\dot{q}_{total} = f(\alpha_l)\dot{q}_{TB} + (1 - f(\alpha_l))\dot{q}_{conv,g} \quad (6.6)$$

Die Wärmestromdichte des Übergangssiedens \dot{q}_{TB} wird zusammen mit dem CHF-Modell (/ZUB 58/, /HUA 00/) und Minimum heat flux MHF-Modell /JES 92/ mit der folgenden Gleichung berechnet:

$$(1 - \varphi(\alpha_l))\dot{q}_{MHF} \quad (6.7)$$

$$\dot{q}_{TB} = \varphi(\alpha_l)\dot{q}_{CHF} + (1 - \varphi(\alpha_l))\dot{q}_{MHF} \quad (6.8)$$

$$\varphi = W_p(T_w - T_{DNB}) / (T_{Leiden} - T_{DNB}) \quad (6.9)$$

Hier die W_p ist der Benetzungsparameter /SRI 10/. T_{Leiden} ist die Leidenfrost-Temperatur /SPI 63/.

Wenn die Wandtemperatur $T_w > T_{Leiden}$ ist, startet Filmsieden an der Wand. Der Wärmetransport im Bereich des Filmsiedens wird mit der folgenden Gleichung ausgedrückt:

$$\dot{q}_{total} = f(\alpha_l)\dot{q}_{Film,l} + (1 - f(\alpha_l))\dot{q}_{Film,g} \quad (6.10)$$

Die Wärmestromdichte für Filmsiedens $\dot{q}_{Film,l}$ und direkte Wärmeübertragung an die Gasphase $\dot{q}_{Film,g}$ beim Filmsieden werden nach dem Bromley-Modell berechnet /BRO 50/.

6.6 Validierung des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers anhand von PSBT-Experimenten

In diesem Abschnitt wird die Validierung des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers anhand von PSBT-Experimenten dokumentiert. Die bereits in Kapitel 6.4.2 vorgestellte Modellierung des Symmetriesektors wurde mit einer Solid-Domäne für die Wandstruktur erweitert. Das komplexere PSBT-Modell ist in Abb. 6.13 dargestellt.

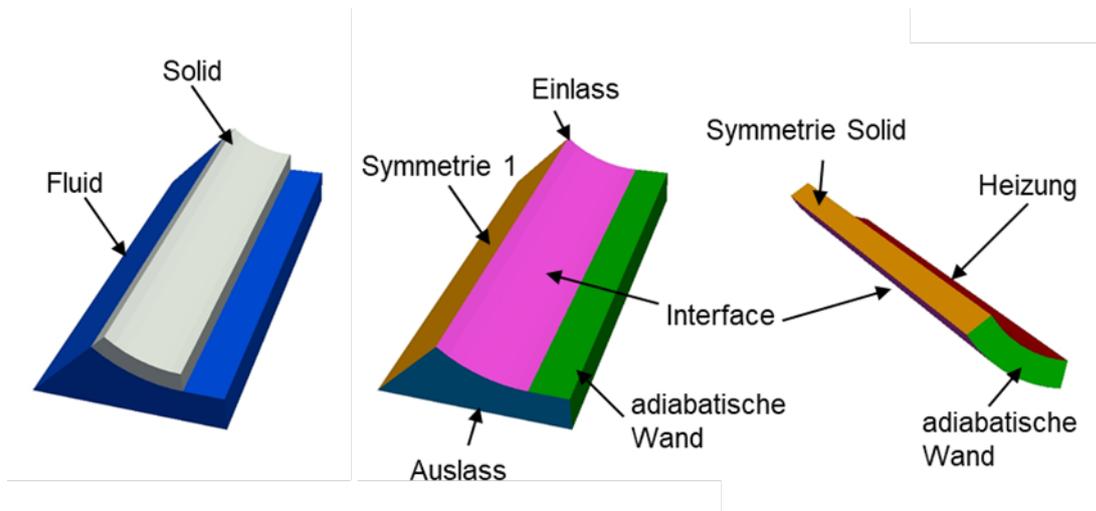


Abb. 6.13 Geometrie des Symmetriesektors mit expliziter Berücksichtigung der Wandstruktur für den CHT-Solver

Die Geometrie basiert auf zwei verschiedenen Domänen: Fluid und Solid. Diese werden mit eigenem Solver getrennt berechnet. Die beiden Domänen werden mit einem Fluid-Solid-Interface gekoppelt. Hierzu wird die Randbedingung *compressible::turbulentTemperatureTwoPhaseRadCoupledMixed* eingesetzt. Damit wird die Wärmeübertragung zwischen den beiden Domänen berechnet. In der beheizten Festkörper-Wand wird die Wärmezufuhr mit einer konstanten Wärmestromdichte realisiert.

Die Wand ist 0,85 mm dick und besteht aus Inconel 600 /RUB 12/. Für die Wand wurde in ICEM CFD ein Hexaeder-Netz erstellt. Für die Fluid-Domäne wurde das bereits beschriebene Netz verwendet. Das Rechennetz im Solid-Bereich wurde so vorbereitet, dass an der Schnittstelle ein Conformal Mesh entsteht. Die beiden Seiten der Schnittstelle wurden als *mappedWall* definiert.

6.6.1 Simulationsergebnisse und Vergleich mit experimentellen Daten

Die sieben Testfälle in Tab. 6.1 wurden mit dem *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver simuliert. Weiterhin wurden die Einstellungen von den vorherigen Simulationen (siehe. Kapitel 6.4.3) übernommen. Alle Simulationen zu den bereits beschriebenen Testfällen konvergierten gut. Die mit dem CHT-Solver erzielten Ergebnisse wurden mit den Versuchsdaten und den Simulationsergebnissen der reinen Fluid-Simulationen (ohne Festkörper) verglichen. Diesen Vergleich zeigt Abb. 6.14.

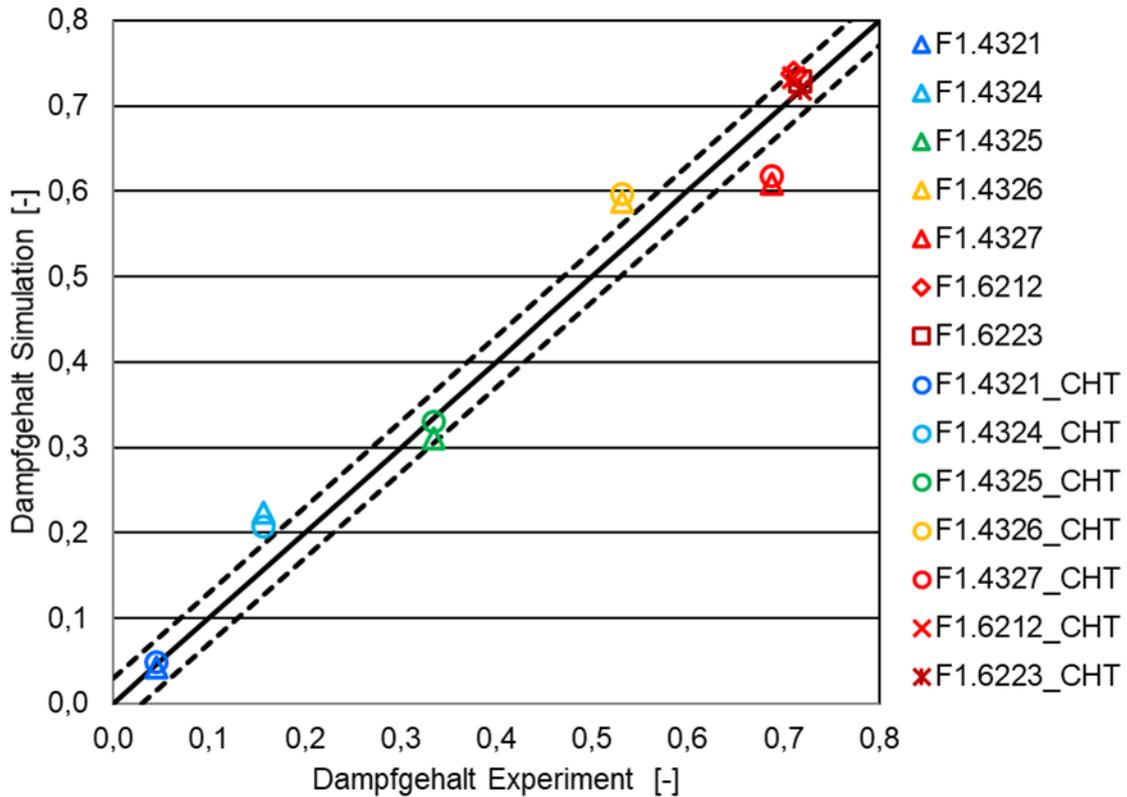


Abb. 6.14 Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem querschnittsgemitteltem Dampfvolumenteil auf der Höhe $H = 1,4$ m

Der *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver liefert ähnliche Simulationsergebnisse wie der *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver. Sehr kleine Abweichungen können trotzdem beobachtet werden, diese werden jedoch nicht als signifikant eingeschätzt.

Die Wärmeleitung in der Solid-Domäne wurde in den Simulationen berücksichtigt. Abb. 6.15 zeigt die Temperaturverteilung in der Wand. An der beheizten Wand (Heizung) wurde die Wärmezufuhr mit einer konstanten Wärmestromdichte realisiert. Im Testfall F1.6223 ist ab der Kanalmitte die RPI-Umschaltfunktion aktiviert. Dort wird die Wärme direkt in die Gasphase geleitet. Der Dampf hat eine niedrigere Wärmeleitfähigkeit als das Wasser im unteren Kanalbereich und dies führt zu höheren Wandtemperaturen im oberen Teil der Wand.

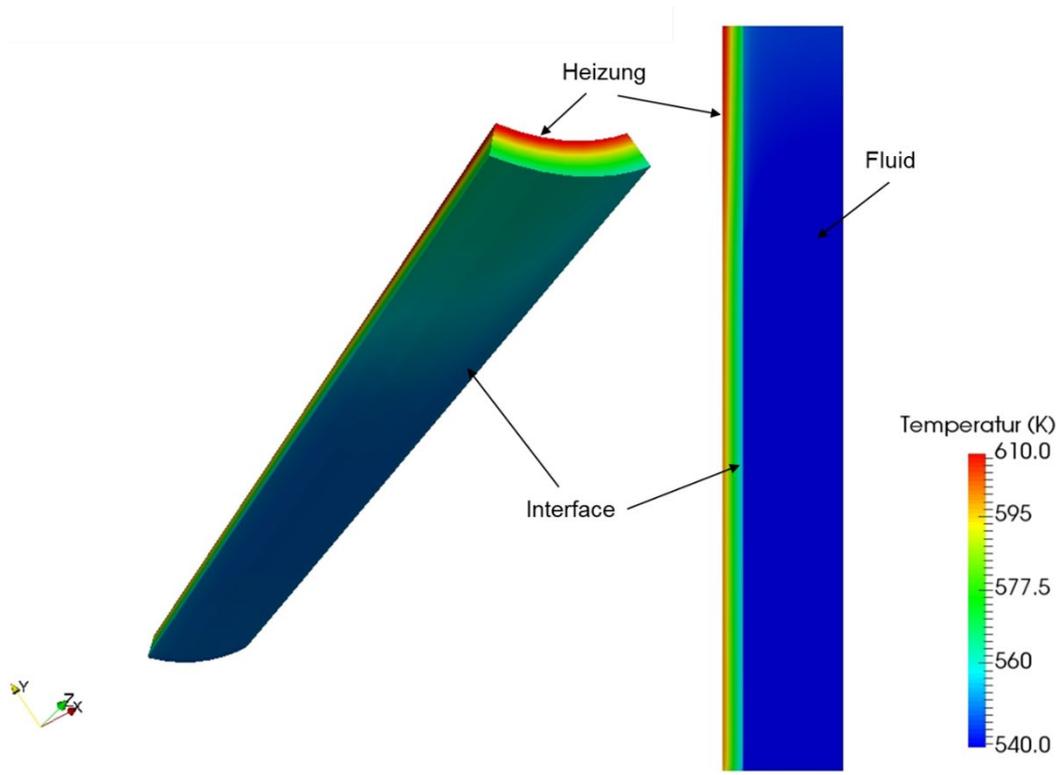


Abb. 6.15 Temperaturverteilung in der Solid-Domäne im Testfall F1.6223CHT

Die Wärmeleitung in der Wand wurde in den Simulationen mit dem *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver nicht berücksichtigt. Die Wärmestromdichte an der Wandoberfläche ist konstant und die Wandtemperatur wird iterativ gelöst. Abb. 6.16 zeigt den Vergleich der Temperaturverteilungen an den Wandoberflächen in der alten reinen Fluid-Simulation (unten) und in der neuen CHT-Simulation (oben). In dem ersten Fall (unten) wird eine Wärmestromdichte an der Wandoberfläche aufgeprägt (Randbedingung, die die äußere Brennstabwand modelliert). In dem zweiten Fall (oben) ist diese Randbedingung an der unteren Wand (innere Brennstabwand) aufgeprägt. Der CHT-Solver errechnet die Temperaturverteilung an der Schnittstelle zwischen Fluid und Solid nun unter Berücksichtigung der Materialeigenschaften der Brennstabwand (Stahl). Dadurch wird die Leitfähigkeit und die thermische Trägheit der Wand in der Simulation mit CHT berücksichtigt. Da die Prozesse in diesen Simulationen als stationär angesehen werden können, spielt hier die thermische Trägheit keine Rolle. In Gegensatz dazu ist der Effekt der Leitfähigkeit im Metall sichtbar: Die Temperatur im oberen Wandbereich ist höher und im unteren Wandbereich niedriger in der Simulation mit CHT im Vergleich zur Simulation ohne CHT. Die Wand leitet die Wärme von oben nach unten und führt zum beobachteten Effekt.

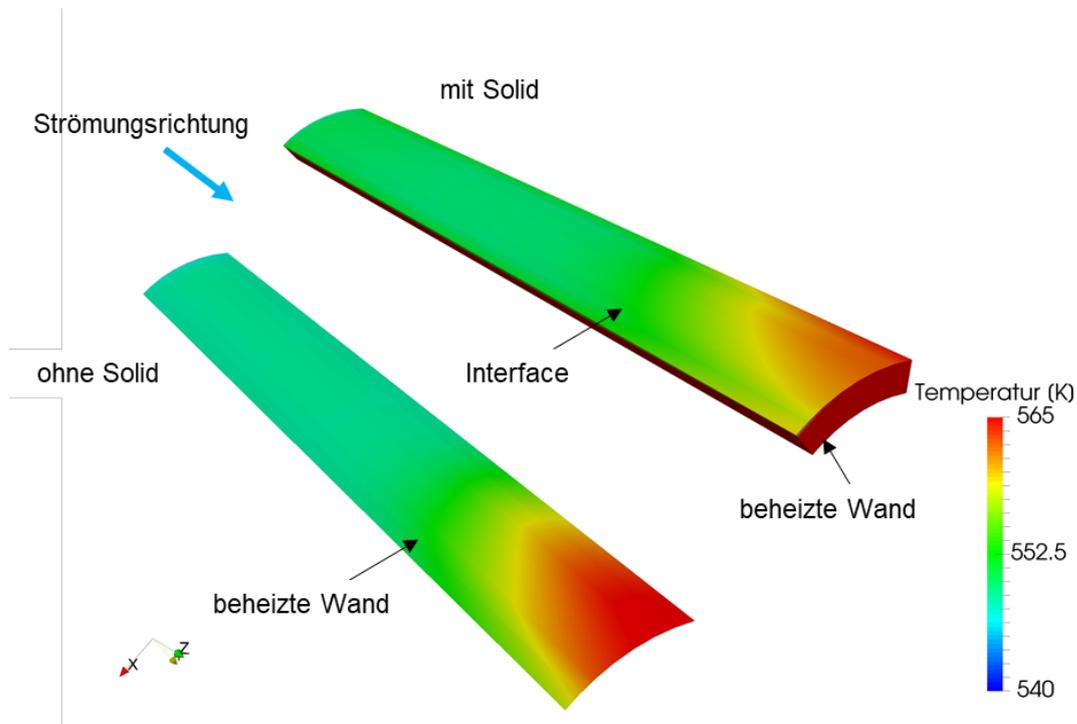


Abb. 6.16 Vergleich der Temperaturverteilungen an den Wandoberflächen in der alten, reinen Fluid-Simulation (unten) und in der neuen CHT-Simulation (oben)

Durch den Vergleich der Simulationsergebnisse werden die folgenden zwei Vorteile des CHT-Solvers gegenüber dem Solver ohne CHT identifiziert:

- Beim Solver mit CHT wird die Temperaturverteilung im Solid-Bereich berechnet. Damit kann z. B. eine lokale Material-Überhitzung vorhergesagt werden.
- Durch die Berücksichtigung der Wärmeleitung in der Solid-Domäne wird die Wandtemperatur genauer berechnet. Die Wandtemperatur ist ein wichtiger Parameter für die Wärmeübertragung im Mehrphasenströmungen und ein wichtiges Kriterium für die Umschaltung der Wandsiedemodelle und das Auftreten von CHF.

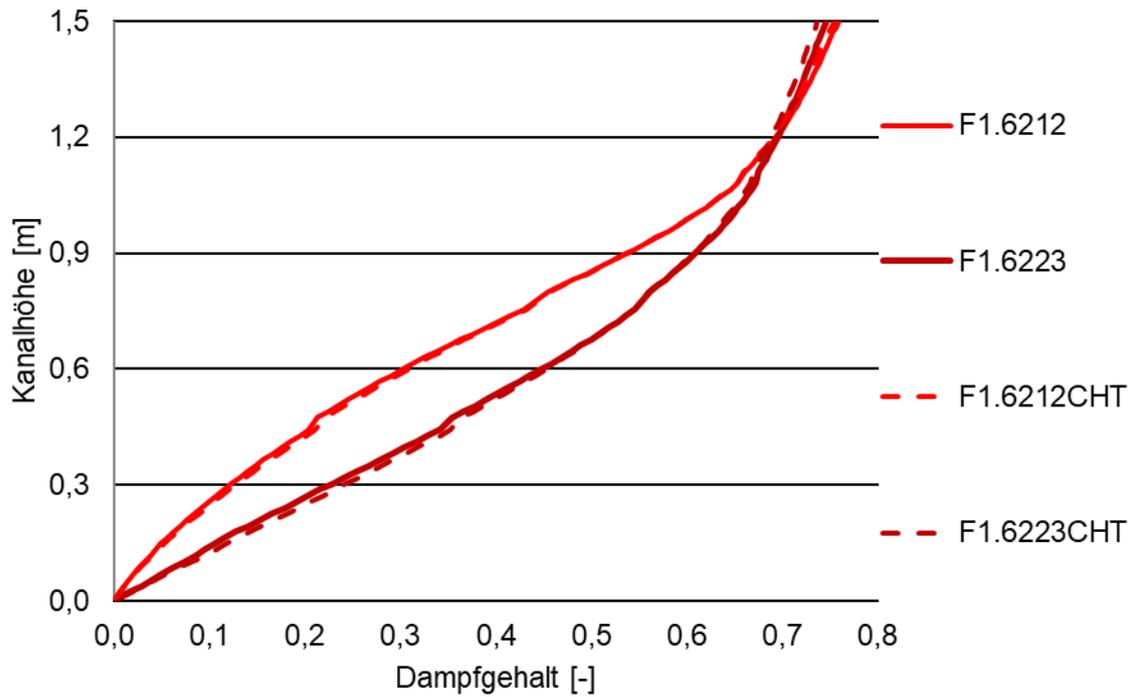


Abb. 6.17 Vergleich der Simulationsergebnisse der beiden Solver für den querschnittsgemittelten Dampfvolumenteil in axialer Richtung

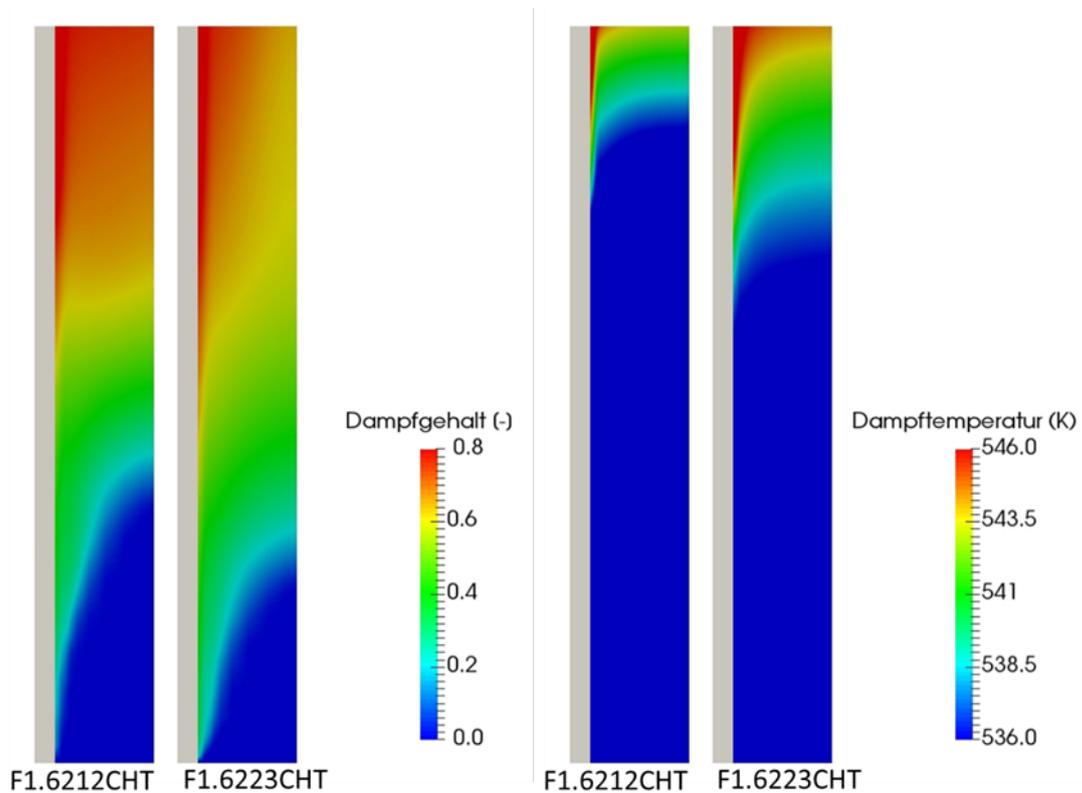


Abb. 6.18 Dampfgehalt und Dampftemperatur auf Symmetrie-Ebene 1 (Die Kanal-länge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt)

6.6.2 Test des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers mit einer erhöhten Wärmeleistung

Die Wandtemperatur aller untersuchten PSBT-Testfälle liegt unter der DNB-Temperatur. Die Wandsiedemodelle für Übergangssieden und Filmsieden werden in den Simulationen nicht aktiviert. Um die Modelle der beiden Bereiche zu testen, wurden weitere Simulationen auf Basis des Testfalls F1.6223CHT mit einer erhöhten Leistung durchgeführt. Die Leistung wurde von 50 kW auf 57 kW, 76 kW und 95 kW erhöht. Die axialen Temperaturprofile entlang der Wand-Mittellinie für die vier Rechnungen sind in Abb. 6.19 dargestellt. Mit der erhöhten Leistung wird das Wasser schneller aufgeheizt und der Dampfgehalt an der Wand steigt über 0,6 an. Die Umschaltfunktion wird aktiviert und der Dampf wird überhitzt. Der querschnittsgemittelte Dampfvolumenteil auf der Höhe $H = 1,4$ m beträgt 0,744 für den Fall F1.6223CHT_57kW und 0,791 für Fall F1.6223CHT_76kW. Der Dampfgehalt im Kanal mit der erhöhten Leistung ist nur leicht vergrößert, weil der Dampfgehalt an der Wand in den Fällen im oberen Bereich über 0,8 liegt. Der Werte von $f(\alpha_l)$ liegt in der Nähe von 1 und ein großer Anteil der Wärme wird in die Gasphase übertragen. Dort steigt die Gastemperatur schnell an.

Im untersuchten Fall F1.6223CHT_95kW wurde die Leistung weiter erhöht. Die Wandtemperatur näherte sich langsam der DNB-Temperatur, trotzdem verblieb ein Abstand zu dieser von etwa 30 K im Bereich der Wand-Mittellinie. Die Simulation divergierte, weil die Wandtemperatur lokal die DNB-Temperatur überschritt. Dort sollte das Wandsiedemodell von Blasensieden zu Übergangssieden umgeschaltet haben, dieser Effekt konnte jedoch nicht numerisch stabil simuliert werden. Maßnahmen wie in kleinerer Zeitschritt, Unterrelaxation, langsame Leistungserhöhung waren hierfür nicht ausreichend. Daher wurde entschieden, weitere Untersuchungen mit einem 2D-Modell durchzuführen.

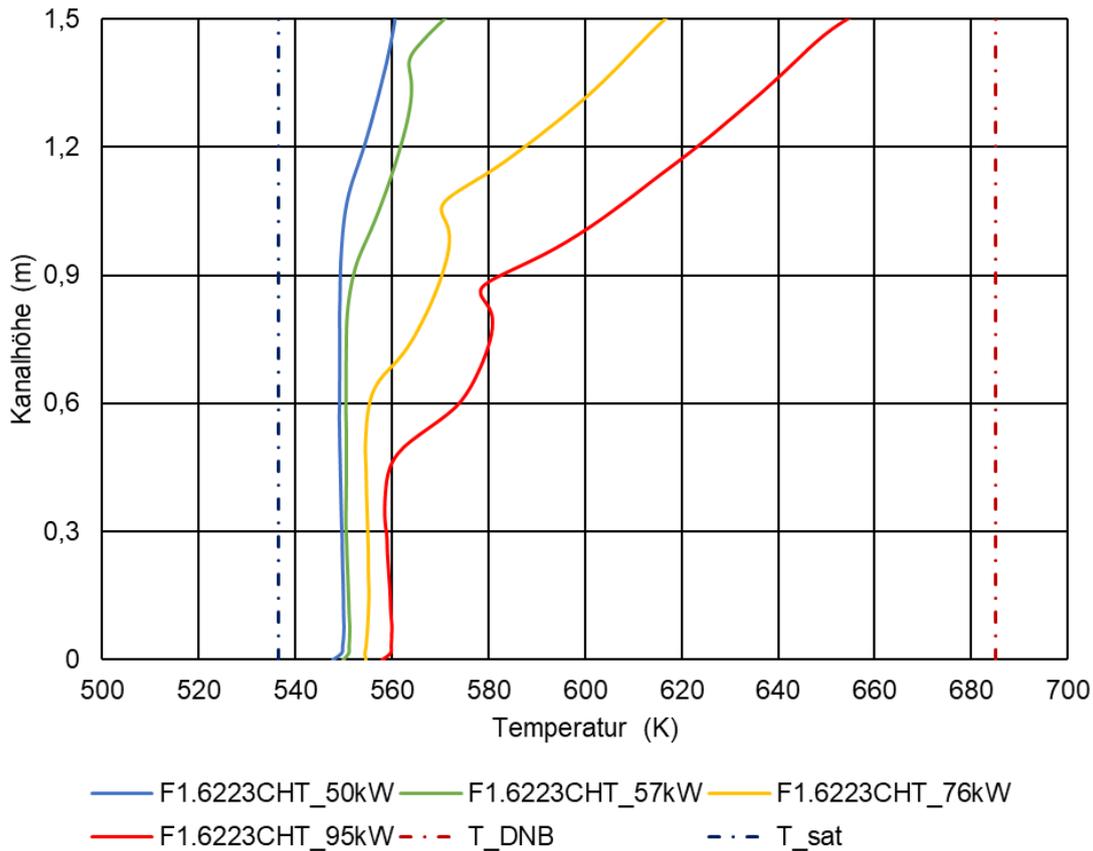


Abb. 6.19 Temperaturablauf auf der Mittellinie des Interfaces entlang in Z-Richtung

6.7 Test des *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solvers mit erweiterter Modellierung für Wandsieden im 2D-Kanal

In diesem Kapitel wurde der *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver mit einer vereinfachten 2D-Kanalgeometrie getestet. Der Kanal ist 0,005 m breit und 1,5 m hoch. Davon wird 1 m des Kanals beheizt (Abb. 6.20). Der Wärmezufuhr mit der konstanten Wärmestromdichte wird an der Wand (Heizung) der Solid-Domäne abgegeben. Die Wärme wird durch das Interface in das Fluid übertragen. Die anderen Wände werden als adiabatisch spezifiziert. Der Druck am Eintritt ist 1 bar und die Wassergeschwindigkeit 1,8 m/s. Die Unterkühlungstemperatur ist 10 K. Drei Simulationen wurden durchgeführt. Die Temperaturprofile an der Mittellinie für drei verschiedene Fälle mit Wärmestromdichten von 300000 W/m², 500000 W/m² und 1000000 W/m² werden in Abb. 6.21 dargestellt.

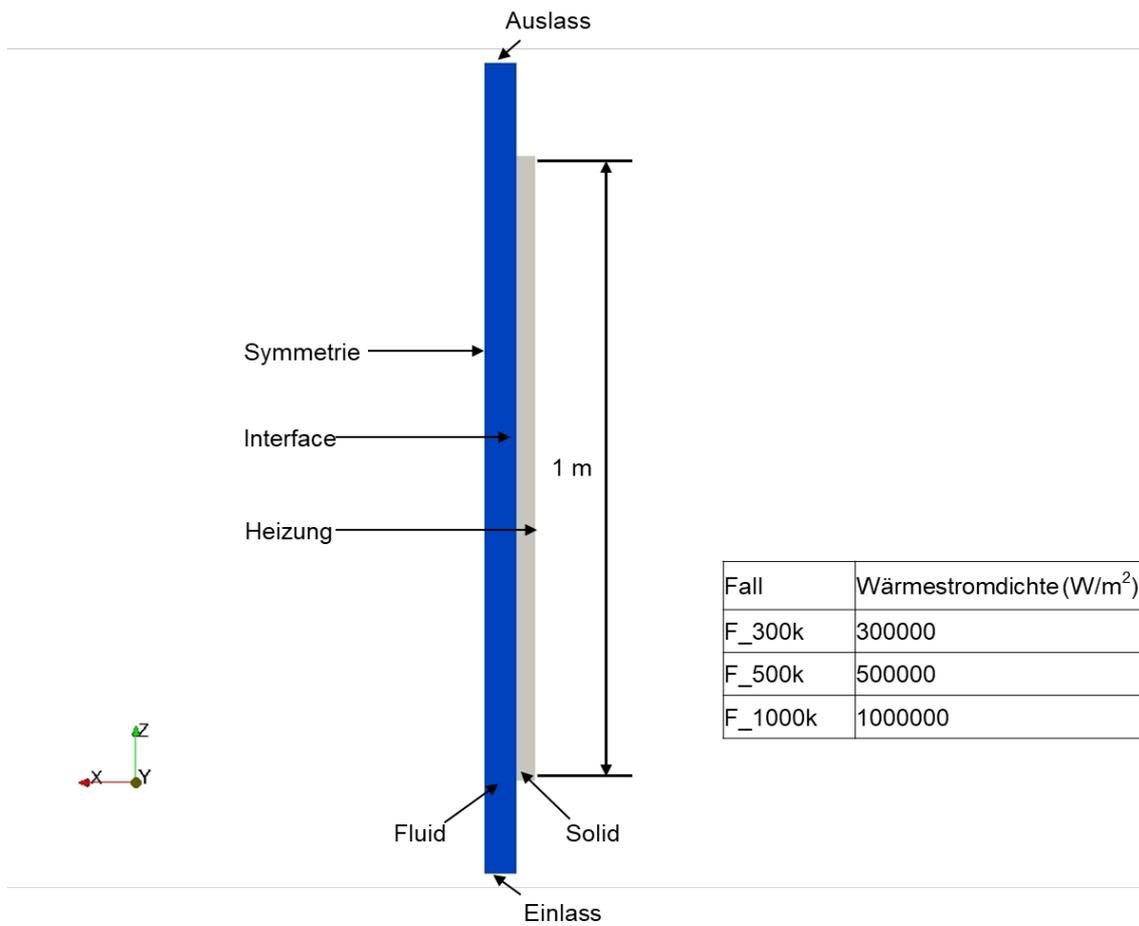


Abb. 6.20 Geometrie und Randbedingungen des 2D-Kanals

Im Fall F_300k ist der Dampfgehalt entlang der gesamten Kanallänge klein. Die Umschaltfunktion des RPI-Modells wurde nicht aktiviert. Die Temperatur bleibt im Kanal nur leicht höher als die Sättigungstemperatur. Im Fall F_500k wird die Umschaltfunktion ab $Z = 0,8$ m aktiviert und die Wärmeübertragung in die Dampfphase wird mitberechnet. Durch die verschlechterte Wärmeleitfähigkeit der Dampfphase erhöht sich die Wandtemperatur. Der berechnete querschnittsgemittelte Dampfvolumenteil am Austritt des Kanals beträgt 0,45. Die beiden Simulationen waren numerisch stabil. Mit der erhöhten Leistung im Fall F_1000k erreicht die Wandtemperatur ab $Z = 0,43$ m die DNB-Temperatur. Dort wird das Wandsieden-Modell von Blasensieden zu Übergangssieden umgeschaltet. Ab $Z = 0,61$ m liegt die Wandtemperatur über der Leidenfrost-Temperatur. Das Wandsiedemodell schaltet von Übergangssieden zu Filmsieden um. Mit der verschlechterten Wärmeübertragung steigt die Temperatur steil nach oben. Am Ende des Kanals ist die Wandtemperatur über 1000 K, wie dies für CHF erwartet wird, und der querschnittsgemittelte Dampfvolumenteil beträgt 0,95.

In Abb. 6.22 werden die Temperaturabläufe auf der Mittellinie für zwei Zeitpunkte t_1 und t_2 dargestellt. Die Temperatur in den Bereichen mit Blasensieden und Filmsieden bleibt stabil. Die Temperatur schwankt stark im Bereich mit Übergangssieden. Eine stabile kontinuierliche Dampfschicht an der Wand kann nicht aufgebaut werden. Im Vergleich zu den ersten zwei Simulationen ist die Berechnung der letzten Simulation deutlich instabiler. Die Gründe dafür sind:

- Die Unterschiede zwischen den Modellen für Blasensieden und Übergangssieden für die Berechnung des Wärmeübergangs sind groß. Nach der Umschaltung der Modelle steigt die Wandtemperatur mit sehr großen Temperaturgradienten. Solche Umschaltungen betreffen nicht nur nebeneinander liegende Zellen, sondern treten auch in der gleichen Zelle mit kurzem zeitlichem Abstand auf. Dies verursacht die Instabilität bei der Simulation. In der einfachen 2D-Geometrie können diese Schwankungen mit Hilfe von verkleinertem Zeitschritt und Unterrelaxation unterdrückt werden, so dass die Simulation weitergeführt werden kann. Eine 3D-Simulation divergiert sofort am Zeitpunkt der Umschaltung. Hier muss eine Übergangsfunktion zwischen den beiden Modellen eingebaut werden, um die Wärmeübergangsschwankungen zu dämpfen.
- Die verwendeten Modelle für Übergangssieden sind nicht stabil. Die Berechnung mit den Modellen konvergiert nur schwer. Eine Verbesserung der Modelle oder die Implementierung von anderen Modellen sind notwendig.

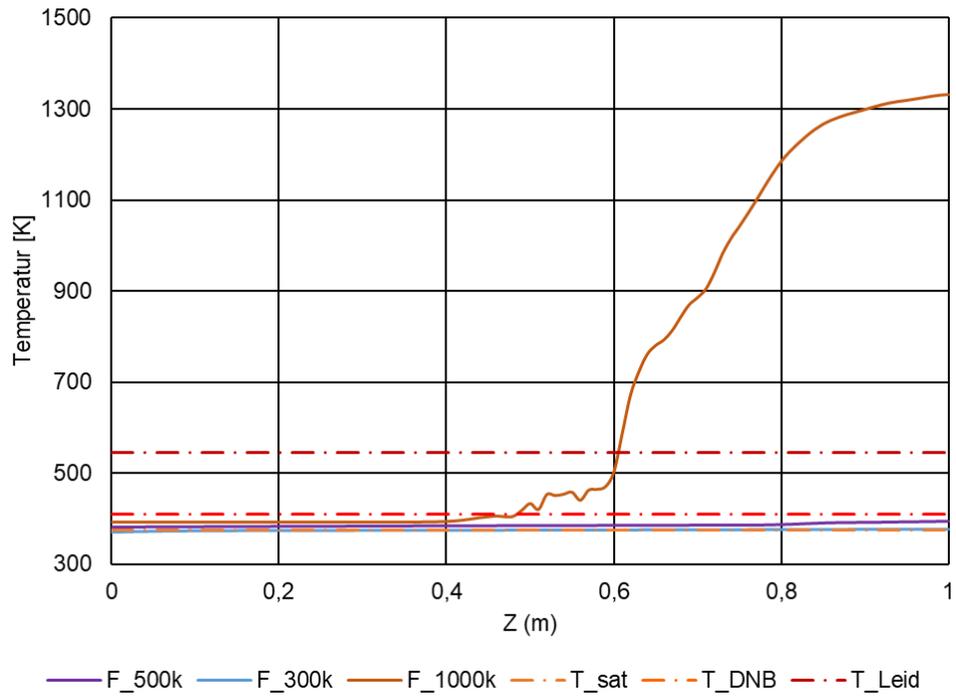


Abb. 6.21 Temperaturprofile an der Mittellinie entlang Z-Richtung (Fall_300k, Fall_500k)

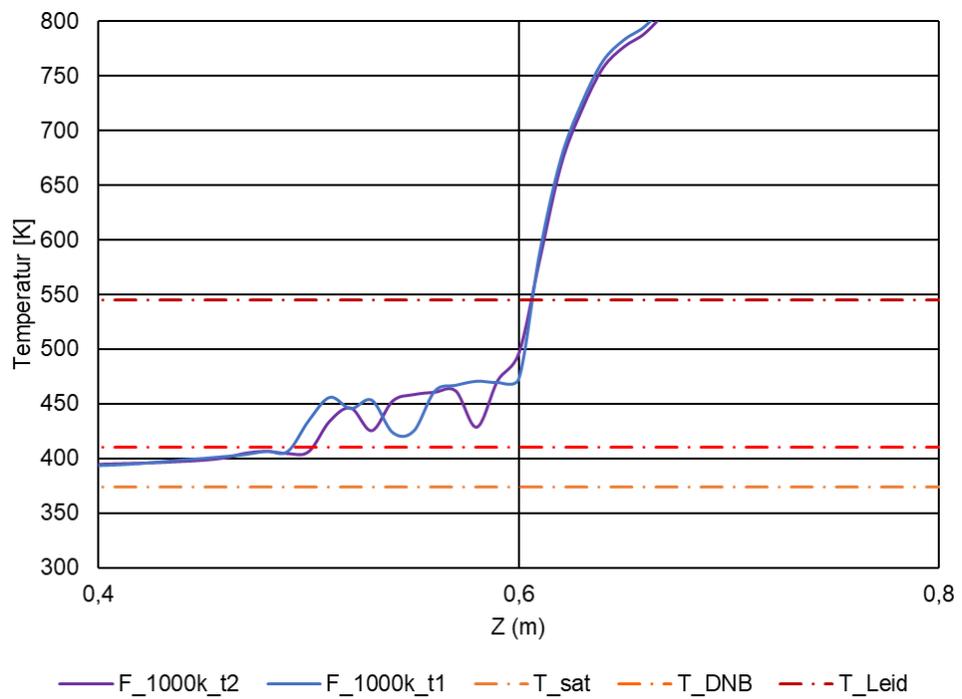


Abb. 6.22 Temperaturprofile auf der Mittellinie entlang Z-Richtung zu zwei Punkten (Fall_1000k_11, Fall_1000k_12)

6.8 Zusammenfassung und Ausblick

Die theoretischen Grundlagen der Modelle für Mehrphasenströmungen, das Wärmestrompartitionierungsmodell (RPI-Modell) für das Wandsieden und die Blasen-Transportmodelle wurden untersucht und die Implementierung der Modelle im *reactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver der OpenFOAM Foundation wurde überprüft. Der Solver wurde für isotherme Zweiphasenströmung und für Zweiphasenströmung mit Wandsieden in 2D-Kanalgeometrie verifiziert. Die verschiedenen Modelle und Einstellungen der numerischen Lösungsalgorithmen wurden getestet. Damit konnte eine geeignete Kombination der Modelleinstellungen für die Berechnungen ausgewählt werden. Diese lieferten plausible Ergebnisse auch für Testfälle mit hohem Dampfgehalt.

Danach wurde der Solver anhand von den PSBT-Experimenten validiert. Zehn Testfälle mit unterschiedlichen Randbedingungen (Temperaturen 400 K bis 600 K und Drücken 50 bar bis 160 bar) wurden simuliert. Der Solver zeigte eine gute numerische Stabilität in allen untersuchten Fällen. Es wurde festgestellt, dass die Berechnungsgeschwindigkeit und das Konvergenzverhalten durch den Dampfvolumenteil beeinflusst werden. Mit steigendem Dampfgehalt im Rechenvolumen verlängert sich die Rechenzeit und verschlechtert sich das Konvergenzverhalten.

Um die Berücksichtigung von Festkörpern in Zweiphasensimulationen mit Siedevorgängen berücksichtigen zu können, wurde der *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver neu aus verschiedenen Bestandteilen der OpenFOAM Foundation-Release zusammengestellt. Zusätzlich wurden verschiedene Modelle für den Wärmeübergang zwischen Wand und Fluid für Zweiphasenströmungen aus der OpenFOAM-ESI-Entwicklungslinie portiert, sodass sie mit dem neuen Solver verwendet werden können.

In der vorliegenden Arbeit wurde der *chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam*-Solver mit Hilfe von 2D- und 3D-Simulationen zu den PSBT-Versuchen validiert. Aus den daraus resultierenden Ergebnissen wurde festgestellt, dass der Solver aus den folgenden Gründen weiter verbessert werden muss:

- Die harte Umschaltung vom Blasensieden zum Übergangssieden verursacht die Divergenz der 3D-Simulation. Hier wird eine Übergangsfunktion zwischen den beiden Siedemodellen benötigt.

- Das verwendete Modell für das Übergangssieden ist instabil. Eine Dämpfungsfunktion für dieses Modell oder ein neues Modell wäre vorteilhaft.
- Die Umschaltfunktion des RPI-Modells spielt eine wichtige Rolle für die Berechnung des Wandsiedens. In dieser Arbeit wurde die Umschaltfunktion von Lavieville /LAV 06/ für die gesamte Siedekrise verwendet. Andere Umschaltfunktionen sollten auch untersucht werden.
- Im Solver wird die DNB-Temperatur des Schroeder-Richter-Modells als Umschaltkriterium von Blasensieden zum Übergangssieden und die Leidenfrost-Temperatur als Umschaltkriterium von Übergangssieden zum Filmsieden verwendet. Die beiden Temperaturen sind nur von den Materialeigenschaften abhängig und berücksichtigen nicht den lokalen Dampfgehalt sowie die Strömung.

Im Vergleich zu realen Systemen ist die bis jetzt für die Validierung eingesetzte Geometrie reaktorrelevant, jedoch vereinfacht. Aus diesem Grund sind weitere Untersuchungen für komplexere Systeme notwendig.

7 Zusammenfassung und Schlussfolgerungen

In Kapitel 3 wurden die Forschungsarbeiten zur Validierung von ANSYS CFX-MOR und ANSYS CFX-Mechanical anhand des Vattenfall Neutron Detection Housing Vibration Experiments für die Simulation von strömungsinduzierten Schwingungen beschrieben. Die SRS-Strömungssimulationen wurden mit dem ZLES-Turbulenzmodell durchgeführt, wobei die CFD-Domäne in LES- und URANS-Zonen unterteilt war. Die Erstellung des strukturmechanischen MOR-Modells beruhte auf einer Modalanalyse, die die fundamentale Schwingungsfrequenz mit hoher Genauigkeit vorhersagte. Die mit den multiphysikalischen Rechenprogrammen erzielten Ergebnisse zeigten gute Übereinstimmung mit den experimentellen Daten für die Versuche mit 2.4 l/s und 5 l/s Volumenstrom am Einlass der Teststrecke. Die Schwingungsfrequenzen der höheren Moden wurden von den FSI-Codes mit kleinen Abweichungen von 5 – 6 Hz vorhergesagt, jedoch waren diese nicht so stark ausgeprägt wie in den Versuchsdaten. Manche von den höheren Moden waren in den numerischen Leistungsspektren gar nicht vorhanden. Die berechneten Schwingungsamplituden im zweiten Testfall waren etwas größer als die gemessenen, während es im ersten Testfall umgekehrt war. Dies könnte an den verschiedenen Rechennetzen liegen. Die aufgetretenen Abweichungen bei den Amplituden und bei den Frequenzen sind nicht groß und daher können die erzielten Ergebnisse als „gut“ bezeichnet werden. Das vereinfachte ANSYS CFX-MOR-Verfahren lieferte den ANSYS CFX-Mechanical-Ergebnissen ähnliche Ergebnisse. Überraschenderweise dauerte die vereinfachte Rechnung deutlich länger als erwartet. Weitere Untersuchungen werden derzeit durchgeführt, um das Problem etwas eingrenzen zu können, ANSYS wurde auch verständigt.

Zusätzlich zum geplanten Arbeitsprogramm in diesem Arbeitspaket wurden Simulationen zum OECD/NEA FSI-Benchmark durchgeführt. Auch hier mussten große Rechenetze mit teilweise über 20 Mio. Elementen angewendet werden, um die querangeströmten Zylinderschwingungen erfassen zu können. Zwei Testfälle mit unterschiedlichen Volumenströmen und Zylinderdurchmessern wurden simuliert. Die erzielten Ergebnisse zum Testfall mit 10 m³/h Volumenstrom in der Teststrecke waren in guter Übereinstimmung mit den Versuchsdaten. Größere Abweichungen wurde bei den berechneten Zylinderbeschleunigungen beobachtet, während die wesentlichen Schwingungsfrequenzen von der Simulation gut wiedergegeben werden konnten. Zwei ANSYS-Mechanical-Simulationen wurden für den zweiten Testfall mit 16 m³/h Volumenstrom und 10 mm Zylinderdurchmesser durchgeführt: eine blinde Vorausrechnung und eine Post-Rechnung. Die erste zeigte größere Abweichungen von den Experimentalwerten sowohl für die

berechneten Schwingungsamplituden als auch für die ermittelten Schwingungsfrequenzen. Die Post-Simulation wurde mit einem deutlich feineren Rechenetz und weiteren Parameteränderungen durchgeführt. Dies führte zu einer deutlich besseren Übereinstimmung mit den OKBM-Daten. Es muss jedoch erwähnt werden, dass die berechneten Zylinder-Beschleunigungen immer noch deutlich kleiner als die gemessenen ausgefallen sind.

Kapitel 4 befasste sich mit Entwicklungsarbeiten zur Konsolidierung der existierenden Kopplungsschnittstellen in dem GRS-Programm AC² zu den CFD-Codes OpenFOAM und ANSYS CFX. Dazu wurden die verschiedenen Implementierungen für die Kopplung von ANSYS CFX bzw. OpenFOAM mit ATHLET in einer so weit wie möglich gemeinsamen Kopplungsimplementierung konsolidiert. Es wurden dabei die Prinzipien der objektorientierten Programmierung verwendet, um Redundanzen von Quellcode zu vermeiden und in der Zukunft eine möglichst einfache Pflegbarkeit und Erweiterbarkeit sicher zu stellen. Die ATHLET-Seite der Kopplung basiert dabei auf einem so genannten Wrapper, der aus Pythonklassen und Skripten besteht, und ATHLET, der als sogenannte „shared library“ gelinkt wird. Die Kommunikation zwischen dem Wrapper und ATHLET erfolgt über die zusammen mit ATHLET gebündelte Open Source Bibliothek. Der Python-Wrapper besitzt auch noch weitere Funktionen: Er stellt eine Netzwerkschnittstelle zur Verfügung, über die Daten zu ATHLET geschickt sowie von dort angefordert werden können. Außerdem kann der Programmablauf von ATHLET über diese Schnittstelle gesteuert werden. Die neue Schnittstelle wurde mit zwei verschiedenen Testfällen verifiziert. Diese zeigten plausible Ergebnisse für die berechneten thermohydraulischen Parameter.

In Kapitel 5 wurde die ATHLET-CFD-Schnittstelle anhand des ROCOM-Versuchs ROCOM-PKLIIT1.2 validiert. In diesem wird in einem abgesperrten Strang der Anlage Wasser mit niedrigerer Dichte eingespeist. Die eigenständige CFD-Berechnung des ROCOM-Versuchs PKL3T1.1 hat gezeigt, dass die Vermischung des eingespeisten Wassers mit niedriger Dichte und höherer Temperatur stark durch den Auftrieb bestimmt ist. Das leichtere Wasser, dem im Experiment Ethanol zugemischt ist, sammelt sich im oberen Bereich des Ringraums und ein kleinerer Teil als in Experiment vermischt sich unterhalb der Stutzen mit dem Wasser von den Strängen 1, 2 und 4. Der Vergleich des Vermischungsskalars an den Messstellen unterhalb der kalten und heißen Stränge zeigt gute Übereinstimmung, nachdem sich eine quasi-stationäre Strömung eingestellt hat. Die Ausnahme sind die Messungen unterhalb des heißen Strangs 4. Hier unterschätzt ATHLET-ANSYS CFX die Konzentration. Die Vergleiche mit Daten für die

L13-Sensorgruppe zeigten, dass die ATHLET-CFD-Kopplung den Ethanol-Transport in der gesamten ROCOM-Anlage, aufgeteilt in ATHLET- und ANSYS CFX-Bereiche, korrekt erfasst.

Die gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Simulationen zum Phénix Dissymmetric Test haben gezeigt, dass die Kopplungsmethode für Reaktorgeometrien eingesetzt werden kann. Auch bei 17 Kopplungsschnittstellen liefen die Simulationen stabil. Beim Vergleich der Ergebnisse der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnungen mit den Messdaten des Versuchs konnten verschiedene Verbesserungen gegenüber der ATHLET-Standalone-Rechnung erzielt werden. Durch die Berücksichtigung jeweils des gesamten Volumens der beiden Plena wurde insbesondere das Langzeitverhalten während der Transiente durch die gekoppelten Rechnungen besser wiedergegeben. Auch konnte scheinbar der lokale Effekt einer heißen „Strähne“ am Pumpeneinlass direkt nach dem Start der Transiente nur in der gekoppelten Rechnung qualitativ beobachtet werden. Allerdings wurden auch in der gekoppelten ATHLET-OpenFOAM-Rechnung noch deutliche Abweichungen zwischen den Simulationsergebnissen und den Versuchsdaten beobachtet. Dies betraf zum einen die Überschätzung der Durchmischung im kalten Plenum sowie eine scheinbar zu starke Durchmischung im heißen Pool. Die Analysen zeigten, dass die Abweichungen nicht in der Kopplung lagen, sondern generische Probleme der CFD-Modellierung von Reaktorgeometrien sind.

Im Kapitel 6 wurden Untersuchungen zur Simulation der Siedekrise in den Kernreaktoren dokumentiert. Zunächst wurde überprüft, inwieweit die bestehenden OpenFOAM-Solver die komplexen Strömungs- und Wärmeübergangssphänomene im Bereich des kritischen Wärmestroms simulieren können. Dazu wurden Daten von den PSBT-Experimenten genutzt. Die CFD-Simulationen wurden mit dem erweiterten RPI-Modell durchgeführt. Die erzielten Ergebnisse waren in guter Übereinstimmung mit den Versuchsdaten. Trotzdem musste ein neuer OpenFOAM-Solver entwickelt werden, der die Simulation vom Energietransport von der Wand zur Dampfphase ermöglicht. Mit diesem Solver wurden die bereits mit dem vereinfachten OpenFOAM-Solver analysierten PSBT-Versuche wiederholt berechnet, die Ergebnisse waren dabei ähnlich. Anschließend wurden Testrechnungen mit sehr hohen Wärmeströmen durchgeführt, um die Umschaltung zwischen den Siedemodellen zu erzwingen. Die aufgetretenen numerischen Instabilitäten haben gezeigt, dass für eine präzise und zuverlässige Vorhersage der Siedekrise mit OpenFOAM weitere Forschungsarbeiten notwendig sind.

Abbildungsverzeichnis

Abb. 3.1	Multiphysikalische CFD-CSM-Kopplung und Austauschgrößen	8
Abb. 3.2	Vattenfall-Versuchsanlage /LIL 15/	14
Abb. 3.3	Vattenfall-Versuchsanlage mit Teststrecke /LIL 15/	14
Abb. 3.4	Querschnitt durch die Vattenfall-Teststrecke: Vier SWR-Brennelementkasten und ein Führungsrohr (schwingende Struktur) für die Neutronenfluss-Instrumentierung /LIL 15/	15
Abb. 3.5	CAD-Geometrie der Teststrecke: mit Einlasskammer; mittlerer kreuzförmiger Teststreckenbereich; Auslasskammer	17
Abb. 3.6	CAD-Geometrie des kreuzförmigen Teststreckenbereichs ohne Einlass- und Auslasskammern	17
Abb. 3.7	Rechennetz mit 17,7 Mio. Elementen für die Teststrecke des Vattenfall-Versuchs	19
Abb. 3.8	Rechennetz-Querschnitt in der Nähe des unteren Führungsrohr-Endes	19
Abb. 3.9	Rechennetz-Querschnitt in der Mitte der Teststrecke	20
Abb. 3.10	URANS-Zone (blau) und LES-Zone (rot)	20
Abb. 3.11	Unstrukturiertes ANSYS Mechanical-Rechennetz des Führungsrohrs: Verteilung der Elemente in der Rohrwand	21
Abb. 3.12	Unstrukturiertes ANSYS Mechanical-Rechennetz des Führungsrohrs: Verteilung der Elemente an der Rohroberfläche	22
Abb. 3.13	Erste Eigenform	25
Abb. 3.14	Zweite Eigenform	26
Abb. 3.15	Neunte Eigenform	26
Abb. 3.16	Zehnte Eigenform	27
Abb. 3.17	Geschwindigkeitsverteilung in der Vattenfall-Teststrecke bei $t = 4,0$ s	28
Abb. 3.18	Geschwindigkeitsverteilung in der CFD-Domäne bei $Z = 0,05$ m, $Z = 0,8$ m, $Z = 1,35$ m und $Z = 1,43$ m	30
Abb. 3.19	Geschwindigkeitsvektoren in xy-Ebene kurz vor dem oberen Führungsrohrende	30
Abb. 3.20	Rezirkulationszone in der Auslasskammer	31

Abb. 3.21	Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Simulation)	32
Abb. 3.22	Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Experiment)	32
Abb. 3.23	Leistungsdichtespektrum der X- und Y-Signale (Simulation).....	34
Abb. 3.24	Leistungsdichtespektrum der X- und Y-Signale (Experiment)	34
Abb. 3.25	Zurückgelegter Pfad des Führungsrohres in XY-Ebene (ohne Datenverschiebung).....	35
Abb. 3.26	Zurückgelegter Pfad des Führungsrohres in XY-Ebene (mit Datenverschiebung).....	36
Abb. 3.27	Verbessertes Rechennetz für den Vattenfall-Versuch mit 5 l/s am Einlass der Teststrecke.....	37
Abb. 3.28	Geschwindigkeitsverteilung in der Vattenfall-Teststrecke bei $t = 4,4$ s	38
Abb. 3.29	Geschwindigkeitsverteilung in der CFD-Domäne bei $Z = 0,05$ m, $Z = 0,8$ m, $Z = 1,35$ m und $Z = 1,43$ m	39
Abb. 3.30	Geschwindigkeitsvektoren in einer XY-Ebene kurz vor dem oberen Führungsrohrende	39
Abb. 3.31	Rezirkulationszone in der Auslasskammer.....	40
Abb. 3.32	Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (ANSYS CFX-MOR).....	41
Abb. 3.33	Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (Versuch).....	41
Abb. 3.34	Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (ANSYS CFX-MOR)	43
Abb. 3.35	Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (Versuch).....	43
Abb. 3.36	Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (Versuch), geänderte Skalierung.....	44
Abb. 3.37	Führungsrohrposition in XY-Ebene	44
Abb. 3.38	Führungsrohramplituden in X- und Y-Richtung (ANSYS CFX- Mechanical)	45
Abb. 3.39	Leistungsspektrum der X- und Y-Signale (ANSYS CFX-Mechanical).....	46
Abb. 3.40	FSI-Versuchsanlage in OKB „Afrikantov“ /SHM 21/	50
Abb. 3.41	Stellen mit den Geschwindigkeitsprofilmessungen in der FSI-Anlage	51
Abb. 3.42	Stellen mit den Geschwindigkeitsmessungen in der FSI-Anlage.....	51

Abb. 3.43	Druck- (P1, P2, P3, P4) und Beschleunigungssensoren (a_{1x} , a_{1y} , a_{2x} , a_{2y}) in der FSI-Anlage	52
Abb. 3.44	CAD-Gesamtmodell der FSI-Anlage	53
Abb. 3.45	Vereinfachte Teststreckengeometrie der FSI-Anlage.....	53
Abb. 3.46	Aufteilung der Teststrecke in LES- (rot) und URANS- (blau) Zonen.....	54
Abb. 3.47	Rechennetz mit 16,7 Mio. Elementen	55
Abb. 3.48	Rechennetz in der LES-Zone der Teststrecke	55
Abb. 3.49	Unstrukturiertes Rechennetz beider Zylinder in ANSYS Mechanical.....	56
Abb. 3.50	Rechennetz des ersten Zylinders in ANSYS Mechanical	57
Abb. 3.51	Schwingungsform des 1. Modus	58
Abb. 3.52	Schwingungsform des 2. Modus	58
Abb. 3.53	Schwingungsform des 3. Modus	59
Abb. 3.54	Schwingungsform des 4. Modus	59
Abb. 3.55	Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal, visualisiert mit Hilfe von Vortex Core Region in CFD-Post	61
Abb. 3.56	Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen auf der Höhe der Beschleunigungssensoren, dargestellt mit Hilfe der Verwirbelungsstärke	62
Abb. 3.57	Verteilung der Geschwindigkeit in Strömungsrichtung (v) im Strömungskanal.....	62
Abb. 3.58	Rezirkulationszonen hinter den beiden Zylindern, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren.....	63
Abb. 3.59	Turbulentes Geschwindigkeitsprofil in der LES-Zone des Strömungskanals	64
Abb. 3.60	Vergleich der vertikalen Geschwindigkeitsprofile 140 mm vor Zylinder 1.....	65
Abb. 3.61	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 50 mm vor Zylinder 1 auf Höhe 100 mm.....	65
Abb. 3.62	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)	67

Abb. 3.63	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)	67
Abb. 3.64	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	68
Abb. 3.65	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	68
Abb. 3.66	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)	69
Abb. 3.67	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)	69
Abb. 3.68	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	70
Abb. 3.69	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	70
Abb. 3.70	Turbulente kinetische Energie in einer Ebene im oberen Zylinderbereich	71
Abb. 3.71	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben).....	72
Abb. 3.72	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)	72
Abb. 3.73	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (oben).....	73
Abb. 3.74	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)	73
Abb. 3.75	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben).....	74
Abb. 3.76	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)	74
Abb. 3.77	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben).....	75
Abb. 3.78	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)	75
Abb. 3.79	Transiente Werte für den Drucksensor P1	77

Abb. 3.80	Transiente Werte für den Drucksensor P2	77
Abb. 3.81	Transiente Werte für den Drucksensor P3	78
Abb. 3.82	Transiente Werte für den Drucksensor P4	78
Abb. 3.83	Berechnete Zylinder-Amplituden in Querrichtung	80
Abb. 3.84	Beschleunigung des ersten Zylinders in Querrichtung zur Hauptströmung	80
Abb. 3.85	Beschleunigung des zweiten Zylinders in Querrichtung zur Hauptströmung	81
Abb. 3.86	Beschleunigungs-APSD für den ersten Zylinder	82
Abb. 3.87	Beschleunigungs-APSD für den zweiten Zylinder	82
Abb. 3.88	Geschwindigkeits-APSD 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)	83
Abb. 3.89	Geschwindigkeits-APSD 20 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)	84
Abb. 3.90	Geschwindigkeits-APSD 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)	84
Abb. 3.91	Geschwindigkeits-APSD 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)	85
Abb. 3.92	Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 1)	88
Abb. 3.93	Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 2)	89
Abb. 3.94	Rechennetz für die blinde Vorausrechnung (Ansicht 3)	89
Abb. 3.95	Feines Rechennetz mit 22,8 Mio. Zellen (Ansicht 1)	89
Abb. 3.96	Feines Rechennetz mit 22,8 Mio. Zellen (Ansicht 2)	90
Abb. 3.97	Geschwindigkeitsverteilung im Strömungskanal, visualisiert mit Hilfe von Vortex Core Region in CFD-Post (16 m ³ /h)	91
Abb. 3.98	Wirbelablösung von den Zylinderoberflächen auf der Höhe der Beschleunigungssensoren, dargestellt mit Hilfe der Verwirbelungsstärke (16 m ³ /h)	92
Abb. 3.99	Verteilung der Geschwindigkeit in Strömungsrichtung (u) im Strömungskanal (16 m ³ /h)	92
Abb. 3.100	Karmansche Wirbelstraße hinter den beiden Zylindern, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren	93
Abb. 3.101	Rezirkulationszonen hinter den beiden Zylindern	93

Abb. 3.102	Vergleich der vertikalen Geschwindigkeitsprofile 140 mm vor Zylinder 1.....	94
Abb. 3.103	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 50 mm vor Zylinder 1 auf Höhe 25 mm.....	95
Abb. 3.104	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)	96
Abb. 3.105	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 25 mm (oben)	96
Abb. 3.106	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	97
Abb. 3.107	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	97
Abb. 3.108	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 175 mm (unten).....	98
Abb. 3.109	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 1 auf Höhe 175 mm (unten).....	98
Abb. 3.110	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)	99
Abb. 3.111	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 25 mm (oben)	99
Abb. 3.112	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	100
Abb. 3.113	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 100 mm (Mitte).....	100
Abb. 3.114	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 10 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 175 mm (unten).....	101
Abb. 3.115	Vergleich der horizontalen Geschwindigkeitsprofile 20 mm hinter Zylinder 2 auf Höhe 175 mm (unten).....	101
Abb. 3.116	Turbulente kinetische Energie in den drei Messebenen.....	102
Abb. 3.117	Wirbelstärke (Vortizität) in den drei Messebenen.....	102
Abb. 3.118	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben).....	103

Abb. 3.119	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte)	104
Abb. 3.120	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem ersten Zylinder (oben)	104
Abb. 3.121	Transiente Fluidgeschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)	105
Abb. 3.122	Transiente Fluidgeschwindigkeit 20 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)	105
Abb. 3.123	Transiente Werte für den Drucksensor P1	107
Abb. 3.124	Transiente Werte für den Drucksensor P2	107
Abb. 3.125	Transiente Werte für den Drucksensor P3	108
Abb. 3.126	Transiente Werte für den Drucksensor P4	108
Abb. 3.127	Amplituden in Querrichtung von Zylinder 1	109
Abb. 3.128	Amplituden in Querrichtung von Zylinder 2	110
Abb. 3.129	Beschleunigung des Zylinders 1 in Querrichtung	110
Abb. 3.130	Beschleunigung des Zylinders 2 in Querrichtung	111
Abb. 3.131	Beschleunigungs-APSD von dem ersten Zylinder	112
Abb. 3.132	Beschleunigungs-APSD von dem zweiten Zylinder	112
Abb. 3.133	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben) ...	113
Abb. 3.134	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (Mitte) ...	114
Abb. 3.135	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem ersten Zylinder (oben) ...	114
Abb. 3.136	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)	115
Abb. 3.137	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (oben)	115
Abb. 3.138	APSD der Geschwindigkeit 10 mm hinter dem zweiten Zylinder (Mitte)	116
Abb. 4.1	Typen der ATHLET-Kopplungsschnittstellenimplementierungen (/LER 07/)	125
Abb. 4.2	Aktuelle Architektur der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung	126

Abb. 4.3	Ablaufschemas der ATHLET-ANSYS CFX-Kopplung (links für explizite, rechts für semi-implizite Kopplung) /GLA 12/	129
Abb. 4.4	Ablaufschema der OpenFOAM-ATHLET-Kopplung /HER 19a/	129
Abb. 4.5	Ablaufschema der ATHLET-OpenFOAM-Kopplung /HER 19a/	132
Abb. 4.6	Massenstrom an den Kopplungsschnittstellen	133
Abb. 4.7	Druck an den Kopplungsschnittstellen	134
Abb. 4.8	Fluidtemperatur an den Kopplungsschnittstellen.....	134
Abb. 4.9	Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen.....	135
Abb. 4.10	Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen.....	137
Abb. 4.11	Borsäurekonzentration an den Kopplungsschnittstellen.....	137
Abb. 4.12	Schematische Darstellung des Testsystems auf Basis der Geometrie der ROCOM-Versuchsanlage	138
Abb. 4.13	Rechengitter des CFD-Gebiets für das schematische ROCOM-Beispiel.....	139
Abb. 4.14	Massenstrom durch die „heißen“ Loops in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart.....	140
Abb. 4.15	Differenz des Massenstroms durch den heißen und kalten Strang 1 (difference loop 1) und durch die Volumenausgleichsleitung (SURGE)	141
Abb. 4.16	Massenstrom durch den heißen Strang 1 in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart, beide CFD-Codes, unterschiedliche Stabilisierungsmethoden, Wasser kompressibel	142
Abb. 4.17	Massenstrom durch den heißen Strang 1 in den ersten fünf Sekunden nach dem Pumpenstart, beide CFD-Codes, unterschiedliche Stabilisierungsmethoden, Wasser inkompressibel.....	143
Abb. 5.1	Schemazeichnung der ROCOM-Versuchsanlage	146
Abb. 5.2	Schnittbild des Plexiglasmodells und Positionen der Gittersensoren.....	147
Abb. 5.3	Position der Messstellen in CL1, CL3 und Absperrungen im Loop 3.....	148
Abb. 5.4	Position der X- und Y-Achse im ROCOM-CAD-File	149
Abb. 5.5	Geometrie der ROCOM-Anlage	150

Abb. 5.6	Geometriemodell des Druckbehälters mit heißen und kalten Strängen.....	151
Abb. 5.7	Geometriemodell der Einbauten	151
Abb. 5.8	Gesamtes ROCOM-Rechennetz.....	153
Abb. 5.9	Teilrechennetz ROCOM, oberes Plenum.....	153
Abb. 5.10	XZ-Schnitt durch das ROCOM-Rechennetz.....	154
Abb. 5.11	Vernetzte ROCOM-Siebtonne.....	154
Abb. 5.12	Spalt (pink) zwischen Siebtonne und der Wand des unteren Plenums (blau)	155
Abb. 5.13	Gegenströmung im heißen Strang 3 in der gekoppelten Simulation zu PKLIIT1.1, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren /PAP 19b/	156
Abb. 5.14	Neue ROCOM-Geometrie mit verkürztem heißem Strang 3	157
Abb. 5.15	Modifiziertes numerisches Rechennetz für die ROCOM-Anlage	157
Abb. 5.16	ATHLET-Modell der ROCOM-Anlage (nur zwei Loops dargestellt)	162
Abb. 5.17	Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in den heißen Strängen	164
Abb. 5.18	Massenstrom im Überlaufrohr.....	165
Abb. 5.19	Mittlere Strömungsgeschwindigkeiten in den kalten Strängen	165
Abb. 5.20	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 40 s.....	167
Abb. 5.21	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 50 s.....	168
Abb. 5.22	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 60 s.....	168
Abb. 5.23	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 90 s.....	169
Abb. 5.24	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 250 s....	169
Abb. 5.25	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich bei t = 400 s....	170
Abb. 5.26	Verteilung des eingespeisten Ethanol im CFD-Bereich (t = 600 s)	170
Abb. 5.27	Ethanol-Konzentration in der ROCOM-Anlage, Schnitt bei z = 0 m (Mitte der Stränge).....	171
Abb. 5.28	Geschwindigkeitsverteilung im CFD-Bereich, dargestellt mit Hilfe von Stromlinien.....	171

Abb. 5.29	Geschwindigkeitsverteilung und Rezirkulationszonen in der Nähe des heißen Strangs 3, dargestellt mit Hilfe von Geschwindigkeitsvektoren	172
Abb. 5.30	Genauere Position der Messstellen für den Vergleich mit experimentellen Daten.....	173
Abb. 5.31	Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, untere Ebene	174
Abb. 5.32	Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, mittlere Ebene.....	175
Abb. 5.33	Vergleich von Messung und Rechnung zwischen ECC-Einspeisung und Eintritt zum Ringraum, obere Ebene	175
Abb. 5.34	Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, untere Ebene	176
Abb. 5.35	Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, mittlere Ebene	176
Abb. 5.36	Vergleich von Messung und Rechnung am Eintritt zum Ringraum, obere Ebene	177
Abb. 5.37	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, obere Ebene	178
Abb. 5.38	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, mittlere Ebene.....	178
Abb. 5.39	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 3, untere Ebene	179
Abb. 5.40	Ethanol-Verteilung im kalten Strang 3 und ROCOM-RDB: Blick von unten	179
Abb. 5.41	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, untere Ebene	180
Abb. 5.42	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, mittlere Ebene.....	180
Abb. 5.43	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem kalten Strang 4, obere Ebene	181
Abb. 5.44	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, untere Ebene	182

Abb. 5.45	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, mittlere Ebene	182
Abb. 5.46	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 4, obere Ebene	183
Abb. 5.47	Sensorgruppe unter dem heißen Strang 4 (DC-HL4-top, DC-HL4-middle, DC-HL4-bottom)	183
Abb. 5.48	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, untere Ebene	184
Abb. 5.49	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, mittlere Ebene	184
Abb. 5.50	Vergleich von Messung und Rechnung im Ringraum unter dem heißen Strang 3, obere Ebene	185
Abb. 5.51	Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, untere Ebene	186
Abb. 5.52	Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, mittlere Ebene	186
Abb. 5.53	Vergleich von Messung und Rechnung im kalten Strang 1 am RDB-Eintritt, obere Ebene	187
Abb. 5.54	Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 90$ s	188
Abb. 5.55	Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 300$ s	188
Abb. 5.56	Vergleich zwischen Simulation (oben) und Experiment (unten) im ROCOM-Ringraum bei $t = 600$ s	189
Abb. 5.57	Messwerte der Massenströme in den beiden aktiven Sekundärkreisen ab dem Zeitpunkt des Versuchsbeginns	191
Abb. 5.58	Messwerte der Massenströme in den beiden aktiven Sekundärkreisen in den ersten 100 s des Versuchs	191
Abb. 5.59	Messwerte der sekundärseitigen Einlasstemperaturen in die Wärmetauscher ab Versuchsbeginn	192
Abb. 5.60	Messwerte der thermischen Reaktorleistung ab dem Zeitpunkt des Versuchsbeginns	192
Abb. 5.61	Messwerte der thermischen Reaktorleistung in den ersten 100 s des Versuchs	193

Abb. 5.62	Messwerte der Temperatur des kalten Pools ab Versuchsbeginn.....	194
Abb. 5.63	Messwerte der Temperaturen an den Pumpeneinlässen ab Versuchsbeginn	194
Abb. 5.64	Messwerte der Temperatur am Kernausslass ab Versuchsbeginn	195
Abb. 5.65	Messwerte der primärseitigen Einlasstemperaturen von drei der vier betriebenen Wärmetauscher ab Versuchsbeginn.....	195
Abb. 5.66	Messwerte der primärseitigen Auslasstemperaturen eines der vier betriebenen Wärmetauscher ab Versuchsbeginn.....	196
Abb. 5.67	Messwerte der übertragenen Leistung auf die beiden betriebenen Sekundärkühlkreisläufe ab Versuchsbeginn	197
Abb. 5.68	Messwerte der übertragenen Leistung auf die beiden betriebenen Sekundärkühlkreisläufe in den ersten 100 s des Versuchs	197
Abb. 5.69	Messwerte der sekundärseitigen Auslasstemperaturen in den beiden betriebenen sekundärseitigen Kühlkreisläufen ab Versuchsbeginn.....	198
Abb. 5.70	ATHLET-Modell des Phénix-Reaktors basierend auf dem Modell aus /WAN 19/ und dem ersten gekoppelten Modell /HER 19a/.....	201
Abb. 5.71	Ränder der Fluidzonen von OpenFOAM im heißen und kalten Plenum /WAN 19/, /HER 19a/, /SEU 19/.....	203
Abb. 5.72	Kopplungsschnittstellen zwischen den ATHLET- und OpenFOAM-Modellen des Primärkühlkreislaufes /SEU 19/, /HER 19a/	206
Abb. 5.73	Schichten, die als poröses Medium simuliert wurden im heißen (rot) und kalten (blau) Plenum und an den Pumpeneinlässen (grün).....	207
Abb. 5.74	Primärseitige Auslasstemperatur in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	209
Abb. 5.75	Primärseitige Auslasstemperatur während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	210
Abb. 5.76	Einlasstemperaturen der Primärkreispumpen in den ersten 400 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	211

Abb. 5.77	Einlasstemperaturen der Primärkreispumpen während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	212
Abb. 5.78	Auslasstemperatur des Reaktorkerns in den heißen Pool während des gesamten Verlaufs der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	213
Abb. 5.79	Primärseitige Einlasstemperatur in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)	214
Abb. 5.80	Primärseitige Einlasstemperatur während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation)	215
Abb. 5.81	Auf die Sekundärseite übertragende Leistung in den ersten 200 s der Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	216
Abb. 5.82	Auf die Sekundärseite übertragene Leistung während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	217
Abb. 5.83	Sekundärseitige Auslasstemperaturen der Wärmetauscher während der gesamten Transiente (exp: gemessen, ATHLET: ATHLET-Stand-alone-Simulation, ATHLET-OF: gekoppelte ATHLET-OpenFOAM-Simulation).....	218
Abb. 6.1	Umschaltungsfunktion für das erweiterte RPI-Modell.....	224
Abb. 6.2	Teststrecke (links), zentraler Unterkanal S1 (oben rechts) und Rohrbündeln (unten rechts) /RUB 12/.....	226
Abb. 6.3	Geometrie des Symmetriesektors und Randbedingungen	227
Abb. 6.4	CFD-Rechengitter des zentralen Unterkanals S1.....	228
Abb. 6.5	Zeitliche Abläufe des querschnittsgemittelten Dampfvolumentanteils auf der Höhe H = 1,4 m	230
Abb. 6.6	Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem querschnittsgemitteltem Dampfvolumentanteil auf der Höhe H = 1,4 m ..	232

Abb. 6.7	Temperatur der Flüssigkeit auf Symmetrieebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt).....	233
Abb. 6.8	Dampfgehalt auf Symmetrieebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt).....	234
Abb. 6.9	Dampfgehalt und Dampftemperatur auf Symmetrie-Ebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt).....	235
Abb. 6.10	Querschnittsgemittelter Dampfvolumenanteil in axialer Richtung.....	236
Abb. 6.11	Aufbau des Solvers <i>chtMultiRegionFoam</i>	237
Abb. 6.12	Vergleich der Lösung für den Dampfvolumenanteil zwischen Ergebnissen von OpenFOAM 7 und ESI OpenFOAM v1906	240
Abb. 6.13	Geometrie des Symmetriesektors mit expliziter Berücksichtigung der Wandstruktur für den CHT-Solver	244
Abb. 6.14	Vergleich zwischen gemessenem und berechnetem querschnittsgemittelten Dampfvolumenanteil auf der Höhe $H = 1,4 \text{ m}$...	245
Abb. 6.15	Temperaturverteilung in der Solid-Domäne im Testfall F1.6223CHT	246
Abb. 6.16	Vergleich der Temperaturverteilungen an den Wandoberflächen in der alten, reinen Fluid-Simulation (unten) und in der neuen CHT-Simulation (oben).....	247
Abb. 6.17	Vergleich der Simulationsergebnisse der beiden Solver für den querschnittsgemittelten Dampfvolumenanteil in axialer Richtung.....	248
Abb. 6.18	Dampfgehalt und Dampftemperatur auf Symmetrie-Ebene 1 (Die Kanallänge in axialer Richtung ist mit einem Verhältnis von 50:1 dargestellt).....	248
Abb. 6.19	Temperaturablauf auf der Mittellinie des Interfaces entlang in Z-Richtung	250
Abb. 6.20	Geometrie und Randbedingungen des 2D-Kanals.....	251
Abb. 6.21	Temperaturprofile an der Mittellinie entlang Z-Richtung (Fall_300k, Fall_500k).....	253
Abb. 6.22	Temperaturprofile auf der Mittellinie entlang Z-Richtung zu zwei Punkten (Fall_1000k_11, Fall_1000k_12).....	253

Tabellenverzeichnis

Tab. 3.1	Liste der Vattenfall-Versuche und Randbedingungen	16
Tab. 3.2	Stoffeigenschaften des Stahl-Führungsrohrs	23
Tab. 3.3	Berechnete Eigenfrequenzen	27
Tab. 3.4	Vergleich der Amplituden zwischen Simulation und Experiment	33
Tab. 3.5	Vergleich der berechneten und gemessenen Amplituden	42
Tab. 3.6	Vergleich der Amplituden von Simulation und Experiment	46
Tab. 3.7	Eigenschaften der verwendeten Materialien	57
Tab. 3.8	Vergleich der RMS-Werte der transienten Geschwindigkeiten	76
Tab. 3.9	Vergleich der RMS-Werte der transienten Drücke	79
Tab. 3.10	Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsfrequenzen.....	83
Tab. 3.11	Vergleich der berechneten und gemessenen RMS-Zylinder- Geschwindigkeiten.....	106
Tab. 3.12	Vergleich der berechneten und gemessenen RMS-Zylinder- Beschleunigungen	111
Tab. 3.13	Vergleich der berechneten und gemessenen Schwingungsfrequenzen.....	113
Tab. 4.1	Rechenzeiten des Testfalls auf der Continuous Integration-Hardware (CFX nicht parallelisiert).....	136
Tab. 5.1	Stoffwerte	158
Tab. 5.2	Anfangsbedingungen im ROCOM PKLIIT1.2	163
Tab. 5.3	Parameter des CFD-Rechengitters des heißen Plenums.....	202
Tab. 5.4	Parameter des CFD-Rechengitters des kalten Plenums	202
Tab. 6.1	Randbedingungen der simulierten PSBT-Testfälle.....	226
Tab. 6.2	Rechengitterparameter	228
Tab. 6.3	Schließungen für die Modellierung der Zweiphasenströmung in der CFD-Simulation	229
Tab. 6.4	Simulationsergebnisse der Gitterstudie.....	231

Tab. 6.5	Vergleich der Modelle für Wandsieden vom <i>reactingTwoPhaseEulerFoam-Solver</i> und <i>chtMultiRegionReactingTwoPhaseEulerFoam-Solver</i>	241
----------	--	-----

Abkürzungsverzeichnis

DWR	Druckwasserreaktor
CFD	Computational Fluid Dynamics
CSM	Computational Structure Dynamics
ECC	Emergency Core Cooling
FSI	Fluid-Struktur-Interaktion
JAEA	Japan Atomic Energy Agency
LES	Large Eddy Simulation
LWR	Leichtwasserreaktor
MOR	Model Order Reduction
NCI	Natural Circulation Interruption
PFM	Pressure Fluctuation Model
RMS	Root Mean Square
RSM	Reynolds-Spannungsmodell
TDV	Time Dependent Volume

Literaturverzeichnis

- /ABE 20/ Abe, S., Studer, E., Ishigaki, M., Sibamoto, Y., Yonomoto, T.: Density stratification breakup by a vertical jet: Experimental and numerical investigation on the effect of dynamic change of turbulent Schmidt number. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 368, Nr. 5, S. 110785, DOI 10.1016/j.nuceng-des.2020.110785, 2020.
- /AGE 17/ Agethen, K.: Erweiterung der Systemcodes ASTEC und COCOSYS zur Analyse der Spaltproduktfreisetzung während Schmelze-Beton-Wechselwirkung. Dissertation, Ruhr-Universität Bochum (RUB): Bochum, 2017.
- /ALA 14/ Alali, A.: Development and validation of new solver based on the interfacial area transport equation for the numerical simulation of subcooled boiling with OpenFOAM CFD code for nuclear safety applications, Dissertation. TU München (TUM), 2014.
- /AND 06/ Anderson, N.: Coupling RELAP5-3D and FLUENT to Analyze a Very High Temperature Reactor (VHTR) Outlet Plenum, Masterthesis. Hrsg.: Texas A&M University (TAMU), August 2006.
- /ANS 21/ ANSYS: ANSYS User's Manuals. Version ANSYS 2021 R2, ANSYS Inc., 2021.
- /ARK 18/ Arkoma, A., Huhtanen, R., Leppänen, J., Peltola, J., Pättikangas, T.: Calculation chain for the analysis of spent nuclear fuel in long-term interim dry storage. *Annals of Nuclear Energy*, Bd. 119, S. 129–138, DOI 10.1016/j.anucene.2018.04.037, 2018.
- /AUS 19/ Austregesilo, H., Bals, C., Langenfeld, A., Lerchl, G., Schöffel, P. J., Skorek, T., Cron, D. von der, Weyermann, F.: ATHLET 3.2 Models and Methods. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-P-1/Vol. 4 Rev. 5, Februar 2019.

- /BAV 14/ Bavière, R., Tauveron, N., Perdu, F., Garré, E., Li, S.: A first system/CFD coupled simulation of a complete nuclear reactor transient using CATHARE2 and TRIO_U. Preliminary validation on the Phénix Reactor Natural Circulation Test. *Nuclear Engineering and Design*, Bd. 277, S. 124–137, DOI 10.1016/j.nucengdes.2014.05.031, 2014.
- /BER 08/ Bertolotto, D., Manera, A., Smith, B. L., Prasser, H.-M., Chawla, R.: Single-Phase Studies by Means of a Directly Coupled CFD/System Code Tool. In: Chawla, R., Dang, V. N., Mikityuk, K. (Hrsg.): *International Conference on the Physics of Reactors, 2008: PHYSOR 2008*. PHYSOR 2008, Interlaken, Switzerland, 14. - 19. September 2008, ISBN 978-1-61782-121-9, Paul Scherrer Institut: Villigen, Switzerland, 2008.
- /BIE 19/ Bieder, U., Rashkovan, A.: Baffle jetting: CFD analysis of plain jets impinging on fuel rods. *Progress in Nuclear Energy*, Bd. 114, S. 31–45, DOI 10.1016/j.pnucene.2019.02.006, 2019.
- /BLÄ 15/ Bläsius, C., Heckmann, K., Sievers, J.: Investigations on Crack-Like Leaks in Piping. In: *American Society of Mechanical Engineers Digital Collection: ASME 2015 Pressure Vessels and Piping Conference*. DOI 10.1115/PVP2015-45025, 2015.
- /BOL 21/ Bolshukhin, M., Budnikov, A., Fomichev, V., Kulikov, D., Loginov, A., Shmelev, E.: Draft-Specifications: The FSI Benchmark Based on OKBM Experiments to Validate COUPLED CFD and CSD Calculations, Part 3 Boundary Ccnditions Blind Test. 2021.
- /BRO 50/ Bromley, L. A.: Heat Transfer in Stable Film Boiling. *Chemical Engineering Progress*, Nr. 46, S. 221–227, 1950.
- /BUC 17/ Buchholz, S., Klein-Heßling, W., Bonfigli, G., Kaczmarkiewicz, N., Neukam, N., Schäfer, F., Wagner, T.: The code system AC2 for the simulation of advanced reactors within the frame of the German EASY project. In: *ANS (Hrsg.): NURETH-17, 17th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics*. Xi'an, China, 2017.

- /BUR 04/ Burns, A., Frank, T., Hamill, I., Shi, J.-M.: The Favre Averaged Drag Model for Turbulent Dispersion in Eulerian Multi-Phase Flows. Conf. on Multi-phase Flow, ICMF2004, Bd. 392, 2004.
- /CEU 17/ Ceuca, S. C.: Herb, J, Schöffel, P. J., Hollands, T., Austregesilo, H., Hristov, H. V.: CFD and system analysis code investigations of the multidimensional flow mixing phenomena in the reactor pressure vessel. In: ANS (Hrsg.): ICAPP 2017. Fukui and Kyoto, Japan, 24. - 28. April 2017, 2017.
- /EIN 14/ Einzinger, J.: Bi-directional Fluid-Structure Interaction with Model Order Reduction. Präsentation, 2014.
- /ENS 15/ ENSI: Reaktorkern, Brennelemente und Steuerelemente: Auslegung und Betrieb. 2015.
- /ESI 19/ ESI OpenCFD Ltd: OpenFOAM® v1906. Version v1906, 2019.
- /EUR 15/ European Commission: SESAME Grant Agreement No. 654935, Annex 1 (Description of Work),. 2015.
- /FIO 15/ Fiorina, C., Clifford, I., Aufiero, M., Mikityuk, K.: GeN-Foam: a novel OpenFOAM® based multi-physics solver for 2D/3D transient analysis of nuclear reactors. Nuclear Engineering and Design, Bd. 294, S. 24–37, DOI 10.1016/j.nucengdes.2015.05.035, 2015.
- /FIS 02/ Fischer, M., Strohmeier, K.: Dreidimensionale numerische Simulation strömungsinduzierter Rohrbündelschwingungen. Chemie Ingenieur Technik - CIT, Bd. 74, Nr. 8, S. 1106–1109, DOI 10.1002/1522-2640(20020815)74:8<1106:AID-CITE1106>3.0.CO;2-D, 2002.
- /FRA 05/ Frank, T.: Advances in computational fluid dynamics (CFD) of 3-dimensional gas-liquid multiphase flows. NAFEMS Seminar "Simulation of Complex Flows (CFD)", S. 1–18, 2005.

- /GAL 09/ Galassi, M. C., Coste, P., Morel, C., Moretti, F.: Two-Phase Flow Simulations for PTS Investigation by Means of Neptune_CFD Code. Science and Technology of Nuclear Installations, Bd. 2009, S. 1–12, DOI 10.1155/2009/950536, 2009.
- /GEB 11/ Gebhardt, C.: Praxisbuch FEM mit ANSYS Workbench, Einführung in die lineare und nichtlineare Mechanik. 366 S., ISBN 9783446425170, Hanser: München, 2011.
- /GEF 18/ Geffray, C., Grosjean, B., Doolard, H., Alcaro, F., Wang, X., Kratzsch, A., Glrault, A., Del Nevo, A.: PHENIX Blind Simulations. SESAME, SESAME Deliverable D5.1, 96 S., 26. September 2018.
- /GIB 03/ Gibeling, H., Mahaffy, J. H.: Benchmarking Simulations with CFD to 1-D Coupling. In: International Atomic Energy Agency, Safety Assessment Section, Vienna (Austria), Organisation for Economic Co-operation and Development / Nuclear Energy Agency, Issy-les-Moulineaux (France): Use of Computational Fluid Dynamics Codes for Safety Analysis of Nuclear Reactor Systems. IAEA-TECDOC-1379, ISBN 92-0-111003-0, 2003.
- /GLA 12/ Glaeser, H., Graf, U., Herb, J., Krzykacz-Hausmann, B., Lerchl, G., Papadimitriou, P., Papukchiev, A., Ringer, F. J., Scheuerer, M., Schöffel, P. J., Skorek, T., Cron, D. von der, Weyermann, F.: Thermohydraulische Rechenmethoden zu Transienten und Störfällen im Reaktorkühlkreislauf unter besonderer Berücksichtigung mehrdimensionaler Strömungen (ATHLET, FLUBOX, CFX), RS 1184 Abschlussbericht. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-A-, Nr. 3644, 364 S., Februar 2012.
- /GRA 76/ Gray, D. D., Giorgini, A.: The validity of the boussinesq approximation for liquids and gases. International Journal of Heat and Mass Transfer, Bd. 19, Nr. 5, S. 545–551, DOI 10.1016/0017-9310(76)90168-X, 1976.
- /GRS 84/ GRS: Auswertung von Betriebserfahrungen in Kernkraftwerken. GRS, Bd. 54, 69 S., ISBN 3-923875-02-9, Ges. f. Reaktorsicherheit: Köln, 1984.

- /GRS 21/ Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS): Softwareentwicklung (TKP 03-05). Managementhandbuch, Kapitel 2.2.3.5, Rev. 2, 2021.
- /HER 13/ Herb, J.: CFD simulations of the PKL-ROCOM experiments with ANSYS CFX. In: ANS (Hrsg.): The 15th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal - Hydraulics, NURETH 15. Pisa, Italy, 12. - 17. Mai 2013, 2013.
- /HER 14/ Herb, J.: Coupling of OpenFOAM with Thermo-Hydraulic Simulation Code ATHLET. 9th OpenFOAM® Workshop, Zagreb, CROATIA, 2014.
- /HER 16/ Herb, J., Chiriac, F.: One- and Two-Phase Coupling of OpenFOAM with the thermal hydraulic code ATHLET for nuclear safety analyses. Präsentation, 11th OpenFOAM Workshop 2016: Guimaraes, 26. Juni 2016.
- /HER 18/ Herb, J.: A Continuous Integration Platform for the Deterministic Safety Analyses Code System AC2. In: International Conference on Nuclear Engineering (ICONE), American Society of Mechanical Engineers (ASME), Nihon-Kikai-Gakkai, Zhongguo-Hexuehui, ICONE: Proceedings of the 26th International Conference on Nuclear Engineering - 2018. 2018 26th International Conference on Nuclear Engineering, London, England, 22. - 26. Juli 2018, ISBN 978-0-7918-5146-3, DOI 10.1115/ICONE26-81123, The American Society of Mechanical Engineers: New York, N.Y., 2018.
- /HER 19a/ Herb, J.: Coupled OpenFOAM-ATHLET simulations of the primary circuit of a liquid sodium cooled reactor. In: Universität Duisburg Essen (UDE): 14th OpenFOAM® Workshop. Duisburg, Germany, 2019.
- /HER 19b/ Herb, J.: How-to-keep legacy simulation codes alive and continue developing them: A continuous integration process for a nuclear safety analysis code system. Präsentation, Continuous Lifecycle: London, 2019.
- /HER 21/ Herb, J.: Coupled ATHLET-OpenFOAM simulation of a Station Blackout for the ESRF-SMART reactor concept. Präsentation, German CFD Network of Competence, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH: Online, 16. März 2021.

- /HOL 19/ Hollands, T., Austregesilo, H., Bals, C., Buchholz, S., Hristov H., Lovasz, L., Pandazis, P., Sarkadi, P., Tiborcz, L.: GRS 549. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-, Bd. 549, ISBN 978-3-947685-34-9, 2019.
- /HOR 93/ Hori, K., Miyazaki, K., Kurosu, T., Sugiyama, S., Matsumoto, J., Akiyama, Y.: In bundle void fraction measurement of PWR fuel assembly. ISBN 0-7918-0636-7, American Society of Mechanical Engineers: United States, 1993.
- /HOR 09/ Horche, W.: Modellierung des ROCOM-Versuchsstandes und Nachrechnung von Experimenten aus der Serie T6655 mit ATHLET. GRS-A-, Nr. 3453, Januar 2009.
- /HRI 12/ Hristov, H.: Numerical analyses of the ROCOM Tests 1.1 and 1.2 with 1D and 3D ATHLET models, TN-HRI-01-12. Hrsg.: GRS, 2012.
- /HRI 18/ Hristov, H., Bals, C.: Entwicklung und Validierung von Rechenmethoden zur Simulation von 2-Phasenströmungen und kritischen Wärmeströmen. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-, Nr. 532, 119 S., Dezember 2018.
- /HRI 19/ Hristov, H., Herb, J.: On the development of coupled code ATHLET-OpenFOAM solvers for safety related analyses in nuclear facilities. Präsentation, OpenFOAM Workshop 2019: Duisburg, 23. Juli 2019.
- /HUA 00/ Hua, T. C., Xu, J. J.: Quenching boiling in subcooled liquid nitrogen for solidification of aqueous materials. Materials Science and Engineering: A, Bd. 292, S. 169–172, DOI 10.1016/S0921-5093(00)01004-2, 2000.
- /HUB 17/ Huber, K.: A Multiscale Method for Mixed Convective Systems, Coupled Calculations with ATHLET and OpenFOAM of the PHENIX NCT. Dissertation, 212 S., 2017.
- /IAE 10/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Review of fuel failures in water cooled reactors. 191 S., ISBN 978-92-0-102610-1: Vienna, Austria, 2010.

- /IAE 19/ International Atomic Energy Agency (IAEA): Review of Fuel Failures in Water Cooled Reactors (2006–2015), An Update of IAEA Nuclear Energy Series No. NF-T-2.1. IAEA Nuclear Energy Series, v.NF-T-2.5, 80 S., ISBN 9789201580191, IAEA: Vienna, 2019.
- /IGL 17/ Iglesias Moreno, A.: Implementation of an advanced numerical method for the optimization of the ATHLET-OpenFOAM coupling capabilities. Masterarbeit, 106 S., NTech, Technische Universität München (TUM), 8. November 2017.
- /JEL 13/ Jeltsov, M., Kööp, K., Kudinov, P., Villanueva, W.: Development of a Domain Overlapping Coupling Methodology for STH/CFD Analysis of Heavy Liquid Metal Thermal-hydraulics. In: ANS (Hrsg.): The 15th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal - Hydraulics, NURETH 15. Pisa, Italy, 12. - 17. Mai 2013, 2013.
- /JES 92/ Jeschar, R., Specht, E., Köhler, C.: Heat Transfer During Cooling of Heated Metallic Objects with Evaporating Liquids. In: Liščić, B., Tensi, H. M., Luty, W. (Hrsg.): Theory and Technology of Quenching: A Handbook. S. 73–92, ISBN 978-3-662-01596-4, DOI 10.1007/978-3-662-01596-4_4, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, 1992.
- /KLI 12/ Kliem, S., Franz, R.: OECD PKL2 Project – Final Report on the ROCOM Tests, HZDR Institute Report. Dresden, Germany, 2012.
- /KLI 14/ Kliem, S., Franz, R.: Quick-look report of the test series ROCOM PKLIIT1 conducted within the OECD PKL3 Project. 52 S., 2014.
- /KLI 16/ Kliem, S., Franz, R.: OECD PKL3 Project – Final Report on the ROCOM Tests. 119 S., 2016.
- /KTA 17/ Kerntechnischer Ausschuss (KTA): Auslegung der Reaktorkerne von Druck- und Siedewasserreaktoren Teil 3: Mechanische und thermische Auslegung, Sicherheitstechnische Regel des KTA. KTA 3101.3, 10. März 2017.

- /KUR 91/ Kurul, N., Podowski, M. Z.: On the modeling of multidimensional effects in boiling channels. ANS. Proc. National Heat Transfer Con. Minneapolis, Minnesota, USA, 1991, 1991.
- /LAV 06/ Lavieville, J., Quemerais, E., Mimouni, S., Boucker, M., Mechtoua, N.: NEPTUNE CFD V1. 0 theory manual. Rapport interne EDF H-I81-2006-04377-EN. Rapport NEPTUNE Nept\2004_L, Bd. 1, Nr. 3, 2006.
- /LER 07/ Lerchl, G.: Kopplung von ATHLET mit dem CFD-Programm CFX, Erstellung einer kopplungsfähigen ATHLET-Version. Technische Notiz, TN-LER-04/07, 2007.
- /LIL 15/ Lillberg Eric: Fluid Induced Vibrations in Neutron Detection Housing, Energiforskrapport 2015-160. 2015.
- /LUN 14/ Lundqvist, G., Angele, K., Veber, P., Andersson, L.: Validation of CFD with FSI: Damping of Free Rod Vibrations. In: CFD4NRS-5 Workshop. 2014.
- /MEN 94/ Menter, F. R.: Two-equation eddy-viscosity turbulence models for engineering applications. AIAA Journal, Bd. 32, Nr. 8, S. 1598–1605, DOI 10.2514/3.12149, 1994.
- /MEN 01/ Menter, F. R., Esch, T.: Elements of industrial heat transfer prediction 16th Brazilian Congr. of Mech. Eng.(Uberlandia, Brazil), 2001.
- /NEA 15/ OECD Nuclear Energy Agency (NEA): Best Practice Guidelines for the Use of CFD in Nuclear Reactor Safety Application - Revision. NEA/CSNI/R(2014)11, 176 S., Februar 2015.
- /OPE 16/ The OpenFOAM Foundation Ltd: OpenFOAM version 4.0. Version version 4.0, The OpenFOAM Foundation Ltd, 2016.
- /OPE 17/ The OpenFOAM Foundation Ltd: OpenFOAM version 5.0. Version version 5.0, The OpenFOAM Foundation Ltd, 2017.
- /OPE 18/ The OpenFOAM Foundation Ltd: OpenFOAM version 6. Version version 6, The OpenFOAM Foundation Ltd, 2018.

- /OPE 19/ The OpenFOAM Foundation Ltd: OpenFOAM version 7. Version version 7, The OpenFOAM Foundation Ltd, 2019.
- /PAĪ 83/ Païdoussis, M. P.: A review of flow-induced vibrations in reactors and reactor components. Nuclear Engineering and Design, Bd. 74, Nr. 1, S. 31–60, DOI 10.1016/0029-5493(83)90138-3, 1983.
- /PAP 12a/ Papukchiev, A., Lerchl, G., Weis, J., Scheuerer, M., Austregesilo, H.: Multiscale Analysis of a Transient Pressurized Thermal Shock Experiment with the Coupled Code ATHLET – ANSYS CFX. ATW, International Journal for Nuclear Power, Bd. 57, Nr. 6, S. 402–409, 2012.
- /PAP 12b/ Papukchiev, A., Lerchl, G.: Extension and Application of the Coupled 1D-3D Thermal-Hydraulic Code ATHLET-ANSYS CFX for the Simulation of Liquid Metal Coolant Flows in Advanced Reactor Concepts. In: American Society of Mechanical Engineers (ASME), Nihon-Kikai-Gakkai, Zhongguo-Hexuehui, International Conference on Nuclear Engineering (ICONE), ICONE, ASME Power Conference: Proceedings of the 20th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference, Volume 4: Codes, Standards, Licensing, and Regulatory Issues; Fuel Cycle, Radioactive Waste Management and Decommissioning; Computational Fluid Dynamics (CFD) and Coupled Codes; Instrumentation and Co. 2012 20th International Conference on Nuclear Engineering and the ASME 2012 Power Conference, Anaheim, California, USA, 01.01.2012 00:00:00, S. 563, ISBN 978-0-7918-4498-4, DOI 10.1115/ICONE20-POWER2012-54872, ASME: New York, NY, 2012.
- /PAP 14a/ Papukchiev, A., Theodoridis, G., Lerchl, G., Scholz, D.: Assessment of Coupled Multiscale and Stand-Alone System Code Simulations Based on a Double T-Junction Mixing Experiment. In: Kerntechnische Gesellschaft e.V. (KTG): 45th Annual Meeting on Nuclear Technology, Jahrestagung Kerntechnik 2014. AMNT 2014, Frankfurt am Main, 6. - 8. Mai 2014, 2014.

- /PAP 14b/ Papukchiev, A., Jeltsov, M., Jeffray, C., Kööp, K., Kudinov, P., Macian-Juan, R., Lerchl, G.: Prediction of Complex Thermal-Hydraulic Phenomena Supplemented by Uncertainty Analysis with Advanced Multiscale Approaches for the TALL-3D T01 Experiment. In: PSAM 12. Probabilistic Safety Assessment and Management, Honolulu, Hawaii, USA, 22. - 27. Juni 2014, 2014.
- /PAP 19a/ Papukchiev, A.: Numerical analysis of reactor relevant vibrations using advanced multiphysics CFD-CSM methods. Nuclear Engineering and Design, Bd. 350, S. 21–32, DOI 10.1016/j.nucengdes.2019.05.003, 2019.
- /PAP 19b/ Papukchiev, A., Scheuerer, M., Herb, J.: Anwendung und Validierung von CFD-basierten Verfahren für mehrskalige und multiphysikalische Simulationen in der Reaktorsicherheit. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) mbH, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit, GRS-, Bd. 518, 205 S., ISBN 978-3-947685-03-5, Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH: Köln, Garching b. München, Berlin, Braunschweig, Juli 2019.
- /PAP 20/ Papukchiev, A.: Numerical Prediction of Flow-Induced Vibrations in Reactor Relevant Geometries. In: CFD4NRS-8 Workshop. 2020.
- /PAP 22/ Papukchiev, A.: FSI Analysis of Flow-Induced Vibrations in a BWR Instrumentation Tube Experiment. In: American Nuclear Society (ANS), SCK-CEN (Hrsg.): 19th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermal Hydraulics. NURETH 19, virtual, 6. - 11. März 2022, 2022.
- /RAN 52/ Ranz, W. E., Marshall, W. R.: Evaporation from droplets. Chem. Eng. Prog, Bd. 48, Nr. 3, S. 141–146, 1952.
- /RAW 96/ Raw, M.: Robustness of coupled Algebraic Multigrid for the Navier-Stokes equations. In: American Institute of Aeronautics and Astronautics: 34th Aerospace Sciences Meeting and Exhibit. Reno, NV, U.S.A, 15. - 18. Januar 1996, DOI 10.2514/6.1996-297: Reston, Virginia, 1996.

- /RUB 12/ Rubin, A., Schoedel, A., Avramova, M., Utsuno, H., Bajorek, S., Velazquez-Lozada, A.: OECD/NRC Benchmark Based on NUPEC PWR Sub-channel and Bundle Test (PSBT) Volume I: Experimental Database and Final Problem Specifications. 121 S.: Nuclear Energy Agency of the OECD (NEA), 2012.
- /SAE 21/ Saeed Salehi and Håkan Nilsson: OpenFOAM® for Francis Turbine Transients. DOI 10.7910/DVN/31JGOM, Harvard Dataverse, 2021.
- /SAT 81/ Sato, Y., Sadatomi, M., Sekoguchi, K.: Momentum and heat transfer in two-phase bubble flow—I. Theory. International Journal of Multiphase Flow, Bd. 7, Nr. 2, S. 167–177, DOI 10.1016/0301-9322(81)90003-3, 1981.
- /SCH 91/ Schroeder-Richter, D.: Ein analytischer Beitrag zur Anwendung der Thermodynamik irreversibler Prozesse auf Siedephänomene, Zugl.: Berlin, Techn. Univ., Diss. 1991. Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 251, 238 S., ISBN 3181451037, VDI-Verl.: Düsseldorf, 1991.
- /SEU 16/ Seubert, A., Bousquet, J., Herb, J., Hristov, H., Lerchl, G., Pasichnyk, I., Cron, D. von der: Rechenmethodenentwicklung zur Sicherheitsbewertung schneller Systeme und V/HTR. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-, Bd. -417, Nr. 417, 299 S., ISBN 978-3-946607-99-0, September 2016.
- /SEU 19/ Seubert, A., Behler, M., Bousquet, J., Henry, R., Herb, J., Lerchl, G., Sarkadi, P.: Weiterentwicklung der Rechenmethoden zur Sicherheitsbewertung innovativer Reaktorkonzepte mit Perspektive P&T. Gesellschaft für Anlagen- und Reaktorsicherheit (GRS) gGmbH (GRS), GRS-, Bd. 553, ISBN 978-3-947685-38-7, 2019.
- /SHM 21/ Shmelev, E.: FSI Benchmark to Validate Coupled CFD and CSD Calculations. Präsentation, OKBM "Afrikantov", OECD/NEA, 10. September 2021.
- /SIA 15/ Sicherheitsanforderungen an Kernkraftwerke vom 22. November 2012 (Si-Anf) in der Fassung von 3. März 2015 - Neufassung (BANz AT 30.03.2015 B2).

- /SPI 63/ Spiegler, P., Hopenfeld, J., Silberberg, M., Bumpus, C. F., Norman, A.: Onset of stable film boiling and the foam limit. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Bd. 6, Nr. 11, S. 987–989, DOI 10.1016/0017-9310(63)90053-X, 1963.
- /SRI 10/ Srinivasan, V., Moon, K.-M., Greif, D., Wang, D. M., Kim, M.: Numerical simulation of immersion quenching process of an engine cylinder head. *Applied Mathematical Modelling*, Bd. 34, Nr. 8, S. 2111–2128, DOI 10.1016/j.apm.2009.10.023, 2010.
- /THE 20/ The OpenFOAM Foundation Ltd: *OpenFOAM User Guide*, Version 8. Erreichbar unter <https://cfd.direct/openfoam/user-guide/>, abgerufen am 23. Oktober 2020.
- /TOM 02a/ Tomiyama, A., Celata, G. P., Hosokawa, S., Yoshida, S.: Terminal velocity of single bubbles in surface tension force dominant regime. *International Journal of Multiphase Flow*, Bd. 28, Nr. 9, S. 1497–1519, DOI 10.1016/S0301-9322(02)00032-0, 2002.
- /TOM 02b/ Tomiyama, A., Tamai, H., Zun, I., Hosokawa, S.: Transverse migration of single bubbles in simple shear flows. *Chemical Engineering Science*, Bd. 57, Nr. 11, S. 1849–1858, DOI 10.1016/S0009-2509(02)00085-4, 2002.
- /TOT 17/ Toti, A., Vierendeels, J., Belloni, F.: Improved numerical algorithm and experimental validation of a system thermal-hydraulic/CFD coupling method for multi-scale transient simulations of pool-type reactors. *Annals of Nuclear Energy*, Bd. 103, S. 36–48, DOI 10.1016/j.anucene.2017.01.002, 2017.
- /VER 07/ Versteeg, H. K., Versteeg, H. K., Malalasekera, W.: *An introduction to computational fluid dynamics, The finite volume method*. 2. Aufl., 503 S., ISBN 978-0131274983, Pearson/Prentice Hall: Harlow, 2007.
- /WAG 93/ Wagner, W.: *Wärmeaustauscher, Grundlagen, Aufbau und Funktion thermischer Apparate*. Vogel-Fachbuch, 1. Aufl., 199 S., ISBN 3-8023-1451-4, Vogel: Würzburg, 1993.

- /WAG 98/ Wagner, W., Kruse, A.: Properties of Water and Steam, The Industrial Standard IAPWS-IF97 for the Thermodynamic Properties and Supplementary Equations for Other Properties / Der Industrie-Standard IAPWS-IF97 für die thermodynamischen Zustandsgrößen und ergänzende Gleichungen für andere Eigenschaften. Springer eBook Collection Computer Science and Engineering, 354 S., ISBN 9783662035290, DOI 10.1007/978-3-662-03529-0, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg, s.l., 1998.
- /WAN 19/ Wang, X.: Multiscale thermal hydraulic analysis of fuel assembly and system of SFR. DOI 10.5445/IR/1000094792, Karlsruhe, 2019.
- /WEA 00/ Weaver, W. L.: A Generic Semi-Implicit Coupling Methodology For Use In RELAP5-3D. In: 2000 RELAP5 Users Seminar. 2000.
- /WEI 11/ Weis, J., Papukchiev, A., Scheuerer, M.: CFD analysis of boiling flow in PWR subchannel geometry of the OECD/NRC PSBT benchmark exercise I-1. In: Canadian Nuclear Society: The 14th International Topical Meeting on Nuclear Reactor Thermalhydraulics (NURETH-14). Canada, S. 766Megabytes, ISBN 978-1-926773-05-6: Canada, 2011.
- /ZUB 58/ Zuber, N.: On the stability of boiling heat transfer. Trans. Am. Soc. Mech. Engrs., Bd. 80, 1958.

**Gesellschaft für Anlagen-
und Reaktorsicherheit
(GRS) gGmbH**

Schwertnergasse 1
50667 Köln

Telefon +49 221 2068-0

Telefax +49 221 2068-888

Boltzmannstraße 14

85748 Garching b. München

Telefon +49 89 32004-0

Telefax +49 89 32004-300

Kurfürstendamm 200

10719 Berlin

Telefon +49 30 88589-0

Telefax +49 30 88589-111

Theodor-Heuss-Straße 4

38122 Braunschweig

Telefon +49 531 8012-0

Telefax +49 531 8012-200

www.grs.de