

RHEINISCHE FACHHOCHSCHULE KÖLN

University of Applied Sciences

Fachbereich: Ingenieurwesen

Studiengang: Maschinenbau (B.Eng.)



Bachelor Thesis

Auslegung und Simulation eines Kalorimeters für die Messung eines Kaltwandwärmestroms

Vorgelegt von: Michelle Dauthe-Kunz

BM01131002

1. Prüfer: Prof. Dr. Michael Seidel

2. Prüfer: Prof. Dr. Marcus Scholl

Wintersemester 2015/2016



Bachelor-Arbeit

Auslegung und Simulation eines Kalorimeters für die Messung des Kaltwandwärmestroms

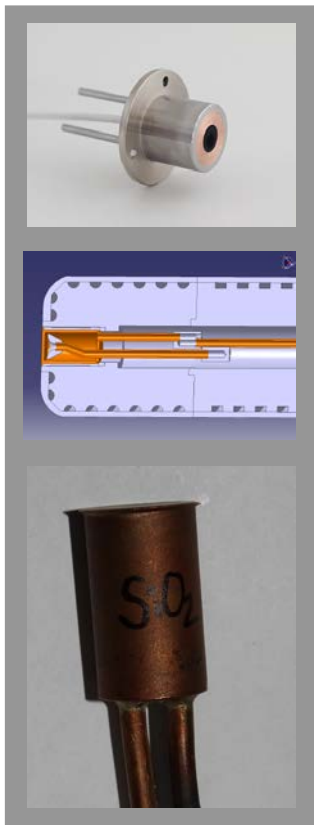
Datum:

30.03.2015

Betreuer:

Dipl.-Ing. Thorn Schleutker

Dr.-Ing. Ali Gülhan



Die Abteilung „Über- und Hyperschalltechnologien“ des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt e.V. ist einer der weltweit führenden Anbieter für Hyperschallexperimente. Die Anlagen überzeugen dabei insbesondere durch eine hohe Strahlqualität und die genaue Einstellbarkeit der Strömungsparameter mit einer sehr hohen Wiederholbarkeit. Grundvoraussetzung hierfür ist eine genaue Messung der Strömungsparameter.

Für die Messung des Kaltwandwärmestroms werden diverse Sonden mit unterschiedlichen Messprinzipien eingesetzt. Die auf der Aufheizung thermischer Kapazitäten basierenden Wärmestromsensoren (*slug calorimeter*) lassen nur eine kurzzeitige Messung zu. Zudem ändert sich ihre Oberflächentemperatur während der Messung. Die als *Gardon gage* bekannten Sensoren können dauerhaft eingesetzt werden, weisen aber bedingt durch das Messprinzip eine variierende Oberflächentemperatur auf und können nur auf radiative Wärmelasten kalibriert werden. Die genaueste Methode zur Messung des Kaltwandwärmestroms ist daher die Bestimmung der aufgenommenen Wärme des die Sonde kontinuierlich durchströmenden Kühlmittels. Das hierauf basierende Kalorimeter soll im Rahmen dieser Arbeit weiterentwickelt werden. Die neue Sonde soll eine höhere Genauigkeit und einen erweiterten Messbereich erhalten. Die Arbeit beinhaltet die folgenden Teile:

- Einarbeitung in die theoretischen Grundlagen der kalorimetrischen Wärmestrommessung
- Auslegung eines neuen Kalorimeters und dessen Aufnahme
- Detaillierte numerische Simulation des Betriebsverhaltens
- Erstellung der technischen Zeichnungen
- Dokumentation der Arbeit

Kurzfassung

Aufgrund der hohen Fluggeschwindigkeit, der starken Abbremsung durch den Luftwiderstand und die damit verbundene Reibung ist ein Flugkörper beim Wiedereintritt in die Erdatmosphäre hohen Wärmelasten ausgesetzt. Um diesen Wärmelasten standhalten zu können, müssen spezielle Wärmeschutzsysteme entwickelt werden. Solche Wärmeschutzsysteme werden am Boden qualifiziert, indem die Materialien zunächst im Windkanal bei Wiedereintrittsbedingungen getestet werden. Dafür wird eine Hochenthalpieströmung eingesetzt, die die Simulation verschiedener Wiedereintrittsbedingungen ermöglicht. Um die Wärmelasten bewerten zu können, ist die Messung von Kaltwandwärmeströmen notwendig. Das wassergekühlte Kalorimeter misst die Kaltwandwärmeströme über die Temperaturdifferenz des durchströmenden Wassers an dessen Ein- und Auslass. Aufgrund seiner Geometrie und seines Herstellungsverfahrens ist das ursprüngliche Kalorimeter nur für Wärmeströme bis 2 MW/m^2 einsetzbar. In dieser Arbeit soll es geometrisch weiter entwickelt werden, sodass Wärmeströme bis zu 16 MW/m^2 messbar sind.

Zunächst werden sowohl einige thermo- und fluiddynamische Grundlagen, als auch die Funktionsweise der Numerischen Strömungsmechanik und des Programms ANSYS erklärt. Im Anschluss folgt eine Simulation des vorhandenen Kalorimeters, was dessen Schwachstellen aufzeigt. Auf dieser Grundlage lassen sich neue Geometrien entwickeln, die den Wärmeübergang vom Kalorimeter in das Wasser verbessern sollen, damit die hohen Wärmelasten besser abgeführt werden können. Mit den Ergebnissen der Geometrien erfolgt die Verknüpfung zu einer finalen Geometrie. Es zeigt sich, dass eine Konstruktion mit dünnen und gekrümmten Kühlkanälen die beste Geometrie darstellt. Diese wird daraufhin mit Anpassung der Parameter Massenstrom und Temperaturdifferenz erneut für die Wärmeströme 16 MW/m^2 und 1 MW/m^2 simuliert und die entsprechenden Ergebnisse dargestellt. Abschließend folgt der Beleg der numerischen Aussagekraft der Ergebnisse anhand einiger Methoden.

Abstract

Due to the high airspeed, the strong deceleration by air resistance and the resulting friction a vehicle is exposed to high thermal loads during the reentry in earth's atmosphere. It is necessary to develop special thermal protection systems to withstand these thermal loads. In order to qualify these thermal protection systems on the ground, the materials must be tested in the wind tunnel under reentry conditions. Therefore a high enthalpy flow is used, which allows the simulation of different reentry conditions. In order to evaluate the heat loads, it is necessary to measure heat fluxes. The water-cooled calorimeter measures a cold wall heat flux by measuring the temperature difference of the flowing water between its inlet and outlet. Due to its geometry and its manufacturing method, it is usable for the measurement of heat fluxes up to 2 MW/m^2 . In this Thesis, the original calorimeter shall be developed geometrically, so that heat flows are also measurable up to 16 MW/m^2 .

At the beginning some thermo- and aerodynamic bases, the functionality of computational fluid dynamics and the program ANSYS are explained. Afterwards the available calorimeter is simulated and its vulnerabilities are indicated. On this basis new geometries are developed, which shall improve the heat transfer between the calorimeter and the flowing water, so that the heat loads can be dissipated better. After that the results of these geometries are combined to a final geometry. It turns out that a construction with thin and curved cooling channels is the best geometry. Subsequently this geometry is simulated with improved parameters for the heat fluxes of 16 MW/m^2 and 1 MW/m^2 and the according results are indicated. Finally, the numerical validity of the results is verified with the aid of some methods.

Inhaltsverzeichnis

Kurzfassung	3
Abstract	4
Inhaltsverzeichnis	5
1 Einleitung.....	7
2 Theoretische Grundlagen	9
2.1 Thermodynamische Grundlagen.....	9
2.1.1 Die Hauptsätze der Thermodynamik	9
2.1.2 Wärmeübertragung	10
2.1.3 Kalorische Zustandsgleichung.....	13
2.2 Fluiddynamische Grundlagen	15
2.2.1 Erhaltungsgleichungen.....	15
2.2.2 Laminare und Turbulente Strömung	22
2.3 Grundlagen der numerischen Strömungsberechnung.....	24
2.3.1 Diskretisierung	24
2.3.2 Rechennetze	26
2.3.3 Lösungsverfahren	26
2.3.4 Grenzschichttheorie	27
2.1 Software ANSYS	35
3 Problemstellung	36
3.1 Ausgangssituation	36
3.2 Anforderungen.....	42
4 Weiterentwicklung des alten Kalorimeters.....	45
4.1 Vorüberlegungen.....	45
4.2 Konstruktion und Simulation neuer Geometrien.....	47
4.2.1 Spalt.....	47
4.2.2 Rippen.....	50
4.2.3 Labyrinth	52
4.2.4 Schnecke	55
4.2.5 Ergebnisse	57
4.3 Verbesserung der Geometrien	59
4.3.1 Kühlkanäle	59
4.3.2 Kühlkanäle Pro.....	62
4.3.3 Kühlkanäle Schnecke.....	65
4.3.4 Ergebnisse	67
4.4 Auswahl der besten Geometrie	69

4.4.1	Detailberechnungen	69
5	Numerische Aussagekraft	73
5.1	Gitterstudie	73
5.2	Gitterqualität	75
5.3	Überprüfung anhand analytischer Ergebnisse	77
6	Fazit und Ausblick.....	78
	Anhang - CAD-Zeichnungen.....	81
	Abbildungsverzeichnis	88
	Tabellenverzeichnis	89
	Nomenklatur	91
	Literaturverzeichnis	93
	Eigenständigkeitserklärung	94
	Lebenslauf	95

1 Einleitung

Aufgrund der hohen Fluggeschwindigkeit, der starken Abbremsung durch den Luftwiderstand und die damit verbundene Reibung ist ein Flugkörper beim Wiedereintritt in die Erdatmosphäre hohen Wärmelasten ausgesetzt. Um diesen Wärmelasten standhalten zu können, sind spezielle Wärmeschutzsysteme notwendig. Diese müssen vor Gebrauch am Boden zunächst qualifiziert und erprobt werden. Die lichtbogenbeheizten Windkanäle der Abteilung „Über- und Hyperschalltechnologien“ des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums in Köln bieten die Möglichkeit, diese Materialien unter verschiedenen Wiedereintrittsbedingungen zu testen und zu bewerten. Das Einsetzen einer Hochenthalpieströmung ermöglicht Versuche zu Wiedereintrittsszenarien in verschiedene Atmosphären. Abbildung 1.1 zeigt eine Materialprobe aus Titan in einer Hochenthalpieströmung im mittleren Wärmestrombereich.

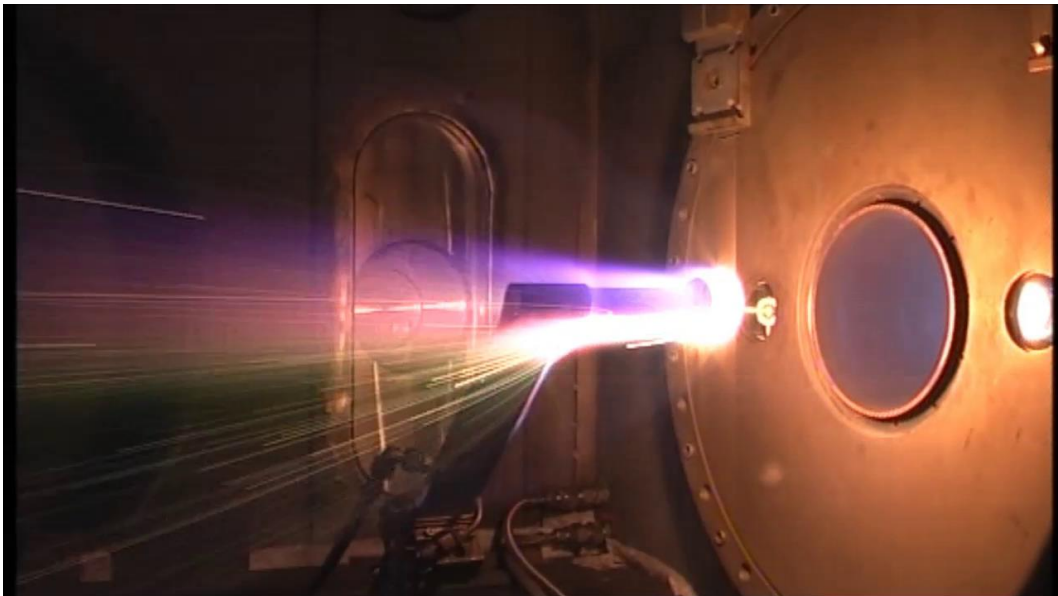


Abbildung 1.1: Materialprobe in Hochenthalpieströmung

Der Kaltwandwärmestrom dient der Bewertung der entsprechenden Wärmelasten, da dieser unabhängig vom Probenmaterial gemessen werden kann. Dieser Wärmestrom ist nur schwer direkt messbar und lässt sich aus anderen thermodynamischen Größen bestimmen. Eine Möglichkeit bietet das wassergekühlte Kalorimeter, welches den Wärmestrom über die Temperaturdifferenz des durchströmenden Wassers bestimmt. Es bietet außerdem die Möglichkeit, durch die Kühlung der Wasserströmung, die Wand des Kalorimeters kalt zu halten. Das vorhandene wassergekühlte Kalorimeter wird momentan nur für Wärmeströme bis 2 MW/m^2 eingesetzt. Für die Simulation des Wiedereintritts in die Erdatmosphäre von nahe gelegenen Himmelskörpern, wie beispielsweise aus dem LEO (Low Earth Orbit), reicht dies aus. Bei Betrachtung des Wiedereintritts in die Erdatmosphäre im Bereich der Fluchtgeschwindigkeit ist die Messung von

höheren Wärmeströmen notwendig. Beispiele für den Bereich der Fluchtgeschwindigkeit sind der Wiedereintritt aus hoch-elliptischen Orbits oder die Rückkehr von lunaren Missionen oder fernerer Himmelskörper (beispielsweise Mars, Asteroiden etc.) Die Missionen Stardust und Marco Polo stellen aktuelle Beispiele dar. Um diese Wiedereintrittsszenarien simulieren zu können, sind entsprechend hohe Wärmeströme nötig. Der L3K Windkanal des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums erreicht Wärmeströme bis 16 MW/m^2 . Es ist nicht möglich, diese hohen Wärmeströme mit dem vorhandenen wassergekühlten Kalorimeter zu messen.

Das Ziel dieser Arbeit ist die Verbesserung des vorhandenen Kalorimeters, sodass es für die Messungen von Wärmeströmen bis 16 MW/m^2 eingesetzt werden kann. Außerdem soll es in Eigenfertigung mit dem Herstellungsverfahren des selektiven Lasersinterns hergestellt werden. Nach einem Überblick über die wichtigsten Grundlagen erfolgt eine Simulation des vorhandenen Kalorimeters zunächst für die Wärmeströme von 1 MW/m^2 und 16 MW/m^2 , um die Problemstellung zu erläutern. Anschließend werden verschiedene Geometrien entwickelt, die den Wärmeübergang in das Wasser verbessern. In der Auswertung findet eine Bewertung der Ergebnisse der einzelnen Geometrien statt, sowie eine Kombination der jeweiligen Vorteile zu einer finalen Geometrie. Mit angepassten Parametern für die Wärmeströme 1 MW/m^2 und 16 MW/m^2 lässt sich die finale Geometrie erneut simulieren und die Ergebnisse aufzeigen. Abschluss dieser Arbeit ist die Bewertung der numerischen Aussagekraft anhand einiger Methoden. Die Simulationen wurden mit Hilfe des Programms ANSYS erstellt und dargestellt.

2 Theoretische Grundlagen

Im Folgenden werden die für die Arbeit benötigten Grundlagen sowohl der Thermo- und Fluidodynamik sowie der numerischen Strömungsberechnung durch das Programm ANSYS erläutert.

2.1 Thermodynamische Grundlagen

2.1.1 Die Hauptsätze der Thermodynamik

0. Hauptsatz

Der nullte Satz der Thermodynamik definiert das Gesetz des thermischen Gleichgewichtes und die Existenz der Temperatur. Das bedeutet, dass in der Thermodynamik Systeme im thermischen Gleichgewicht sind, wenn sie die gleiche Temperatur haben.

1. Hauptsatz

Der erste Satz der Thermodynamik definiert den Energieerhaltungssatz. Er sagt aus, dass Energien weder vernichtet noch erzeugt werden können. Sie lassen sich lediglich in andere Energieformen umwandeln. Für geschlossene Systeme lautet der 1. Hauptsatz:

$$dE_{\text{in}} = dQ + dW . \quad (2.1)$$

Die Änderung der inneren Energie dE_{in} setzt sich aus der Änderung der Wärme und der Änderung der Arbeit zusammen. Für offene Systeme verändert sich der Hauptsatz zu:

$$dH = dQ + dW . \quad (2.2)$$

Hierbei setzt sich die Änderung der Enthalpie aus der Änderung der Wärme und der Änderung der Arbeit zusammen.

Es ist zu beachten, dass in der Gleichung (2.2) die potenzielle Energie und die kinetische Energie vernachlässigt wurden.

2. Hauptsatz

Nach dem ersten Satz der Thermodynamik werden Energien in andere Energien umgewandelt. Der Satz enthält aber keine Aussage darüber, in welche Richtung die energetischen Vorgänge fließen. Nach dem zweiten Satz der Thermodynamik definiert die Zustandsgröße Entropie in welche Richtung zum Beispiel die Wärme fließt. Wenn beispielsweise zwei Stoffe unterschiedlicher Temperaturen in Wechselwirkung miteinander stehen, findet so lange ein Wärmeaustausch statt, bis die zwei Stoffe die gleiche

Temperatur aufweisen und sich somit das System im thermischen Gleichgewicht befindet. Die Wärme fließt dabei stets in Richtung des niedrigeren Temperaturniveaus. Zudem kann die Gesamtentropie eines Systems nur zunehmen oder gleich bleiben. [1]

2.1.2 Wärmeübertragung

Die wichtige thermodynamische Größe dieser Arbeit ist die Wärmestromdichte \dot{q} , deren Messung durch das Kalorimeter erfolgt. Da der Wärmestrom aber schwer direkt messbar ist, wird dieser anhand anderer thermodynamischer Größen ermittelt. Die von dem zu untersuchenden Kalorimeter verwendete Messmethode beruht auf der Messung der Temperaturdifferenz im Wasser. Die Temperatur ist eine thermodynamische Zustandsgröße, die über den Beharrungszustand eines thermodynamischen Systems, das thermische Gleichgewicht, definiert ist. Nach dem zweiten Satz der Thermodynamik findet so lange ein Wärmeaustausch zweier Stoffe unterschiedlicher Temperaturen statt, bis die zwei Stoffe die gleiche Temperatur aufweisen und sich somit das System im thermischen Gleichgewicht befindet. Dieser Wärmeaustausch erfolgt stets in die Richtung des niedrigeren Temperaturniveaus [1] und lässt sich in die folgenden drei Übertragungsmechanismen einteilen:

- Wärmeleitung (Konduktion)
- Wärmeströmung (Konvektion)
- Wärmestrahlung

Die Wärmeleitung und der Wärmetransport basieren auf dem stofflichen Transport, die Wärmestrahlung auf dem stofflich ungebundenen Transport.

Nachfolgend liegt das Hauptaugenmerk auf die Konvektion und die Konduktion, da sie die zentrale Wärmeübertragung dieser Arbeit darstellen. Die Betrachtung des Übertragungsmechanismus der Wärmestrahlung ist verzichtbar, da die Wärmestromanteile aufgrund von Strahlungsmechanismen vernachlässigbar klein sind weil das Kalorimeter durch die Halterung im Windkanal seitlich isoliert wird. Zum tieferen Verständnis der Wärmestrahlung dient die Fachliteratur im Anhang. [1] [2] [3]

Wärmeleitung (Konduktion)

Die Wärmeleitung beschreibt die Wärmeübertragung zwischen zwei Stoffen aufgrund eines Temperaturgradienten. Dabei transportieren die kleinsten Teilchen eines Körpers, wie Atome und Moleküle die Wärme. Der Aggregatzustand der jeweiligen Stoffe spielt dabei eine wichtige Rolle. So wird die Energie bei Metallen hauptsächlich über Elektronendiffusion und bei Gasen über die Moleküldiffusion transportiert.

Dieser Übertragungsvorgang lässt sich mathematisch über das Fouriersche Gesetz beschreiben:

$$\vec{q} = -\lambda \cdot \text{grad } T = -\lambda \cdot \frac{\partial T}{\partial n}. \quad (2.3)$$

\vec{q} stellt die Wärmestromdichte, das heißt den Wärmestrom pro Fläche, λ die Wärmeleitfähigkeit des Stoffes und $\frac{\partial T}{\partial n}$ den Temperaturgradienten normal zu einer Fläche konstanter Temperatur dar. Das negative Vorzeichen sorgt für die Einhaltung des zweiten Hauptsatzes der Thermodynamik. Für ein Volumenelement in kartesischen Koordinaten kann nun mit Hilfe des ersten Hauptsatzes der Thermodynamik die Fouriersche Differentialgleichung gebildet werden:

$$\frac{\rho c}{\lambda} \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_E}{\lambda}, \quad (2.4)$$

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{a} \left(\frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_E}{\lambda} \right). \quad (2.5)$$

Mit $a = \frac{\rho c}{\lambda}$ und $\nabla^2 T = \Delta T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2}$ ergibt sich:

$$\frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{a} \Delta T + \frac{\dot{q}_E}{\rho c}. \quad (2.6)$$

Hier ist $a = \frac{\rho c}{\lambda}$ eine Stoffeigenschaft, die Temperaturleitfähigkeit, darstellt und \dot{q}_E die spezifische Ergiebigkeit oder auch die Quellstärke. Wenn die Zustandsänderung stationär erfolgt und keine weiteren Wärmequellen vorliegen, kann aus Gleichung (2.6) die Laplace-Gleichung hergeleitet werden:

$$a \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = \Delta T + \frac{\dot{q}_E}{\rho c} = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{\dot{q}_E}{\rho c}. \quad (2.7)$$

Für den stationären Fall gilt $a \cdot \frac{\partial T}{\partial t} = 0$ und für den Fall, dass keine weiteren Wärmequellen vorhanden sind $\frac{\dot{q}_E}{\rho c} = 0$. Es folgt die Laplace Gleichung:

$$\Delta T = \frac{\partial^2 T}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0. \quad (2.8)$$

Wärmeströmung (Konvektion)

Bei einem Temperaturunterschied zwischen einem strömenden Fluid und einer Wand wird Wärme durch den Übertragungsmechanismus der konvektiven Wärmeübertragung transportiert. [2] Im Gegensatz zur Wärmeleitung ist hier eine makroskopische Teilchenbewegung entlang eines Körpers für den konvektiven Wärmefluss zuständig. Dieser Wärmefluss hängt im Wesentlichen vom Strömungszustand und von der Strömungsgeschwindigkeit des jeweiligen Fluides ab. So unterscheidet man zwischen freier Konvektion, die aufgrund von Auftriebskräften auftritt, und erzwungener Konvektion,

die durch eine äußere Kraft bewirkt wird. Der konvektive Wärmefluss ist, bei Betrachtung des einfachen eindimensionalen Strömungsfall entlang einer Wand und der Annahme eines konstanten Wärmeübergangskoeffizienten, sowohl proportional zu der Temperaturdifferenz zwischen Wand und Fluid als auch proportional zu der Übertragungsfläche A . Dieser Wärmestrom lässt sich nach einer von Newton angegebenen Beziehung ermitteln: [1]

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta T = \alpha A (T_F - T_W) \quad (2.9)$$

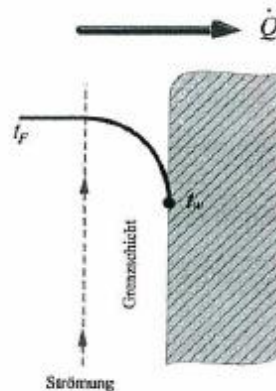


Abbildung 2.1: Wärmeübergang von Fluid auf Wand

Die Temperatur T_F stellt die Temperatur des Fluides fern der theoretischen Grenzschicht und die Temperatur T_W die Temperatur der Wand dar. Der angegebene Proportionalitätsfaktor α wird als Wärmeübergangskoeffizient bezeichnet. Dieser ist von mehreren Einflussgrößen wie z.B. der Strömungsgeschwindigkeit, der Art der Strömung, der Art des Medium, der Übertragungsfläche und der Richtung des Wärmestroms abhängig. Für einfache Strömungsvorgänge kann eine Abschätzung der Wärmeübergangskoeffizient theoretisch mit Hilfe der Nußelt-Zahl erfolgen:

$$Nu = \frac{\alpha l}{\lambda}. \quad (2.10)$$

Dabei muss die charakteristische Länge der Reaktionsfläche und die Wärmeleitfähigkeit des Fluides bekannt sein. Mit Hilfe der Ähnlichkeitstheorie von Nußelt¹ wird die Nußeltzahl aus vorangegangenen Experimenten anhand verschiedener Kenngrößen (wie der Reynolds-Zahl, der Grashof-Zahl und der Prandtl-Zahl) für verschiedene Einflussgrößen ermittelt. [3] Für viele praktische Probleme muss der Wärmeübergangskoeffizient allerdings experimentell ermittelt werden. Tabelle 2.1 zeigt die Größenordnung verschiedener Wärmeübergangskoeffizienten, die auf Erfahrungswerte zurück zu führen sind.

¹ E.W.Nußelt (1882-1957), Professor für Thermodynamik an der TH München, veröffentlichte 1915 die Ähnlichkeitsgesetze für den Wärmeübergang.

Art der Konvektion	Stoffe	Wärmeübergangskoeffizient α in $\frac{W}{m^2K}$
Natürliche Konvektion	Gase	3-30
	Wasser	100-700
Erzwungene Konvektion	Gase	10-350
	Wasser	500-10000
	zähe Flüssigkeiten	60-600
Siedendes Wasser		1500-20000
Kondensation von Wasserdampf	Tropfenkondensation	35000-40000
	Filmkondensation	3500-12000

Tabelle 2.1: Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten einiger Stoffe

Zusammenfassend wird festgestellt, dass tendenziell

1. der Wärmeübergang bei Flüssigkeiten deutlich höher ist, als bei Gasen.
2. der Wärmeübergang mit der Fluidgeschwindigkeit steigt.
3. bei nicht abreißender turbulenter Strömung der Wärmeübergang höher ist, als bei laminarer Strömung.

Im Fall des zu untersuchenden Kalorimeters liegt eine erzwungen konvektive, turbulente Wasserströmung vor. Anhand der Tabelle 2.1 kann festgestellt werden, dass im Fall des Kalorimeters ein guter Wärmeübergang von der Wand in das Wasser vorliegt. Die Wasserströmung eignet sich somit relativ gut sowohl für die Betrachtung des Kaltwandwärmestroms des Kalorimeters als auch zur Kühlung des Materials.

2.1.3 Kalorische Zustandsgleichung

Die Grundgleichung der Kalorik stellt die Proportionalität zwischen der Wärme, der Temperaturdifferenz und der Masse, beziehungsweise der Stoffmenge, eines Stoffes dar. Genauer bedeutet das, dass die für die Erwärmung eines Körpers von T_1 auf T_2 notwendige Wärmemenge Q mit der Masse m (oder der Stoffmenge n) und dem Betrag der Temperaturdifferenz dT wächst. Die Proportionalitätskonstante, die spezifische Wärmekapazität c , gibt an, wie viel Wärmemenge notwendig ist, um einen Stoff zu erwärmen. [4]

$$d\dot{Q} = \dot{m} \cdot \int_1^2 c(T) dT \quad (2.11)$$

Die spezifische Wärmekapazität in Formel (2.11) ist temperaturabhängig und stellt die wahre spezifische Wärmekapazität dar. Als Vereinfachung werden in den Formeln (2.12) und (2.13) die mittleren spezifische Wärmekapazität für den Temperaturbereich verwendet.

$$dQ = m \cdot \bar{c} \cdot dT \quad (2.12)$$

$$d\dot{Q} = \dot{m} \cdot \bar{c} \cdot dT \quad (2.13)$$

Der Ansatz der wahren spezifischen Wärmekapazitäten ist nur für einfache mathematische Zusammenhänge analytisch lösbar. In der Praxis wird in Sonderfällen mit den mittleren spezifischen Wärmekapazitäten gerechnet. Außerdem ist die spezifische Wärmekapazität abhängig vom Stoff, dem Aggregatzustand des Stoffes und des vorhandenen Druckes. Während die spezifischen Wärmekapazitäten bei Feststoffen vor allem von Stoff und Temperatur abhängig sind, findet bei kompressiblen Fluiden wie Gasen noch eine Unterscheidung zwischen Zustandsänderungen bei konstantem Druck oder konstantem Volumen statt. Bei inkompressiblen Fluiden wie Flüssigkeiten ist neben dem Stoff und der Temperatur nur ein eventueller Druck zu beachten. Im Fall des zu untersuchenden Kalorimeters liegt ein Wärmeübergang in durchströmendem Wasser vor. Die spezifische Wärmekapazität von Wasser kann als wahre spezifische Wärmekapazität aus Tabellen in der Fachliteratur entnommen werden. [3] Anhand dieser Tabellen lässt sich mit Gleichung (2.14) die mittlere spezifische Wärmekapazität in einem bestimmten Temperaturbereich über die Enthalpieänderung berechnen.

$$dh = c \cdot dT \quad (2.14)$$

Außerdem ist anhand einer Fehlerrechnung der Einfluss der Größen aus Gleichung (2.13) auf das Endergebnis zu analysieren. Mit Hilfe von Gleichungen (2.15), (2.16), (2.17) und (2.18) und den Abweichungen der einzelnen Messgrößen, wie die des Massenstroms und der Temperaturdifferenz, werden die in Kapitel 3 relevanten Einflussgrößen dargestellt und bewertet. Die Abweichungen der Messgrößen lassen sich anhand der Messgerätetoleranzen oder aus vorangegangenen Versuchen abschätzen.

$$\Delta\dot{Q} = \left| \frac{\partial\dot{Q}}{\partial\dot{m}} \cdot \Delta\dot{m} \right| + \left| \frac{\partial\dot{Q}}{\partial c} \cdot \Delta c \right| + \left| \frac{\partial\dot{Q}}{\partial T} \cdot \Delta T \right| \quad (2.15)$$

mit

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial \dot{m}} = \bar{c} \cdot dT \quad (2.16)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial c} = c \cdot dT \quad (2.17)$$

und

$$\frac{\partial \dot{Q}}{\partial T} = c \cdot \dot{m} . \quad (2.18)$$

2.2 Fluiddynamische Grundlagen

2.2.1 Erhaltungsgleichungen

Es gibt verschiedene Erhaltungsgleichungen, die die Erhaltung physikalischer Größen darstellen. In der Strömungsmechanik sind die wichtigsten die Erhaltung der Masse, des Impulses und der Energie. Aus der Erhaltungsgleichung für den Impuls lässt sich die Navier-Stokes Gleichungen bilden. Für die numerische Strömungsberechnung werden diese später noch mit den Masse- und Energieerhaltungsgleichungen ergänzt. Für die Erhaltungsgleichungen gibt es außerdem zwei verschiedenen Formen: Die Integralform und die Differentialform. Letztere hat den Vorteil, dass die Gleichungen mathematisch anschaulicher sind. Allerdings ist die physikalische Anschaulichkeit kaum gegeben, da das Kontrollvolumen gegen 0 geht. In der Integralform verhält es sich genau umgekehrt. Diese sind physikalisch anschaulich, aber mathematisch deutlich komplexer. [5] Aus diesem Grund werden im Folgenden die Erhaltungsgleichungen lediglich in Differentialform angegeben.

Erhaltung der Masse (Kontinuitätsgleichung)

Die Erhaltung der Masse in einem System ist allgemein gültig und folgendermaßen definiert:

Die zeitliche Änderung der Masse im Volumenelement entspricht der Summe der einströmenden Massenströme in das Volumenelement abzüglich der Summe der ausströmenden Massenströme aus dem Volumenelement. [6]

In einem kartesischen Koordinatensystem kann das Kontrollvolumen mit den Massenströmen wie in Abbildung 2.2 dargestellt werden.

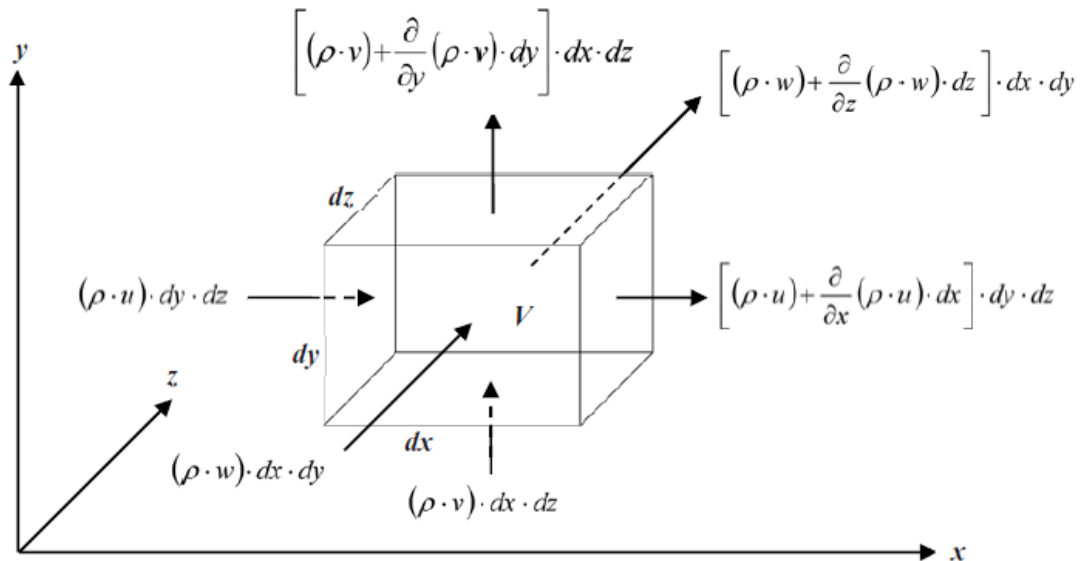


Abbildung 2.2: Volumenelement mit Massenströmen [5]

Hierbei ist die Dichte ρ abhängig von den Raumkoordinaten und der Zeit. Mit Hilfe von Abbildung 2.2 lässt sich die Massenbilanz aufstellen. Die zeitliche Änderung der Masse in einem Volumenelement ist die partielle Ableitung nach der Zeit.

$$\frac{\partial m}{\partial t} = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot V) = \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot dx \, dy \, dz) \quad (2.19)$$

In x-Richtung gilt für den in die Fläche $A_x = dy \cdot dz$ eintretenden Massenstrom:

$$(\rho \cdot u) \, dy \, dz \quad (2.20)$$

und für den austretenden Massenstrom

$$\left[(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot u) dx \right] dy dz. \quad (2.21)$$

Analog dazu können die Massenströme für die y- und die z-Richtung aufgestellt werden. Daraus folgt die Massenbilanz

$$\begin{aligned} & \frac{\partial}{\partial t} (\rho \cdot dx \, dy \, dz) + \left[(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial x} (\rho \cdot u) dx \right] dy dz - (\rho \cdot u) \, dy \, dz \\ & + \left[(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial y} (\rho \cdot v) dy \right] dx dz - (\rho \cdot v) \, dx \, dz \\ & + \left[(\rho \cdot w) + \frac{\partial}{\partial z} (\rho \cdot w) dz \right] dx dy - (\rho \cdot w) \, dx \, dy \\ & = 0 \end{aligned} \quad (2.22)$$

und somit die Massenerhaltungsgleichung in Differentialform

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w) = 0 \quad (2.23)$$

$$\frac{\partial}{\partial t}\rho + \nabla(\rho \cdot \vec{u}) = 0. \quad (2.24)$$

Die Formel (2.24) stellt die vereinfachte Schreibweise der Divergenzform, wie die Massenerhaltungsgleichung in der Literatur zu finden ist, dar.

Für den stationären Strömungsvorgang in einer Ebene kann die Kontinuitätsgleichung folgendermaßen vereinfacht werden:

$$\dot{m}_{\text{ein}} = \dot{m}_{\text{aus}}$$

$$\rho_1 \cdot A_1 \cdot w_1 = \rho_2 \cdot A_2 \cdot w_2 \quad (2.25)$$

Für inkompressible Fluide gilt:

$$A_1 \cdot w_1 = A_2 \cdot w_2 \quad (2.26)$$

und für die Kontinuitätsgleichung:

$$\dot{m} = A \cdot \rho \cdot w \quad (2.27)$$

Erhaltung des Impulses

Für die Impulserhaltung gilt das Grundgesetz der Mechanik nach Newton, wonach Masse mal Beschleunigung gleich die Summe aller Kräfte ist. [7]

$$\vec{F} = m \cdot \vec{a} \quad (2.28)$$

$$\vec{F} = \dot{\vec{I}} = \frac{d\vec{I}}{dt} = m \cdot \frac{d}{dt} \vec{u}. \quad (2.29)$$

Die resultierende Kraft kann sowohl eine Körperkraft, wie die Schwerkraft als auch eine Oberflächenkraft, wie die Druckkraft und die Reibungskräfte, sein.

In einem kartesischen Koordinatensystem kann ein Volumenelement mit allen angreifenden Kräften, wie in Abbildung 2.3, dargestellt werden.

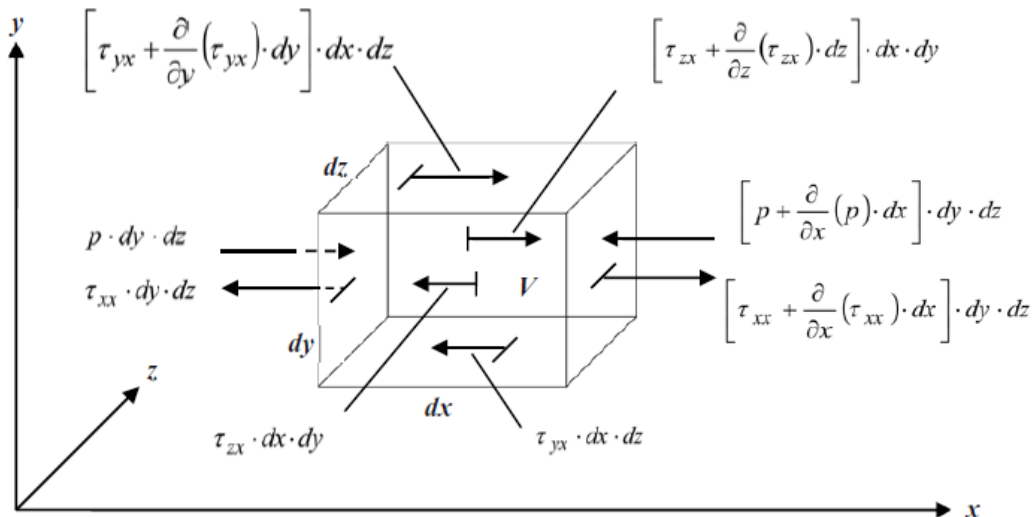


Abbildung 2.3: Volumenelement mit angreifenden Kräften [5]

Für die Impulserhaltungsgleichung in x-Richtung ergibt sich

$$\begin{aligned}
 F_x &= \frac{\partial}{\partial t} I_x \\
 &= \left[\frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zx}) - \frac{\partial}{\partial x}p + \rho \cdot g_x \right] dx \, dy \, dz .
 \end{aligned} \tag{2.30}$$

Mit der Masse nach der Kontinuitätsgleichung

$$m = \rho \cdot V = \rho \, dx \, dy \, dz \tag{2.31}$$

und der Beschleunigung als totale Ableitung der Geschwindigkeit nach der Zeit

$$a_x = \frac{du}{dt} = \frac{\partial}{\partial t}u + \frac{\partial u}{\partial x}u + \frac{\partial u}{\partial y}v + \frac{\partial u}{\partial z}w \tag{2.32}$$

folgt

$$\begin{aligned}
 &\left[\frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zx}) - \frac{\partial}{\partial x}p + \rho \cdot g_x \right] dx \, dy \, dz \\
 &= \rho \, dx \, dy \, dz \cdot \left(\frac{\partial}{\partial t}u + \frac{\partial u}{\partial x}u + \frac{\partial u}{\partial y}v + \frac{\partial u}{\partial z}w \right)
 \end{aligned} \tag{2.33}$$

oder

$$\begin{aligned}
 &\frac{\partial}{\partial x}(\tau_{xx}) + \frac{\partial}{\partial y}(\tau_{yx}) + \frac{\partial}{\partial z}(\tau_{zx}) - \frac{\partial}{\partial x}p + \rho \cdot g_x \\
 &= \rho \frac{\partial u}{\partial t} + \rho \cdot u \frac{\partial u}{\partial x} + \rho \cdot v \frac{\partial u}{\partial y} + \rho \cdot w \frac{\partial u}{\partial z} .
 \end{aligned} \tag{2.34}$$

Die rechte Seite der Gleichung (2.34) lässt sich mithilfe der mathematischen Gesetze für Differentiale wiederum umformen in

$$\frac{\partial(\rho \cdot u)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho \cdot u^2)}{\partial x} + \frac{\partial(\rho \cdot v \cdot u)}{\partial y} + \frac{\partial(\rho \cdot w \cdot u)}{\partial z}. \quad (2.35)$$

Nun kann anhand Gleichung (2.34) und Gleichung (2.35) die endgültige Impulserhaltungsgleichung in x-Richtung für kartesische Koordinaten aufgestellt werden:

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot u) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u^2 - \tau_{xx} + p) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v \cdot u - \tau_{yx}) \\ + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w \cdot u - \tau_{zx}) - \rho \cdot g_x = 0. \end{aligned} \quad (2.36)$$

Analog dazu sind die Impulserhaltungsgleichungen für die y-Richtung

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot v) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot v \cdot u - \tau_{xy}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v^2 + p - \tau_{yy}) \\ + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w \cdot v - \tau_{zy}) - \rho \cdot g_y = 0 \end{aligned} \quad (2.37)$$

und die z-Richtung

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t}(\rho \cdot w) + \frac{\partial}{\partial x}(\rho \cdot u \cdot w - \tau_{xz}) + \frac{\partial}{\partial y}(\rho \cdot v \cdot w - \tau_{yz}) \\ + \frac{\partial}{\partial z}(\rho \cdot w^2 + p - \tau_{zz}) - \rho \cdot g_z = 0 \end{aligned} \quad (2.38)$$

herzuleiten.

Erhaltung der Energie

Die mathematische Definition des Energieerhaltungssatzes, siehe Kapitel 2.1.1, lautet:

$$\frac{d}{dt} E_{\text{ges}} = \dot{W} + \dot{Q}. \quad (2.39)$$

Die zeitliche Änderung der Gesamtenergie ist somit die Summe aus Leistung und Wärmestrom des Volumenelements. Die Gesamtenergie setzt sich wiederum aus drei Teilen zusammen, der inneren Energie $E_{\text{in}} = m \cdot e$, der kinetischen Energie $E_{\text{kin}} = \frac{1}{2} m \cdot \vec{u}^2$ mit $\vec{u}^2 = u^2 + v^2 + w^2$ und der potentiellen Energie $E_{\text{pot}} = m \cdot g \cdot h$. [5] Die innere Energie wird auch oft mit U und die spezifische innere Energie mit u angegeben. Da es schnell zu Verwechslungen mit der Geschwindigkeit u kommen kann, wird hier die Schreibweise E_{in} beziehungsweise e verwendet. Außerdem ist für Strömungsprozesse, die auf annähernd gleicher geodätischer Höhe ablaufen, die potentielle Energie zu vernachlässigen. Die Gesamtenergie kann dann auch mit

$$E_{\text{ges}} = \rho \left(e \cdot \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dx dy dz \quad (2.40)$$

ausgedrückt werden. Die zeitliche Änderung der Energie lautet mit Hilfe der totalen Ableitung nach der Zeit und mit $\vec{u}^2 = u^2 + v^2 + w^2$ auch:

$$\begin{aligned} \frac{d}{dt} E_{\text{ges}} &= \frac{d}{dt} \left[\rho \left(e + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) dx dy dz \right] \\ &= \left\{ \frac{\partial}{\partial t} \cdot \left[\rho \cdot \left(e + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \cdot \left[\rho \cdot u \cdot \left(e + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) \right] \right. \\ &\quad \left. + \frac{\partial}{\partial y} \cdot \left[\rho \cdot v \cdot \left(e + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \cdot \left[\rho \cdot w \cdot \left(e + \frac{1}{2} \vec{u}^2 \right) \right] \right\} dx dy dz. \end{aligned} \quad (2.41)$$

Die Leistung und Wärmeflüsse auf ein Volumenelement in x-Richtung ist in Abbildung 2.4 dargestellt. Die Leistung ist das Produkt von Geschwindigkeits- und Kraftkomponente und setzt sich aus Gravitationskraft, die auf das Element wirkt, dem Druck, der auf die Oberfläche wirkt, und der Schubspannungen, die auch auf die Oberfläche wirken, zusammen.

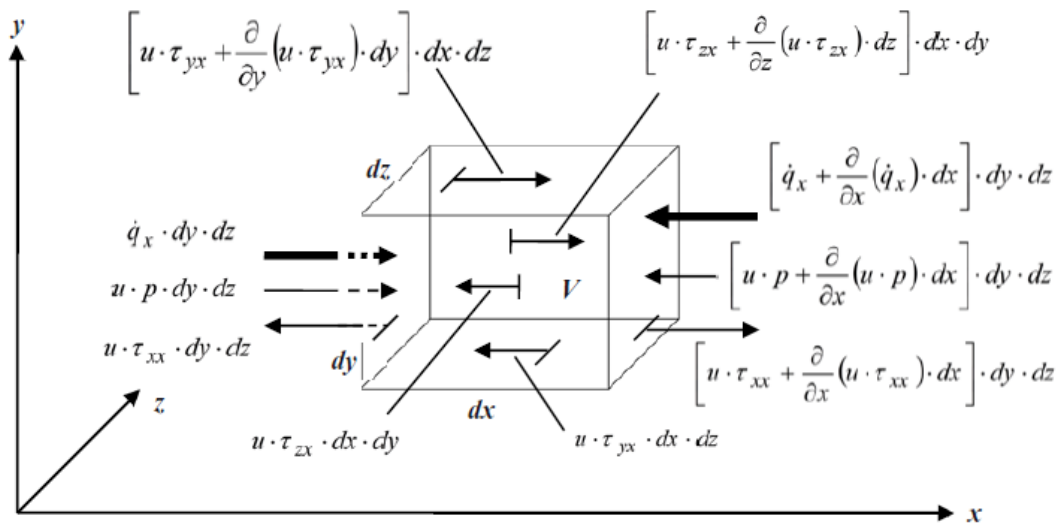


Abbildung 2.4: Leistung und Wärmeflüsse auf ein Volumenelement [5]

Mit Hilfe der Abbildung 2.4 kann die Leistung definiert werden:

$$\begin{aligned}
 \dot{W} = & \left[\rho \cdot (u \cdot g_x + v \cdot g_y + w \cdot g_z) - \frac{\partial}{\partial x}(u \cdot p) \right. \\
 & - \frac{\partial}{\partial y}(v \cdot p) - \frac{\partial}{\partial z}(w \cdot p) \\
 & + \frac{\partial}{\partial x}(u \cdot \tau_{xx} + v \cdot \tau_{xy} + w \cdot \tau_{xz}) \\
 & + \frac{\partial}{\partial y}(u \cdot \tau_{yx} + v \cdot \tau_{yy} + w \cdot \tau_{yz}) \\
 & \left. + \frac{\partial}{\partial z}(u \cdot \tau_{zx} + v \cdot \tau_{zy} + w \cdot \tau_{zz}) \right] dx dy dz.
 \end{aligned} \tag{2.42}$$

Unter Vernachlässigung der Wärmestrahlung und Konvektion lässt sich der Wärmestrom, wie in Gleichung (2.3) definiert, nach dem Fourierschen Ansatz wie folgt formulieren: [8]

$$\frac{dQ}{dt} \frac{1}{A} = \dot{q} = -\lambda \frac{\partial T}{\partial n}. \tag{2.43}$$

Mit den Fourierschen Wärmeleitungsgesetzen erhält man die Gleichung:

$$\dot{Q} = \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx dy dz. \tag{2.44}$$

Werden die Gleichungen (2.41)(2.42)(2.43) in (2.39) eingesetzt, erhält man die Energieerhaltungsgleichung.

$$\begin{aligned}
 & \left\{ \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot \left(e \cdot \frac{1}{2} \bar{u}^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot u \cdot \left(e \cdot \frac{1}{2} \bar{u}^2 \right) \right] \right. \\
 & + \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \cdot v \cdot \left(e \cdot \frac{1}{2} \bar{u}^2 \right) \right] + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \cdot w \cdot \left(e \cdot \frac{1}{2} \bar{u}^2 \right) \right] \left. \right\} dx dy dz \\
 & - \left[\rho \cdot (u \cdot g_x + v \cdot g_y + w \cdot g_z) - \frac{\partial}{\partial x}(u \cdot p) \right. \\
 & - \frac{\partial}{\partial y}(v \cdot p) - \frac{\partial}{\partial z}(w \cdot p) \\
 & + \frac{\partial}{\partial x}(u \cdot \tau_{xx} + v \cdot \tau_{xy} + w \cdot \tau_{xz}) \\
 & + \frac{\partial}{\partial y}(u \cdot \tau_{yx} + v \cdot \tau_{yy} + w \cdot \tau_{yz}) \\
 & \left. + \frac{\partial}{\partial z}(u \cdot \tau_{zx} + v \cdot \tau_{zy} + w \cdot \tau_{zz}) \right] dx dy dz \\
 & - \left[\frac{\partial}{\partial x} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right) \right] dx dy dz = 0.
 \end{aligned} \tag{2.45}$$

Und nach Vereinfachung :

$$\begin{aligned}
 & \frac{\partial}{\partial t} \left[\rho \cdot \left(e + \frac{1}{2} \cdot \vec{u}^2 \right) \right] \\
 & + \frac{\partial}{\partial x} \left[\rho \cdot u \cdot \left(h + \frac{1}{2} \cdot \vec{u}^2 \right) - (u \cdot \tau_{xx} + v \cdot \tau_{xy} + w \cdot \tau_{xz}) - \lambda \frac{\partial T}{\partial x} \right] \\
 & + \frac{\partial}{\partial y} \left[\rho \cdot v \cdot \left(h + \frac{1}{2} \cdot \vec{u}^2 \right) - (u \cdot \tau_{yx} + v \cdot \tau_{yy} + w \cdot \tau_{yz}) - \lambda \frac{\partial T}{\partial y} \right] \quad (2.46) \\
 & + \frac{\partial}{\partial z} \left[\rho \cdot w \cdot \left(h + \frac{1}{2} \cdot \vec{u}^2 \right) - (u \cdot \tau_{zx} + v \cdot \tau_{zy} + w \cdot \tau_{zz}) - \lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right] \\
 & - \rho \cdot (u \cdot g_x + v \cdot g_y + w \cdot g_z) = 0 .
 \end{aligned}$$

Für den Fall der verlustfreien inkompressiblen Strömung in einer Ebene, die keinen Spannungen und Wärmeströmen ausgesetzt ist, ergibt sich aus der Energieerhaltungsgleichung die bekannte Bernoulli-Gleichung:

$$\begin{aligned}
 & \frac{dm}{dt} \cdot \frac{p_1}{\rho} + \frac{dm}{dt} \cdot \frac{1}{2} \cdot w_1^2 + \frac{dm}{dt} \cdot g \cdot z_1 \\
 & = \frac{dm}{dt} \cdot \frac{p_2}{\rho} + \frac{dm}{dt} \cdot \frac{1}{2} \cdot w_2^2 + \frac{dm}{dt} \cdot g \cdot z_2 \quad (2.47)
 \end{aligned}$$

oder

$$\frac{p_1}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_1^2 + g \cdot z_1 = \frac{p_2}{\rho} + \frac{1}{2} \cdot w_2^2 + g \cdot z_2 . \quad (2.48)$$

2.2.2 Laminare und turbulente Strömung

In der Strömungsmechanik treten zwei Arten von Strömungen auf, die sich in ihrer Art wesentlich unterscheiden: die laminare und die turbulente Strömung. Während sich das Fluid bei einer laminaren Strömung wirbelfrei in Schichten fortbewegt, kommt es bei turbulenten Strömungen zu zeitabhängigen Schwankungen der Strömungsgrößen und damit ein dreidimensionaler wirbelbehafteter Austausch zwischen den Strömungsschichten. Diese Unterscheidung wurde erstmal von Osborne Reynolds 1883 anhand des Farbfadenexperimentes entdeckt. In Abbildung 2.5 ist zu erkennen, wie sich ein Farbfaden in turbulenter und in laminarer Strömung fortbewegt. Während die laminare Strömung geordnet und gleichförmig zu sein scheint, weist die turbulente Strömung einen eher chaotischen Verlauf mit vielen Verwirbelungen auf.

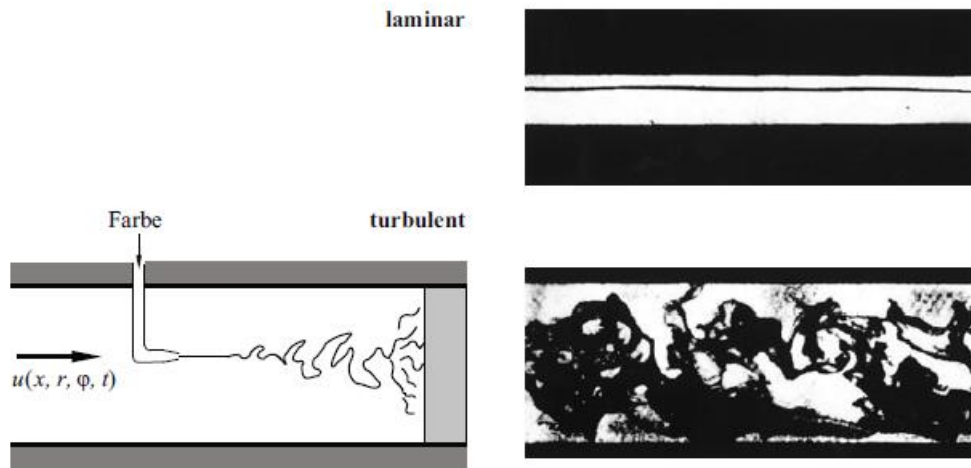


Abbildung 2.5: Farbfadenexperiment für laminare und turbulente Rohrströmung [6]

Zusätzlich erkannte Reynolds, dass sich der Umschlag von laminar in turbulent erst bei Überschreiten einer kritischen Grenze einstellt. Er definierte die Kenngröße für turbulente Strömungen, die Reynolds-Zahl, die das Verhältnis zwischen Trägheits- und Reibungskräften darstellt:

$$Re = \frac{\rho \cdot u \cdot l}{\eta} = \frac{u \cdot l}{\nu} \quad (2.49)$$

Dieser Umschlag von laminarer in turbulente Strömung erfolgt für eine längsangeströmte Platte bei $Re_{krit} \approx 5 \cdot 10^5$ und für Rohrströmungen bei $Re_{krit} \approx 2,3 \cdot 10^3$. Die Abbildung 2.6 zeigt die unterschiedlichen Geschwindigkeitsprofile der laminaren und turbulenten Strömung für Grenzschichten und Rohrströmungen. Der Übergang von laminar zu turbulent, wie in Abbildung 2.7 zu erkennen, wird auch als transitionelle Strömung bezeichnet.

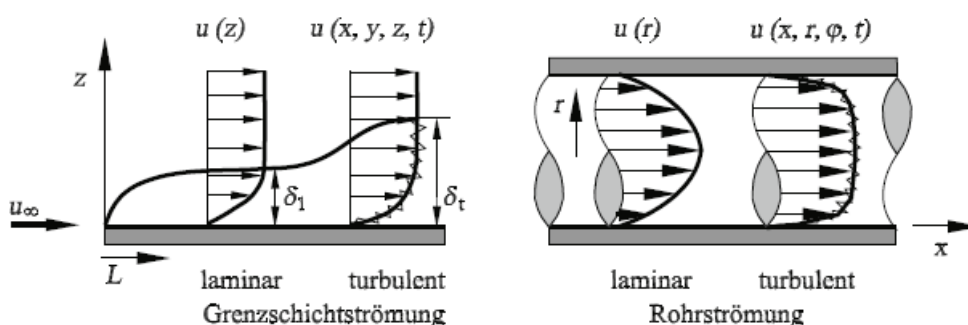


Abbildung 2.6: laminare und turbulente Geschwindigkeitsprofile in Grenzschichten und Rohrströmungen [6]

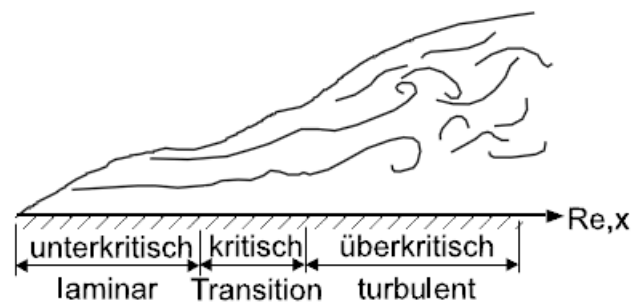


Abbildung 2.7: Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung [9]

Diese Unterscheidung der Strömungen spielt in der Technik eine wichtige Rolle, weil die meisten in der Natur vorkommenden Strömungen einen turbulenten Charakter aufweisen. Da die Turbulenz, wie schon erwähnt, instationär und dreidimensional ist, erfordert dies einen viel höheren mathematischen Aufwand. Während die erweiterten Erhaltungsgleichungen, die Navier-Stokes Gleichungen, für laminare Strömungen auf ein vielfaches vereinfacht werden können, müssen sie für turbulente Strömungen vollständig erhalten bleiben. Da diese Gleichungen für komplexe, turbulente Strömungen analytisch nicht exakt lösbar sind, werden in der numerischen Strömungsberechnung sogenannte Turbulenzmodelle eingesetzt. Eine genauere Erklärung dazu folgt in Kapitel 2.3.4.

2.3 Grundlagen der numerischen Strömungsberechnung

In der heutigen Zeit spielt die numerische Strömungsberechnung, auch Computational Fluid Dynamics (kurz CFD) genannt, vor allem in Entwicklung und Forschung eine wichtige Rolle. Oftmals lassen sich bestimmte Strömungen aus Kostengründen nicht experimentell bestimmen. Zudem führen nur wenige, stark vereinfachte Strömungen zu einer analytischen Lösung. In der numerischen Strömungsberechnung werden die Erhaltungsgleichungen, die ein System aus partiellen Differentialgleichungen bilden, mit Hilfe von numerischen Methoden der Mathematik gelöst. Dies erfolgt in speziellen dafür vorgesehenen Computerprogrammen. [10] Es folgt eine kurze Erläuterung, wie diese Computerprogramme vorgehen, um eine möglichst genaue Lösung des strömungsmechanischen Problems zu erhalten.

2.3.1 Diskretisierung

Das Differentialgleichungssystem der Erhaltungsgleichungen (Vergleich Kapitel 2.2.1) kann nur für einfache Fälle analytisch gelöst werden. Deshalb müssen die Differentialgleichungen für andere Strömungsprozesse numerisch gelöst werden. Damit dies für die CFD-Programme möglich ist, sind die Differentialgleichungen zunächst umzufor-

men. Diese sogenannte Diskretisierung der Erhaltungsgleichung erfolgt nach den räumlichen und zeitlichen Ableitungen. Das heißt, dass die partiellen Ableitungen (Differentialiale) in endliche Differenzen umgewandelt werden. Diese Differenzengleichungen lassen sich dann auf einem Rechnernetz lösen. Die Lösungen liegen dann an den Netzpunkten vor. Abbildung 2.8 zeigt einen Ausschnitt eines Rechnernetzes mit neun Eck- beziehungsweise Netzpunkten. An diesen Stellen wird die Lösung berechnet.

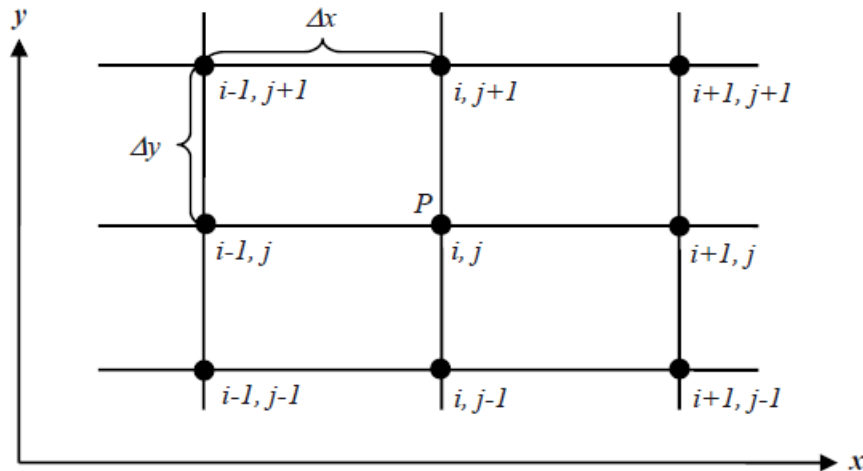


Abbildung 2.8: Rechnernetzschema um den Punkt P [5]

Die Diskretisierung erfolgt also durch Differenzenbildung der partiellen Differentialgleichungen an den Netzpunkten. So ersetzt die Differenz der Werte an den benachbarten Punkten beispielsweise das Differential der Geschwindigkeit in x-Richtung an dem Punkt P: [5]

$$\frac{\partial}{\partial x} \approx \frac{\Delta u}{\Delta x} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{x_{i+1,j} - x_{i,j}} = \frac{u_{i+1,j} - u_{i,j}}{\Delta x}. \quad (2.50)$$

Diese Diskretisierungen erfolgen nach der Finite-Elemente-Methode (FEM), der Finite-Differenzen-Methode (FED) und der Finite-Volumenmethode. Die meisten CFD-Programme arbeiten mit der Finite-Volumen-Methode. Dabei werden die Erhaltungsgleichungen in Integralform verwendet und die Integrale durch Summenzeichen ersetzt.

Konvergenz

Wenn eine numerische Lösung die Differentialgleichung erfüllt, ist die Lösung konvergent. Beim Zeitschrittverfahren wird dies mit dem Residuum überprüft. Dieser Zahlenwert gibt für jede Erhaltungsgleichung an, inwieweit die stationäre Gleichung erfüllt ist. Bei 0 wäre die Lösung exakt. In den meisten CFD-Programmen ist dieser Wert einstellbar, je nachdem welches Strömungsproblem vorliegt. So muss bei komplizierten, turbulenten Strömungen stets ein kleineres Residuum angenommen werden als bei einfachen Strömungen. Bei Strömungen mit Wärmeübergängen, wie es in dem Fall

des zu untersuchenden Kalorimeters vorliegt, ist das Residuum auf $\approx 10^{-6}$ festzusetzen. Es wird dann von einer konvergenten Lösung gesprochen (theoretisch müsste das Residuum den Wert 0 erreichen).

2.3.2 Rechennetze

Wie in Kapitel 2.3.1 schon erwähnt, ist für die Diskretisierung der Erhaltungsgleichungen ein sogenanntes Rechennetz notwendig. Dieses Rechennetz wird so gewählt, dass es das Gebiet der Strömungsberechnung komplett ausfüllt. Die Qualität des Netzes ist ausschlaggebend für das Konvergenzverhalten und die Genauigkeit der Lösung. „So grob wie möglich, so fein wie nötig“, lautet hier der Leitsatz. [5] Ziel ist es, das Strömungsverhalten möglichst exakt zu simulieren und trotzdem eine akzeptable Rechenzeit zu erhalten. Je feiner das Gitter und die damit verbundene Erhöhung der Netzknotenanzahl des Netzes gewählt werden, desto mehr Rechenzeit ist notwendig. Man unterscheidet zwischen strukturierten und unstrukturierten Rechennetzen. Die strukturierten Rechennetze weisen eine Regelmäßigkeit auf und sind meistens nur aus Hexaedern aufgebaut. Die unstrukturierten Netze weisen hingegen keine Regelmäßigkeit auf und werden aus Polyedern, meist Prismen, Pyramiden, Tetraedern und Hexaedern aufgebaut. Für die Finite-Differenzen-Methode wird ein strukturiertes Netz benötigt, da sie bei der räumlichen Differenzierung die Netzknoten miteinander verbindet. Da die Berechnung der Finite-Volumen-Methode direkt im Rechenraum stattfindet, kann hier das unstrukturierte Netz angewandt werden. Das hat den Vorteil, dass es möglich ist, komplexere Geometrien genauer zu vernetzen. Mit Tetraedern und Prismen lassen sich Abrundungen und Kanten leichter vernetzen, als mit den Hexaedern des strukturierten Netzes. Dafür ist die Rechenzeit für strukturierte Netze wesentlich geringer als für unstrukturierte Netze und sie kann für einfache Simulationsprobleme eine gute und schnelle Aussage liefern.

2.3.3 Lösungsverfahren

Die Lösungen der diskretisierten Differentialgleichungen über dem Rechennetz lassen sich nun mit verschiedenen Lösungsmethoden lösen. Wie in vielen Bereichen der Technik wurden diese Methoden in den letzten Jahren mit dem Stand der Computertechnik immer schneller und genauer. Diese Entwicklung ging von zentralen Verfahren zu den Upwind-Verfahren und später zu den High-Resolution-Verfahren über. Während die zentralen Verfahren für die Simulation von Strömungen im Unterschall hinreichend gute Ergebnisse liefern, kommt es bei der Berechnungen von Überschallströmungen, wie beispielsweise beim Wiedereintritt in die Erdatmosphäre, zunehmend zu Problemen. Vor allem der Verdichtungsstoß bei Überschallströmungen lässt sich mit dem zentralen Verfahren nicht genau darstellen. Hier schafft das Upwind-Verfahren Abhilfe. Dieses rechnet zwar im Bereich des Verdichtungsstoßes genau, kann aber den Rest des Strömungsfeldes nicht gut simulieren. Um die Vorteile dieser zwei Lösungsverfahren zu verbinden, wurde das High-Resolution-Verfahren entwickelt. Abbildung 2.9 zeigt eine kurze Übersicht über die Verfahren und deren Unterteilungen. [5]

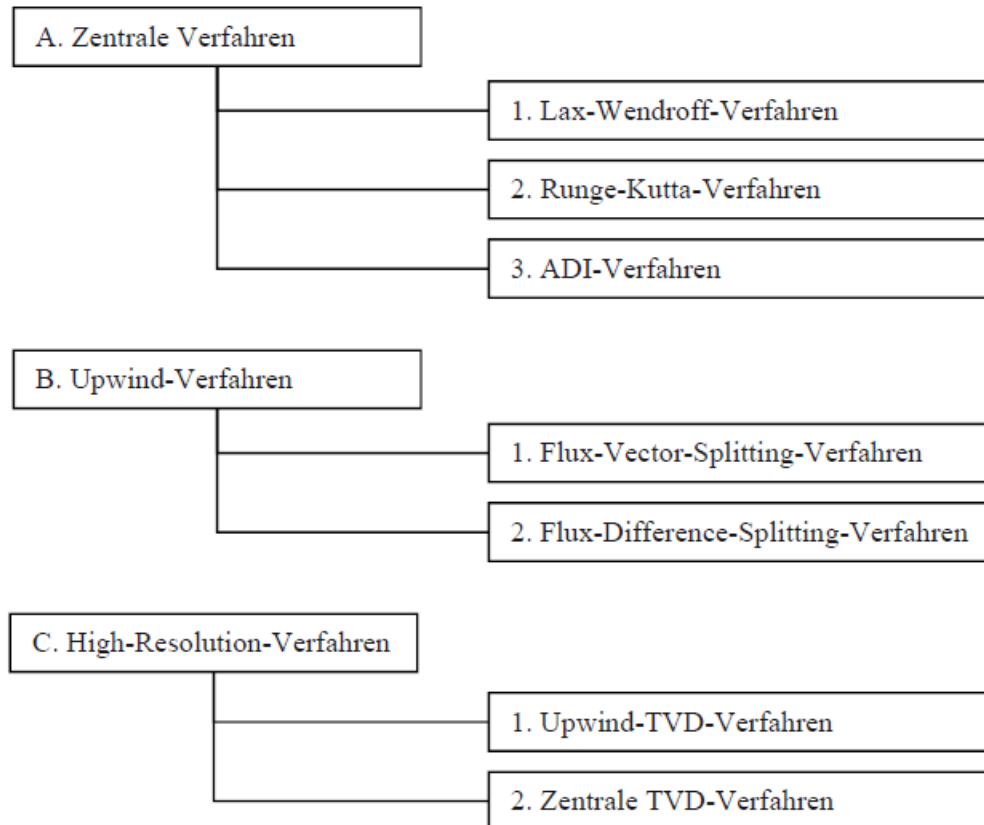


Abbildung 2.9: Einteilung der Lösungsverfahren [5]

Es ist außerdem noch hinzuzufügen, dass es sich bei den vorgestellten Lösungsverfahren um Verfahren handelt, die die diskretisierten Differentialgleichungen in ein Gleichungssystem übertragen. Um diese Gleichungssysteme dann wiederum lösen zu können, sind andere Verfahren speziell für das Lösen der Gleichungssysteme anzuwenden. Ein Beispiel ist das Gauß-Verfahren, im Fall von ANSYS werden die Gleichungssysteme aber mit der LU-Zerlegung berechnet. Weitere Informationen sind aus entsprechender Fachliteratur zu entnehmen. [11] [9] [10]

2.3.4 Grenzschichttheorie

Wie in Kapitel 2.2.2 schon erwähnt, verlaufen die meisten technischen Strömungen turbulent. Diese Turbulenz zeigt sich im instationären und unstrukturierten Verhalten mit vielen Verwirbelungen² und der starken Variation der Variablen. Um diese Strömungen komplett beschreiben zu können, sind die Navier-Stokes-Gleichungen vollständig zu lösen. Dafür ist das Netzgitter sehr fein zu wählen, damit jeder kleinste Wirbel aufgelöst werden kann. Diese direkte Lösung wird auch Direkte Numerische Simulation (engl. Direct Numerical Simulation, DNS) genannt und bringt sehr hohe Rechen-dauer mit sich. Sehr komplexe turbulente Strömungssimulationen sind kaum in akzeptabler Rechenzeit zu erreichen. Aus diesem Grund werden in der Praxis für technisch

² Im Englischen Eddys

relevante Probleme sogenannte Turbulenzmodellierungen verwendet. Je nachdem wie viele Vereinfachungen getroffen werden können, lassen sich verschiedene Turbulenzmodelle einsetzen. Abbildung 2.10 zeigt die wichtigsten Turbulenzmodelle nach Vereinfachung gegliedert. Ausgangspunkt sind dabei die unveränderten Navier-Stokes-Gleichungen. Es folgen die Direkte Numerische Simulation die Grobstruktursimulation (engl. Large Eddy Simulation, LES) und die Reynolds-gemittelten Navier-Stokes Gleichungen (engl. Reynolds Average Navier Stokes, RANS), die wiederum in Reynolds-spannungsmodelle (engl. Reynolds Stress Model, RSM) und Wirbelviskositätsmodelle (engl. Eddy Viscosity Modell, EVM) aufgeteilt werden können. Die Wirbelviskositätsmodelle sind dann in Zwei-, Ein-, und Nullgleichungsmodelle gegliedert. Wie in Abbildung 2.10 zu erkennen ist, stellt hierbei das Nullgleichungsmodell der RANS-Modellierung das einfachste Modell dar.

Im Folgenden werden nur die RANS-Gleichungen genauer in Betracht gezogen, da diese die für diese Arbeit relevanten Turbulenzmodelle darstellen. Tieferes Wissen der restlichen Turbulenzmodelle ist aus entsprechender Fachliteratur zu entnehmen. [7] [11] [9] [10]

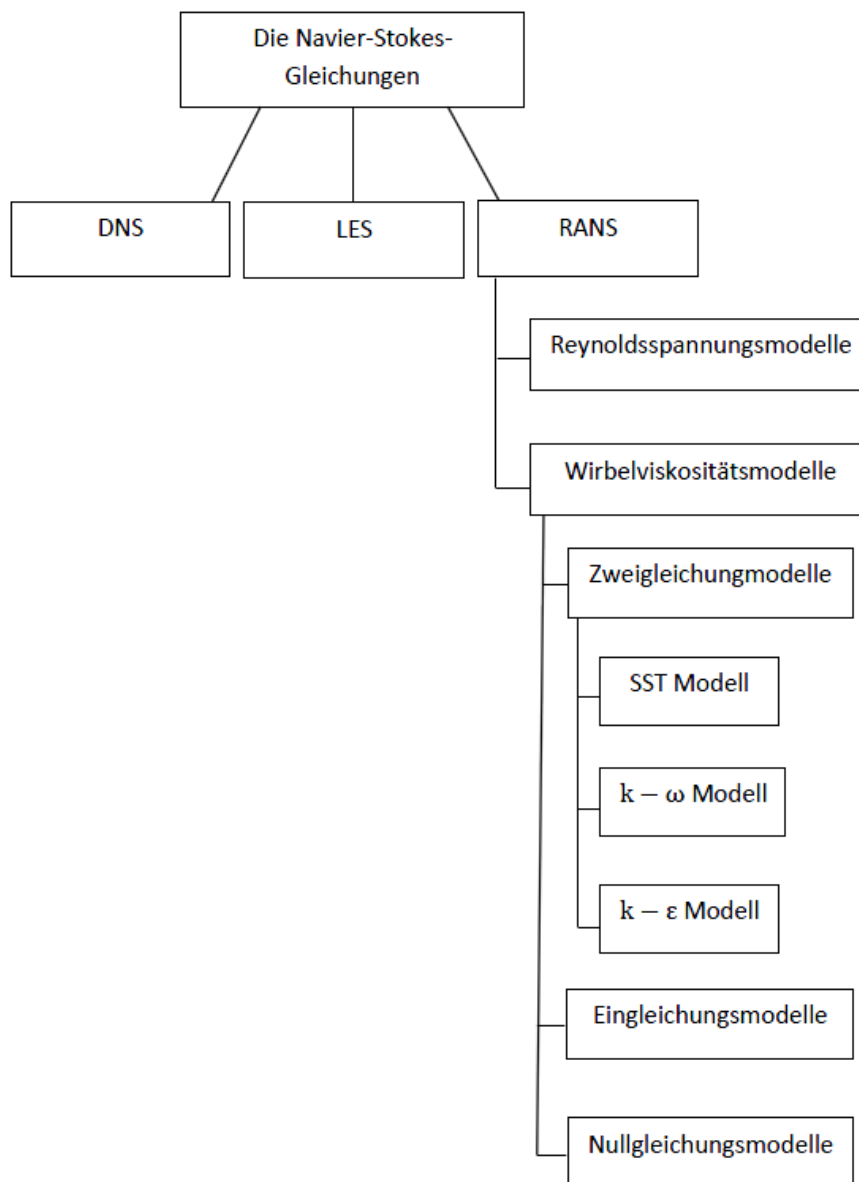


Abbildung 2.10: Turbulenzmodelle

DNS

Wie bereits erwähnt, werden die Navier-Stokes-Gleichungen bei der direkten numerischen Simulation direkt und ohne weitere Turbulenzmodelle numerisch gelöst. Dabei wird die turbulente Strömung in allen Einzelheiten, das heißt alle turbulenten Wirbel bis hin zum Dissipationsbereich, berechnet. Das erfordert sehr hohe Rechenleistung und kann sehr hohe Rechendauer mit sich führen. Aus diesem Grund ist es notwendig, in der Praxis die Turbulenzmodellierungen einzusetzen, um schnell zu aussagekräftigen Ergebnissen zu gelangen.

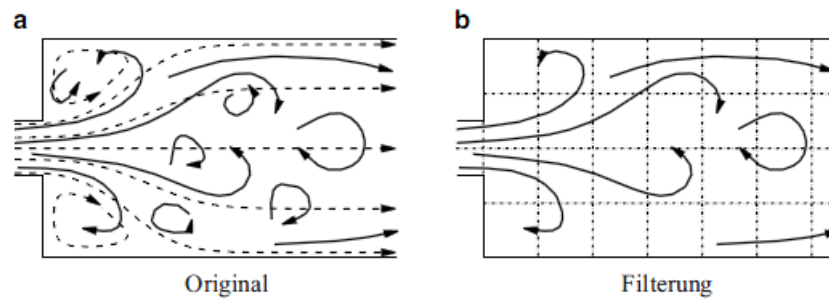
LES

Abbildung 2.11: LES Turbulenzmodellierung [10]

Das sogenannte Grobstrukturverfahren, oder Large Eddy Simulation LES, liefert sehr hohe Genauigkeit der turbulenten Strömungssimulation. Wie in Abbildung 2.11 zu erkennen, wird das Strömungsfeld räumlich gegenüber der realen Strömung gefiltert. Das heißt, dass nur große und grobe Wirbel, deswegen auch Large Eddy genannt, aufgelöst werden. In der LES-Modellierung sind somit nur Strömungselemente erfasst, die größer, als eine bestimmte Filterweite Δ_F sind. Die Auswirkungen der kleineren Turbulenzmodelle lassen sich mit SGS-Modellen approximieren. [10] In Abbildung 2.12 ist zusätzlich der Vergleich der Geschwindigkeitsverläufe über die Zeit der DNS und LES Modellierungen dargestellt. Auch hierbei ist zu erkennen, dass die LES-Modellierung die grobe Struktur des Strömungsverlaufes übernimmt.

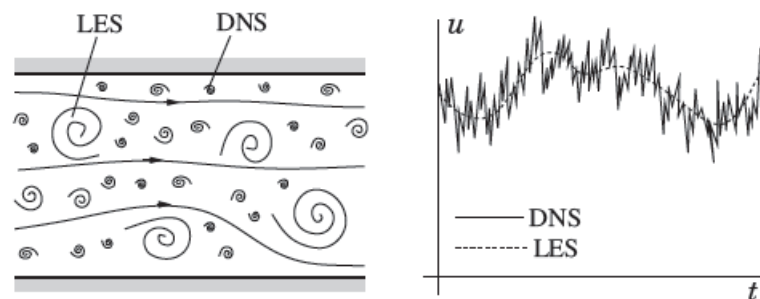


Abbildung 2.12: Vergleich DNS und LES [11]

RANS-Modellierung

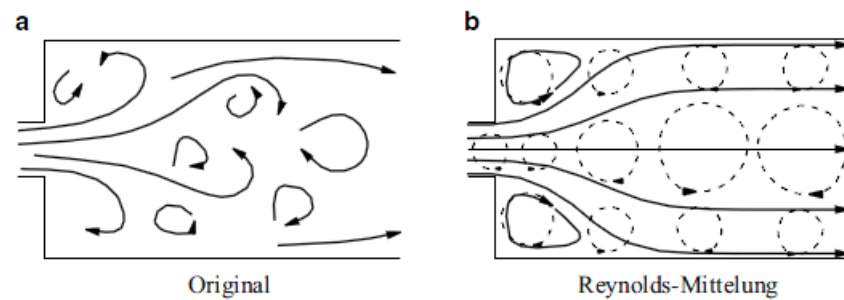


Abbildung 2.13: RANS Turbulenzmodellierung [10]

Für die Beschreibung der Strömung anhand des RANS-Modells werden die sogenannten gemittelten Navier-Stokes Gleichungen, auch Reynoldsgleichungen genannt, verwendet. Diese sind hergeleitet aus den gewöhnlichen Navier-Stokes Gleichungen, bei denen die Turbulenz in einem zusätzlichen Term ausgedrückt wird. Dabei werden die Momentanwerte durch deren Mittelwerte und Schwankungsgrößen substituiert und die entstandene Gleichung wiederum gemittelt. [9] Die Beschreibung der Turbulenzauswirkung auf die mittlere Strömung lässt sich mit sogenannten Turbulenzmodellen approximieren. Abbildung 2.13 zeigt den Vergleich zwischen der original Strömung und der Reynolds gemittelte Strömung. Die durchgezogenen Linien auf der rechten Abbildung zeigen die gemittelten Strömungsverläufe auf, während die gestrichelten Linien die Turbulenzmodelle andeuten. Die RANS-Modellierung stellt die größte Vereinfachung der Turbulenzmodellierung dar. Dabei ist das Ergebnis der Simulation im Wesentlichen vom verwendeten Turbulenzmodell abhängig. Allerdings benötigt die RANS-Modellierung wesentlich weniger Rechenleistung als DNS und LES und sind somit das Standard Werkzeug der heutigen numerischen Strömungssimulation. Die Turbulenzmodelle stellen eine Wechselwirkung zwischen den bekannten mittleren Strömungsgrößen und den unbekanntem Reynoldsspannungen her und können wiederum in Reynoldsspannungsmodell und Wirbelviskositätsmodell eingeteilt werden.

Reynoldsspannungsmodelle RSM

Eine Möglichkeit die unbekanntem Korrelationsglieder zu bestimmen wird in dem Ansatz des Reynoldsspannungsmodells verfolgt. Dabei sind zusätzliche Transportgleichungen aus eigenständigen Differentialgleichungen zu bilden, welche die totale Änderung dieser Korrelationsgrößen beschreiben. Ein Beispiel für eine solche Größe stellt die Reynoldsspannung dar. Diese wird in der RANS-Modellierung, ausgehend von den Navier-Stokes Gleichungen, auch als Spannungstensor beschrieben. Außerdem lässt sich hierbei, im Gegensatz zu den restlichen Modellierungen, eine mögliche Turbulenzanisotropie berücksichtigen.

Wirbelviskositätsmodelle

Bei dieser Modellierung wird eine neue Größe, die Wirbelviskosität eingeführt. Diese auch sogenannte scheinbare Viskosität charakterisiert die Turbulenz anstatt die Materialeigenschaft, wie die dynamische oder kinematische Viskosität. Sie beschreibt die Erhöhung der Viskosität durch turbulente Schwankungsbewegungen. Dies erfolgt nach dem Ansatz von Boussinesq. Hierbei stellt die Wirbelviskosität einen Proportionalitätsfaktor zwischen dem Spannungstensor und dem Geschwindigkeitsgradienten dar. Die nachfolgende Beschreibung einiger Turbulenzmodelle stützt sich auf die Wirbelviskosität-Approximation und wird in drei Bereiche aufgeteilt. Diese Gliederung richtet sich nach der Anzahl der zusätzlich benötigten Differentialgleichung zur Beschreibung bestimmter Größen.

Zweigleichungsmodelle

Bei den Zweigleichungsmodellen werden zwei Transportgleichungen für unterschiedliche Größen zur Beschreibung der Turbulenz gelöst. Dabei ist anzumerken, dass im Vergleich zu den anderen Modellen, die wichtigsten Eigenschaften, nämlich Intensität und Struktur anhand zweier Transportgleichungen einer turbulenten Strömung beschrieben werden. [9] Man unterscheidet zudem noch die Kombination der beiden Größen.

$k - \varepsilon$ Modell

Hierbei wird die Kombination aus turbulenter, kinetischer Energie k und turbulenter Dissipationsrate ε , das heißt der Rate mit der turbulente Energie in Wärme dissipiert wird, verwendet. Das $k - \varepsilon$ Modell hat die Eigenschaft die komplette Strömung sehr gut zu beschreiben, eignet sich jedoch nicht für wandnahe Turbulenzauflösung, bei denen sich die Strömung gegebenenfalls ablösen könnte.

$k - \omega$ Modell

Das $k - \omega$ Modell stellt eine Kombination aus turbulenter, kinetischer Energie und turbulenter Frequenz dar. Es hat die Eigenschaft für die Turbulenz in wandnahen Bereichen eine sehr gute Lösung zu erreichen. Dafür zeigt es in der Beschreibung und Simulation der kompletten Strömung Schwächen.

SST Modell

Die Entwicklung des SST-Modells hatte den Ursprung in der Luftfahrt. Die Vorhersage von Strömungen mit hohen Druckgradienten und Strömungsablösungen ist dort besonders wichtig. Das vorhandene $k - \varepsilon$ Modell stellt keine zufriedenstellende Lösung für die Grenzschichtauflösung dar, beziehungsweise es ist nicht in der Lage diese turbulente Grenzschicht vernünftig aufzulösen. Das $k - \omega$ Modell erweist sich im wandnahen Bereich als sehr genau, scheitert aber in der Auflösung des wandfernen Bereichs. Aus den Vorteilen der jeweiligen Modelle wurde dann das SST-Modell entwickelt. Dies geschieht mit Hilfe einer Funktion, die das derzeit nicht zu verwendende Modell ausschaltet. Somit verbindet das SST-Modell theoretisch die Vorteile von den beiden anderen Modellen, ohne die Nachteile mit aufzunehmen. [12]

Eingleichungsmodell

Bei dem Eingleichungsmodell wird nur eine Differentialgleichung als Transportgleichung zur Beschreibung der turbulenten Eigenschaften verwendet. Hierbei lässt sich entweder die Transportgleichung für die Wirbelviskosität oder die Transportgleichung für die turbulente Energie nutzen.

Nullgleichungsmodell

Das Nullgleichungsmodell stellt das einfachste Turbulenzmodell dar und kann algebraisch gelöst werden. Dabei ist auf die Definition von Transportgleichungen zu verzichten und die Terme mit der turbulenten Energie vernachlässigt. Daraus folgt, dass die algebraischen Modelle sich nur auf die lokalen Informationen im Strömungsgebiet beziehen. [13]

Wandturbulenz

Aufgrund der Randbedingungen an der Wand in Form von Haftbedingungen werden die Schwankungen der Größen im wandnahen Bereich eliminiert und es bleiben nur die zähen Spannungen der laminaren Strömung übrig. Dieser Bereich der turbulenten Grenzschicht nennt sich laminare (viskose) Unterschicht. Daraufhin erfolgt der Übergang von laminarer Unterschicht zur turbulenten Schicht, bis die turbulenten Schubspannungen bei zunehmendem Wandabstand dominieren. Es folgt der vollturbulente Bereich. [9]

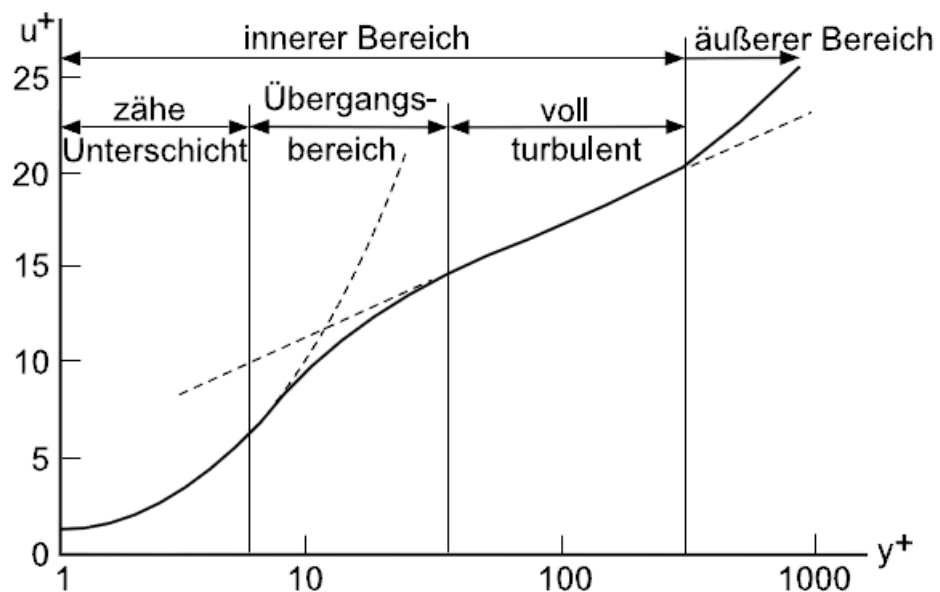


Abbildung 2.14: Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil in einer turbulenten Grenzschicht bei glatter Oberfläche [9]

Abbildung 2.14 zeigt die Einteilung der turbulenten Grenzschicht mit Hilfe des dimensionslosen Wandabstandes y^+ und der dimensionslosen Geschwindigkeit u^+ an einer

glatten Oberfläche. Für das Zweigleichungsmodell muss die Netzauflösung an der Wand sehr fein gewählt werden damit das Turbulenzmodell die Strömung im wandnahen Bereich genau simulieren kann. Der dimensionslose Wandabstand y^+ ist dabei auch ein Maß für den Abstand der Wand zur ersten Zellmitte. Dieser Wert ist ausschlaggebend für die Modellierung einer Prismenschicht in Wandnähe. Im Normalfall wird y^+ so gewählt, dass der Wert kleiner eins bleibt, damit die viskose Unterschicht komplett aufgelöst wird. Vereinfacht schlägt diese bei glatten Oberflächen bei einem Wert von $y^+ = 5$ um. [7]

Für den Fall, dass keine glatte Oberfläche vorliegt, ist zuerst die Wandrauheit zu definieren. Mit Hilfe des Colebrook Diagrammes in Abbildung 2.15 lässt sich der Bereich der Wandrauheit ermitteln. Liegt dieser im Übergangsbereich oder im hydraulisch rauhen Bereich, muss das y^+ dementsprechend angepasst werden. Im Übergangsbereich ragen die Rauheitselemente über die Grenze der viskosen Unterschicht hinaus. Dadurch entstehen neue Rauheitseffekte. Für den Fall des vollrauen Bereichs, treten gar keine laminaren Effekte mehr auf, da die mittlere Rautiefe größer als die laminare Unterschicht ist. Die viskose Unterschicht wird somit vollkommen von der Rauheit überdeckt. Die Grenzschicht ist dann voll turbulent und y^+ kann auf den Wert der Sandrauheit gesetzt werden. [7]

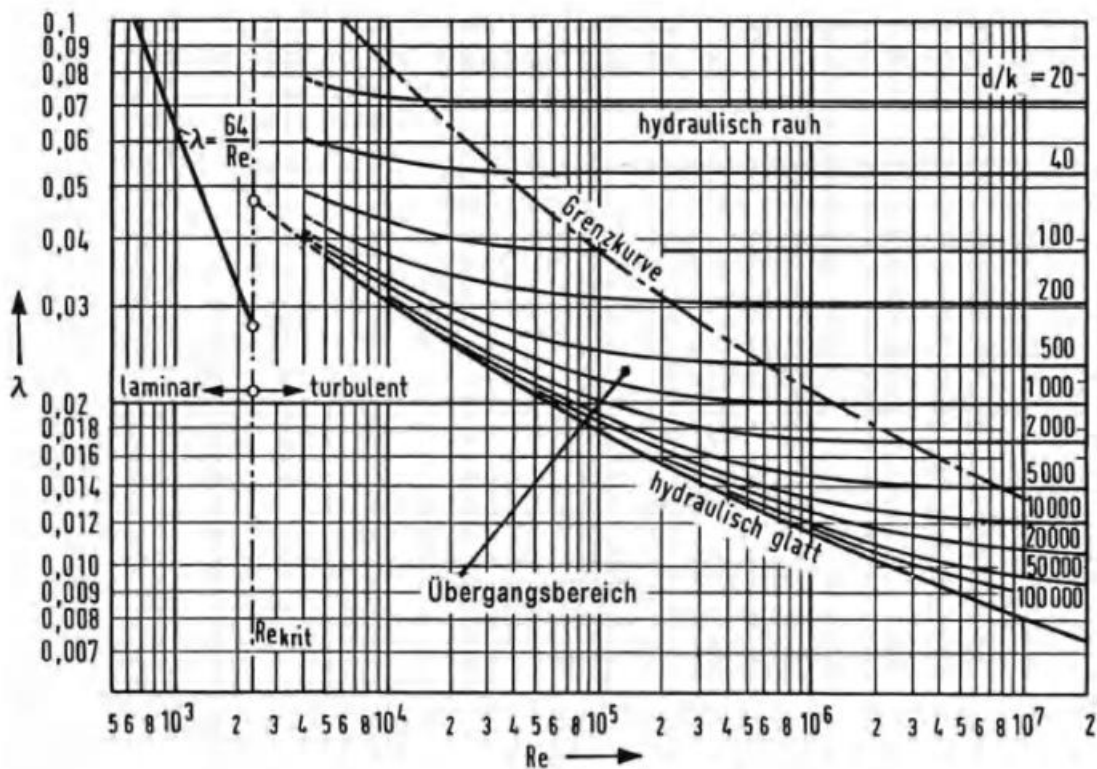


Abbildung 2.15: Colebrook Diagramm [14]

2.1 Software ANSYS

Für die in dieser Arbeit verwendete Strömungssimulation wird die Software ANSYS genutzt. Die Diskretisierung erfolgt über die Finite-Volumen-Methode. Mit Hilfe des Finite-Volumen-Verfahrens werden die Navier-Stokes-Gleichungen in ihrer Integralform diskretisiert. Siehe Kapitel 2.3.1. Das Rechennetz ist unstrukturiert und lässt sich in ANSYS manuell erstellen. (ANSYS kann auch strukturierte Rechennetze erstellen, welche jedoch als unstrukturierte zu behandeln sind, da kein strukturierter Löser vorhanden ist.) So besteht die Möglichkeit, in dem Programm ANSYS Meshing das Netz automatisch erstellen zu lassen oder ein benutzerdefiniertes Netz zu erstellen, beispielsweise durch Erstellung von Prismenschichten, um die exakte Auflösung der Grenzschicht zu gewährleisten, oder durch die Anpassung der Elementgrößen. Des Weiteren ermöglicht ANSYS ICEM dem Benutzer eine eigene Erstellung der finiten Volumina.

Für die Berechnung des numerischen Flusses verwendet Ansys sowohl das Upwind als auch das High-Resolution Verfahren. Dies ist in den Solver-Einstellungen anzupassen. Für den Fall der Kalorimeter Simulation wird das voreingestellte High-Resolution Verfahren angewendet.

Die Lösung des Gleichungssystems erfolgt dann wiederum iterativ über das ILU-Verfahren (Incomplete Lower Upper Decomposition = unvollständige Dreieckszerlegung), welches berücksichtigt, dass die Matrix dünn besetzt sein kann. Außerdem nutzt ANSYS das sogenannte Mehrgitterverfahren. Dabei lässt sich das Problem stufenweise auf ein gröberes Gitter übertragen und dort lösen. Danach wird die Lösung stufenweise wieder auf ein feineres Gitter interpoliert.

Das zentrale Thema der Kalorimeter Simulation ist die Untersuchung des Wärmeübergangs in die Wasserströmung bei verschiedenen Geometrien. Aus diesem Grund ist die Genauigkeit des Wärmeübergangs von großer Bedeutung. Diese Genauigkeit hängt im Wesentlichen von der Auflösung in der Grenzschicht und vom verwendeten Turbulenzmodell ab. ANSYS bietet hier die Möglichkeit, zwischen verschiedenen Turbulenzmodellen zu wählen. Es können sowohl der laminare Fall, also kein Turbulenzmodell, als auch die Nullgleichungsmodelle, die Eingleichungsmodelle und die Zweigleichungsmodelle, wie $k - \varepsilon$ Modell, $k - \omega$ Modell und SST-Modell, ausgewählt werden. Die DNS oder LES Methode sind aufgrund des Rechenaufwandes nicht einstellbar. Zudem lässt sich die entsprechenden Wandfunktionen mit anpassen.

Um zusätzlich Rechendauer zu sparen, bietet ANSYS die Möglichkeit, die Berechnungen der Simulationen auf mehreren Prozessoren laufen zu lassen. Stehen entsprechende Rechenkapazitäten zur Verfügung, kann die Rechengeschwindigkeit annähernd linear mit der Anzahl der Prozessoren verringert werden.

3 Problemstellung

3.1 Ausgangssituation

Wie in der Einleitung bereits erwähnt, ist das exakte Messen von Wärmeströmen, vor allem in der Luft- und Raumfahrt Forschung, von großer Bedeutung. Da das direkte Messen von Wärmeströmen nur schwer möglich ist, wird dieser anhand anderer thermodynamischer Größen ermittelt. Die von dem zu untersuchenden Kalorimeter verwendete Messmethode beruht auf der Messung der Temperaturdifferenz im Wasser zwischen Ein- und Auslass des Kalorimeters. Es wird ein bekannter, konstanter Massenstrom, aus der Enthalpiedifferenz des Wassers zwischen Ein- und Auslass des Kalorimeters, und ein stationäre Zustand vorausgesetzt.

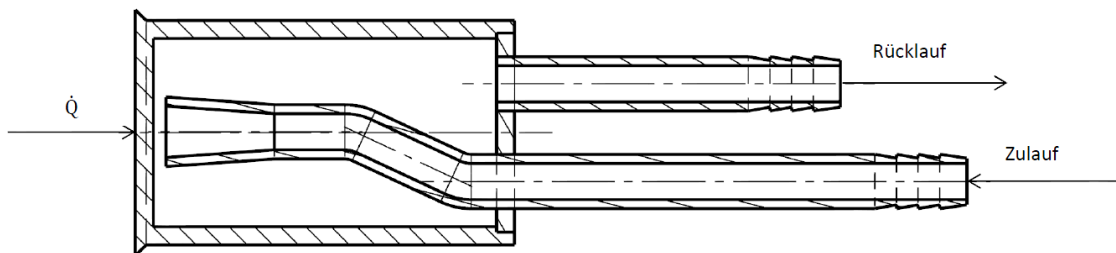


Abbildung 3.1: Prinzipskizze Kalorimeter

Abbildung 3.1 zeigt die Funktionsweise und den prinzipiellen Aufbau des Kalorimeters. Der auftretende Wärmestrom trifft auf die Platte auf, welche rückseitig von Wasser angeströmt wird. Bei dieser Konstruktion handelt es sich um eine Prallkühlung. Das verwendete Material ist Kupfer, da dies aufgrund seiner hohen Wärmeleitfähigkeit gut geeignet ist, um die Wärme des auftretenden Wärmestroms durch die Platte in das Wasser zu leiten, ohne dass das Material der Wärme einen hohen thermischen Widerstand entgegensetzt. An Vor- und Rücklauf des Kalorimeters sind jeweils zwei Widerstandsthermometer vom Typ Pt100 angebracht, um die Temperaturdifferenz des Wassers zu messen. Der Massenstrom wird anhand eines Coriolis-Massendurchfluss-Messgeräts bestimmt. Die spezifische Wärmekapazität von Wasser wird mit $c = 4,174 \text{ kJ}/(\text{kgK})$ angenommen. Dies stellt die mittlere spezifische Wärmekapazität von Wasser zwischen 0° und 100°C dar, siehe Kapitel 2.1.3. Die Stirnfläche des Kalorimeters kann anhand des Durchmessers, der mit $13,6 \text{ mm}$ vorgegeben ist, bestimmt werden. Es folgt $A = 145,267 \text{ mm}^2$. Anhand dieser Größen kann mit Hilfe von Gleichung (2.13) der Wärmestrom bestimmt werden. Mit Hilfe der Fehlerrechnung aus Gleichungen (2.15), (2.16), (2.17) und (2.18) kann zusätzlich abgeschätzt werden, welche Messgröße den meisten Einfluss auf das Endergebnis hat. Wenn für das Coriolis-Massendurchfluss-Messgerät eine Messgerätetoleranz von $\pm 0,15 \%$ des

Messwertes und für die Pt100 Widerstandsthermometer eine Messgerädetoleranz von $\pm (0,3 + 0,005 t)$ angenommen wird, kann die Abweichung für verschiedene Wärmeströme berechnet werden. Die Ungenauigkeit der spezifischen Wärmekapazität ist zu vernachlässigen, da sich diese als konstant annehmen lässt. Das Kalorimeter ist während der Versuche im Windkanal in einer wassergekühlten Probenhalterung eingebaut. Dadurch können längere Verweilzeiten gewährleistet werden und es wird zusätzlich vor seitlichen Wärmeströmen und der Wärmestrahlung geschützt. Hauptaufgabe der Probenhalterung ist die Darstellung der zu untersuchenden Probengeometrien in Bezug auf die Tests der Wärmeschutzsysteme. So können sowohl runde, elliptische als auch andere vorgegebenen Geometrien für die Darstellung der Probengeometrie verwendet werden.

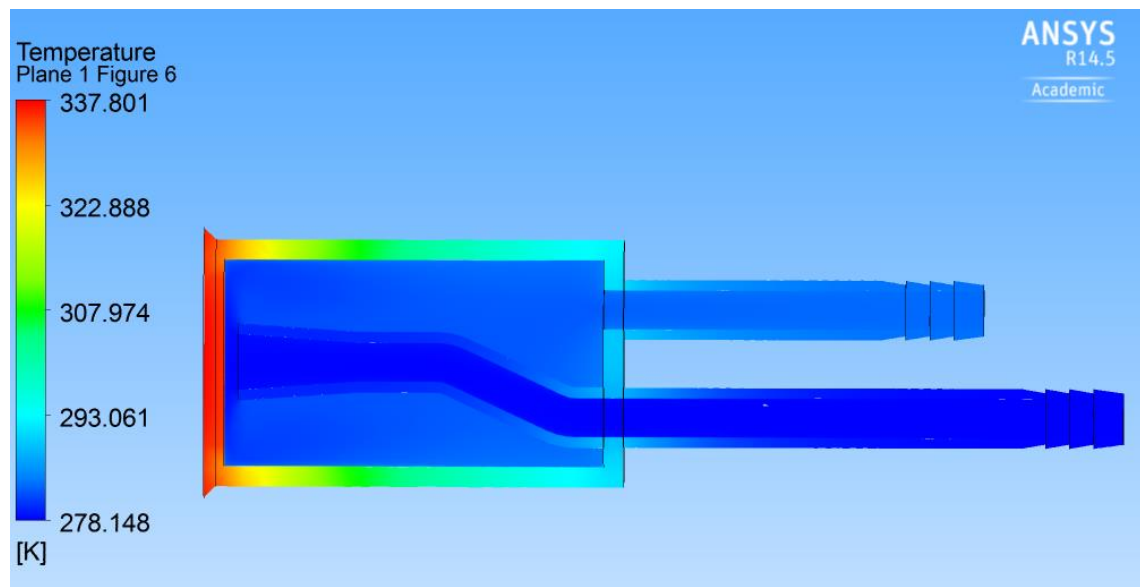
Das vorhandene Kalorimeter wurde bis jetzt nur für die Messung geringer Wärmeströme, bis ungefähr 2 MW/m^2 eingesetzt. Allerdings benötigt vor allem die Luft- und Raumfahrt auch Simulationen mit wesentlich höheren Wärmeströmen, um beispielsweise diverse Wiedereintrittsszenarien von entfernteren Himmelskörpern zu simulieren. Der L3K-Windkanal des Deutschen Luft- und Raumfahrtzentrums in Köln bietet die Möglichkeit, Versuche mit Wärmeströmen bis zu 16 MW/m^2 zu fahren. Um diese Wärmeströme messen zu können, muss das vorhandene Kalorimeter dementsprechend verbessert werden. Nachfolgende sind die Ergebnisse für die Simulation des Kalorimeters, einmal für den Wärmestrom von 1 MW/m^2 und einmal den Wärmestrom von 16 MW/m^2 aufgezeigt. Dabei soll die Simulation von 1 MW/m^2 das gegenteilige Extrem des Einsatzgebietes darstellen, womit sich die allgemeine Güte des Kalorimeters abschätzen lässt.

Simulation des ursprüngliches Kalorimeter mit $1 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ Wärmestrom

Das vorhandene Kalorimeter wurde bis jetzt für Wärmestrommessungen um 1 MW/m^2 eingesetzt. Dabei war eine Temperaturdifferenz von 5 K zwischen Ein- und Auslass des Kalorimeters anzustreben. Um diese 5 K Temperaturdifferenz in der Simulation mit einem Wärmestrom von 1 MW/m^2 zu gewährleisten, muss nach Gleichung (2.13) ein Massestrom von 7 g/s vorgesehen werden. Die Anfangstemperatur des Wassers ist mit $5 \text{ }^\circ\text{C}$ gegeben³ und die und die spezifische Wärmekapazität des Wassers ist als konstant anzunehmen. Die Messungenauigkeit liegt in diesem Fall bei $\pm 5,7 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messung der Temperatur zu 99 % zur Messungenauigkeit beitragen. Daraus folgt, dass besondere Sorgfalt im Hinblick auf die Richtige Messung der Temperatur anhand der Pt100 Widerstandsthermometer zu legen ist. Außerdem wurde die Messungenauigkeit von zwei Pt100 Widerstandsthermometer betrachtet, da für zwei verschiedene Messungen der Temperatur des Wassers am Ein- und Auslass auch zwei Thermometer eingesetzt werden. Im Folgenden sind die Ergebnisse der Simulation kurz dargestellt.

³ Die Anfangstemperatur des Wassers kann auch mit $10 \text{ }^\circ\text{C}$ oder $15 \text{ }^\circ\text{C}$ simuliert werden, dabei steigen lediglich die Endergebnisse um 5 K bzw. 10 K.

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Kupferplatte vorne außen [K]	337,8	335,09	336,75
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	283,16	5,01
Druck [Pa]	106481	101404	5077

Tabelle 3.1: Ergebnisse der Simulation für 1 MW/m^2 KupferAbbildung 3.2: Temperaturverteilung Schnittebene für 1 MW/m^2

Vorangegangene Versuche mit annähernd gleichen Randbedingungen zeigten einige Schwachstellen des Kalorimeters auf. Bei Messungen mit geringeren Massenströmen um 2 g/s stellte sich heraus, dass das Coriolis-Massendurchfluss-Messgerät an seine Grenzen stößt und sich mit abnehmendem Massenstrom der relative Messfehler vergrößert. Aber auch Versuche mit annähernd gleichen Randbedingungen, wie in der vorangegangenen Simulation, zeigten Abweichungen in der Messung auf. Dies liegt vor allem an der Konstruktion des Kalorimeters. Vor- und Rücklauf sind mit dem Kalorimeterkopf verlötet, was zu Querschnittsverengungen und Verschmutzungen in den Rohren führen kann. Dies wirkt sich negativ auf die Wasserströmung und den Massenstrom aus was wiederum zu Fehlern in der Messung führt. Außerdem kam es aufgrund von Dichtigkeitsproblemen an den Lötstellen zu erhöhten Fehlern in der Messung. Um

die Nachteile der Konstruktion zu umgehen, muss das Fertigungsverfahren geändert werden.

Simulation des ursprünglichen Kalorimeters mit $16 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ Wärmestrom

Die nachfolgende Simulation zeigt die Ergebnisse des Kalorimeters bei einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 . Der Massenstrom wurde auch hier auf 7 g/s festgesetzt, damit die beiden Simulationen anhand ihrer Anfangsbedingungen vergleichbar sind. Die Anfangstemperatur des Wassers wurde mit 5 °C vorgegeben. Die Messungenauigkeit kann anhand der Messtoleranzen bestimmt werden, sie liegt in diesem Fall bei $\pm 599 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messungenauigkeit durch die Messung der Temperatur wieder 99% zur Messungenauigkeit beitragen. Aufgrund der hohen Temperaturdifferenz fällt der Messfehler relativ hoch aus. Im Folgenden sind die Ergebnisse dargestellt.

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Kupferplatte vorne außen [K]	1232,57	1189,26	1215,81
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	358,37	80,22
Druck [Pa]	106481	101404 Pa	5077

Tabelle 3.2: Ergebnisse der Simulation für 16 MW/m^2 Kupfer

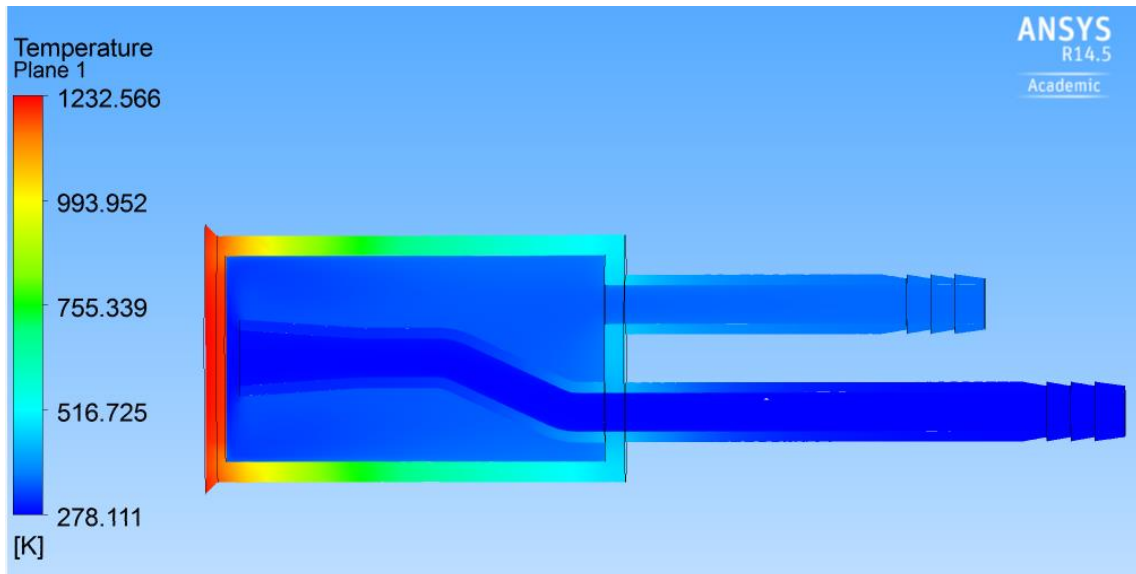


Abbildung 3.3: Temperaturverteilung Schnittebene für 16 MW/m^2

Ergebnisse

Tabelle 3.1 zeigt die Ergebnisse der Simulation für den Wärmestrom 1 MW/m^2 . Es ist zu erkennen, dass das Kalorimeter mit den Randbedingungen und für diesen Wärmestrom, abgesehen von den geometrischen Mängeln, recht gut zu funktionieren scheint. Die Kupferplatte vorne weist eine Maximaltemperatur von $337,8 \text{ K}$ auf. Das Kupfer erwärmt sich kaum und damit kann die Annahme der Kaltwand als gültig angesehen werden. Abbildung 3.2 stellt den Temperaturverlauf im Wasser und in der Kupferplatte dar.

Tabelle 3.2 stellt die Ergebnisse der Simulation mit einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 dar. Es ist zu erkennen, dass das Kupfer einer sehr hohen thermischen Belastung ausgesetzt ist. Die Kupferplatte erwärmt sich auf eine Temperatur von $1232,57 \text{ K}$. Die Annahme der Kaltwand kann somit nicht mehr als gültig angenommen werden. Des Weiteren würde sich das Wasser mit einer Temperaturdifferenz von $80,22 \text{ K}$ auf eine Temperatur von $358,37 \text{ K}$ am Auslass erwärmen. Da die Innenseite der Kupferplatte auch eine Maximaltemperatur von $1357,77 \text{ K}$ aufweist, würde das Wasser dort verdampfen und somit ein „thermisches Durchgehen“ unterstützen. Das heißt, dass sich der Wärmeübergang in das nicht siedende Wasser verschlechtert und das Problem wiederum mehr und mehr verstärkt wird. Es ist festzuhalten, dass das Kalorimeter bei dem Wärmestrom und den Anfangsbedingungen nicht einsetzbar ist. Hinzuzufügen ist, dass die Lösung der Simulation unphysikalisch ist. Das Wasser würde beim Auftreffen auf die Frontplatte sofort verdampfen und damit Strömungsprozess beeinflussen. Es ist kein stationärer Zustand annehmbar und das Wasser würde seine Eigenschaften ändern. Der Wärmestrom von 16 MW/m^2 ist in diesem Fall größer, als die kritische Wärmestromdichte. Diese liegt bei einem Druck von $p = 1 \text{ bar}$ und ohne Dampfanteil bei $1,066 \text{ MW/m}^2$. [3] Es kommt zu einer Siedekrise 1. Art, welche sich durch die Lösung der Simulation nicht darstellen lässt. Die Rechnung und die Si-

mulation der Ergebnisse sind somit nur als theoretische, numerische Lösungen anzusehen. Wenn auch hier eine Temperaturdifferenz von 5K angestrebt wird, muss nach Gleichung (2.13) ein Massenstrom von 111g/s umgesetzt werden. Dieser Massenstrom ist mit dem vorhandenen Coriolis-Massendurchfluss-Messgerät nicht aufbringbar. Abbildung 3.3 zeigt für diesen Fall die Temperaturverteilung im Wasser und in der Kupferplatte. Da die Geometrien, die Materialien und die Anfangsbedingungen der beiden Simulationen gleich sind, lässt sich auch gleiches Verhalten feststellen. In beiden Fällen wurde ein konstanter Massenstrom von 7 g/s, die Anfangstemperatur des Wasser mit 5 °C und der Druck am Auslass mit 1 atm eingestellt. Anhand Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3 ist dieses Verhalten der Simulationen mit 16 MW/m^2 und mit 1 MW/m^2 aufgezeigt. Lediglich in der Skalierung der Temperaturen ist ein Unterschied zu erkennen. Abbildung 3.4 zeigt zusätzlich den direkten Vergleich der beiden Simulationen. In Abbildung 3.5 ist zudem der Temperaturverlauf der beiden Simulationen durch die Frontplatte in das Wasser dargestellt. Für die Simulation mit einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 ist bei einem Abstand von 1 mm ein großer Temperatursprung zu erkennen. Der Grund dafür ist der schlechte Wärmeeintrag vom Kupfer in das Wasser. Im Vergleich dazu, ist der Wärmeübergang bei der Simulation mit einem Wärmestrom von 1 MW/m^2 wesentlich besser. Die Abbildung 3.5 zeigt die unphysikalische Lösung der Strömungssimulation mit einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 nochmals auf.

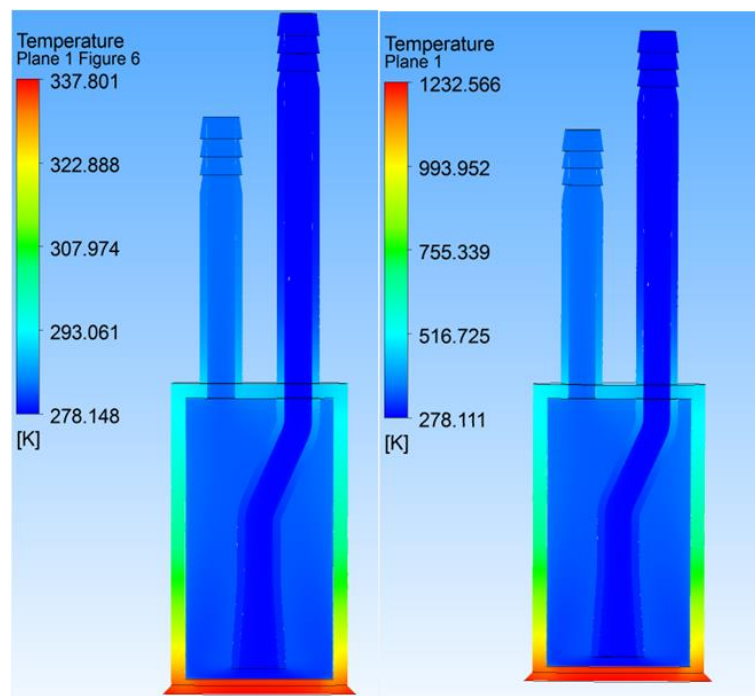


Abbildung 3.4: Vergleich 1 MW/m^2 links und 16 MW/m^2 rechts

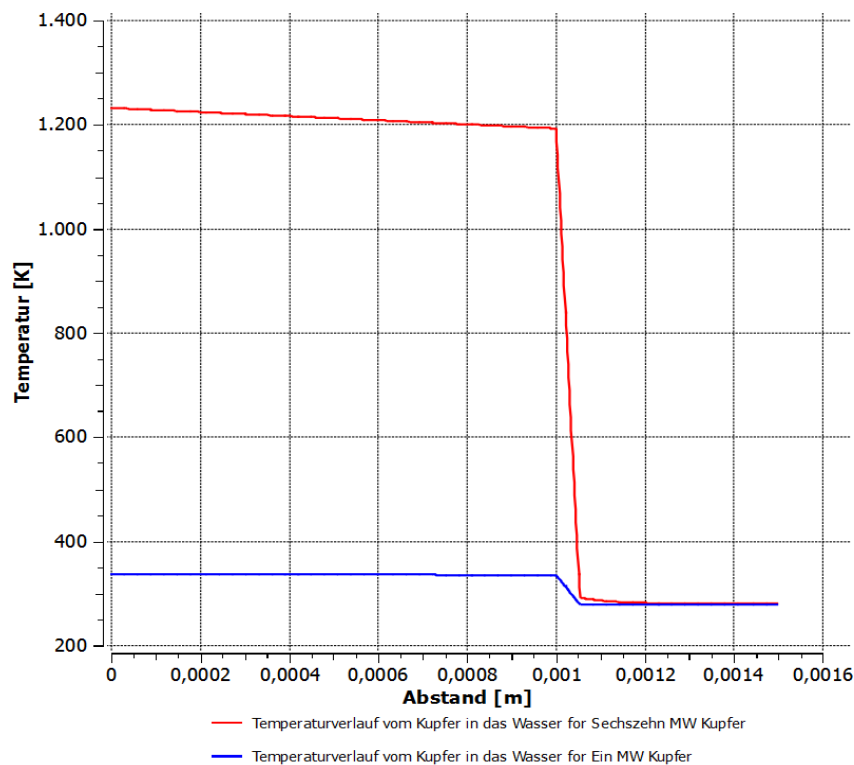


Abbildung 3.5: Vergleich der Temperaturverläufe von der Frontplatte in das Wasser

3.2 Anforderungen

Aufgrund der bereits erwähnten geometrischen Nachteile durch das bisherige Fertigungsverfahren des Kalorimeters, muss das Fertigungsverfahren angepasst werden. Hierfür wird das Lasersintern vorgesehen. Dies ermöglicht eine Herstellung des kompletten Bauteils an einem Stück, sodass die Lötvorgänge nicht mehr notwendig sind. Dadurch sind eine leichtere Herstellung und eine Dichtigkeit des Kalorimeters gewährleistet. Versuche des ursprünglichen Kalorimeters zeigten Undichtigkeiten aufgrund der Lötverbindungen auf. Das zu verwendende Material wird auf AlSi12Mg festgesetzt, weil es das Pulver mit der höchsten verfügbaren Wärmeleitfähigkeit darstellt. Kupferpulver ist derzeit nicht kommerziell, sondern nur für Forschungszwecke verfügbar. Das Material AlSi12Mg hat eine Wärmeleitfähigkeit von $170 \text{ W}/(\text{kg} \cdot \text{K})$, was in der Simulation berücksichtigt werden muss. Außerdem sind Kanäle und Freiräume mit mindestens $0,6 \text{ mm}$ und Wandstärken mit mindestens $0,5 \text{ mm}$ zu dimensionieren und zu konstruieren. Des Weiteren ist der Außendurchmesser auf 10 mm festzusetzen, damit bei gleicher Temperaturdifferenz niedrigere Massenströme aufzubringen sind und das Kalorimeter insgesamt kleiner dimensioniert wird, damit eine mögliche punktförmige Messung durchgeführt werden kann. Die mittlere Rautiefe wird mit $R_a = 8 \mu\text{m}$ durch den Fertigungsprozess bestimmt. Auf diesen Grundlagen ist das Ziel eine Verbesserung des Kalorimeters, sodass mit dem neuen Kalorimeter auch Wärmeströme im Bereich $\text{bin } 16 \text{ MW}/\text{m}^2$ messbar sind. Die Temperaturdifferenz des Wassers zwischen Ein- und Auslass wird dabei auf 20 K festgesetzt, um eine genauere Messung zu gewährleisten. Je kleiner die zu messende Temperaturdif-

ferenz, desto höher wirken sich die relativen Fehler der Messungen auf das Ergebnis aus. Nach Gleichung (2.13) wird der Massenstrom des Wassers bestimmt. Mit dem veränderten Außendurchmesser von 10 mm des Kalorimeters, ergibt sich bei einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 und dieser Temperaturdifferenz ein Massenstrom von 15 g/s. Um die Verbesserungen der Geometrien besser vergleichbar machen zu können, wurde im Folgenden das ursprüngliche Kalorimeter erneut mit dem Material AlSi12Mg und der Temperaturdifferenz von 20 K simuliert. Der Massenstrom lässt sich nach Gleichung (2.13) mit 28 g/s berechnen. Wichtig bei dieser Simulation ist lediglich die Vergleichbarkeit, aufgrund der Temperaturdifferenz. Die Anfangstemperatur des Wassers ist mit 5°C gegeben. Die Messungenauigkeit liegt in diesem Fall bei $\pm 5,78 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messungenauigkeit durch die Messung der Temperatur wieder 99 % zur Messungenauigkeit beitragen.

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	931,36	740,36	805,73
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,3	20,18
Druck [Pa]	174245	102367	71878

Tabelle 3.3: Ergebnisse der Simulation für 16 MW/m^2 Aluminium

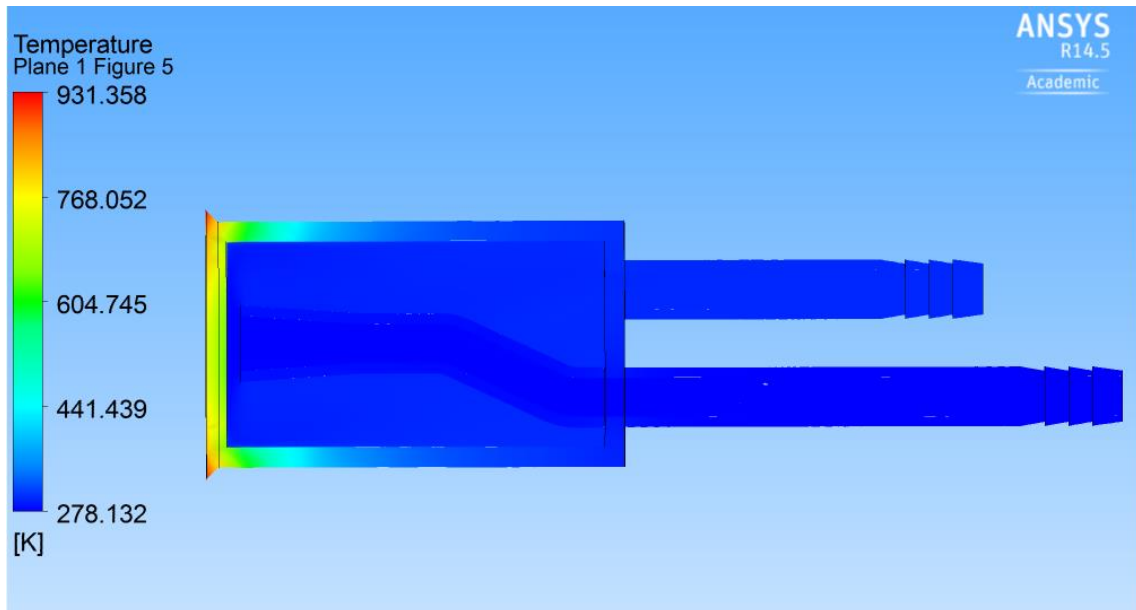


Abbildung 3.6: Temperaturverteilung Schnittebene für Aluminium mit 16 MW/m^2

Tabelle 3.3 stellt die Ergebnisse der Simulation mit Aluminium dar. Die Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Auslass liegt nicht genau bei 20 K, weil der für diese Temperaturdifferenz berechnete Massenstrom bei 27,75 g/s und der in der Simulation eingestellte Massenstrom bei 28 g/s liegt. Abbildung 3.6 zeigt die Temperaturverteilungen im Wasser und der Kupferplatte. Im Vergleich zu den vorherigen Simulationen in Abbildung 3.2 und Abbildung 3.3 mit dem Kalorimeter aus Kupfer ist deutlich ein Unterschied zu erkennen. Die Maximaltemperaturen der Frontplatte befinden sich bei dem Aluminium im äußeren Rand. Das liegt an der geringeren Wärmeleitfähigkeit des Aluminiums, gegenüber der des Kupfers. Außerdem lässt sich die Wärme in der Frontplatte aufgrund des höheren Massenstroms besser abführen. Um dem Wärmestau im Rand der Frontplatte entgegenzuwirken, wird die Frontplatte mit dem gleichen Durchmesser wie der des Kalorimeters dimensioniert.

4 Weiterentwicklung des alten Kalorimeters

4.1 Vorüberlegungen

Verbesserung des Wärmeübergangs in das Wasser

Wie in Kapitel 2.1.2 schon vorgestellt, ist der Wärmeübergangskoeffizient das Maß für den Wärmeübergang von dem Kalorimeter in das durchströmende Wasser. Dieser Wärmeübergangskoeffizient hängt von mehreren Parametern ab. Gleichung (2.10) zeigt, dass sich die Berechnung aus der Nußelt-Zahl, der charakteristischen Länge und dem Wärmedurchgangskoeffizienten des Fluides zusammensetzt. Die Nußelt-Zahl hängt wiederum von der Reynolds- und der Prandtl-Zahl ab und kann für mehrere Gegebenheiten abgeschätzt werden. [3] Die Reynolds-Zahl ist in Gleichung (2.49) definiert und ist abhängig von der Strömungsgeschwindigkeit, der kinematischen Viskosität und der charakteristischen Länge. Die Prandtl-Zahl ist abhängig von der dynamischen Viskosität, dem Wärmedurchgangskoeffizienten und der Wärmekapazität des Fluides. Außerdem wurde in Kapitel 2.1.2 erläutert, dass der Wärmeübergang bei nicht abreißender turbulenter Strömung besser ist, als bei laminarer Strömung. Um festzustellen, ob es sich bei der zu simulierenden Strömung um eine turbulente Strömung handelt, ist zunächst nach Formel (2.27) die Strömungsgeschwindigkeit in dem kleinsten Querschnitt, also bei dem kleinsten Durchmesser von $d = 0,6 \text{ mm}$ zu berechnen. Daraus folgt $w = 53,05 \text{ m/s}$. Mit dieser Strömungsgeschwindigkeit lässt sich wiederum die Reynolds-Zahl berechnen. Es folgt mit Gleichung (2.49) $Re = \frac{w \cdot l}{\nu}$ und $\nu = 1,519 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2/\text{s}$ für die Wasserströmung eine Reynolds-Zahl von $Re = 2,0955 \cdot 10^4$. Damit ist die Grenze von $Re_{\text{krit}} \approx 2,3 \cdot 10^3$ für Rohrströmungen überschritten und es handelt sich somit um eine turbulente Strömung. Damit liegt hier die bessere Strömungseigenschaft für einen guten Wärmeübergang vor. Des Weiteren stellt die mittlere Rautiefe $R_a = 8 \text{ }\mu\text{m}$ eine zusätzliche Verbesserung des Wärmeübergangs dar, weil dadurch die Turbulenz in der Grenzschicht unterstützt wird. Um den Wärmeübergang mit den gegebenen Parametern zu verbessern, ließe sich höchstens die Strömungsgeschwindigkeit erhöhen, um auf eine höhere Reynolds-Zahl zu kommen, allerdings entsteht durch den vorgegebenen Massenstrom aus der Temperaturdifferenz eine Einschränkung. Anhand Gleichung (2.9) $\dot{Q} = \alpha A \Delta T$ ist zu erkennen, dass der Wärmeübergang außerdem noch von der Übertragungsfläche abhängt. Da der Wärmeübergang kaum anhand der gegebenen Parameter zu verbessern ist, muss bei der Fläche angesetzt werden und die Geometrie des Kalorimeters verbessert werden. Mit wachsender Übertragungsfläche steigt somit auch der Wärmeübergang in das Wasser an. Außerdem ermöglicht die größere Übertragungsfläche eine Erhöhung der kritischen Wärmestromdichte und damit eine Erweiterung der messbaren Wärmeströme.

Verwendetes Turbulenzmodell

In Kapitel 2.3.4 wurden bereits die verschiedenen Turbulenzmodelle vorgestellt. In dieser Arbeit wird das $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell verwendet. In dem vorgegebenen Paper von Harmut Michel [15] wird der Wärmeübergang in einer Rohrströmung bei verschiedenen Turbulenzmodellen untersucht. Da er sich in seiner Arbeit auf ähnliche Gegebenheiten im Vergleich zu der Kalorimeter Simulation bezieht, lassen sich die erarbeiteten Ergebnisse auf diese Arbeit anwenden. Hartmut Michel stellt in seiner Arbeit fest, dass der Wärmeübergang bei dem $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell dem zu vergleichenden VDI-Ergebnis näher kommt, als das $k - \omega$ Turbulenzmodell oder das SST-Turbulenzmodell.

Festlegung des y^+ Wertes

Wie in Kapitel 2.3.4 bereits erwähnt, ist für die Simulation der Rohrströmung eine Prismenschicht zu definieren. Da es sich aber nicht um eine glatte Wand handelt, sondern eine gewisse Rautiefe vorliegt, ist die Höhe der ersten Prismenschicht dementsprechend anzupassen. Sie wird auf den Wert der Sandrauheit gelegt und ist folgendermaßen definiert:

$$k_s = 6,3 \cdot R_a . \quad (4.1)$$

Durch das Herstellungsverfahren des selektiven Lasersinterns, ist eine mittlere Rautiefe von $R_a = 8 \mu\text{m}$ vorgegeben. Anhand Gleichung (4.1) [16] lässt sich die Sandrauheit bestimmen. Diese beträgt dann: $k_s = 50,4 \mu\text{m}$. Da es sich bei einer solchen Sandrauheit nicht mehr um eine glatte Oberfläche handelt, können die in Abbildung 2.14 dargestellten Einteilung nicht auf das vorliegende Problem übernommen werden.

Anhand Abbildung 2.15 ist festzustellen, welcher Bereich der Wandreibung für den Fall des Kalorimeters vorliegt. Mit der Vorgabe, dass die Kühlkanäle des Kalorimeters einen Durchmesser von $d = 0,6 \text{ mm}$ betragen müssen, kann der Faktor $\frac{d}{k_s}$ berechnet werden. Für den Fall der kleinsten Kühlkanäle und vorangegangenen Berechnung der Reynolds-Zahl für eine Wasserströmung lassen sich folgende Ergebnisse aufzeigen:

$$\frac{d}{k_s} = 11,9 ; \text{Re} = 2,0955 \cdot 10^4 .$$

Damit liegt der Strömungsfall im hydraulisch rauen Bereich. In diesem Fall bildet sich keine viskose Unterschicht mehr aus, da die Rauheitsspitzen den Übergangsbereich weit überlappen. In diesen Fällen wird die dimensionslose Wandabstandgröße auf den Wert der Wandsandrauheit gesetzt. [7] Außerdem ist anzumerken, dass das Programm ANSYS zusätzlich zu den einstellbaren Turbulenzmodellen sogenannte Wandfunktionen definiert. Wird der y^+ Wert bei einer glatten Wand > 1 gewählt, treten automatisch die Wandgesetze in Kraft, die die Turbulenz in Wandnähe darstellen.

Annahmen

Bei der vorgegebenen Strömung, die anhand verschiedener Geometrien simuliert werden soll, handelt es sich um einen Wasserrohrströmung. Wasser ist ein inkompressibles newtonsches Fluid und zeichnet sich durch den linearen Zusammenhang zwischen Scherspannung und Schergeschwindigkeit aus. Die spezifische Wärmekapazität des Wassers ist mit $c = 4,174 \text{ kJ}/(\text{kg K})$ als Wert zwischen 0 °C und 100 °C gegeben, siehe Kapitel 2.1.3. Der aufgebrauchte Wärmestrom wird als konstanter gleich verteilter Wärmestrom auf der Frontplatte des Kalorimeters in dem Simulationsprogramm eingestellt, ohne die im Windkanal aufzubringenden Anströmungen und dessen Turbulenzgrade zu berücksichtigen. Die turbulente Einströmung des Wassers in das Kalorimeter wird mit einer Intensität von 5 % eingestellt.

Der Massenstrom wird mit der Annahme des Außendurchmessers von 10 mm und der festgelegten Temperaturdifferenz zwischen Ein- und Auslass des Kalorimeters von 20 K anhand Gleichung (2.13) bestimmt. Dieser liegt den folgenden Simulationen bei 15 g/s. Die Einströmtemperatur des Wassers wird mit 5 °C und der Druck am Auslass des Kalorimeters mit 1 atm eingestellt. Die Messungenauigkeit liegt in diesen Fällen bei $\pm 13,3 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messungenauigkeit durch die Messung der Temperatur wieder 99 % zur Messungenauigkeit beitragen.

4.2 Konstruktion und Simulation neuer Geometrien

Im Folgenden werden einige neu entwickelte Geometrien für das Kalorimeter und die Ergebnisse der jeweiligen Simulationen vorgestellt. Die Anschlussnuten an Vor- und Rücklauf sind in diesen Konstruktionen vernachlässigt worden, da in dieser Arbeit der Vergleich der verschiedenen Geometrien des Kalorimeters stattfinden soll und diese unabhängig von der Geometrie nach Festlegung der besten Konstruktion dimensioniert werden können. Der Außendurchmesser wurde in allen Konstruktionen auf 10 mm gesetzt. Des Weiteren wurde die Frontplatte in allen Konstruktionen auf den gleichen Durchmesser von 10 mm gesetzt, damit sich die Temperatur nicht im Randbereich staut, siehe Abbildung 3.6. Die Geometrien sind mit Hilfe des CAD-Programms CATIA konstruiert worden.

4.2.1 Spalt

In der Konstruktion „Spalt“ wurde dem Wasser ein bestimmter Durchströmungsweg vorgegeben. Das Wasser wirkt als Prallkühlung auf die Frontplatte ein und wird danach über die Seitenwände durch eine Spaltkonstruktion nach hinten entlang der Seitenwände befördert. Der Aufbau der Konstruktion ist anhand der Prinzipskizzen in Abbildung 4.1 und Abbildung 4.2 dargestellt.

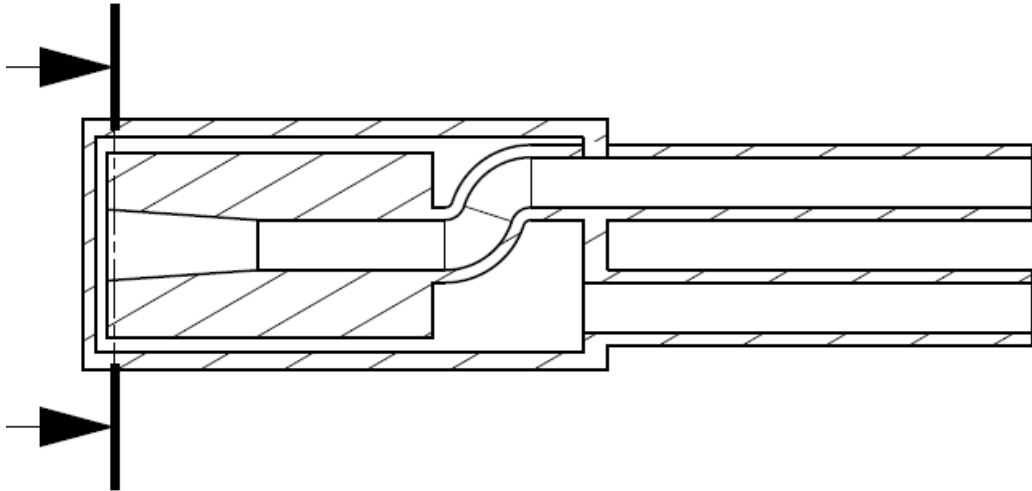


Abbildung 4.1: Prinzipskizze „Spalt“

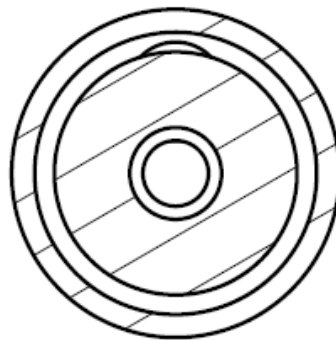


Abbildung 4.2: Prinzipskizze „Spalt“ Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	730,12	677,70	700,93
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,46	20,31
Druck [Pa]	136394	101454	34940

Tabelle 4.1: Ergebnisse der Simulation „Spalt“ für 16 MW/m^2 Aluminium

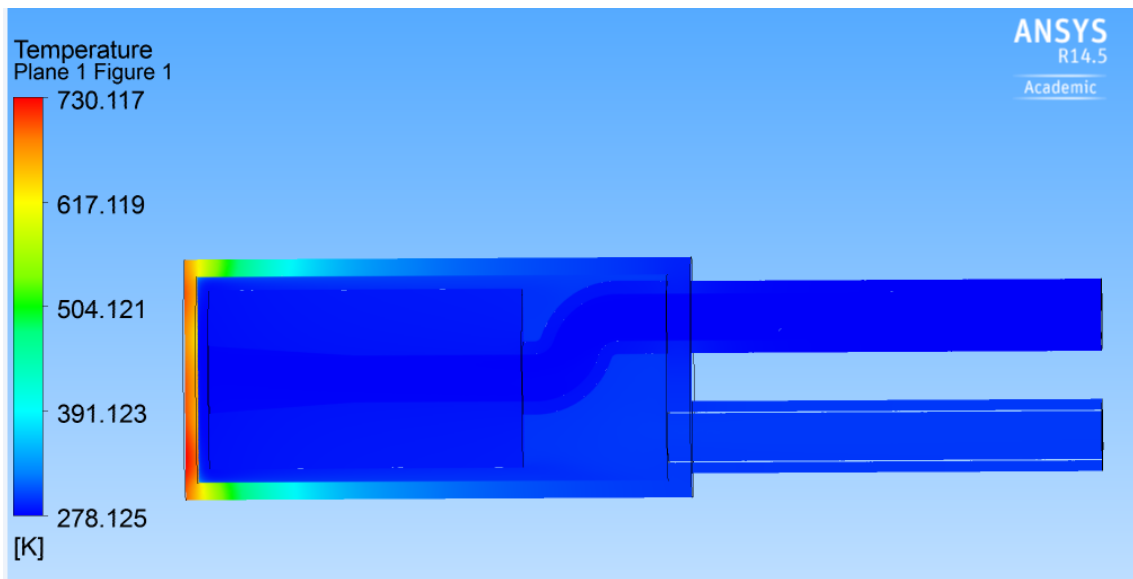


Abbildung 4.3: Temperaturverteilung Schnittebene „Spalt“

Tabelle 4.1 zeigt die Ergebnisse der Simulation der Konstruktion „Spalt“. Es ist zu erkennen, dass sich im Vergleich zu der Simulation des alten Kalorimeters, die Maximaltemperatur an der Frontplatte von knapp 930 K auf 730 K verringert hat. Siehe Tabelle 3.3. Des Weiteren ist in Abbildung 4.3 die Temperaturverteilung für die Schnittebene dargestellt. Es zeigt sich, dass die Wärme, im Vergleich zu der vorigen Simulation, in der Frontplatte gleichmäßiger verteilt ist und es nicht zu einer Wärmestauung im Randbereich kommt. Siehe auch Abbildung 3.6.

In Abbildung 4.4 wird zusätzlich die Temperaturverteilung in der Frontplatte des Aluminiums gezeigt. Es ist zu erkennen, dass die Wärme an zwei Stellen nicht gleichmäßig verteilt ist.

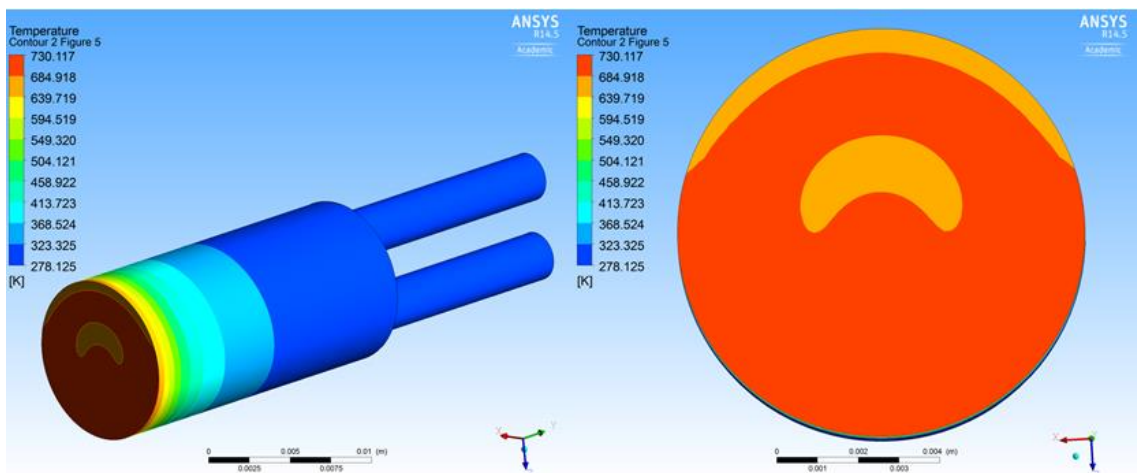


Abbildung 4.4: Temperaturverteilung im Aluminium „Spalt“

Die Konstruktion „Spalt“ stellt eine Verbesserung zu der alten Konstruktion dar, löst das Problem der Wärmestauung im Randbereich und weist geringere Oberflächentemperaturen auf der Frontplatte auf. Der Wärmeübergang in das Wasser hat sich verbessert. Die Maximaltemperaturen sind jedoch immer noch viel zu hoch, um das Kalorimeter bei diesen hohen Wärmeströmen einsetzen zu können.

4.2.2 Rippen

Die Konstruktion „Rippen“ setzt das Prinzip der Kühlrippen um. Das Wasser strömt über die Prallkühlung auf die Frontplatte ein und wird dann durch die Rippenkonstruktion wieder nach hinten Richtung Rücklauf befördert. Diese Konstruktion ermöglicht durch die Rippen eine große Übertragungsfläche zwischen Wasser und Kalorimeter und soll dadurch den Wärmeübergang in das Wasser verbessern. Die Rippen sind zudem symmetrisch konstruiert, um eine gleichmäßige Temperaturverteilung zu gewährleisten. Die zusammenlaufende Form der Rippen ermöglicht außerdem eine größere Fluidgeschwindigkeit als bei gerade verlaufenden Rippen. In Abbildung 4.5 und Abbildung 4.6 ist der Aufbau der Konstruktion anhand von Prinzipskizzen dargestellt.

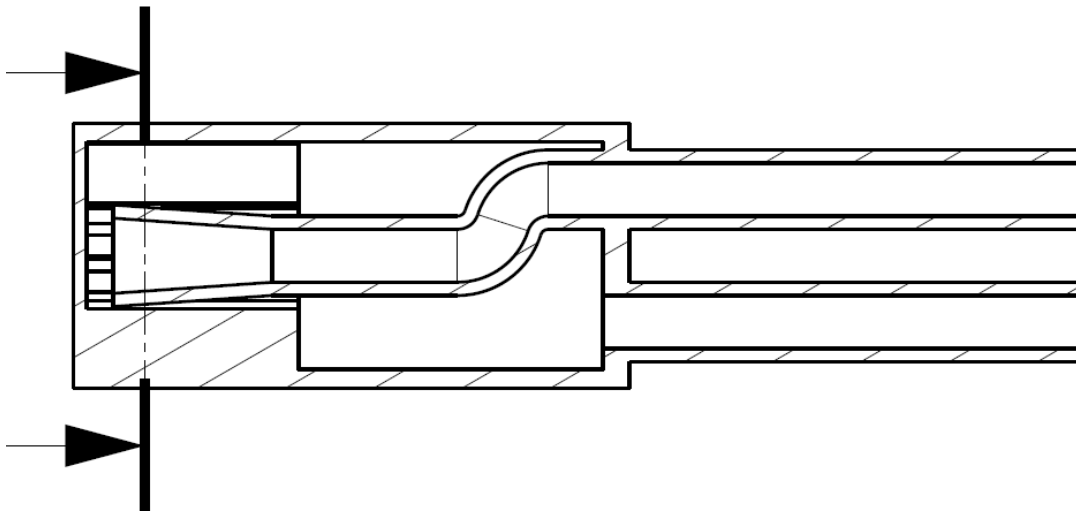


Abbildung 4.5: Prinzipskizze „Rippen“

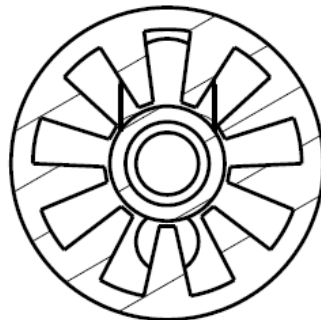


Abbildung 4.6: Prinzipskizze „Rippen“ Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	716,35	631,66	655,2
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,56	20,41
Druck [Pa]	131355	101453	29902

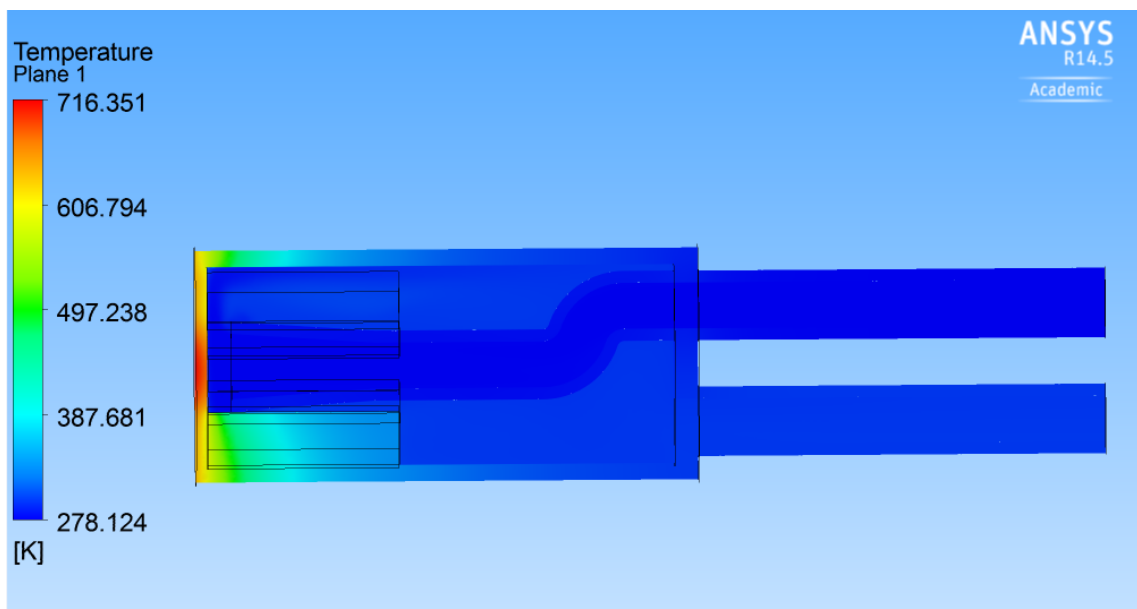
Tabelle 4.2: Ergebnisse der Simulation „Rippen“ für 16 MW/m^2 Aluminium

Abbildung 4.7: Temperaturverteilung Schnittebene „Rippen“

Tabelle 4.2 zeigt die Ergebnisse der Simulation der Konstruktion „Rippen“ auf. Es ist festzustellen, dass sich die Temperaturen im Gegensatz zu der Konstruktion „Spalt“ insgesamt verringern. Die Maximaltemperatur in der Frontplatte verringert sich auf 716 K. Abbildung 4.7 stellt zusätzlich die Temperaturverteilung in der Schnittebene dar. Dabei ist zu erkennen, dass die Temperatur hinter der Frontplatte nicht gleichmäßig verteilt zu sein scheint, was durch den Schnitt durch das Kalorimeter zu Stande kommt. Der Teil unter der Prallkühlung in hellblau ist ein Schnitt durch eine Kühlrippe, wohingegen der obere Teil einen Schnitt durch das Wasser im Zwischenraum der Rippen darstellt. Die Temperaturverteilung verläuft somit im Grunde gleichmäßig nach hinten. Außerdem ist festzustellen, dass die Temperaturverteilung nicht mehr annähernd gleichmäßig an der Frontplatte verläuft, wie es bei der Konstruktion „Spalt“ der Fall

war, sondern sich nach außen verringert. Abbildung 4.8 zeigt dies zusätzlich, anhand der Temperaturverteilung an der Frontplatte. Trotz mittig angeordneter Prallkühlung ist die Temperatur in der Mitte der Frontplatte am größten und nimmt symmetrisch nach außen ab.

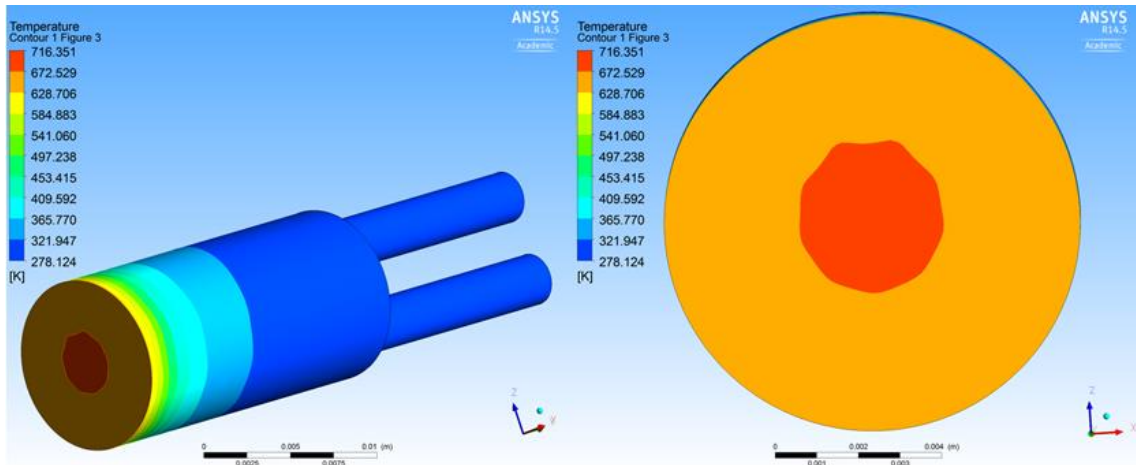


Abbildung 4.8: Temperaturverteilung im Aluminium „Rippen“

Die Konstruktion „Rippen“ stellt eine gute Lösung für den Wärmetransport dar. Im Gegensatz zu der Konstruktion „Spalt“ ist eine Verringerung der Maximaltemperaturen zu erkennen. Der Anteil der Maximaltemperatur auf der Frontplatte ist geringer, weil diese nur mittig angeordnet ist. Somit fällt die durchschnittliche Temperatur auf der Frontplatte um knapp 45 K geringer aus. Allerdings sind auch hier die Temperaturen noch zu hoch, um das Kalorimeter unter diesen Bedingungen einsetzen zu können.

4.2.3 Labyrinth

In der Konstruktion „Labyrinth“ wurde ein langer Durchströmungsweg des Wassers durch das Kalorimeter konstruiert, um dabei den Wärmeeintrag vom Kalorimeter in das Wasser zu verbessern. Das Wasser strömt hierbei längs durch das Kalorimeter von vorne nach hinten und wieder zurück. Nachdem das Wasser an der Frontplatte wieder nach hinten strömt, wird es über den Rücklauf aus dem Kalorimeter befördert. Das Labyrinth ist symmetrisch konstruiert, um eine gleichmäßige Wärmeverteilung zu gewährleisten. Der Aufbau der Konstruktion ist anhand der Prinzipskizzen in Abbildung 4.9 und Abbildung 4.10 dargestellt.

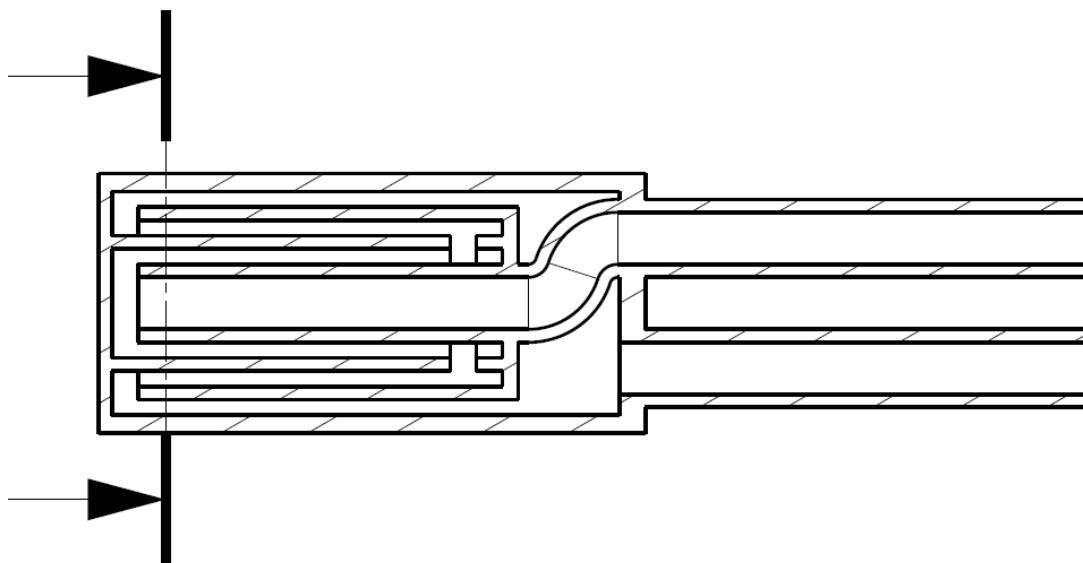


Abbildung 4.9: Prinzipskizze „Labyrinth“

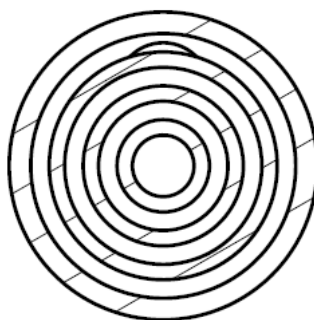


Abbildung 4.10: Prinzipskizze „Labyrinth“ Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	792,85	665,15	747,34
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,1	20,05
Druck [Pa]	143900	101281	42619

Tabelle 4.3: Ergebnisse der Simulation „Labyrinth“ für 16 MW/m² Aluminium

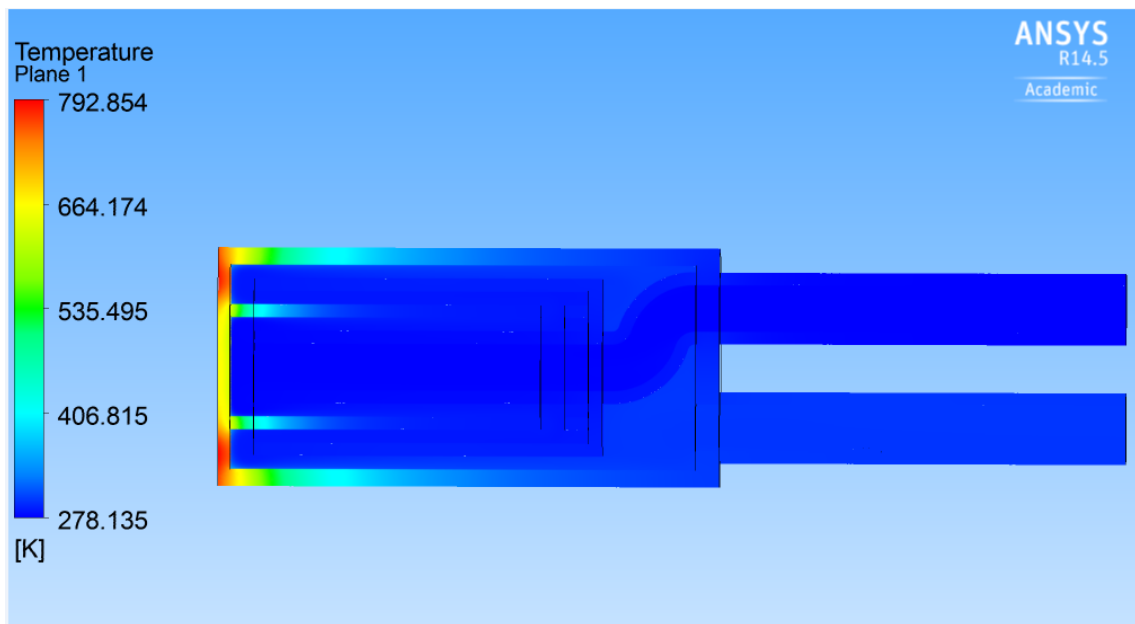


Abbildung 4.11: Temperaturverteilung Schnitteben „Labyrinth“

Tabelle 4.3 stellt die Ergebnisse der Simulation der Konstruktion „Labyrinth“ dar. Es lässt sich feststellen, dass sich die Maximaltemperatur an der Frontplatte im Vergleich zu den Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“ vergrößert hat. Lediglich die Minimaltemperatur an der Frontplatte ist geringer im Vergleich zu der Konstruktion „Spalt“. Trotz der großen Übertragungsfläche wird die Wärme nicht so gut, wie in der Konstruktion „Rippen“, abtransportiert. Es ist außerdem zu erkennen, dass die Temperaturverteilung in der Frontplatte nicht gleichmäßig ist, sondern nach außen zunimmt. Abbildung 4.12 zeigt dies zusätzlich. Die Temperaturverteilung verhält sich somit genau umgekehrt im Vergleich zu der Temperaturverteilung in der Konstruktion „Rippen“.

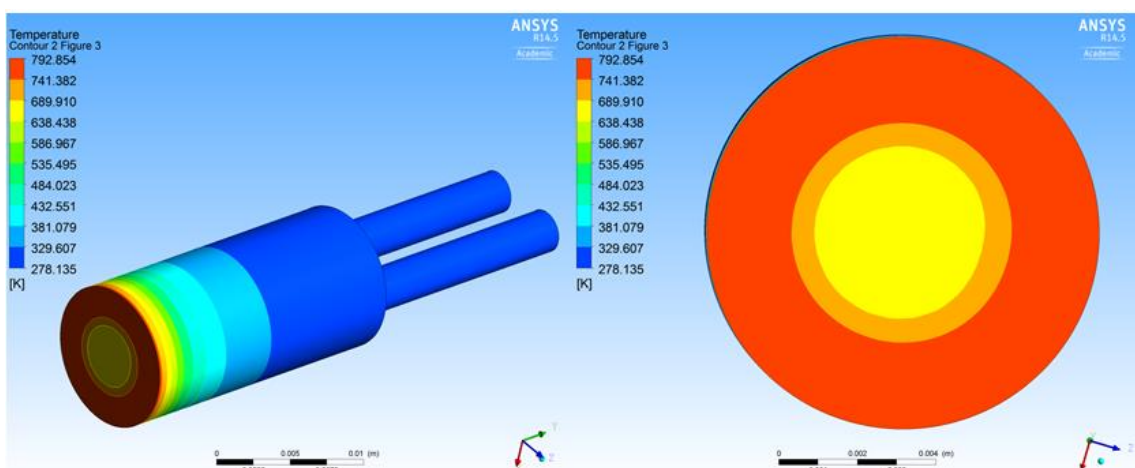


Abbildung 4.12: Temperaturverteilung im Aluminium „Labyrinth“

Die Konstruktion „Labyrinth“ stellt trotz der großen Übertragungsfläche keine gute Lösung dar. Die Temperaturen sind zwar geringer als bei der Simulation des ursprüngli-

chen Kalorimeters, fallen jedoch höher aus, als bei den Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“.

4.2.4 Schnecke

Die Konstruktion „Schnecke“ stellt eine hohe Übertragungsfläche und einen langen Durchströmungsweg des Wassers durch das Kalorimeter dar. Das Wasser wird über die Prallkühlung zugeströmt und dann in einer inneren Schneckenkonstruktion umgelenkt und nach außen befördert. Dies ermöglicht dem Wasser einen langen Durchströmungsweg. Im Vergleich zu der Konstruktion „Labyrinth“ strömt das Wasser nicht längs durch das Kalorimeter, sondern wird durch die Schneckenkonstruktion von innen nach außen gelenkt. Am äußeren Rand und am Ende des Kalorimeters der Schneckenkonstruktion wird das Wasser durch eine Öffnung in einer inneren Platte geleitet und dann wiederum durch den Rücklauf aus dem Kalorimeter befördert. Der Aufbau der Konstruktion ist anhand der Prinzipskizzen in Abbildung 4.13 und Abbildung 4.14 dargestellt.

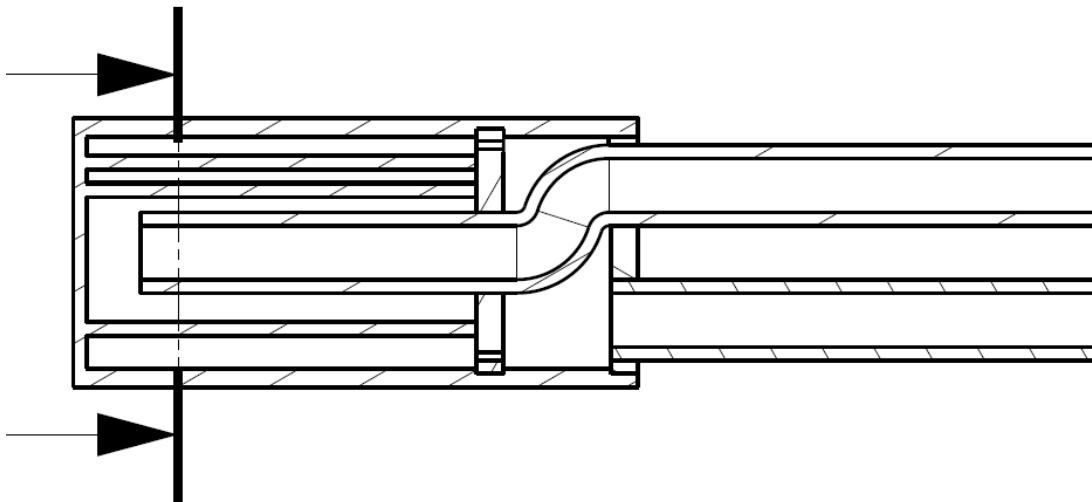


Abbildung 4.13: Prinzipskizze „Schnecke“

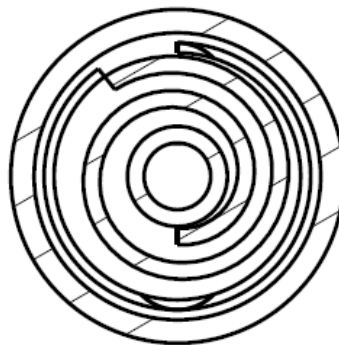


Abbildung 4.14: Prinzipskizze „Schnecke“ Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	984,13	661,49	823,76
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,7	20,55
Druck [Pa]	150488	101553	48776

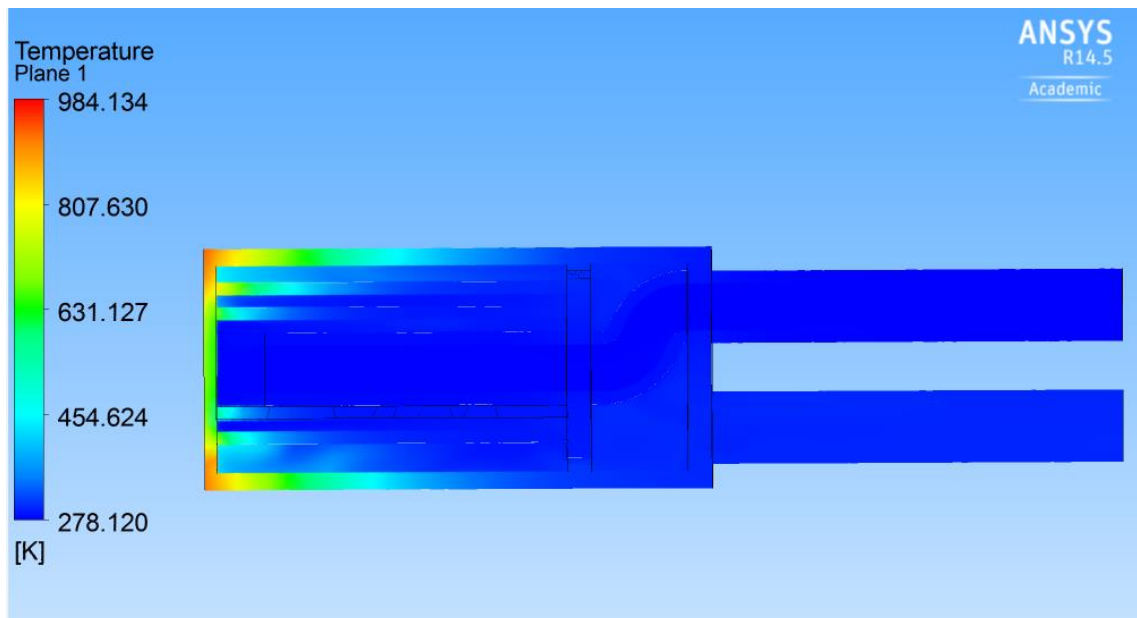
Tabelle 4.4: Ergebnisse der Simulation „Schnecke“ für 16 MW/m^2 Aluminium

Abbildung 4.15: Temperaturverteilung Schnittebene „Schnecke“

Tabelle 4.4 zeigt die Ergebnisse der Simulation der Konstruktion „Schnecke“. Es lässt sich feststellen, dass die Maximaltemperatur an der Frontplatte höher ausfällt, als bei der Konstruktion des ursprünglichen Kalorimeters. Lediglich die Minimaltemperatur ist geringer. Abbildung 4.15 zeigt die Temperaturverteilung in der Schnittebene. Es ist zu erkennen, dass die Temperatur in der Mitte der Frontplatte, im Gegensatz zu dem Rest der Platte, relativ gering ausfällt. Die Temperaturunterschiede fallen somit größer aus, als bei den restlichen Konstruktionen. Abbildung 4.16 stellt zusätzlich die Temperaturverteilung im gesamten Kalorimeter und in der Frontplatte dar. Dabei lässt sich eine ungleichmäßige Wärmeverteilung feststellen. Die Minimaltemperatur fällt demnach geringer aus, als bei den vorigen Konstruktionen „Spalt“ und „Labyrinth“.

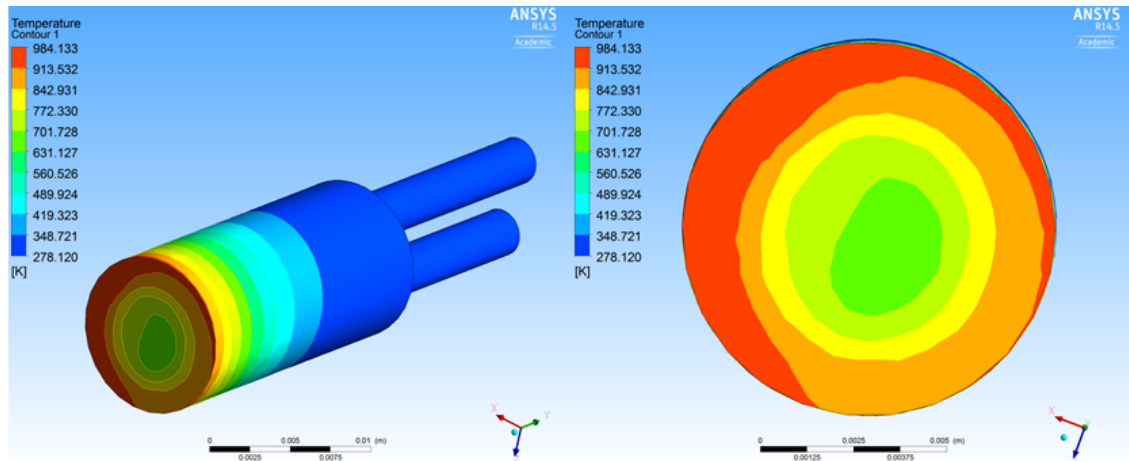


Abbildung 4.16: Temperaturverteilung im Aluminium „Schnecke“

Die Konstruktion „Schnecke“ stellt trotz der großen Übertragungsfläche und des langen Durchströmungsweg des Wassers durch das Kalorimeter keine gute Lösung dar. Die Wärmeverteilung an der Frontplatte ist unsymmetrisch und die Maximaltemperatur ist größer, als bei der Konstruktion des ursprünglichen Kalorimeters und den anderen entwickelten Konstruktionen.

4.2.5 Ergebnisse

Die Wärme in der Konstruktion „Spalt“ wird gut über die Außenseite des Kalorimeters abtransportiert. Dieses Verhalten ist auf die Spaltströmung zurück zu führen. Das Wasser wird in dem Spalt gezielt nach hinten geführt und wiederfährt durch die Querschnittsverengung durch den Spalt eine höhere Strömungsgeschwindigkeit. Diese erhöhte Strömungsgeschwindigkeit sorgt für einen besseren Wärmeübergang von dem Kalorimeter in das Wasser. Außerdem ist eine Ungleichmäßigkeit in der Temperaturverteilung in der Frontplatte zu erkennen. Diese Ungleichmäßigkeit kommt durch den gekrümmten Zulauf zu Stande. Das kalte Wasser tritt unsymmetrisch in das Kalorimeter ein und kann somit die Wand der Zulaufseite noch zusätzlich kühlen.

In der Konstruktion „Rippen“ ist die Temperatur in der Mitte der Frontplatte, trotz mittig angeordneter Prallkühlung, am größten und nimmt nach außen ab. Grund dafür sind die symmetrisch angeordneten Kühlrippen. Wie in Abbildung 4.7 auch zu sehen, transportieren die Rippen die Wärme nach hinten durch das Kalorimeter. Die größere Übertragungsfläche der Rippen ermöglicht einen besseren Wärmeübergang des Kalorimeters in das Wasser. Außerdem wird der Wärmeübergang, durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit des Wassers zwischen den Rippen, aufgrund des kleineren Querschnitts, positiv beeinflusst. Das Wasser kann dadurch die Wärme besser aufnehmen und durch das Kalorimeter abtransportieren.

Die Temperatur in der Konstruktion „Labyrinth“ weist in der Mitte der Frontplatte den geringsten Wert auf und nimmt nach außen zu. Die Prallkühlung sorgt dafür, dass das

eingeströmte Wasser die Frontplatte mittig am besten kühlt. Die labyrinthförmige Konstruktion im Inneren des Kalorimeters ist nicht mit den Außenwänden verbunden und sorgt für eine bessere Wärmeabfuhr in der Mitte des Kalorimeters. Dadurch ist aber auch keine gute Wärmeabfuhr über die Außenwände des Kalorimeters, wie es bei der Konstruktion „Rippen“ der Fall ist, gewährleistet. Die große Übertragungsfläche und die höhere Strömungsgeschwindigkeit durch die labyrinthförmige Konstruktion verbessern den Wärmeübergang vom Kalorimeter in das Wasser. Allerdings reicht dies in dieser Konstruktion nicht aus, da die Maximaltemperaturen auf der Frontplatte höher sind als bei den Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“. Die Wärmeabfuhr über die Außenwand des Kalorimeters ist somit sinnvoller.

Aufgrund der unsymmetrischen spiralförmigen Konstruktion in der Geometrie „Schnecke“ kann keine gleichmäßige Wärmeverteilung in der Frontplatte gewährleistet werden. Am äußeren Rand der Frontplatte ist die Maximaltemperatur, mit einem Wert von 986,53 K, viel zu heiß. Der Wert übersteigt die Maximaltemperaturen der restlichen Konstruktionen und sogar der des ursprünglichen Kalorimeters. Die Schneckenkonstruktion im Inneren des Kalorimeters nimmt die Temperaturen relativ gut auf. Wie auch in der Konstruktion „Labyrinth“, ist die innere Konstruktion allerdings nicht mit der äußeren Wand des Kalorimeters verbunden. Die Wärme kann nicht über die Außenwände abgeführt werden. Dies stellte in den vorherigen Konstruktionen einen Vorteil dar. Trotz des langen Durchströmungswegs des Wassers durch das Kalorimeter und der großen Übertragungsfläche, stellt die Konstruktion „Schnecke“ die schlechteste Geometrie dar.

Abbildung 4.17 zeigt den Vergleich der vorgestellten Geometrien anhand der Temperaturverläufe in der Frontplatte. Es ist zu erkennen, dass die Konstruktionen „Spalt“, „Rippen“ und „Labyrinth“ einen symmetrischen Temperaturverlauf aufweisen. Die Temperaturverteilung der Konstruktion Schnecke zeigt hingegen einen unsymmetrischen Verlauf auf. Die Temperatur wird dabei an einer Seite des Randes viel höher als auf der anderen Seite des Randes. Dies wurde auch in Abbildung 4.16 festgestellt. Des Weiteren lässt sich hier feststellen, dass sich die Temperaturverläufe von der Konstruktion „Rippen“ und „Labyrinth“ entgegengesetzt verhalten. Während die Konstruktion „Rippen“ in der Mitte der Frontplatte ein Maximum aufweist, hat die Konstruktion „Labyrinth“ ihre Maximaltemperaturen im Randbereich der Frontplatte. Die geringsten Temperaturen sind zudem in der Konstruktion „Rippen“ zu finden und die Temperatur der Konstruktion „Spalt“ weist den gleichmäßigsten und zugleich einen geringen Verlauf auf.

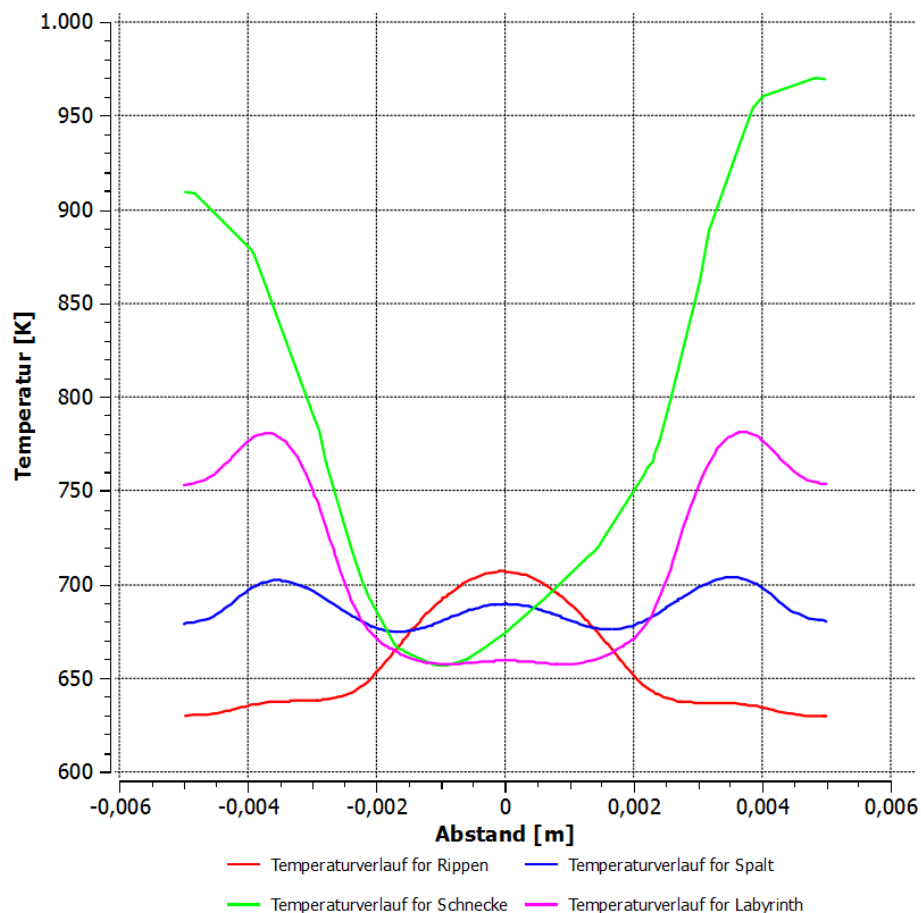


Abbildung 4.17: Vergleich der Temperaturverläufe durch die Frontplatte der verschiedenen Konstruktionen

Es kann zusammenfassend festgestellt werden, dass die Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“ die besten Lösungen darstellen und die Weiterentwicklung der Konstruktionen auf Grundlage dieser Geometrien erstellt werden muss.

4.3 Verbesserung der Geometrien

4.3.1 Kühlkanäle

Die Konstruktion „Kühlkanäle“ entwickelt sich aus den Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“. Wie in Kapitel 4.2 gezeigt, weisen die Geometrien „Spalt“ und „Rippen“ die Grundlage zur Verbesserung der Geometrien auf. Bei der Konstruktion „Spalt“ hat sich der Wärmeübergang im Vergleich zu den Konstruktionen des ursprünglichen Kalorimeters verbessert. Allerdings ist dabei keine große Übertragungsfläche gegeben, die die Wärme abtransportiert. Bei der Konstruktion Rippen ist diese Übertragungsfläche durch die Rippen gegeben. Bei der Konstruktion „Kühlkanäle“ strömt das Wasser zunächst über die Prallkühlung auf die Frontplatte und wird dort durch den Spalt hinter der Frontplatte nach außen befördert. Es strömt dann nicht durch einen Spalt, sondern wird durch kleine Kühlkanäle Richtung Auslass befördert. Dies ermöglicht eine höhere

Übertragungsfläche, eine höhere Strömungsgeschwindigkeit sowie einen gezielten Wärmetransport nach außen. Den Aufbau der Konstruktion sind durch die Prinzipskizzen in Abbildung 4.18 und Abbildung 4.19 dargestellt.

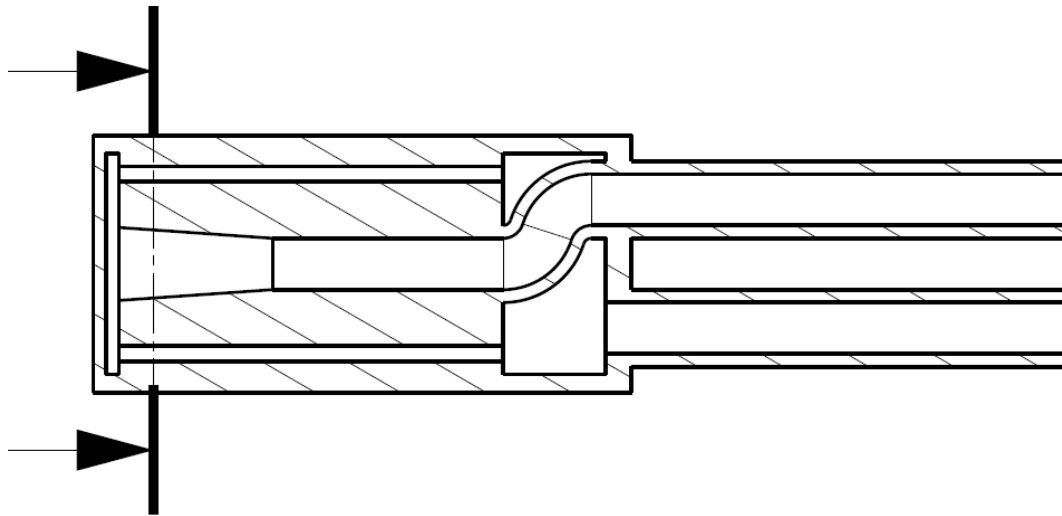


Abbildung 4.18: Prinzipskizze „Kühlkanäle“

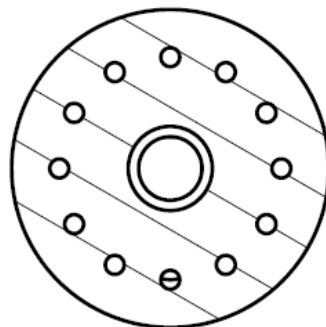


Abbildung 4.19: Prinzipskizze „Kühlkanäle“ Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	683,72	600,47	647,90
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,37	20,22
Druck [Pa]	171526	101428	70098

Tabelle 4.5: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle“ für 16 MW/m² Aluminium

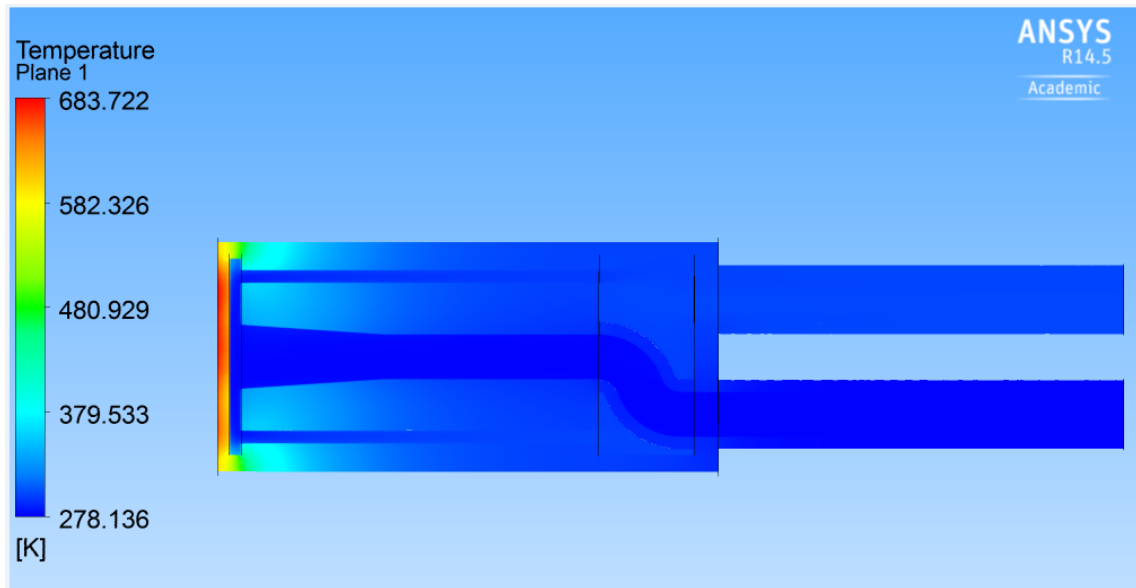


Abbildung 4.20: Temperaturverteilung Schnittebene „Kühlkanäle“

Tabelle 4.5 zeigt die Ergebnisse der Simulation mit der Konstruktion „Kühlkanäle“. Es lässt sich feststellen, dass sich der Wärmeübergang im Gegensatz zu den vorigen Konstruktionen verbessert hat. Die Maximaltemperatur an der Frontplatte beträgt knapp 680 K, wobei die Maximaltemperatur der besten vorigen Konstruktion „Rippen“ bei 716 K lag. Die Simulation „Kühlkanäle“ zeigt jedoch eine bessere Wärmeabgabe im äußeren Randbereich auf, was in Abbildung 4.20 zu erkennen ist. Dies ist auf die Kanäle zurück zu führen, denn ähnlich wie bei der Konstruktion „Rippen“ wird die Wärme über die am Rand liegenden Kanäle nach hinten abgeführt. Die höhere Strömungsgeschwindigkeit des Wassers durch die dünnen Kanäle ermöglicht zudem einen besseren Wärmeübergang vom Kalorimeter in das Wasser. Abbildung 4.21 zeigt zusätzlich die Wärmeverteilung in der Frontplatte an. Hierbei wird deutlich, dass die Maximaltemperatur noch einen großen Teil der Frontplatte einnimmt. Der Spalt hinter der Frontplatte sorgt dafür, dass die Wärme nicht gut an die Kühlkanäle weiter geleitet wird. Erst im Bereich der Kühlkanäle ist eine Temperatursenkung aufgrund des guten Wärmeabtransportes zu erkennen.

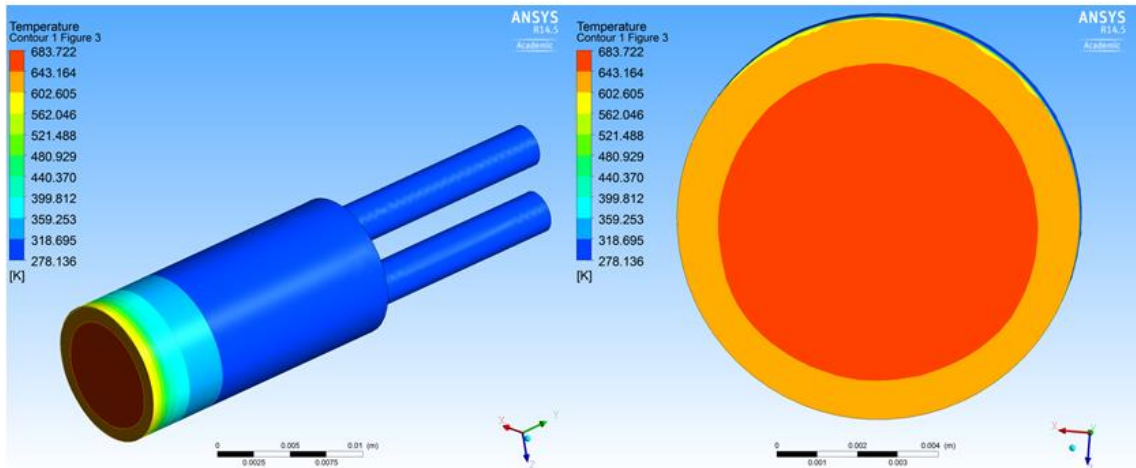


Abbildung 4.21: Temperaturverteilung im Aluminium „Kanäle“

Die Konstruktion „Kühlkanäle“ stellt eine kombinierte Lösung aus den vorigen Konstruktionen „Spalt“ und „Rippen“ dar. Die Maximaltemperatur an der Frontplatte fällt mit 680 K knapp 250 K geringer aus, als bei der Simulation des ursprünglichen Kalorimeters. Allerdings ist die Wärmeverteilung in der Frontplatte noch nicht ideal, denn es kommt aufgrund des Spaltes hinter der Frontplatte zum Wärmestau in der Mitte der Frontplatte. Die Strömung in den Kanälen weist eine höhere Strömungsgeschwindigkeit als im Spalt auf und kann somit einen besseren Wärmeübergang gewährleisten. Die Strömungsgeschwindigkeit muss auch direkt hinter der Frontplatte größer dimensioniert werden. Außerdem ist die Maximaltemperatur trotz der Verringerung noch zu hoch dimensioniert.

4.3.2 Kühlkanäle Pro

Die Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ stellt eine Weiterentwicklung der Konstruktion „Kühlkanäle“ dar. In Kapitel 4.3.1 wurde gezeigt, dass die kleinen Kühlkanäle die Wärme sehr gut über die Außenwände des Kalorimeters in Richtung des Rücklaufs transportieren können. Allerdings staut sich dabei die Wärme in der Mitte der Frontplatte durch den dahinter liegenden Spalt. Hier soll die Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ Abhilfe schaffen. Die Kühlkanäle verlaufen direkt von dem Zulauf nach außen und dann über die Außenwände Richtung Rücklauf des Kalorimeters. Dabei ist im Gegensatz zur Konstruktion „Kühlkanäle“ kein Spalt hinter der Frontplatte für den Wassertransport zuständig, sondern wird hier durch die Kühlkanäle umgesetzt. In Abbildung 4.22 und Abbildung 4.23 ist der Aufbau der Konstruktion mit Hilfe von Prinzipskizzen dargestellt.

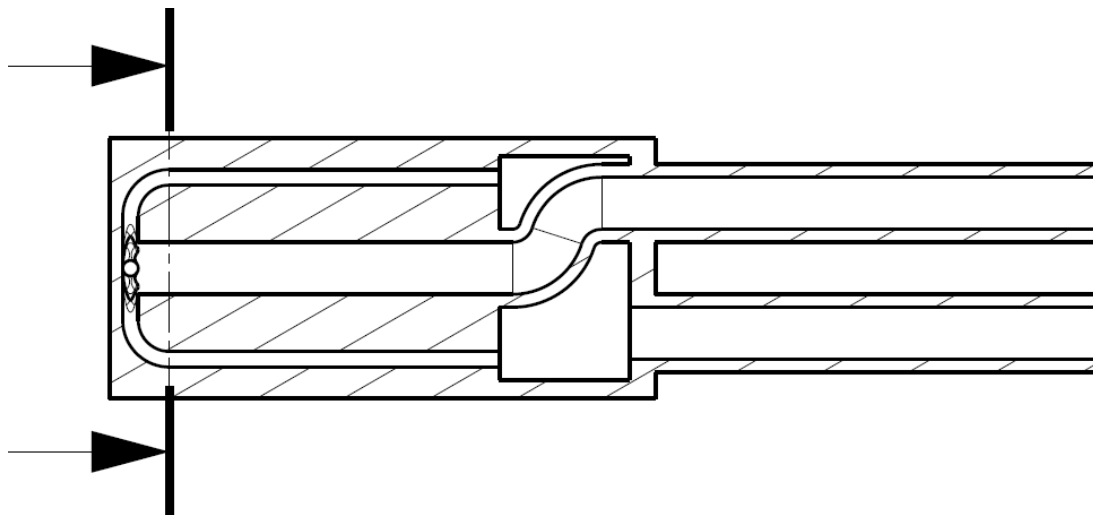


Abbildung 4.22: Prinzipskizze „Kühlkanäle Pro“

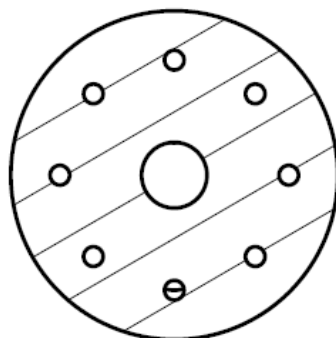


Abbildung 4.23: Prinzipskizze „Kühlkanäle“ Pro Schnitt

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	616,78	534,61	587,92
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,25	20,1
Druck [Pa]	213818	101448	112370

Tabelle 4.6: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Pro“ für 16 MW/m^2 Aluminium

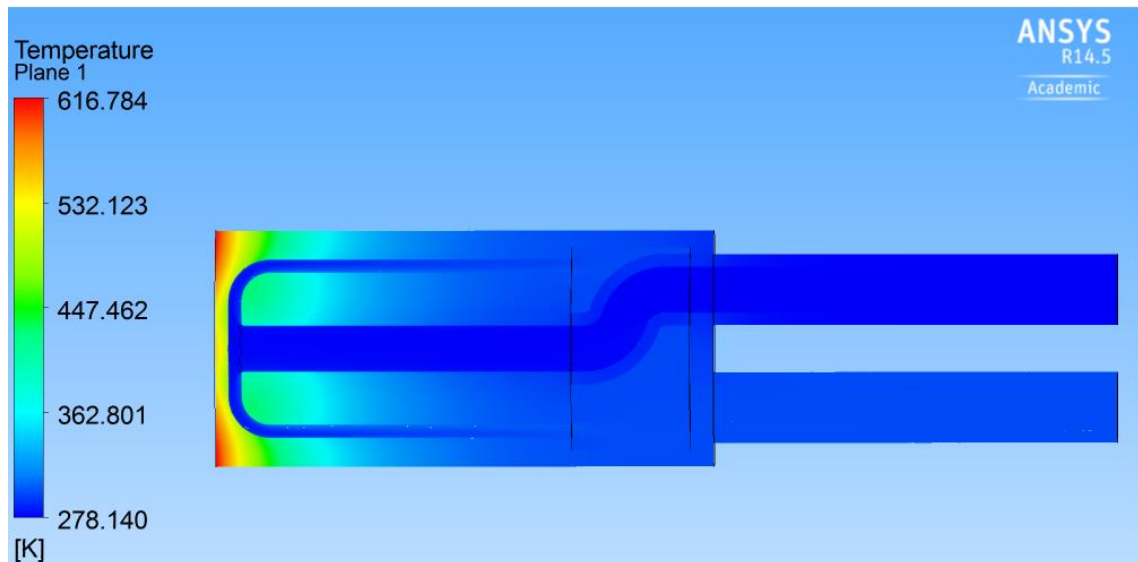


Abbildung 4.24: Temperaturverlauf Schnittebene „Kühlkanäle Pro“

Tabelle 4.6 zeigt die Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Pro“. Es ist zu erkennen, dass die Temperaturen insgesamt geringer ausfallen. Im Vergleich zu der Simulation des ursprünglichen Kalorimeters hat die Maximaltemperatur an der Frontplatte mehr als 300 K abgenommen. Abbildung 4.24 zeigt die Temperaturverteilung in der Schnittebene. Es kann festgestellt werden, dass sich die Temperatur nicht mehr in der Mitte der Frontplatte staut, wie es bei der Konstruktion „Kühlkanäle“ auftritt, sondern sich nach außen vergrößert. Die Temperaturverteilung in der Frontplatte ist zusätzlich in Abbildung 4.25 dargestellt. Dieses Verhalten ist auf die Anordnung der Kühlkanäle zurück zu führen, denn diese sorgen, durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit aufgrund der dünnen Kühlkanäle, für einen besseren Wärmeübergang in das Wasser. Außerdem unterliegt die Strömung dadurch einem gezielten Verlauf hinter der Frontplatte. Das wirkt der Wärmestauung in der Mitte der Frontplatte entgegen. In Abbildung 4.24 ist zu erkennen, dass ein Wärmestau im Randbereich aufgrund der Anordnung der Kühlkanäle auftritt. Die Kühlkanäle müssen bis kurz vor die Wand des Kalorimeters und dann Richtung Rücklauf verlaufend konstruiert werden, damit die Wärme im Rand besser abgeführt werden kann.

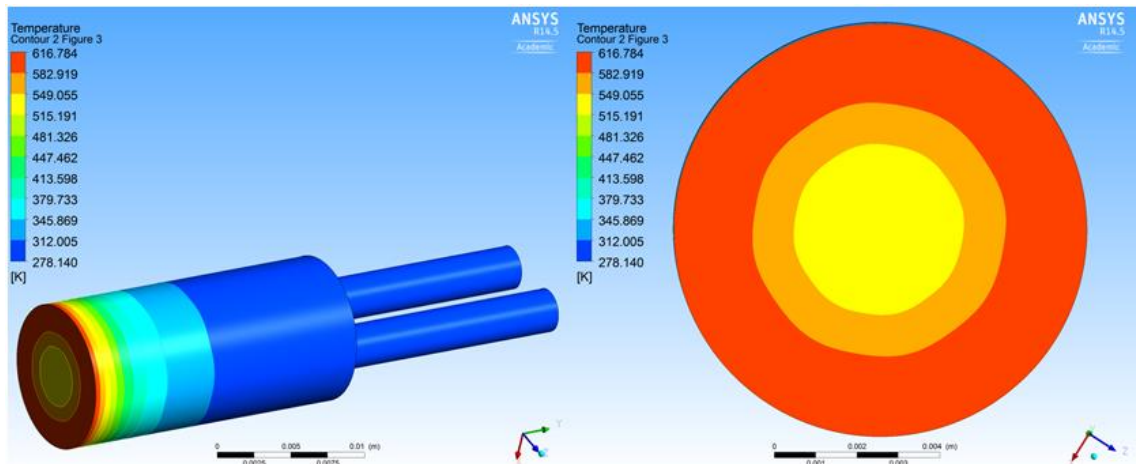


Abbildung 4.25: Temperaturverlauf im Aluminium „Kühlkanäle Pro“

Insgesamt stellt die Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ schon eine gute Lösung dar. Die Schwachstelle liegt jedoch im Rand der Frontplatte, wo sich die Temperatur staut. Die Kühlkanäle müssen die Wärme noch besser hinter der Frontplatte nach außen abführen.

4.3.3 Kühlkanäle Schnecke

Die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ ist eine Weiterentwicklung auf Grundlage der Konstruktion „Kühlkanäle Pro“. Wie in Kapitel 4.3.2 gezeigt, stellt die Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ schon eine gute Lösung für den Wärmetransport und die Wärmeverteilung dar. Die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ wurde nach dem gleichen Funktionsprinzip wie die Geometrie „Kühlkanäle Pro“ konstruiert. Der Unterschied liegt in der Geometrie der Kühlkanäle hinter der Frontplatte. Diese sind nun nicht mehr grade nach außen konstruiert, sondern erfahren eine leichte Krümmung. Das ermöglicht eine noch größere Übertragungsfläche, einen längeren Durchströmungsweg des Wassers hinter der Frontplatte des Kalorimeters und eine dichtere Anordnung der Kühlkanäle zueinander und dadurch einen besseren Wärmeeintrag in das Wasser. Außerdem sind die Kanäle weiter in den Randbereich konstruiert, so kann der Wärmestauung im Rand der Frontplatte entgegengewirkt werden. In Abbildung 4.26 und Abbildung 4.27 ist der Aufbau der Konstruktion anhand von Prinzipskizzen dargestellt.

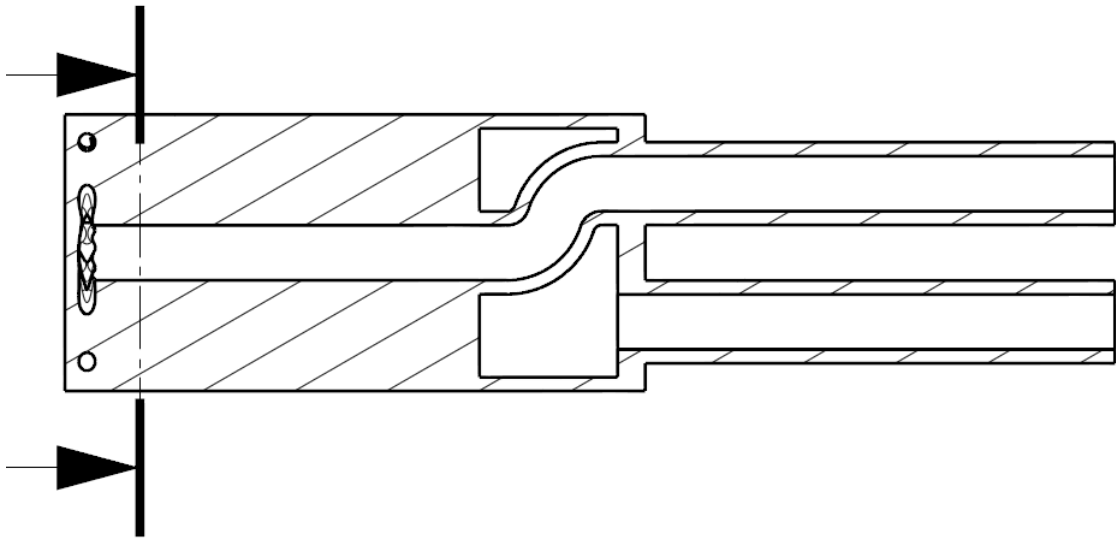


Abbildung 4.26: Prinzipskizze „Kühlkanäle Schnecke“

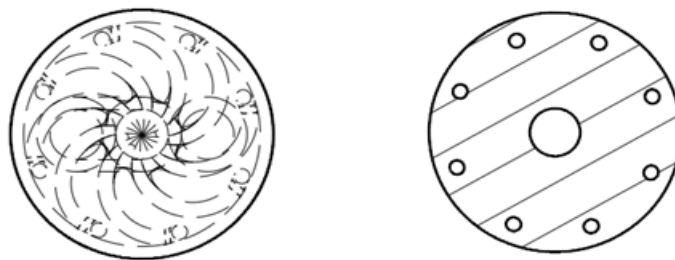


Abbildung 4.27: Prinzipskizzen Kühlkanäle Schnecke Vorderansicht und Schnittansicht

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	511,82	481,83	491,31
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	298,23	20,08
Druck [Pa]	279757	101464	178293

Tabelle 4.7: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ für 16 MW/m^2 Aluminium

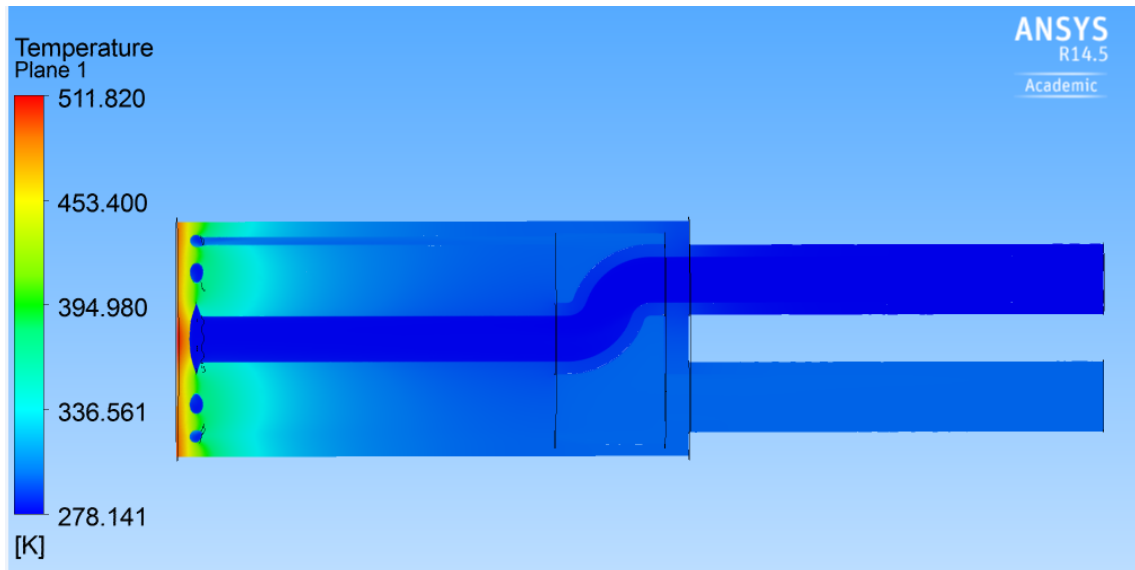


Abbildung 4.28: Temperaturverlauf Schnittebene Kühlkanäle Schnecke

In Tabelle 4.7 werden die Ergebnisse der Simulation für die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ dargestellt. Es ist zu erkennen, dass die Maximaltemperaturen, im Gegensatz zu der Konstruktion „Kühlkanäle Pro“, weiter gesunken sind. Die Maximaltemperatur an der Frontplatte beträgt nun 511 K, wohingegen das alte Kalorimeter einer Maximaltemperatur von 930 K ausgesetzt war. Abbildung 4.28 zeigt die Temperaturverteilung in der Schnittebene des Kalorimeters. Die Wärmestauung im Rand der Frontplatte ist hier nicht mehr vorhanden. Es bleibt festzuhalten, dass der Wärmestauung mit Hilfe der gekrümmten Kühlkanäle entgegengewirkt wurde. Abbildung 4.29 zeigt zusätzlich die Temperaturverteilung im Aluminium auf.

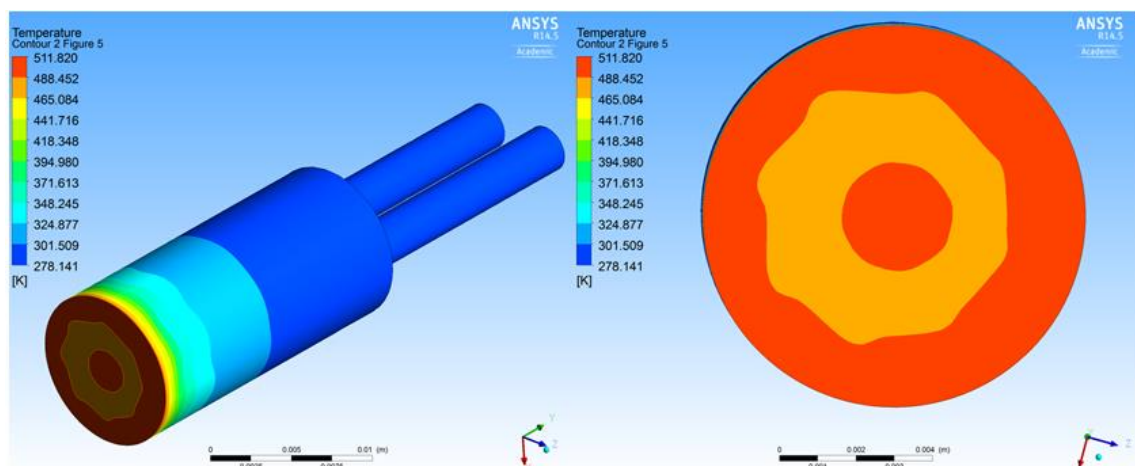


Abbildung 4.29: Temperaturverteilung im Aluminium „Kühlkanäle Schnecke“

4.3.4 Ergebnisse

Abbildung 4.30 zeigt den Vergleich der vorgestellten weiterentwickelten Konstruktionen anhand der Temperaturverläufe in der Frontplatte. Es ist zu erkennen, dass der Temperaturverlauf der Konstruktion „Kühlkanäle“ am höchsten ist. Die Verbesserung zu der

Geometrie „Kühlkanäle Schnecke“ wird deutlich. Während die Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ noch hohe Maximaltemperaturen im Randbereich aufweist, fällt der Temperaturverlauf und der Temperaturbereich der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ am geringsten aus. Insgesamt stellen die Konstruktionen mit den Kühlkanälen Verbesserungen zu den vorherigen Konstruktionen dar. Das liegt vor allem an den dünnen Kühlkanälen, die eine höhere Strömungsgeschwindigkeit ermöglichen und dadurch den Wärmeübergang in das Wasser wesentlich verbessern. Es kann abschließend festgestellt werden, dass die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ die beste untersuchte Geometrie, mit dem besten Wärmeübergang vom Kalorimeter in das Wasser und dem besten Wärmeabtransport darstellt. Diese Konstruktion erlaubt eine Verwendung des Kalorimeters unter den gegebenen Randbedingungen und ermöglicht die Annahme der Kaltwand und damit die Messung des Kaltwandwärmestroms.

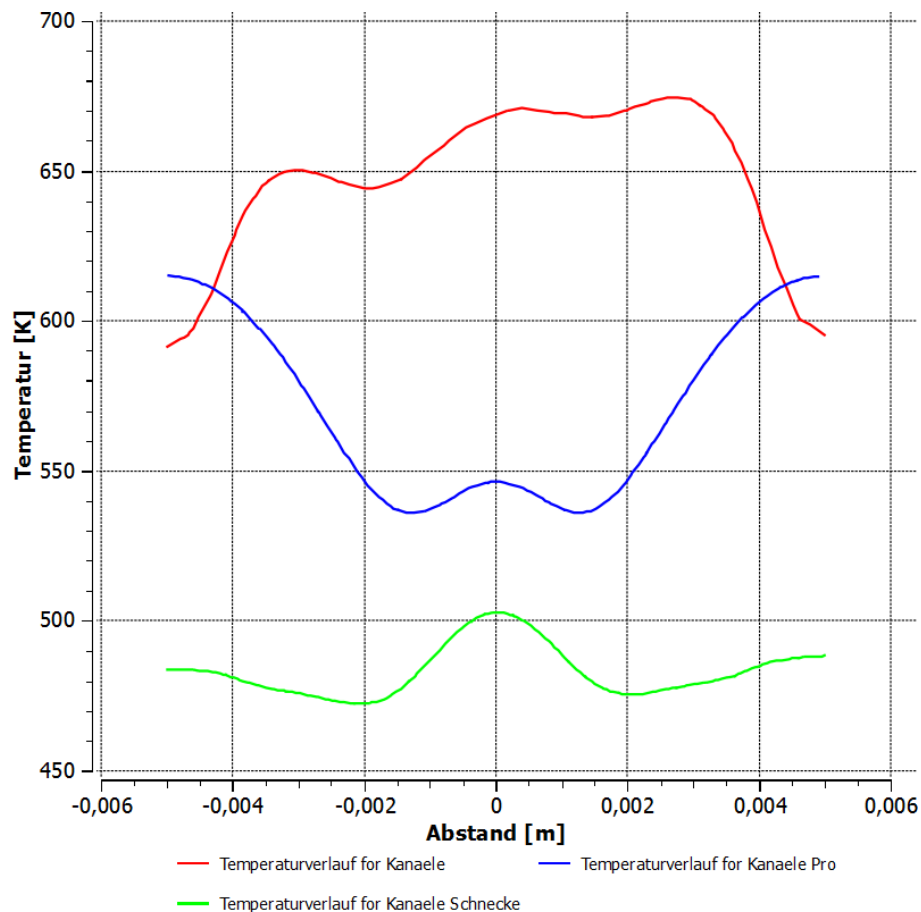


Abbildung 4.30: Vergleich der Temperaturverläufe durch die Frontplatte der verschiedenen Kanäle Konstruktionen

4.4 Auswahl der besten Geometrie

4.4.1 Detailberechnungen

Kapitel 4.3 behandelte die Vorstellung und Analyse der verbesserten Geometrien. Dabei stellte sich die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ als beste Geometrie heraus. Im Folgenden wird diese Konstruktion mit angepassten Parametern noch einmal im Detail berechnet. Dabei wird der Massenstrom von 15 g/s auf 20 g/s gesetzt. Das ermöglicht durch die höhere Strömungsgeschwindigkeit, und die dadurch resultierende größere Reynolds-Zahl, einen noch besseren Wärmeübergang in das Wasser. Die Temperaturdifferenz kann nach Gleichung (2.13) berechnet werden und beträgt 15 K. Die Temperaturdifferenz von 15 K und der Massestrom von 20 g/s stellen in dem Fall einen Grenzfall der Parameter dar. Höhere Massenströme sind aufgrund der zu hohen Druckdifferenz im Kalorimeter nicht zu verwirklichen. Des Weiteren wird das Kalorimeter mit der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ noch einmal für den Wärmestrom 1 MW/m^2 simuliert. Dabei sind der Massenstrom auf 3,8 g/s und die Temperaturdifferenz auf 5 K zu setzen. Diese Werte stellen wiederum einen Grenzfall für die Minimalwerte dar. Wenn Massenstrom und Temperaturdifferenz zu klein gewählt sind, wird es zu Fehlern in der Messung kommen. (Vergleiche Kapitel 3.1.)

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	477,38	453,11	463,14
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	293,20	15,05
Druck [Pa]	417830	101564	316266

Tabelle 4.8: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ mit 20 g/s für 16 MW/m^2 Aluminium

Tabelle 4.8 stellt die Ergebnisse für die Simulation der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ mit einem Massenstrom von 20 g/s und einem Wärmestrom von 16 MW/m^2 dar. Es ist festzustellen, dass sich die Maximaltemperatur an der Frontplatte durch den höheren Massenstrom nochmal um knapp 34 K verringert. Die Druckdifferenz zwischen Ein- und Auslass hingegen fällt mit 3,1627 bar etwas höher aus, als bei der Simulation mit einem Massenstrom von 15 g/s. Dies stellt jedoch kein Problem dar, da mit gegebenen Mitteln ein Druck von bis zu 40 bar aufgebracht werden kann. Da der

Massenstrom nicht zu hoch und die Temperaturdifferenz nicht zu niedrig ausfallen dürfen, stellt diese Simulation einen guten Kompromiss zwischen beiden Parametern dar. Die Messungenauigkeit liegt in diesem Fall bei $\pm 10,7 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messungenauigkeit durch die Messung der Temperaturdifferenz wieder 99 % zur Messungenauigkeit beitragen.

	Max. Temperatur	Min. Temperatur	Durchschnittstemperatur auf der Fläche
Frontplatte vorne außen [K]	309,93	306,95	307,50
	Einlass	Auslass	Differenz
Temperatur [K]	278,15	283,09	4,94
Druck [Pa]	111984	101336	10648

Tabelle 4.9: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ mit $3,8 \text{ g/s}$ für 1 MW/m^2 Aluminium

Tabelle 4.9 zeigt die Ergebnisse für die Simulation der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ mit einem Massenstrom von $3,8 \text{ g/s}$ und einem Wärmestrom von 1 MW/m^2 und vorgegebener Temperaturdifferenz von 5 K . Die hier eingestellten Parameter stellen einen minimalen Grenzfall dar. Bei kleinerer Temperaturdifferenz wird es zu höheren prozentualen Messfehlern kommen. Der geringe Massenstrom stellte in der Konstruktion des ursprünglichen Kalorimeters ein Problem aufgrund der geometrischen Mängel dar. Da die neue Konstruktion keine Undichtigkeiten und Lötstellen mehr aufweist, wird der niedrige Massenstrom wahrscheinlich keine Probleme hervorrufen. Allerdings darf dieser auch nicht niedriger dimensioniert werden. Die Simulation zeigt auch hier einen guten Kompromiss zwischen Massenstrom und Temperaturdifferenz für die Messung kleinerer Wärmeströme um 1 MW/m^2 . Die Messungenauigkeit liegt in diesem Fall bei $\pm 5,3 \text{ kW/m}^2$, wobei die Messungenauigkeit durch die Messung der Temperaturdifferenz wieder 99 % zur Messungenauigkeit beitragen.

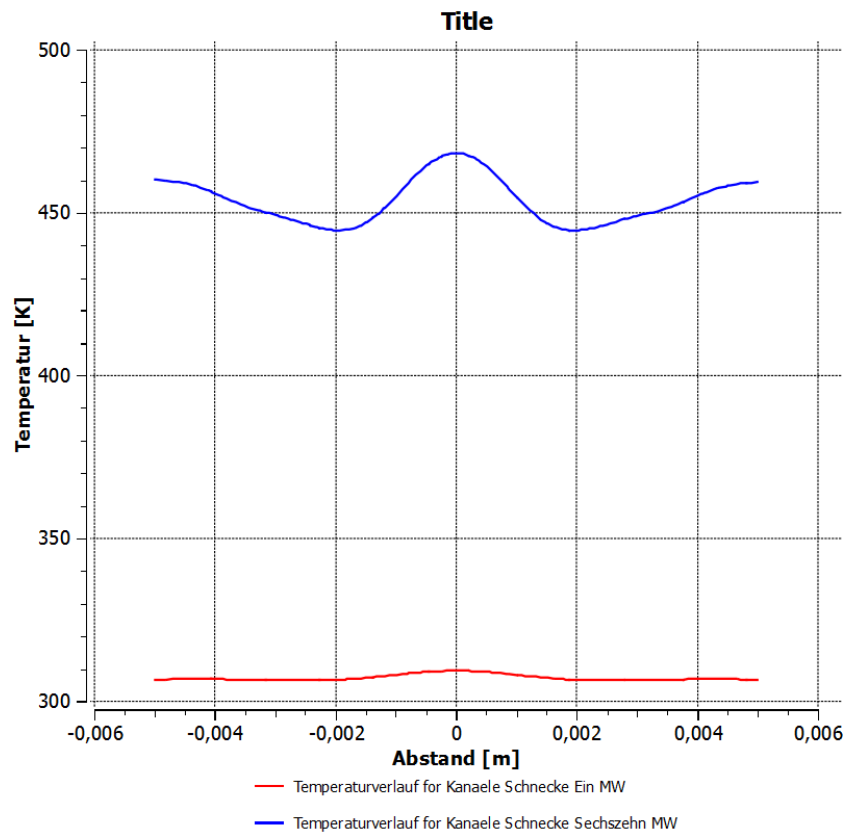


Abbildung 4.31: Vergleich der Temperaturverläufe der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ für 1 MW/m^2 und 16 MW/m^2

Abbildung 4.31 zeigt die Temperaturverläufe der beiden Simulationen mit 1 MW/m^2 und 16 MW/m^2 . Es kann abschließend festgestellt werden, dass das neu entwickelte wassergekühlte Kalorimeter sowohl für die Messung von Wärmeströmen von 16 MW/m^2 als auch für die Messung von Wärmeströme von 1 MW/m^2 geeignet ist. Es lässt sich somit vielseitig einsetzen.

Abbildung 4.32 stellt für beide Simulationen den Temperaturverlauf von der Frontplatte in das Wasser dar. Es ist zu erkennen, dass sich im Vergleich zu Abbildung 3.5 der Wärmeübergang vom Kalorimeter in das Wasser verbessert hat. Der Temperaturprung, vor allem bei den 16 MW/m^2 , ist nicht mehr so groß wie in der Simulation des ursprünglichen Kalorimeters.

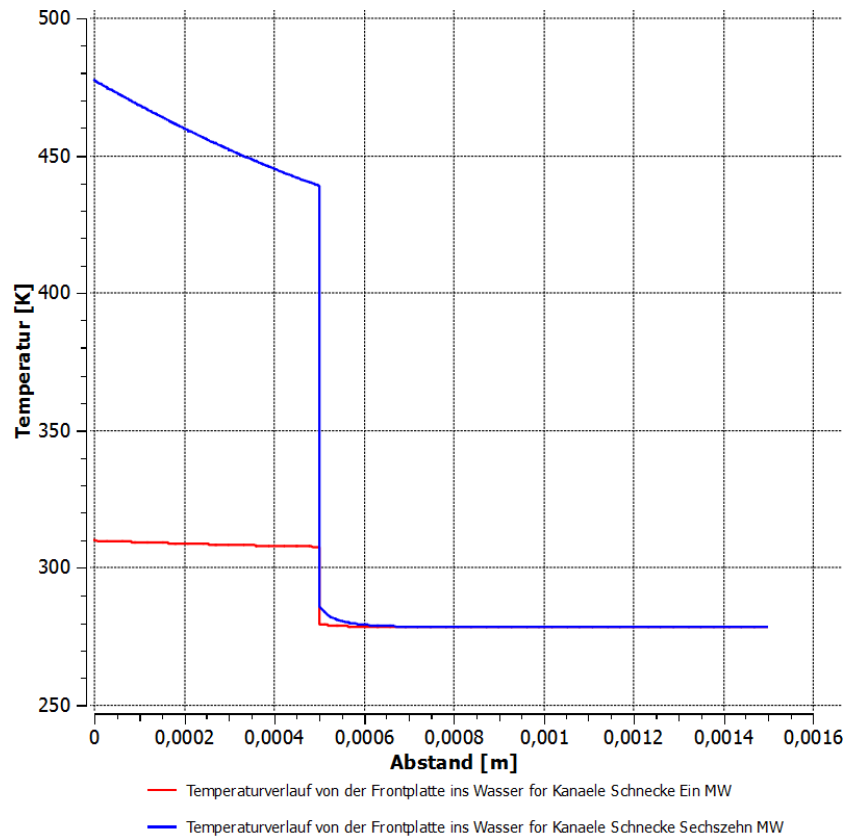


Abbildung 4.32: Vergleich der Temperaturverläufe von der Frontplatte in das Wasser

5 Numerische Aussagekraft

Damit die Lösungen der Simulationen der konstruierten Kalorimeter möglichst aussagekräftige Lösung darstellen, ist die Aussagekraft der numerischen Ergebnisse anhand einiger Hilfsmittel zu belegen. Im Folgenden wird dies mit Hilfe der Gitterstudie, der Gitterqualität und dem Vergleich mit analytischen Ergebnissen aufgezeigt.

5.1 Gitterstudie

Um eine genaue Simulation des Problems zu gewährleisten, ist die Gitterauflösung so fein zu wählen, dass das erstellte Gitter keinen Einfluss auf die Lösung hat und so grob wie möglich ist. Anhand der Gitterstudie werden die Lösungen verschiedener Gitterauflösungen miteinander verglichen, um festzustellen, wie fein das Gitter mindestens gewählt sein muss. Dann ist die Lösung rasterunabhängig, das heißt, dass sich die Lösung mit feineren Netzen nicht mehr ändert und die Lösung somit nur noch von den verwendeten Turbulenzmodellen und Wandfunktionen abhängt. Es ist anzumerken, dass die Gitterstudie ursprünglich anhand der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ erstellt werden sollte, weil diese sowohl die komplexeste Geometrie als auch die finale Geometrie darstellt. Es ist anzumerken, dass die Gitterstudie ursprünglich anhand der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ erstellt werden sollte, weil diese sowohl die komplexeste Geometrie als auch die finale Geometrie darstellt. In dieser Konstruktion stellt sich allerdings bei zunehmender Gitterverfeinerung keine konvergente Lösung mehr ein, was vermutlich durch eine instationäre Strömung aufgrund des leichten Dralls in der Strömung und der Kavität am Ende der Kühlkanäle hervorgerufen wird. Da sich die Instationarität in der Kavität einstellen würde, ist sie für die Betrachtung des Wärmeübergangs in das Wasser nicht von Bedeutung. Um die Gitterstudie dennoch möglichst genau darzustellen, wurde diese anhand der Konstruktion „Kühlkanäle Pro“ durchgeführt, da diese der Schnecken Konstruktion am nächsten ist. Außerdem wurde die Verfeinerung des Gitters am kompletten Kalorimeter außer an der Kavität vorgenommen. Die Erkenntnisse aus der Gitterstudie ließen sich anschließend auf alle anderen Geometrien übertragen.

In Tabelle 5.1 sind die einzelnen Gitterauflösungen, die Größe und die Anzahl der Elemente und Konten für die einzelne Auflösung und die jeweiligen Rechenzeiten dargestellt. Die grobe Auflösung zeigt die voreingestellten Größen von ANSYS MESHING auf. Dabei erstellt ANSYS MESHING auf Grundlage der vorliegenden Geometrie und der eingestellten Prismenschichten ein geeignetes, grobes Gitter. Die Prismenschichten wurden in allen Geometrien gleich gewählt. Siehe auch Kapitel 4.1. Die Gitterauflösungen fein und mittel sind so gewählt, dass sich die Anzahl der Elemente jeweils mindestens verdoppeln. Ansonsten ist keine komplette Gitterverfeinerung gewährleistet. Außerdem müssen das komplette Gitter und die Verfeinerungen betrachtet werden, damit die Gitterauflösung auch die kleinsten Geometrien mit verfeinert. Falls dies bei der entsprechenden Einstellung nicht der Fall sein sollte, muss eine zusätzliche lokale

Verfeinerung erfolgen. Es ist zu erkennen, dass sich erst ab einer max. Größe von 0,13 mm der Elemente eine Verdopplung der Anzahl einstellt. Alle gröberen Einstellungen würden nur die größten Teile des Gitters verfeinern, aber keine Verfeinerung der kompletten Geometrie bewirken. Des Weiteren kann festgestellt werden, dass sich die Rechenzeit vom groben zum feinen Gitter fast vervierfacht.

Gitter	max. Größe der Elemente	Anzahl der Elemente	Anzahl der Knoten	Rechenzeit
grob	2,021 mm	2026244	474019	2h 4 min
mittel	0,13 mm	4445113	995781	3h 30 min
fein	0,085 mm	10299467	2154973	8h 4 min

Tabelle 5.1: Größe der Elemente und die Anzahl der Knoten und Gitterelemente

Abbildung 5.1 zeigt die Temperaturverläufe der jeweiligen Gitterauflösung in der Frontplatte des Kalorimeters. Es ist erkennbar, dass sich zwischen grobem und feinem Gitter ein großer Unterschied in der Temperaturverteilung einstellt. Im Vergleich dazu, ist der Unterschied zwischen mittlerem und feinem Gitter relativ gering. In Anbetracht der hohen Rechenzeit des feinen Gitters, kann das mittlere Gitter als gute Näherungslösung betrachtet werden. Außerdem hat die Studie gezeigt, dass die Grundeinstellungen des Gitters zu grob sind und bei allen weiteren Simulationen die notwendige Gitterauflösung der mittleren Gitterauflösung betrachtet werden muss. Des Weiteren hat sich die Temperatur mit der Verfeinerung des Gitters verringert. Die Ergebnisse der Simulationen können als Maximalwerte angesehen werden, was bedeutet, dass die exakten Temperaturverläufe im Kalorimeter darunter liegen müssen. Damit ist ein gewisser Sicherheitsabstand gegeben. Die Konstruktionen der restlichen Geometrien werden anhand dieser Erkenntnis mit mittlerer Gitterauflösung vernetzt.

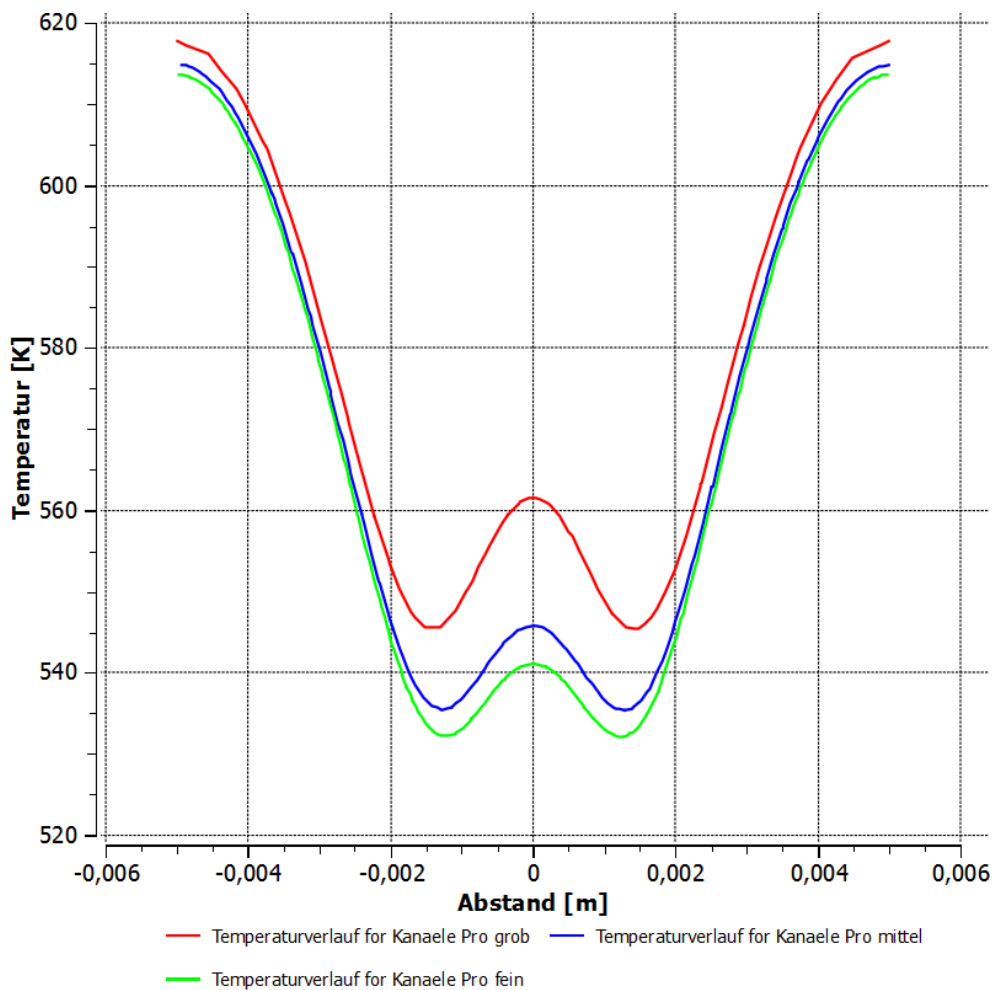


Abbildung 5.1: Vergleich der Gitterverfeinerungen anhand der Temperaturverläufe in der Frontplatte

5.2 Gitterqualität

Für die exakte Berechnung der Simulation ist nicht nur eine feine Auflösung des Gitters, sondern auch eine gute Qualität des jeweiligen Gitters notwendig. Falls die Qualität der Elemente zu schlecht gewählt ist, hat dies Einfluss auf die Lösung der Simulation was wiederum zu schlechten Ergebnissen führt. Die Software ANSYS bietet in ihrem Programm ANSYS MESHING die Möglichkeit, die Qualität des erstellten Gitters zu überprüfen und zu verbessern. Es können verschiedene Netzstatistiken abgerufen werden. Die für die Strömungssimulation interessanten Aspekte sind die Orthogonale Qualität und die Skewness. Die Orthogonale Qualität ist ein Maß für die Abweichung der direkten Verbindung zwischen dem Zentrum des Elements und der Mitte der Kanten. Dabei ist die Orthogonale Qualität mit $\frac{A_i e_i}{|A_i| \cdot |e_i|}$ definiert. Dies wird in Abbildung 5.2 aufgezeigt.

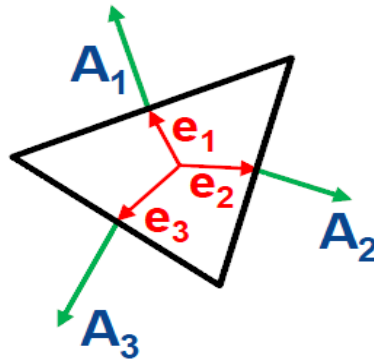


Abbildung 5.2: Orthogonale Qualität eines Elements

Der Wert 0 stellt die schlechteste und der Wert 1 die beste Orthogonale Qualität dar. Dabei sollte die Orthogonale Qualität des Netzes möglichst einen Wert über 0,1 haben. Die Skewness ist ein Maß für die optimale Zellgröße der einzelnen Elemente. Hierbei ist der Wert 0 anzustreben und der Wert 1 stellt die schlechteste Skewness dar. Für die Strömungssimulation sollte die Skewness des Netzes einen Wert kleiner 0,95 haben. Die Skewness ist definiert durch $\frac{\text{optimale Zellgröße} - \text{vorhandene Zellgröße}}{\text{optimale Zellgröße}}$. Die orthogonale Qualität und die Skewness wurden für jede Konstruktion überprüft. Wenn sie mit den Grundeinstellungen und der Gitterverfeinerungen nicht mit den vorgegebenen Werten übereinstimmten, war die Qualität der jeweiligen Gitter zu verbessern. Zunächst wurde anhand von Einstellungen Virtuelle Topologie und Pinch festgestellt, ob die schlechte Netzqualität aufgrund der Geometrie des Bauteils zu Stande kommt. Scharfe Kanten und Winkel wurden lokalisiert und aufgezeigt. Falls die Geometrie des Bauteils in Ordnung war, war das Netz lokal an den Stellen schlechter Netzqualität zu verbessern. Dafür wurden die Elemente mit schlechter Qualität über die Funktion Mesh Metric lokalisiert und mit der Funktion Section Planes das Bauteil aufgeschnitten, um die innere Vernetzung zu betrachten. Die Regionen mit schlechter Netzqualität konnten wiederum über eine weitere lokale Verfeinerung verbessert werden. Außerdem untersuchte der Solver vor der jeder Rechnung das Netz und gab eine Rückmeldung über die Qualität. So ließ sich bei jeder Simulation die Qualität der jeweiligen Gitter zusätzlich überprüfen.

Tabelle 5.2 zeigt die Gitterqualitäten der einzelnen Gitter auf. Es ist anzumerken, dass die Werte von orthogonaler Qualität und Skewness ohne die Prismenschicht besser ausfallen. Zum Vergleich wäre die minimale orthogonale Qualität bei der Konstruktion „Spalt“ 0,21 statt 0,166 und die maximale Skewness 0,825 statt 0,948. Aufgrund der Kriterien der Qualität Ermittlung werden die Prismen als schlechte Elemente ermittelt, welche eigentlich keine schlechte Qualität aufweisen. Somit ist die Qualität der einzelnen Gitter wesentlich besser als in der Tabelle dargestellt. Es wurde allerdings bei allen Konstruktionen auf die minimale orthogonale Qualität und maximale Skewness mit den Prismenschichten Wert gelegt. Es kann vorkommen, dass die maximale Skewness und die minimale orthogonale Qualität nicht beide vereinbar sind. Dann überwiegt der Wert der minimalen orthogonale Qualität über dem der Skewness, da diese die Quali-

tät besser widerspiegelt und für Strömungssimulationen wichtiger ist. Falls die Werte unterhalb oder oberhalb der gegebenen Grenzen ausfielen, wurde die Anzahl der Elemente, die die schlechte Qualität aufweisen ermittelt. War die Anzahl kleiner oder gleich 3 Elemente und diese in Regionen zu finden, wo keine hohe Qualität von Bedeutung ist, konnten die Qualitätsmerkmale ohne diese Elemente angenommen werden.

Geometrie	min. Orthogonale Qualität	max. Skewness
Spalt	0,1661	0,948
Rippen	0,1098	0,951
Labyrinth	0,1075	0,961
Schnecke	0,1062	0,972
Kühlkanäle	0,1373	0,962
Kühlkanäle Pro	0,1201	0,951
Kühlkanäle Schnecke	0,1121	0,961

Tabelle 5.2: Gitterqualität der einzelnen Geometrien

5.3 Überprüfung anhand analytischer Ergebnisse

Um eine Aussage über die Ergebnisse der Simulation zu treffen, können die Ergebnisse mit analytisch bestimmten Werten verglichen werden. In der Kalorimeter Simulation lässt sich dies anhand der vorberechneten Parameter überprüfen. Mit Gleichung (2.13) wurde vor den Simulationen ein Massenstrom zu einer bestimmten Temperaturdifferenz bestimmt, um diesen in dem Simulationsprogramm ANSYS einzustellen. Die Temperaturdifferenz des Wassers muss nach der Simulation den gleichen Wert aufweisen, wie der vorher ermittelte Wert. Kleine Abweichungen können entstehen, indem nicht genau der berechnete Massenstrom angenommen wird. So ist beispielsweise nach Gleichung (2.13) mit der Temperaturdifferenz von 20 K der genau berechnete Massenstrom mit $\dot{m} = 15,053 \text{ g/s}$ festgelegt. In der Kalorimeter Simulation wird für diese Temperaturdifferenz aufgrund der vielen Nachkommastellen der Massenstrom von 15 g/s eingestellt. Dies kann zu leichten Abweichungen im Nachkommastellenbereich führen. Anhand der Ergebnisse in Kapitel 4 zu erkennen, dass die Ergebnisse der Simulation gut mit den errechneten Werten übereinstimmen. Es gibt lediglich einige

leichte Abweichungen im Nachkommastellenbereich. Die Tabelle 5.3 zeigt die Temperaturdifferenzen im Wasser zwischen Ein- und Auslass der einzelnen Geometrien erneut auf. Die Ergebnisse der grob eingestellten Gitter, spiegelten hingegen größere Abweichungen wieder. Die Ergebnisse aus Kapitel 4 stellen somit die ausreichende Gitterqualität und Konvergenz der Simulationen dar.

Geometrie	Temperaturdifferenz [K]
Spalt	20,31
Rippen	20,41
Labyrinth	20,05
Schnecke	20,55
Kühlkanäle	20,22
Kühlkanäle Pro	20,1
Kühlkanäle Schnecke	20,08

Tabelle 5.3: Temperaturdifferenzen der einzelnen Geometrien

6 Fazit und Ausblick

Im Rahmen dieser Bachelorarbeit sind verschiedene Geometrien als Neuauslegung für das wassergekühlte Kalorimeter konstruiert, simuliert und die Ergebnisse bewertet worden.

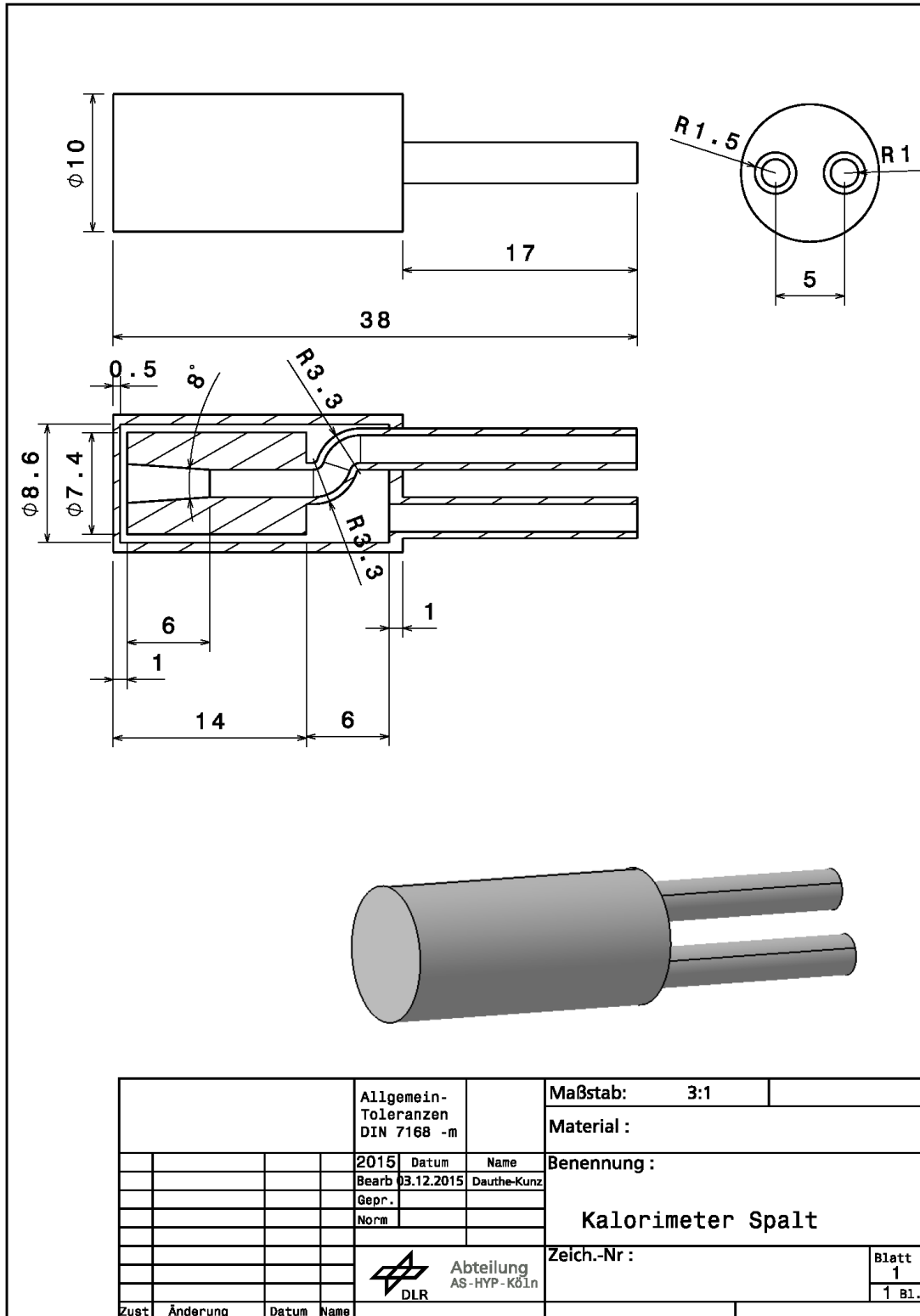
Nachdem die Schwachstellen des ursprünglichen Kalorimeters aufgedeckt und die Anforderungen an das neue Kalorimeter dargestellt wurden, ließen sich auf dieser Grundlage neue Geometrien für das Kalorimeter entwickeln, die den Wärmeeintrag vom Kalorimeter in das Wasser deutlich verbesserten. Es wurden zum einen relativ einfache Geometrien, wie die Konstruktionen „Rippen“ und „Spalt“, und zum anderen komplexere Geometrien, wie die Konstruktionen „Labyrinth“ und „Schnecke“, entwickelt. Es zeigte sich, dass die komplexeren Geometrien keine guten Lösungen darstellten, da die hohe Übertragungsfläche nicht mit den Außenwänden des Kalorimeters verbunden war, und sich die Wärme somit nicht gut durch das Kalorimeter abführen ließ. Außerdem war der Wärmeeintrag in das Wasser trotz der hohen Übertragungsfläche nicht gut. Die Konstruktionen „Rippen“ und „Spalt“ stellten hingegen brauchbare Lösungen zur Verfügung, auf dessen Grundlage sich neue Geometrien entwickeln ließen. Die Konstruktion „Kühlkanäle“ brachte eine gute kombinierte Lösung aus den Konstruktionen „Rippen“ und „Spalt“, welche allerdings noch Schwachstellen im Wärmeeintrag zwischen Frontplatte und Wasser aufwies. Die Weiterentwicklung zu „Kühlkanäle Pro“ konnte diesen Schwachstellen entgegenwirken. Durch die grade konstruierten Kühlkanäle hinter der Frontplatte zeigten sich jedoch auch hier noch Nachteile. Die Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ wurde dementsprechend auf dieser Grundlage konstruiert, mit dem Unterschied, dass die Kühlkanäle hinter der Frontplatte eine leichte Krümmung aufwiesen. Dies ermöglichte eine größere Übertragungsfläche und einen besseren Wärmeabtransport im Randbereich des Kalorimeters. Diese finale Geometrie ist als brauchbare Lösung für die Neukonstruktion des wassergekühlten Kalorimeters anzusehen. Die Ergebnisse der Simulation zeigten, dass das Kalorimeter den vorgegebenen maximalen Wärmestrom von 16 MW/m^2 unter der Annahme des Kaltwandwärmestroms messen kann. Sie stellt somit die Geometrie dar, die mit dem Herstellungsverfahren des selektiven Pulversinterns hergestellt werden soll.

Bevor das Kalorimeter in den endgültigen Herstellungsprozess gelangen kann, sind zusätzlich die kritische Wärmestromdichte der Geometrie zu überprüfen, um festzustellen, ob die Geometrie auch physikalisch für Wärmeströme bis 16 MW/m^2 einsetzbar ist. [3] Falls damit die kritische Wärmestromdichte überschritten wird, ist das Kalorimeter nur bis zu dieser Grenze einzusetzen, damit keine Siedekrise aufkommt. Außerdem sind die Anbauteile zu dimensionieren und zu entwickeln. Die vorhandene Halterung, ist auf die Geometrie des alten Kalorimeters ausgelegt. Diese muss anhand der Außengeometrie des neuen Kalorimeters mit dem neuen Außendurchmesser von 10 mm neu ausgelegt werden. Außerdem sind der Kühlkreislauf der Halterung sowie die Messanschlüsse an Vor- und Rücklauf des Kalorimeters ebenfalls neu zu dimensionie-

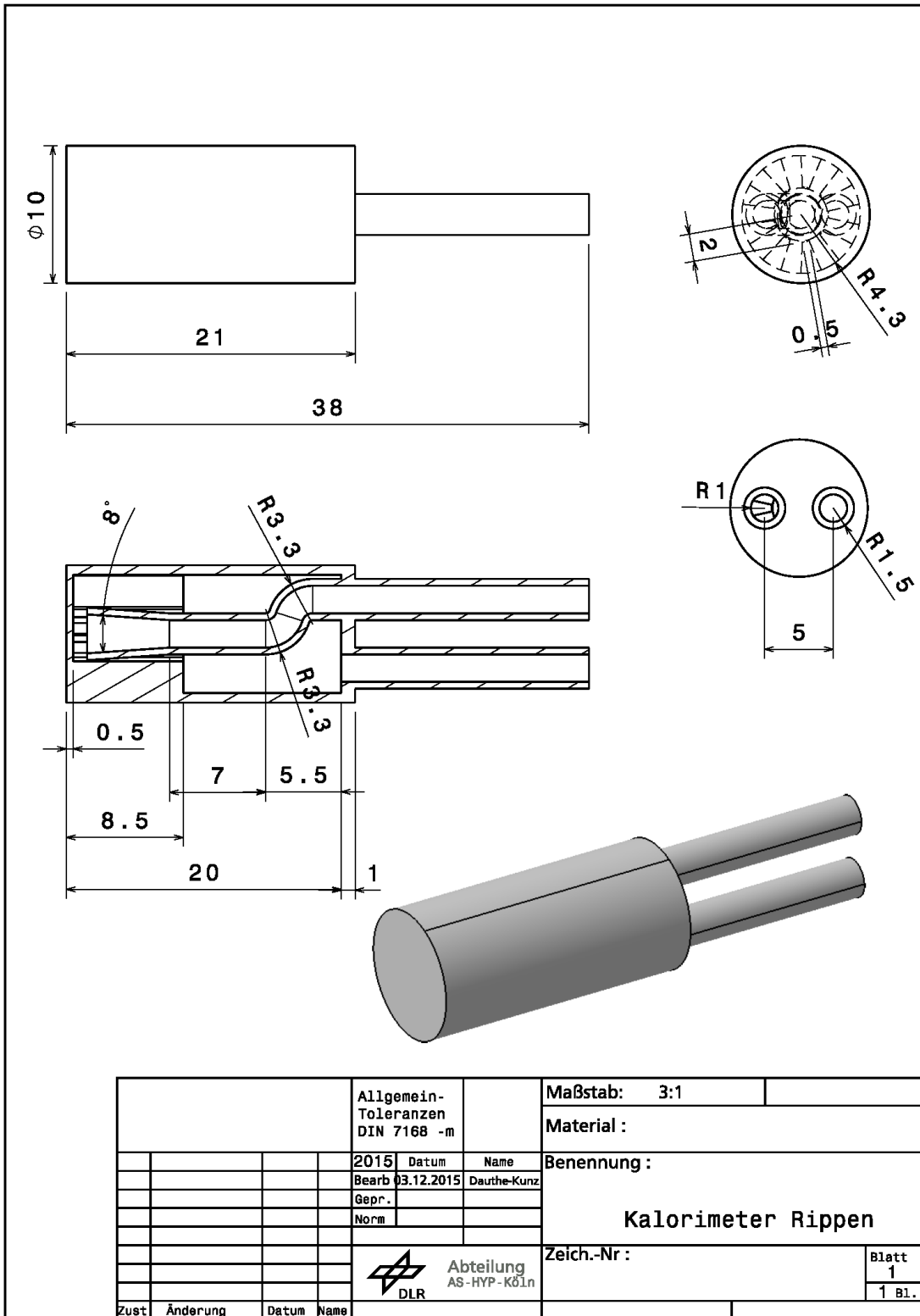
ren und zu entwickeln. Die alten Anschlüsse waren mit dünnen Kupferrohren versehen, die wiederum mit Adaptern verbunden wurden. In diese Verbindungsstellen wurden die Pt100 Widerstandsthermometer durch Bohrungen in die Wasserströmung geschoben und dort verklebt. Die Kupferrohre wiederum sind verlötet. Dies stellte allerdings keine gute Lösung dar. Die Verklebung der Pt100 Elemente hielt nicht gut zusammen und war schwer brauchbar anzubringen. Hier ist es besser, ein Verbindungselement zu konstruieren, welches eine Schraub- oder Steckverbindung zwischen den Wasserrohren und der Pt100 Elemente ermöglicht. Dies sollte auch an Zu- und Rücklauf des Kalorimeters entsprechend befestigt werden können, sodass eine gewisse Stabilität gewährleistet ist. Das Verbindungselement lässt sich auch mit dem Herstellungsverfahren des selektiven Lasersinterns herstellen.

Mit Hilfe der neu dimensionierten Anschlüsse und des Halters ist das Kalorimeter kostengünstig und einfach herzustellen und für Messungen des Kaltwandwärmestroms bis zu 16 MW/m^2 einsetzbar. Damit wird eine weitere Messmethode zur Qualifizierung von Wärmeschutzsystemen für die Widereintrittsbedingungen aus mittel bis hoch-elliptischen Bereichen anhand des wassergekühlten Kalorimeters ermöglicht.

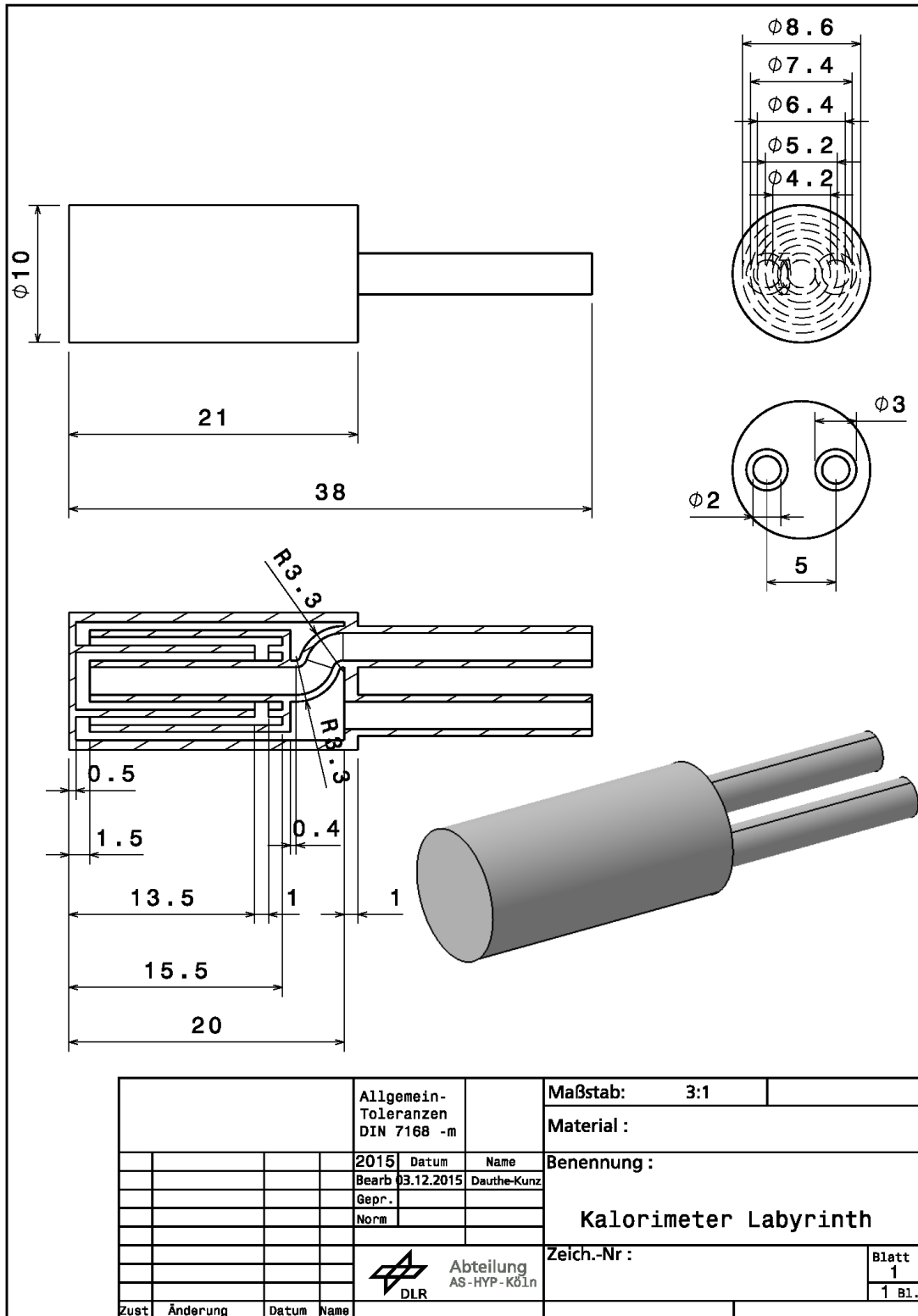
Anhang - CAD-Zeichnungen



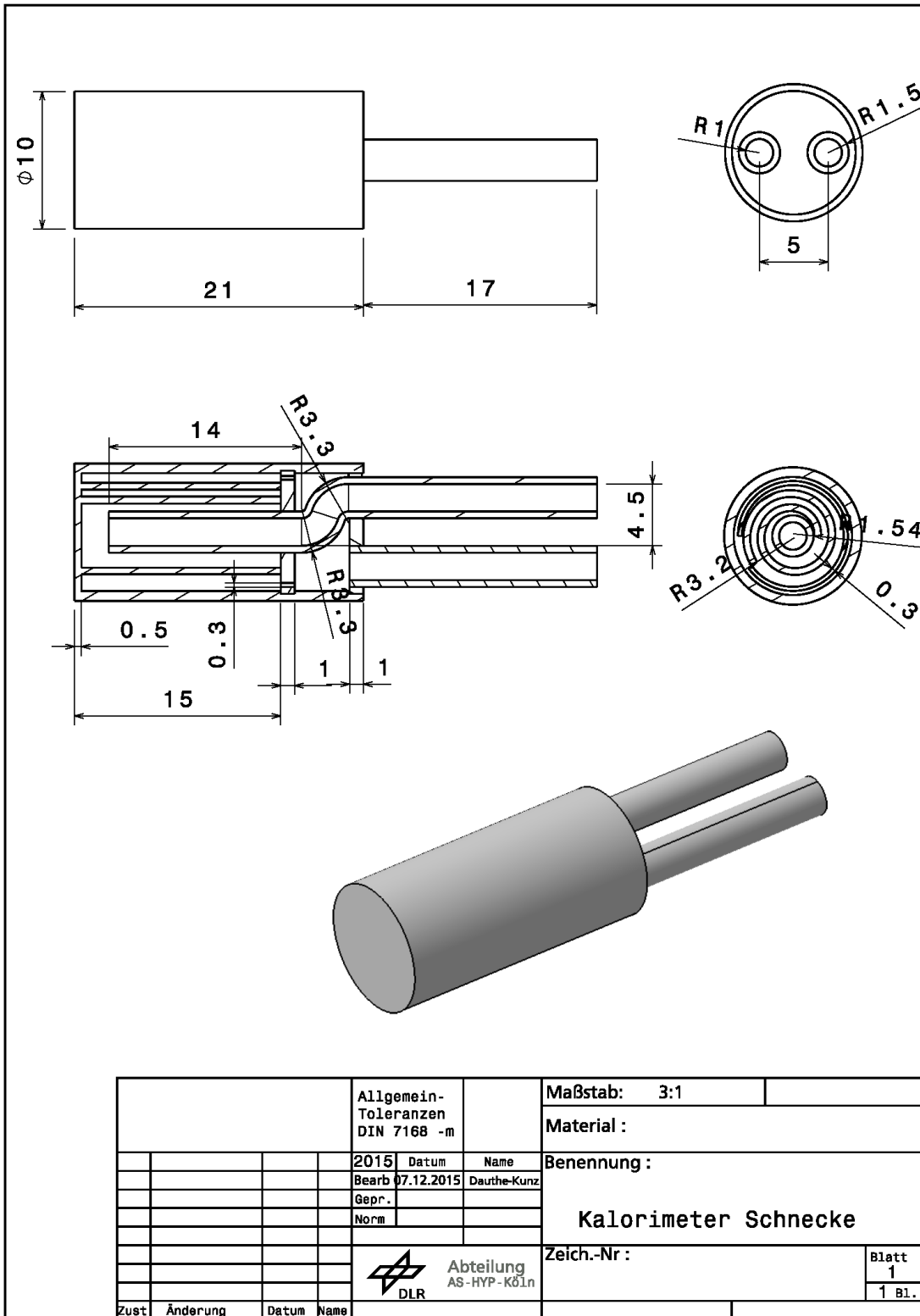
Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung



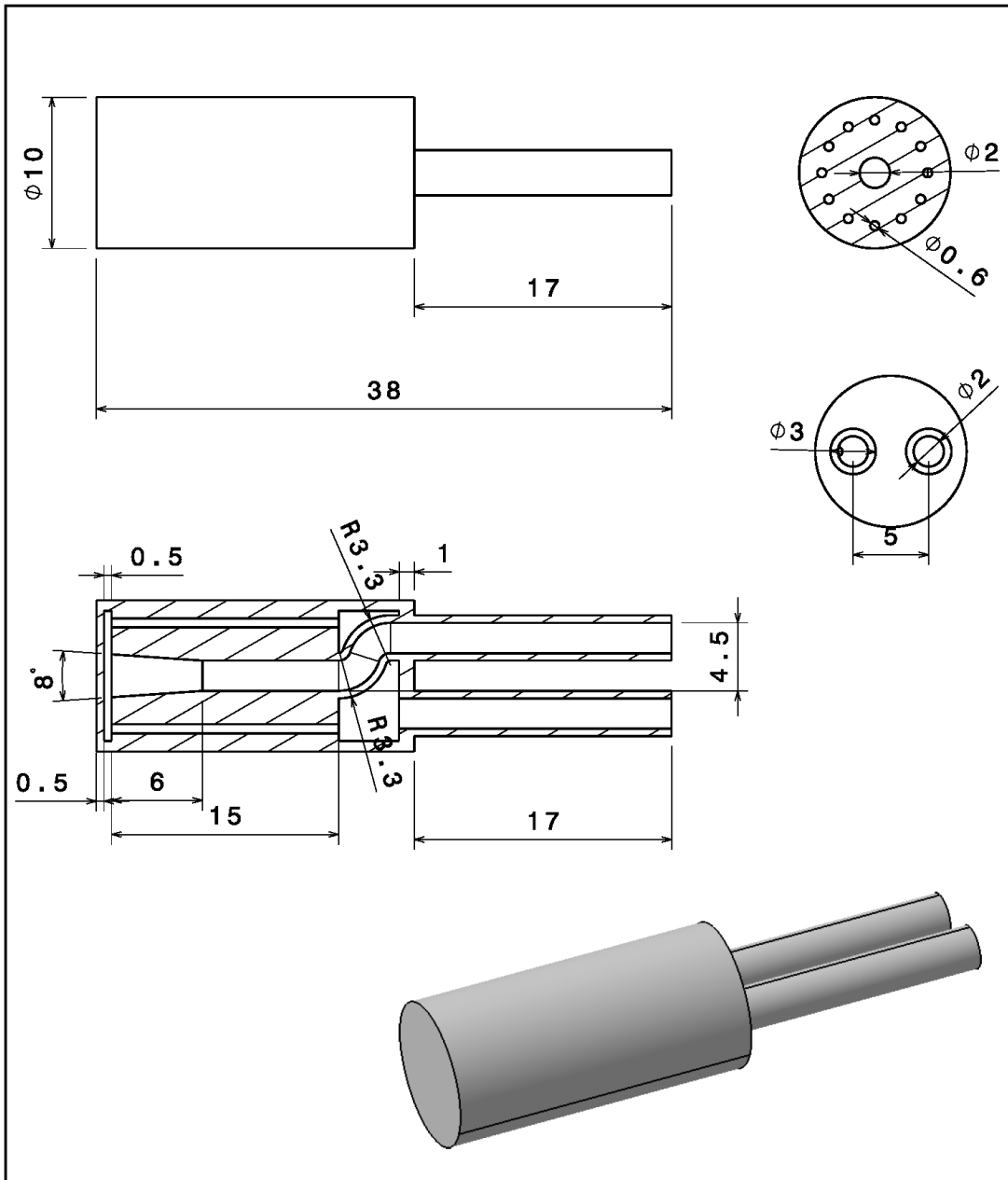
Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung




Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung

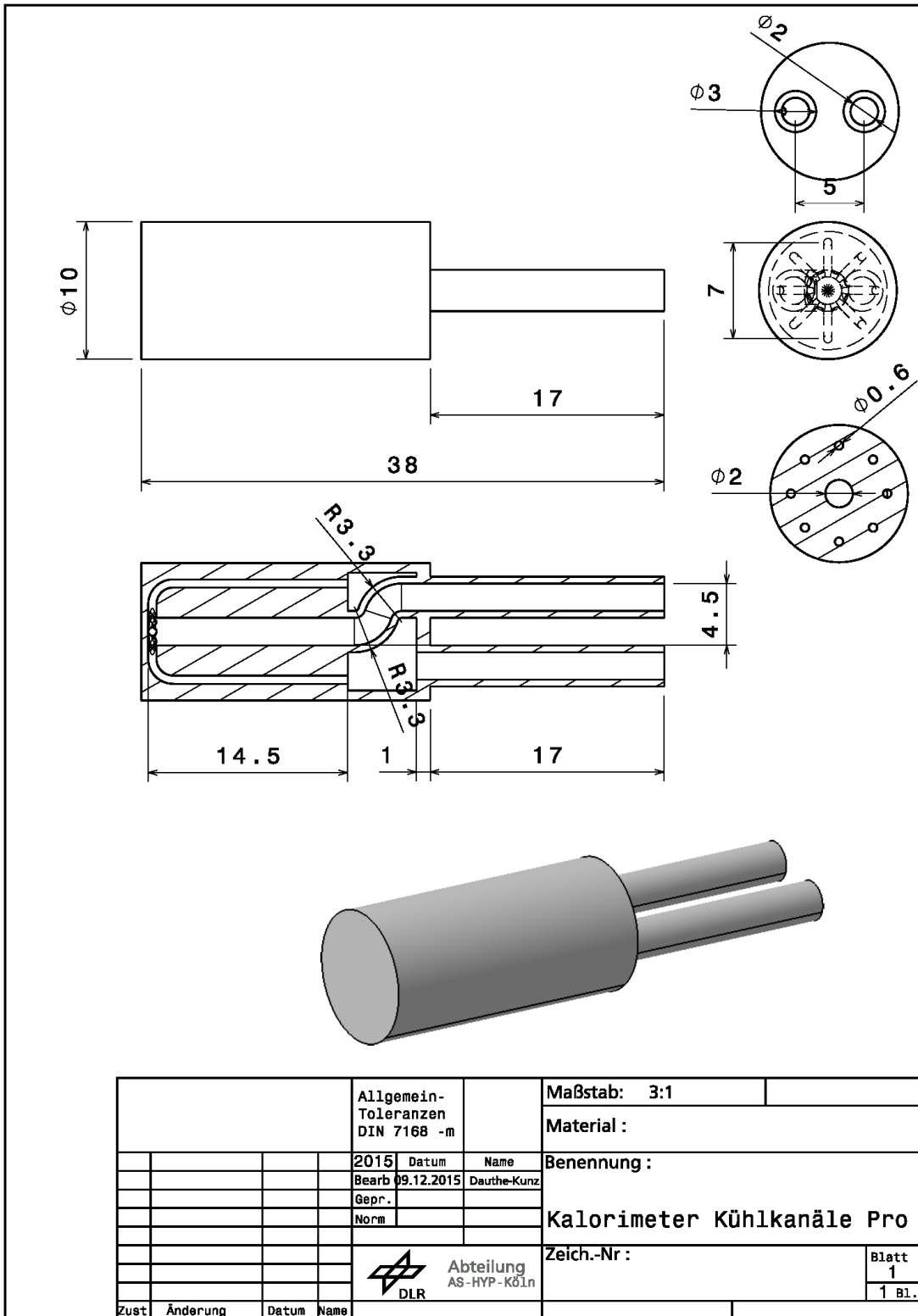


Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung

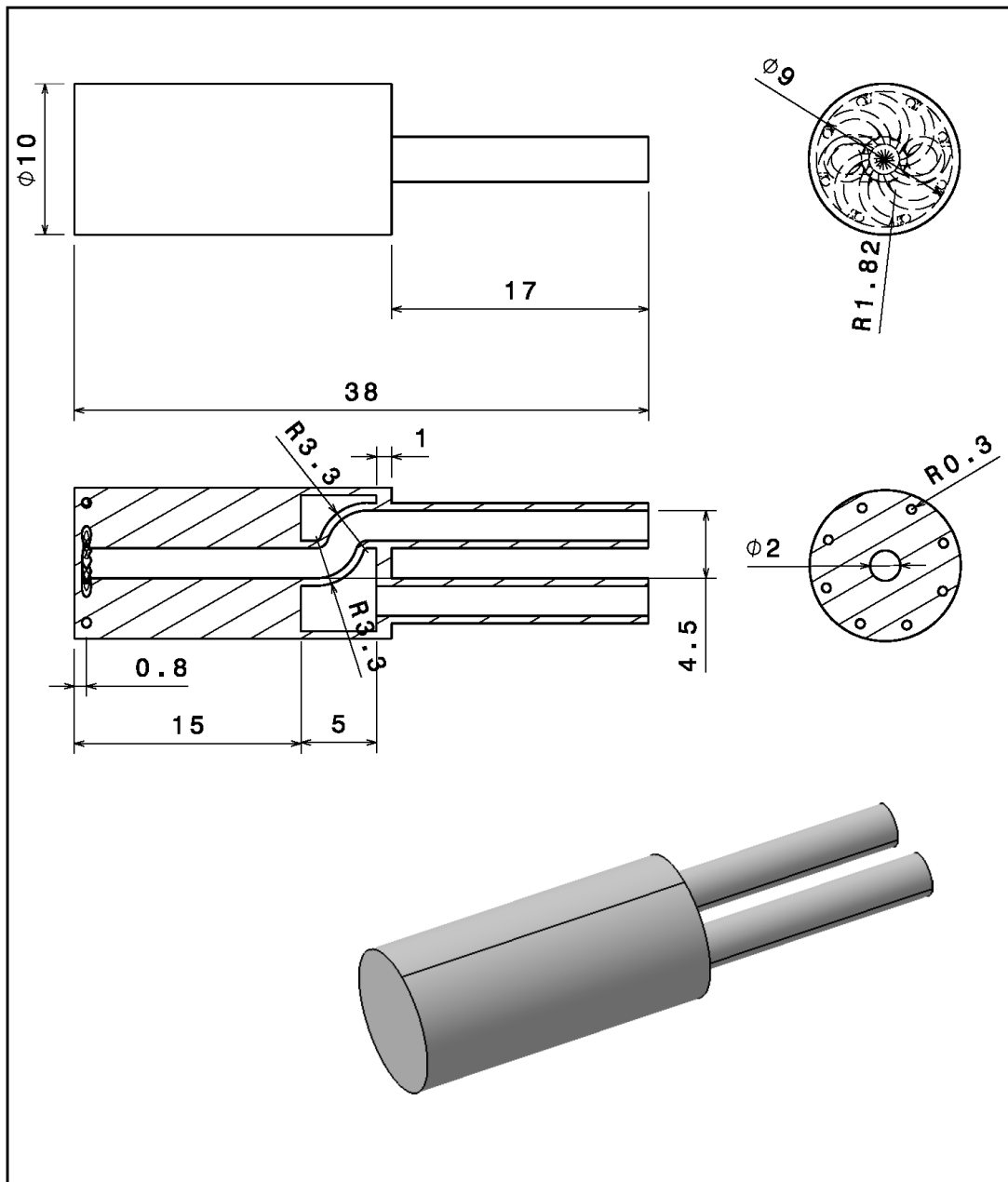



				Allgemein-Toleranzen DIN 7168 -m		Maßstab: 3:1	
						Material :	
				2015 Datum Name		Benennung :	
				Bearb 09.12.2015 Dauthe-Kunz		Kalorimeter Kühlkanäle	
				Gepr.			
				Norm			
				 Abteilung AS-HYP-Köln		Zeich.-Nr :	
Zust Änderung Datum Name							

Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung



Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung



				Allgemein-Toleranzen DIN 7168 -m		Maßstab: 3:1	
						Material :	
				2015 Datum Name		Benennung :	
				Bearb 09.12.2015 Dauthe-Kunz		Kalorimeter Kühlkanäle Schnecke	
				Gepr.:			
				Norm			
				 Abteilung AS-HYP-Köln		Zeich.-Nr :	
Zust	Änderung	Datum	Name				

Dies ist eine CAD- (CATIA-V5) Zeichnung

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1.1: Materialprobe in Hochenthalpieströmung.....	7
Abbildung 2.1: Wärmeübergang von Fluid auf Wand.....	12
Abbildung 2.2: Volumenelement mit Massenströmen [5]	16
Abbildung 2.3: Volumenelement mit angreifenden Kräften [5]	18
Abbildung 2.4: Leistung und Wärmeflüsse auf ein Volumenelement [5].....	20
Abbildung 2.5: Farbfadenexperiment für laminare und turbulente Rohrströmung [6] ...	23
Abbildung 2.6: laminare und turbulente Geschwindigkeitsprofile in Grenzschichten und Rohrströmungen [6]	23
Abbildung 2.7: Umschlag von laminarer zu turbulenter Strömung [9]	24
Abbildung 2.8: Rechennetzschema um den Punkt P [5]	25
Abbildung 2.9: Einteilung der Lösungsverfahren [5].....	27
Abbildung 2.10: Turbulenzmodelle	29
Abbildung 2.11: LES Turbulenzmodellierung [10].....	30
Abbildung 2.12: Vergleich DNS und LES [11].....	30
Abbildung 2.13: RANS Turbulenzmodellierung [10].....	31
Abbildung 2.14: Dimensionsloses Geschwindigkeitsprofil in einer turbulenten Grenzschicht bei glatter Oberfläche [9]	33
Abbildung 2.15: Colebrook Diagramm [14]	34
Abbildung 3.1: Prinzipskizze Kalorimeter.....	36
Abbildung 3.2: Temperaturverteilung Schnittebene für 1 MW/m ²	38
Abbildung 3.3: Temperaturverteilung Schnittebene für 16 MW/m ²	40
Abbildung 3.4: Vergleich 1 MW/m ² links und 16 MW/m ² rechts	41
Abbildung 3.5: Vergleich der Temperaturverläufe von der Frontplatte in das Wasser	42
Abbildung 3.6: Temperaturverteilung Schnittebene für Aluminium mit 16 MW/m ²	44
Abbildung 4.1: Prinzipskizze „Spalt“	48
Abbildung 4.2: Prinzipskizze „Spalt“ Schnitt	48
Abbildung 4.3: Temperaturverteilung Schnittebene „Spalt“	49
Abbildung 4.4: Temperaturverteilung im Aluminium „Spalt“	49
Abbildung 4.5: Prinzipskizze „Rippen“	50
Abbildung 4.6: Prinzipskizze „Rippen“ Schnitt	50
Abbildung 4.7: Temperaturverteilung Schnittebene „Rippen“	51
Abbildung 4.8: Temperaturverteilung im Aluminium „Rippen“	52
Abbildung 4.9: Prinzipskizze „Labyrinth“	53
Abbildung 4.10: Prinzipskizze „Labyrinth“ Schnitt	53
Abbildung 4.11: Temperaturverteilung Schnitteben „Labyrinth“	54
Abbildung 4.12: Temperaturverteilung im Aluminium „Labyrinth“	54
Abbildung 4.13: Prinzipskizze „Schnecke“	55
Abbildung 4.14: Prinzipskizze „Schnecke“ Schnitt	55
Abbildung 4.15: Temperaturverteilung Schnittebene „Schnecke“	56
Abbildung 4.16: Temperaturverteilung im Aluminium „Schnecke“	57

Abbildung 4.17: Vergleich der Temperaturverläufe durch die Frontplatte der verschiedenen Konstruktionen	59
Abbildung 4.18: Prinzipskizze „Kühlkanäle“	60
Abbildung 4.19: Prinzipskizze „Kühlkanäle“ Schnitt	60
Abbildung 4.20: Temperaturverteilung Schnittebene „Kühlkanäle“	61
Abbildung 4.21: Temperaturverteilung im Aluminium „Kanäle“	62
Abbildung 4.22: Prinzipskizze „Kühlkanäle Pro“	63
Abbildung 4.23: Prinzipskizze „Kühlkanäle“ Pro Schnitt.....	63
Abbildung 4.24: Temperaturverlauf Schnittebene „Kühlkanäle Pro“	64
Abbildung 4.25: Temperaturverlauf im Aluminium „Kühlkanäle Pro“	65
Abbildung 4.26: Prinzipskizze „Kühlkanäle Schnecke“	66
Abbildung 4.27: Prinzipskizzen Kühlkanäle Schnecke Vorderansicht und Schnittansicht	66
Abbildung 4.28: Temperaturverlauf Schnittebene Kühlkanäle Schnecke	67
Abbildung 4.29: Temperaturverteilung im Aluminium „Kühlkanäle Schnecke“	67
Abbildung 4.30: Vergleich der Temperaturverläufe durch die Frontplatte der verschiedenen Kanäle Konstruktionen	68
Abbildung 4.31: Vergleich der Temperaturverläufe der Konstruktion „Kühlkanäle Schnecke“ für 1MW/m ² und 16 MW/m ²	71
Abbildung 4.32: Vergleich der Temperaturverläufe von der Frontplatte in das Wasser	72
Abbildung 5.1: Vergleich der Gitterverfeinerungen anhand der Temperaturverläufe in der Frontplatte.....	75
Abbildung 5.2: Orthogonale Qualität eines Elements.....	76

Tabellenverzeichnis

Tabelle 2.1: Größenordnung des Wärmeübergangskoeffizienten einiger Stoffe	13
Tabelle 3.1: Ergebnisse der Simulation für 1MW/m ² Kupfer	38
Tabelle 3.2: Ergebnisse der Simulation für 16 MW/m ² Kupfer	39
Tabelle 3.3: Ergebnisse der Simulation für 16 MW/m ² Aluminium	43
Tabelle 4.1: Ergebnisse der Simulation „Spalt“ für 16 MW/m ² Aluminium.....	48
Tabelle 4.2: Ergebnisse der Simulation „Rippen“ für 16 MW/m ² Aluminium.....	51
Tabelle 4.3: Ergebnisse der Simulation „Labyrinth“ für 16 MW/m ² Aluminium	53
Tabelle 4.4: Ergebnisse der Simulation „Schnecke“ für 16 MW/m ² Aluminium	56
Tabelle 4.5: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle“ für 16 MW/m ² Aluminium	60
Tabelle 4.6: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Pro“ für 16 MW/m ² Aluminium	63
Tabelle 4.7: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ für 16 MW/m ² Aluminium	66
Tabelle 4.8: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ mit 20 g/s für 16 MW/m ² Aluminium.....	69
Tabelle 4.9: Ergebnisse der Simulation „Kühlkanäle Schnecke“ mit 3,8 g/s für 1MW/m ² Aluminium	70
Tabelle 5.1: Größe der Elemente und die Anzahl der Knoten und Gitterelemente	74

Tabelle 5.2: Gitterqualität der einzelnen Geometrien.....	77
Tabelle 5.3: Temperaturdifferenzen der einzelnen Geometrien	78

Nomenklatur

E_{in}	innere Energie
e	spezifische innere Energie
W	Arbeit
H	Enthalpie
Q	Wärme
\dot{Q}	Wärmestrom
\dot{q}	Wärmestromdichte
T	Temperatur
T_F	Temperatur Fluid
T_W	Temperatur Wand
dT	Temperaturdifferenz
A	Fläche
l	charakteristische Länge
d	Durchmesser
m	Masse
\dot{m}	Massestrom
V	Volumen
\dot{V}	Volumenstrom
p	Druck
t	Zeit
u, v, w	Geschwindigkeitskomponenten in x-, y- und z-Richtung
F	Kraft
\dot{I}	Impulsstrom
g	Erdbeschleunigung
ν	kinematische Viskosität
η	dynamische Viskosität
ρ	Dichte
t	Zeit

τ	Normalspannungen
ε	turbulente Dissipationsrate
ω	turbulente Frequenz
k	kinetische Turbulenzenergie
y^+	dimensionsloser Wandabstand
k_s	Sandrauheit
R_a	mittlere Rautiefe
λ	Wärmeleitfähigkeit
α	Wärmeübergangskoeffizient
c	spezifische Wärmekapazität
Nu	Nußelt-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
grad	Gradient
Δ	Laplace-Operator
∇	Nabla-Operator

Literaturverzeichnis

- [1] G. Cerbe und G. Wilhelms, Technische Thermodynamik, Hanser, 2011.
- [2] K. Lucas, Thermodynamik- Die Grundgesetze der Energie-und Stoffumwandlung, Springer, 2008.
- [3] VDI, VDI-Wärmeatlas, Springer, 2013.
- [4] M. Seidel, Thermodynamik- Verstehen durch Üben, De Gruyter , 2014.
- [5] S. Lecheler, Numerische Strömungsberechnung, Springer, 2014.
- [6] H. Oertel, Strömungsmechanik, Springer, 1999.
- [7] H. Schlichting und K. Gersten, Grenzschicht-Theorie, Springer, 2006.
- [8] W. Schröder, Fluidmechanik, Wissenschaftsverlag Mainz in Aachen, 2010.
- [9] T. Rung, L. Xue, J. Yan, M. Schatz und F. Thiele, *Numerische Methoden der Thermo-und Fluidodynamik*, Berlin, 2002.
- [10] R. Schwarze, CFD-Modellierung, Springer, 2012.
- [11] J. Ferziger und M. Peric, Numerische Strömungsmechanik, Springer, 2008.
- [12] F. Menter, M. Kuntz und M. Langstry, *ten Years of Industrial Experiences with the SST Turbulence Model*, Software Development Departement, Ansys-CFX, 2003.
- [13] D. Neeb, *Studienarbeit "Implementierung des Baldwin/Lomax Turbulenzmodells in einen auf dem WAF-Verfahren basierten 2-D Strömungslöser"*, Aachen, 2006.
- [14] L. Böswirth, Technische Strömungslehre, Springer, 2001.
- [15] H. Michel, *Vergleich von Turbulenzmodellen und Wandfunktionen zur numerischen Berechnung des turbulenten Wärmeübergangs in einer Rohrströmung*, 2004.
- [16] H. Stoff und R. Wälchli, *Aufwertung des Wirkungsgrades über den Einfluss der Reynoldszahl von Gasturbinen-Axialverdichterbeschaukelungen*, 1990.

Eigenständigkeitserklärung

Hiermit erkläre ich, dass ich die vorliegende Arbeit selbständig und ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe.

Die aus anderen Quellen direkt oder indirekt übernommenen Daten und Konzepte sind unter Angabe der Quelle gekennzeichnet. Dies gilt auch für Quellen aus eigenen Arbeiten.

Ich versichere, dass ich diese Arbeit oder nicht zitierte Teile daraus vorher nicht in einem anderen Prüfungsverfahren eingereicht habe.

Mir ist bekannt, dass meine Arbeit zum Zwecke eines Plagiatsabgleichs mittels einer Plagiatserkennungssoftware auf ungekennzeichnete Übernahme von fremdem geistigem Eigentum überprüft werden kann.

Ich versichere, dass die elektronische Form meiner Arbeit mit der gedruckten Version identisch ist.

Ort, Datum

Unterschrift

Lebenslauf

Persönliche Angaben

Vor- und Zuname	Michelle Dauthe-Kunz
Geburtstag und -ort	20.01.1992, Hadamar
Familienstand	Ledig

Schulbildung

08/1998 - 08/1999	Grundschule, Langenhahn
08/1999 - 08/2001	Grundschule, Langendernbach
08/2001 - 01/2006	Konrad-Adenauer-Gymnasium, Westerburg
01/2006 - 06/2008	Geschwister-Scholl-Realschule, Westerburg,
08/2008 - 07/2009	Regionale Schule Niederzissen, Realschulabschluss
08/2009 - 03/2012	Peter-Joerres-Gymnasium, Bad Neuenahr-Ahrweiler, Abitur
seit 03/2013	Maschinenbaustudium an der Rheinischen Fachhochschule Köln, Köln

Praktika

01/2008	Praktikum als Fachkraft für Veranstaltungstechnik, Firma Eventor, Gehlert
07/2009	Praktikum als Mechanikerin, Firma Nirotec Marine, Edel- stahl- und Bootstechnik, Neuwied
01/2010	Praktikum als Sozialmitarbeiterin, Haus Bachtal, Burg- brohl
06/2012 - 12/2012	Praktikum als Industriemechanikerin bei der Wirtgen Group, Windhagen


Nebentätigkeiten

07/2006 - 08/2008	Servicemitarbeiterin in einer Pizzeria und einem Eiscafé
05/2008 - 10/2009	Streckenposten am Nürburgring
12/2009 - 07/2012	Trainerin im Fitness- und Kickboxen, Burgbrohl
01/2010 - 12/2011	Servicemitarbeiterin im Bahnhof Burgbrohl, Burgbrohl
02/2011 - 10/2013	Aushilfe bei der Peugeot Rheinland GmbH, Sankt Augustin
01/2013 - 03/2013	Vollzeitjob bei Karnevalswierths in Köln
01/2014 - 03/2014	Vollzeitjob bei Karnevalswierths in Köln
09/2014 - 01/2015	Tutorenanstellung, Rheinische Fachhochschule Köln, Köln
03/2015 - 09/2015	Tutorenanstellung, Rheinische Fachhochschule Köln, Köln
09/2015 - 01/2016	Tutorenanstellung, Rheinische Fachhochschule Köln, Köln
seit 11/2014	Nebentätigkeiten bei der Gemeinde Troisdorf, Troisdorf


Sonstiges

Führerschein	PKW-Führerschein Klasse B, PKW vorhanden
Sprachkenntnisse	Deutsch, Englisch
Softwarekenntnisse	Microsoft Office, Autodesk Inventor, Catia, ANSYS
Hobbys	Sport, Musik

Siegburg, 17.12.2015