

TH Köln
University of Applied Sciences
Fakultät für Anlagen, Energie- und Maschinensysteme

Masterarbeit

Entwicklung eines innovativen selbstkalibrierenden Messgeräts
zur präzisen Flusssdichtemessung

zur Erlangung des akademischen Grades Master of Science im
Studiengang Erneuerbare Energien

Erstprüfer: Professor. Dr. Felix Hausmann
Zweitprüfer: Dr.-Ing. Dmitrij Laaber
Zeitraum: 04.03.2024 bis 15.07.2024
vorgelegt von: Hans Kasapoglu
Wohnort: Honigsheimstr. 7, 50769 Köln
Matrikel-Nr.: 11124845
Telefon-Nr.: 0173-8726154
E-Mail-Adresse: hans.kasapoglu@smail.th-koeln.de

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen bedanken, die mich bei der Erstellung dieser wissenschaftlichen Arbeit unterstützt, inspiriert und motiviert haben.

Ich richte ein großes Dankeschön an Dr.-Ing. Dmitrij Laaber aus, für die wöchentliche Betreuung, Aufklärung und Unterstützung.

Als Nächstes möchte ich meinen Dank an Prof. Dr. Felix Hausmann ausrichten, welcher sich als mein Erstprüfer bereitgestellt, sowie meine wissenschaftliche Arbeit betreut und expertisiert hat.

Nachfolgend will ich mich herzlich bei Dr. Gerd Dibowski und Christian Willsch für jede Form von Hilfe bedanken.

Zuletzt bedanke ich mich herzlich bei meiner Ehefrau und meiner Familie für die Unterstützung meines Studiums und meiner wissenschaftlichen Arbeit.

Vielen Dank euch allen!

Keywords

- Flusssdichte
- Strahlungsmessung
- Kalorimeter
- Wärmeübertragung
- Kalibrierung

Abstract

Das Institut für Future Fuels am Standort Jülich des Deutschen Zentrums für Luft- und Raumfahrt (DLR) betreibt den Sonnensimulator Synlight, mit einer maximalen thermischen Leistung von 300 kW. Dies nutzt das DLR überwiegend für Untersuchungen solarthermischer Komponenten, wie Receiver für Solartürme oder solarchemische Reaktoren. Für die experimentelle Vorbereitung wird die präzise Messung der Flussdichte durch ein Gardon-Radiometer ermöglicht. Vor jedem Versuch sollte das Messgerät kalibriert werden, da sich die Sensoroberfläche mit der Zeit durch thermische Belastung oder mechanische Beschädigung verändern kann. Derzeit erfordert dieser Prozess eine Kalibrierung mit einem Kendall-Radiometer. Dies ist aktuell nur am Standort Köln-Porz möglich und ist dementsprechend zeitintensiv. Zudem ist die Anschaffung eines eigenen Kendall-Radiometers kostenintensiv und bei einer Bestellung ist mit einer langen Wartezeit zu rechnen. Somit ist das Ziel dieser Masterarbeit, die Entwicklung eines selbstkalibrierenden Systems angelehnt an das Prinzip des Kendall-Radiometers. In diesem Kontext wird in einer Vergleichskavität vor dem eigentlichen Messversuch, eine Leistung in das System mithilfe eines Heizstabs gegeben, um diese mit der abgeführten Leistung durch wassergeführten Messkanäle abzugleichen. Daraufhin wird der ermittelte Kalibrierungsfaktor mit der abgeführten Leistung in der identisch aufgebauten Rezeptorkavität verrechnet. Die Ergebnisse zeigen, dass im Vergleich zu den Vorgängermodellen SunCatch I und SunCatch II, die Messgenauigkeit verbessert wird und der Messfehler sinkt. Somit verliert das System weniger Energie und die Verluste im Verhältnis zur Gesamtleistung fallen im Vergleich zum Vorgängermodell, um 46 % geringer aus.

The Institute of Future Fuels at the Jülich site of the German Aerospace Centre operates the Synlight solar simulator with a maximum thermal output of 300 kW. This is used primarily for testing solar thermal components, such as receivers for solar towers or solar chemical reactors. For experimental preparation, precise measurement of the flux density is made possible by a Gardon radiometer. The measuring device should be calibrated before each experiment, as the sensor surface can change over time due to thermal stress or mechanical damage. This process currently requires calibration with a Kendall radiometer. This is currently only possible at the Cologne-Porz site and is correspondingly time-consuming. In addition, purchasing your own Kendall radiometer is cost-intensive and a long waiting time is to be expected when ordering one. The aim of

this master's thesis is therefore to develop a self-calibrating system based on the principle of the Kendall radiometer. The principle of self-calibration is based on the method of applying a power to the system in a reference cavity using a heating rod before the actual measurement test to compare it with the power dissipated through water-guided measurement channels. The calibration factor determined is then offset against the power dissipated in the identically constructed receptor cavity. The results show that, compared to the predecessor models SunCatch I and SunCatch II, the measurement accuracy has improved and the measurement error can be reduced. As a result, the system loses less energy and the losses in relation to the total output are 46 % lower compared to the predecessor model.

Inhaltsverzeichnis

Keywords	III
Abstract	IV
Inhaltsverzeichnis	VI
Abkürzungsverzeichnis.....	VIII
Symbolverzeichnis.....	IX
Tabellenverzeichnis	XI
Formelverzeichnis.....	XII
Abbildungsverzeichnis.....	XV
1 Einleitung.....	1
1.1 Motivation	2
1.2 Problemstellung, Zielsetzung und Forschungsfrage	2
2 Physikalische Grundlagen	3
2.1 Schwarzer Körper.....	3
2.2 Plancksches Strahlungsspektrum	3
2.3 Das Lambertsche Gesetz	4
2.4 Der Seebeck Effekt.....	6
2.5 Grundmechanismen der Wärmeübertragung.....	6
2.5.1 Wärmeleitung	7
2.5.2 Wärmekonvektion	12
2.5.3 Wärmestrahlung	15
3 Stand der Technik.....	20
3.1 Der Sonnensimulator Synlight	20
3.2 Messverfahren	22
3.2.1 SunCatch-Kalorimeter	22
3.2.2 Kendall-Radiometer	24
3.2.3 Gardon-Radiometer	27
3.3 Komponenten der Mess- und Regelungstechnik.....	29
3.3.1 Durchflussmesser	29
3.3.2 Pumpe	30
3.3.3 Temperaturmessung	31
3.4 Messtechnisches Konzept für das selbstkalibrierende System	32
4 Entwurf der Designstudie	35
4.1 Designkonzept.....	35
4.1.1 Kavität	37

4.1.2	Gehäuse	39
4.1.3	Kupferkonus und das integrierte Kühlsystem	41
4.1.4	Isolation	45
4.1.5	Blende	47
4.2	Systemkomponenten	50
4.2.1	Das Durchflussmessgerät und die Pumpe	50
4.2.2	Die Temperatursensoren	53
4.2.3	Die Heizpatrone und die Leistungsregelung	56
4.3	Wärmeverluste	59
4.4	Fehlerrechnung	67
5	Ergebnisanalyse	71
6	Fazit	76
Anhangsverzeichnis		LXXVIII
Anhang		LXXIX
Literaturverzeichnis		CIX

Abkürzungsverzeichnis

Abs.:	Absorption
AM:	Air Mass
Arctan:	Arkustangens
Aufl.:	Auflage
Ble.:	Blende
CO ₂ :	Kohlendioxid
Co. KG:	Compagnie Kommanditgesellschaft
Cos:	Kosinus
DLR:	Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
e. V.:	Eingetragener Verein
eff.:	Effektiv
Emis.:	Emission
Erw.:	Erweiterte
Exp:	Exponentialfunktion
FMAS:	Flux Mapping Acquisition System
GbR:	Gesellschaft bürgerlichen Rechts
Ges.:	Gesamt
GmbH:	Gesellschaft mit beschränkter Haftung
H ₂ O:	Wasser
Hyd.:	Hydraulisch
Inc.:	Incorporated
Iso.:	Isolierung
Konv.:	Konvektion
Krit.:	Kritisch
Kühlka.:	Kühlkanal
LBW:	Leitungsbasierte Wärmeübergänge
Leit.:	Leitung
Ln:	Logarithmus
Ltd.	Limited
Min:	Minute
No.:	Number
Oberf.:	Oberfläche
OFHC:	Oxygen-free High Conductivity
PKW:	Personenkraftwagen
PTFE:	Polytetrafluorethylen
Refl.:	Reflexion
SC:	SunCatch
Sin:	Sinus

Syn.:	Synlight
Tanh:	Tangens hyperbolicus
Vol.:	Volume
Zyl.:	Zylinder
Überarb.:	Überarbeitete

Symbolverzeichnis

Lateinische Symbole

Zeichen	Bedeutung	SI-Einheit
A :	Fläche	m^2
A_m :	Mittlere Rohrwandfläche	m^2
B :	Breite	m
c :	Mittlere Strömungsgeschwindigkeit	m/s
c_p :	Spezifische Wärmekapazität	$J/(kgK)$
d :	Charakteristische Rippengröße, delta	m
D :	Durchmesser	m
E :	Bestrahlungsstärke	W/m^2
F :	Einstrahlzahl	-
Fo :	Fourier	-
f :	Beiwert einer dimensionslosen Kennzahl	-
g :	Schwerkraft	m/s^2
Gr :	Grashof	-
H :	Höhe	M
h :	Rippenhöhe	m
I :	Stromstärke	A
k :	Wärmedurchgangskoeffizient	$W/(m^2K)$
L :	Charakteristische Länge, Länge, Liter	m, L
m :	Charakterisierungsgröße der Rippe, Masse, Meter	$1/m, kg, m$
\dot{m} :	Massenstrom	kg/s
Nu :	Nußelt	-
F :	Newton	N
P :	Leistung	W
p :	Druck	Pa, bar
Pr :	Prandtl	-
\dot{Q} :	Wärmestrom	W

\dot{q} :	Wärmestromdichte	W/m^2
r :	Radius	m
Ra:	Rayleigh	-
Re:	Reynold	-
s :	Dicke, Mantelline	m
T :	Temperatur	K
t :	Dicke, Temperatur, Zeit	m, °C, s
U :	Umfang, Spannung	m, V
u :	Strömungsgeschwindigkeit	(m/s)
V :	Volumen	m^3
\dot{V} :	Volumenstrom	m^3/s
ν :	Kinematische Viskosität	m^2/s
x :	Air Mass-Wert, Ortskoordinate	-
y :	Ortskoordinate	-

Griechische Symbole

Zeichen	Bedeutung	SI-Einheit
α :	Wärmeübergangskoeffizient, Absorption	$W/(m^2K)$, -
β :	Wärmeausdehnungskoeffizient	1/K
γ :	Höhenwinkel, Seitenverhältnis	°, -
ΔT :	Temperaturdifferenz	K
Δ :	Abweichung	-
ε :	Emissionsgrad	-
η :	Dynamische Viskosität, Wirkungsgrad	(Pa s), %
θ :	Dimensionslose Temperatur	K
λ :	Wärmeleitfähigkeit	$W/(mK)$
ρ :	Dichte, Reflexion	kg/m^3 , -
σ :	Stefan-Boltzmann-Konstante	$W/(m^2/K^4)$
ϑ :	Temperaturgradient	K
δ :	Grenzschichtdicke	m
τ :	Durchstrahlung	-
∂ :	Partielle Ableitung	-
Ω :	Omega	Ohm

Indizes

A:	Anfangstemperatur
----	-------------------

<i>a</i> :	Außen
<i>d</i> :	Durchmesser
<i>di</i> :	Rohrinnendurchmesser
<i>F</i> :	Fluid
<i>i</i> :	Innen
<i>L</i> :	Luft
<i>m</i> :	Mittelwert
<i>max</i> :	Maximal
<i>n</i> :	Normalkomponente eines Vektors, Weitere
<i>R</i> :	Rippe
<i>R</i> :	Rezeptorhohlraum
<i>S</i> :	Scheinbar
<i>s</i> :	Schwarzer Körper, Sonne
<i>T</i> :	Temperatur
<i>U</i> :	Umgebung
<i>V</i> :	Mittlerer Wert (Rohrwendel), Vergleichshohlraum
<i>W</i> :	Wand, Wasser
<i>x</i> :	Rippenfußlänge
<i>wa</i> :	Äußere Wandtemperatur
<i>wi</i> :	Innere Wandtemperatur
<i>wm</i> :	Mittlere Wandtemperatur
<i>Ww</i> :	Interpolation Wasser bei Wandtemperatur
<i>0</i> :	Anfangsbedingung, Ruhend
β :	Cosinus des Winkels
ϑ :	Temperatur

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Absorption, Reflexion und Transmission	18
Tabelle 2: Vor- und Nachteile von unterschiedlichen Messprinzipien.....	30
Tabelle 3: Vergleich von Platzierungsmöglichkeiten für den Kühlkörper	41
Tabelle 4: Die Thermoelementklassen	55
Tabelle 5: Die Bestimmung der Koeffizienten	69
Tabelle 6: Die gegebenen und angenommenen Parameter	LXXXI
Tabelle 7: Die Variablen-Identifizierung.....	CVI
Tabelle 8: Die Kostenanalyse	CVII

Formelverzeichnis

Formel 1: Das Stefan-Boltzmann-Gesetz	3
Formel 2: Die Strahlungsdichte	5
Formel 3: Der Wärmestrom bei einer einschichtigen Wand	9
Formel 4: Der Wärmestrom bei einer mehrschichtigen Wand	10
Formel 5: Der Wärmestrom bei einer einschichtigen Zylinderschale	10
Formel 6: Der Wärmestrom bei einer mehrschichtigen Zylinderschale	10
Formel 7: Der Rippenwirkungsgrad	12
Formel 8: Die Reynolds-Zahl	13
Formel 9: Die Prandtl-Zahl	14
Formel 10: Die Nußelt-Zahl	14
Formel 11: Der Wärmeübergangskoeffizient	14
Formel 12: Die Wärmestromdichte in der Wärmekonvektion	14
Formel 13: Die Grashof-Zahl	15
Formel 14: Der Air Mass-Wert	17
Formel 15: Die Berechnung der Heizleistung	33
Formel 16: Die Berechnung des abgeführten Wärmestroms	33
Formel 17: Die Verhältnisberechnung	34
Formel 18: Die Berechnung des kalibrierten Wärmestroms	34
Formel 19: Die Wärmebilanz innerhalb des Gehäuses	60
Formel 20: Die Reflexionsverluste durch die Blendenöffnung	61
Formel 21: Die prozentuale Verlustmenge der Reflexion von der Gesamtleistung	61
Formel 22: Die Emissionsverluste durch die Blendenöffnung	61
Formel 23: Die prozentuale Verlustmenge der Emission durch die Blendenöffnung	62
Formel 24: Die gesamten Absorptionsverluste an der Blende	62
Formel 25: Die prozentuale Verlustmenge der Absorptionsverluste an der Blende von der Gesamtleistung	62
Formel 26: Die Wärmekonvektionsverluste	62
Formel 27: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmekonvektionsverluste von der Gesamtleistung	62
Formel 28: Die Wärmeleitungsverluste	63
Formel 29: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmeleitungsverluste von der Gesamtleistung	63
Formel 30: Die Wärmeleitungsverluste im Winter	63
Formel 31: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmeleitungsverluste im Winter von der Gesamtleistung	63
Formel 32: Die Faktorbestimmung	63
Formel 33: Die gesamten Wärmeverluste	63
Formel 34: Die prozentuale Verlustmenge der gesamten Wärmeverluste von der Gesamtleistung	64

Formel 35: Die Wärmeleitung durch die Isolationsscheibe.....	65
Formel 36: Die Wärmeleitungsverluste mit dem Isolationsaufsatz.....	66
Formel 37: Die Wärmeleitungsverluste durch die Isolationselemente.....	66
Formel 38: Der abgeführte Wärmestrom.....	67
Formel 39: Die Berechnung des Gesamtfehlers.....	67
Formel 40: Der Messfehler der Temperaturdifferenz.....	68
Formel 41: Der Messfehler des Volumenstroms.....	68
Formel 42: Die Polynomfunktion der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte	68
Formel 43: Die Berechnung der Dichte des Wassers in Abhängigkeit zur Eintrittstemperatur.....	69
Formel 44: Die Messabweichung der Dichte vom Wasser.....	69
Formel 45: Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität des Wassers in Abhängigkeit zur Austrittstemperatur.....	69
Formel 46: Die Messabweichung der spezifischen Wärmekapazität vom Wasser	70
Formel 47: Wärmereduktion vom SunCatch II zum SunCatch III.....	71
Formel 48: Die Maximal einfallende Leistung.....	LXXXIII
Formel 49: Der Massenstrom.....	LXXXIII
Formel 50: Die Temperaturdifferenz.....	LXXXIV
Formel 51: Die mittlere Temperatur in K und °C.....	LXXXIV
Formel 52: Die Ausgangstemperatur.....	LXXXIV
Formel 53: Die tatsächliche kinematische Viskosität von Wasser.....	LXXXVI
Formel 54: Die tatsächliche Prandtl-Zahl von Wasser.....	LXXXVI
Formel 55: Der tatsächliche Massenstrom.....	LXXXVI
Formel 56: Die tatsächliche Temperaturdifferenz.....	LXXXVI
Formel 57: Die tatsächliche mittlere Temperatur in K und °C.....	LXXXVI
Formel 58: Die Faktorberechnung.....	LXXXVII
Formel 59: Die tatsächliche Zylindertemperatur.....	LXXXVII
Formel 60: Die Interpolationsformel.....	LXXXVII
Formel 61: Die tatsächliche Dichte der Luft.....	LXXXVIII
Formel 62: Die tatsächliche spezifische Wärmekapazität der Luft.....	LXXXVIII
Formel 63: Die tatsächliche dynamische Viskosität der Luft.....	LXXXVIII
Formel 64: Die tatsächliche Wärmeleitfähigkeit der Luft.....	LXXXVIII
Formel 65: Die tatsächliche kinematische Viskosität der Luft.....	LXXXVIII
Formel 66: Die tatsächliche Prandtl-Zahl der Luft.....	LXXXVIII
Formel 67: Die Fläche des rechteckigen Kühlkanals.....	LXXXVIII
Formel 68: Der Umfang des rechteckigen Kühlkanals.....	LXXXIX
Formel 69: Der hydraulische Durchmesser des rechteckigen Kühlkanals.....	LXXXIX
Formel 70: Die Mantellinie eines Kegels.....	LXXXIX
Formel 71: Die Mantelfläche eines Kegels.....	LXXXIX
Formel 72: Der Innendurchmesser.....	LXXXIX
Formel 73: Der Außendurchmesser.....	LXXXIX
Formel 74: Der mittlere Windungsdurchmesser.....	LXXXIX

Formel 75: Der mittlere Durchmesser der Rohrwendel.....	XC
Formel 76: Der mittlere Krümmungsdurchmesser	XC
Formel 77: Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit	XC
Formel 78: Die Reynolds-Zahl	XC
Formel 79: Die kritische Reynolds-Zahl	XC
Formel 80: Das Seitenverhältnis des Kanals	XCI
Formel 81: Der Exponent der Reynolds-Zahl.....	XCII
Formel 82: Die Nußelt-Zahl im Kanal bei laminarer Strömung.....	XCII
Formel 83: Der Wärmeübergangskoeffizient im Kanal.....	XCII
Formel 84: Der Rippenparameter	XCII
Formel 85: Der Rippenwirkungsgrad	XCII
Formel 86: Der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient	XCIII
Formel 87: Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient.....	XCIII
Formel 88: Die Temperaturdifferenz im Kühlkanal	XCIII
Formel 89: Die mittlere Wandtemperatur des Kühlkanals	XCIII
Formel 90: Der effektive Wärmedurchgangskoeffizient	XCIV
Formel 91: Das mittlere treibende Temperaturgefälle der Kühlung.....	XCIV
Formel 92: Die Oberflächentemperatur des Absorbers in K und °C	XCIV
Formel 93: Der Steigungswinkel des Kegels in Gradmaß.....	XCVI
Formel 94: Der Steigungswinkel des Kegels in Bogenmaß	XCVI
Formel 95: Die Einstrahlzahl von Kegel auf Basis.....	XCVI
Formel 96: Die Einstrahlzahl von Kegel auf Kegel.....	XCVI
Formel 97: Die reflektierte Leistung auf die Blende und durch die Blendenöffnung	XCVI
Formel 98: Die reflektierte Leistung von Kegel zu Kegel und durch die Blende	XCVI
Formel 99: Die dritte Reflexion.....	XCVII
Formel 100: Die gesamte Reflexion	XCVII
Formel 101: Die Fläche der Basis und der Blendenöffnung	XCVII
Formel 102: Die Absorption der reflektierten Strahlung von der Blende	XCVII
Formel 103: Die reflektierte Leistung der Blende von der vom Absorber reflektierten Leistung	XCVII
Formel 104: Die Emissionsverluste auf die Blende.....	XCVIII
Formel 105: Die reflektierte Leistung der Blende von der emittierten Strahlung ..	XCVIII
Formel 106: Der Innen- und Außendurchmesser des Ersatzzylinders.....	XCVIII
Formel 107: Der räumliche Wärmeausdehnungskoeffizient	XCVIII
Formel 108: Die Grashof-Zahl	XCVIII
Formel 109: Die Rayleigh-Zahl.....	XCVIII
Formel 110: Die Nußelt-Zahl	XCIX
Formel 111: Der äußere Wärmeübergangskoeffizient des Ersatzzylinders.....	XCIX
Formel 112: Der Wärmedurchgangskoeffizient des Ersatzzylinders	XCIX
Formel 113: Die Grashof-Zahl der Platte	XCIX
Formel 114: Die Rayleigh-Zahl der Platte.....	C

Formel 115: Die Nußelt-Zahl der Platte	C
Formel 116: Der Wärmeübergangskoeffizient der Platte	C
Formel 117: Die Bestimmung der Temperaturen in den einzelnen Wandschichten	CI
Formel 118: Die Temperatur zwischen den Wandschichten	CI
Formel 119: Die Messabweichung der Temperatur	CII
Formel 120: Die mittlere Temperatur	CIV
Formel 121: Die Abweichung der mittleren Temperatur	CIV
Formel 122: Die Gesamtleistung	CV
Formel 123: Die Gesamtleistungsabweichung	CV
Formel 124: Die prozentuale Abweichung	CVI

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Das Plancksche Strahlungsspektrum	4
Abbildung 2: Die Strahldichte L und die Strahlstärke I einer diffus strahlenden Fläche .	5
Abbildung 3: Der Energietransport der Wärme über eine Systemgrenze.....	7
Abbildung 4: Der stationäre Temperaturverlauf.....	9
Abbildung 5: Beispiele vergrößerter Oberflächen durch Rippen mit a gerade Längsrippen, b stumpf und spitze Nadelrippen, c Kreisrippen	11
Abbildung 6: Der normierte Temperaturverlauf einer Rippe	11
Abbildung 7: Die laminare und turbulente Strömungsart.....	13
Abbildung 8: Das Wellenlängenspektrum	16
Abbildung 9: Das Spektrum innerhalb und außerhalb der Erdatmosphäre	16
Abbildung 10: Die Zusammensetzung der Einstrahlung	17
Abbildung 11: Die spektrale Strahlstärkeverteilung der Xenon-Kurzbogenlampe	21
Abbildung 12: Die Messeinrichtung im Synlight	22
Abbildung 13: Das SunCatch II-Kalorimeter	23
Abbildung 14: Der Absorber vom SunCatch I	23
Abbildung 15: Das Schema des Kendall-Radiometers.....	25
Abbildung 16: Der innere Kern des Kendall-Radiometers.....	26
Abbildung 17: Halbschnitt durch das Gardon-Radiometer	28
Abbildung 18: Das Funktionsschema einer Verdrängerpumpe	31
Abbildung 19: Die Genauigkeitsklassen.....	32
Abbildung 20: Der konstruktive Aufbau der Rezeptorkavität	36
Abbildung 21: Der konstruktive Aufbau der Vergleichskavität	37
Abbildung 22: Der Hohlraumstrahler	38
Abbildung 23: Der Kupferkonus im Vergleichshohlraum	38
Abbildung 24: Das Reflexionsverhalten realer Körper	39
Abbildung 25: Das Gehäuse für die Designstudie	40
Abbildung 26: Die integrierten Wasserkühlkanäle.....	42

Abbildung 27: Die Dimensionierung des integrierten Kühlkanals.....	43
Abbildung 28: Ausschnitt vom T-Steckverbinder	44
Abbildung 29: Die Platzierung des Isolationsmaterials.....	46
Abbildung 30: Die erste Entwicklung der Blende	48
Abbildung 31: Der erste Bearbeitungsschritt der Blende	49
Abbildung 32: Das überarbeitete Kühlsystem der Blende.....	49
Abbildung 33: Das Durchflussmessgerät mit der Ultraschall-Technik	50
Abbildung 34: Die Zahnradpumpe D Serie	51
Abbildung 35: Die Kombination der Zahnradpumpe mit dem Durchflussmessgerät	51
Abbildung 36: Der Unterschied eines geschlossenen Wasserkreislaufs und eines offenen Wasserkreislaufs.....	52
Abbildung 37: Der PT1000-Temperatursensor	53
Abbildung 38: Die Sensor-Schaltungsarten.....	54
Abbildung 39: Die verschiedenen Thermoelementklassen	55
Abbildung 40: Der Vergleich der beiden Heizelemente.....	56
Abbildung 41: Die Heizpatrone mit 200 W	58
Abbildung 42: Der Thyristor	59
Abbildung 43: Wärmeverluste während des Messversuchs	60
Abbildung 44: Der prozentuale Anteil der theoretischen Wärmeverluste von der Gesamtleistung	64
Abbildung 45: Die Wandschicht für die Wärmeleitung mit der Isolationsscheibe	65
Abbildung 46: Die Wandschicht am Isolierungsaufsatz.....	66
Abbildung 47: Der Messfehler der Gesamtleistung in Watt und der prozentualen Fehler der Gesamtleistung in Abhängigkeit zur Temperaturdifferenz	70
Abbildung 48: Die prozentualen Gesamtwärmeverluste von der Gesamtleistung der SunCatch-Modelle I, II und III.....	71
Abbildung 49: Vergleich der unterschiedlichen PTFE-Verstärkungen	72
Abbildung 50: Die Wärmeleitungsverluste mit der Isolationsscheibe	73
Abbildung 51: Der Temperaturverlauf an der Isolationsscheibe	74
Abbildung 52. Die prozentuale Abweichung von der Gesamtleistung des SunCatch II und SunCatch III	75
Abbildung 53: Die Wärmeleitfähigkeiten von verschiedenen Stoffen.....	LXXIX
Abbildung 54: Die Zahnradpumpe D Serie	LXXX
Abbildung 55: Die Zahnradpumpe D Serie Daten.....	LXXX
Abbildung 56: Die interpolierten Werte für das Wasser aus dem SunCatch II...	LXXXIII
Abbildung 57: Die interpolierten Werte für die Luft aus dem SunCatch II	LXXXIII
Abbildung 58: Die Stoffwerte von Wasser bei einem Druck von 1 bar	LXXXV
Abbildung 59: Die Stoffwerte der Luft bei einem Druck von 1 bar.....	LXXXVII
Abbildung 60: Die erste Interpolation der Prandtl-Zahl	XCIV
Abbildung 61: Die zweite Interpolation der Prandtl-Zahl	XCIV
Abbildung 62: Die dritte Interpolation der Prandtl-Zahl	XCIV
Abbildung 63: Der Code für die Dichte des Wassers	CII

Abbildung 64: Der Code für die spezifische Wärmekapazität des Wassers..... CIII
Abbildung 65: Die Bestimmung der Koeffizienten mit der Origin © Software für die
spezifische Wärmekapazität CIII

1 Einleitung

Für die erneuerbaren Energien ist das Themengebiet der Solarstrahlung nicht wegzudenken. Ein äußerst wichtiger Aspekt ist hierbei der Klimawandel und die Suche nach nachhaltigen Energiequellen. Um solche zu erforschen, betreibt das DLR den Sonnensimulator Synlight, „die größte künstliche Sonne der Welt“ [56]. Hierbei werden Technologien zur Herstellung solarer Treibstoffe erforscht. Mit der Entwicklung einer Designstudie für ein selbstkalibrierendes Kalorimeter zur Anwendung im Sonnensimulator, um unter gleichbleibenden Bedingungen eine präzise Messung der Flussdichte zu ermöglichen, beschäftigt sich die nachfolgende wissenschaftliche Arbeit. Dafür beginnt diese Arbeit mit den physikalischen Grundlagen, die als Basis für die Entwicklung des selbstkalibrierenden Systems dienen. Hierbei werden die für das Messgerät benötigten Prinzipien, wie die Wärmeübertragung und die Erkenntnisse des Lichts definiert, um das Verständnis der nachfolgenden Inhalte zu erleichtern. Daraufhin folgt das Kapitel der Stand der Technik, worin zunächst die technische Großforschungsanlage Synlight beschrieben wird. Daraufhin folgt die Erläuterung der elektrischen und thermischen Messtechnologien und das Pumpverfahren für das zu entwerfende messtechnische Konzept. Das Ziel dieses Kapitels ist das Prinzip der Selbstkalibrierung zu entwerfen. Im nächsten Schritt wird der CAD-Entwurf eingeleitet. In diesem Kapitel liegt der Fokus auf der Designstudie, den darin inkludierten Geometrien und Dimensionierungen der einzelnen Komponenten, sowie die Auswahl der Werkstoffe. Das Ziel hierbei ist ein Design zu entwickeln, worauf die Selbstkalibrierung sich anwenden lässt. Daraufhin wird die Auswahl der Systemkomponenten getroffen, wie die spezifischen Messtechniken, das Pumpverfahren für dieses System und die Auswahl der Heizpatrone in Kombination mit einem Leistungsregler. Im nächsten Schritt werden die theoretischen Wärmeverluste und Messfehler im entworfenen System definiert und berechnet. Das Ziel hierbei ist, das Verhalten der Messgenauigkeit und des Messfehlers zu analysieren. Dann folgt die Ergebnisanalyse, indem das zu entwickelnde System bewertet wird. Die Ergebnisse zusammenfassen zu können ist in diesem Kapitel das Ziel. Abschließend wird diese Arbeit mit einem Fazit beendet.

1.1 Motivation

Das Prinzip der Selbstkalibrierung verkürzt den Zeitaufwand für Messversuche, indem keine manuelle Kalibrierung mehr benötigt wird. Unter diesem Aspekt ist für die Strahlungsbewertung wichtig, die Flussdichte präzise messen zu können. Mithilfe eines zu entwickelnden selbstkalibrierenden Messgeräts wird nicht nur die Messgenauigkeit erhöht, sondern ein positiver Beitrag zur Umwelt geleistet. Indem der vom PKW erzeugte CO₂-Ausstoß, durch den Transportweg von Jülich nach Porz entfällt. Das Ziel dieses Projektes ist, einen bedeutenden Beitrag zur Weiterentwicklung und Optimierung von solarthermischen Testverfahren zu leisten, um die Effizienz und Attraktivität dieser umweltfreundlichen Energiequellen zu erhöhen.

1.2 Problemstellung, Zielsetzung und Forschungsfrage

Um die Flussdichte messen zu können, wird zurzeit für die Messversuche mit einem optischen Messsystem und einem in regelmäßigen Abständen zu kalibrierenden Gardon-Radiometer gearbeitet. Das optische Messsystem ermittelt absolute Werte, indem es eine monochrome Verteilungsaufnahme auf einer ebenen Fläche erfasst und diese mit einem Referenzwert vergleicht. Der benötigte Referenzwert wird von einem Gardon-Radiometer zur Verfügung gestellt. Jedoch benötigt das Radiometer eine regelmäßige Kalibrierung, da die Sensoroberfläche mit der Zeit sowohl thermisch durch thermische Spannungen als auch mechanisch, durch das Hinein- und Herausführen des Messgeräts in die entsprechende Messposition, belastet wird. Da eine regelmäßige Kalibrierung der Sensoren im institutseigenen Sonnenofen durchgeführt werden muss, ist sie zeitaufwändig. Demnach kann die Effizienz der Forschungsarbeit beeinträchtigt werden. Infolgedessen ist das Hauptziel dieser wissenschaftlichen Arbeit die Entwicklung einer Designstudie mit dem Fokus eines selbstkalibrierenden Messgeräts zu entwerfen, welches die Flussdichte präzise messen kann.

Zusätzlich wird die folgende Forschungsfrage: „Ermöglicht die Selbstkalibrierung eines Messgeräts unter gleichbleibenden Bedingungen eine präzise Messung der Flussdichte?“ in dieser wissenschaftlichen Arbeit verfolgt und abschließend bewertet.

2 Physikalische Grundlagen

Im anstehenden Kapitel werden speziell, die für das Messgerät benötigten Prinzipien wie die Wärmeübertragung und die Erkenntnisse des Lichts definiert.

2.1 Schwarzer Körper

Ein schwarzer Körper ist ein ideales Modell für einen Strahler und besagt, dass wenn elektromagnetische Wellen (Strahlung) auf einen schwarzen Körper treffen, diese vollständig absorbiert und emittiert werden. Voraussetzung hierfür ist, dass die Temperatur über dem absoluten Nullpunkt liegt. Demnach wird laut dem Kirchhoffschen Gesetz, das Verhältnis der Emissionsrate ε eines Körpers gleich seinem Absorptionskoeffizienten α gesetzt ($\alpha = \varepsilon = 1$) [54]. Da ein idealer schwarzer Körper in der Praxis nicht existiert, wird er als Referenz verwendet, um das Verhalten anderer Körper in Bezug auf Strahlung zu analysieren [2].

Dazu wurde das Stefan-Boltzmann-Gesetz im Jahr 1879 von Josef Stefan formuliert und von Ludwig Boltzmann 1884 weiterentwickelt. Es definiert, dass die Emission eines Körpers, welcher wie ein schwarzer Körper strahlt, proportional zur vierten Potenz seiner absoluten Temperatur (T) ist [2]. Daraus entwickelte sich die Stefan-Boltzmann-Konstante $\sigma = 5,67 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}$ in folgender Formel 1, für die Wärmestromdichte eines schwarzen Körpers \dot{q}_s .

$$\dot{q}_s = \sigma * T^4 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2} \right]$$

Formel 1: Das Stefan-Boltzmann-Gesetz [2]

2.2 Plancksches Strahlungsspektrum

Ein weiterer wichtiger Aspekt des schwarzen Körpers ist das Plancksche Strahlungsgesetz. Es definiert die Abhängigkeit der Intensität, der von einem schwarzen Körper emittierten elektromagnetischen Strahlung, von seiner Temperatur [54]. Um dies zu verdeutlichen, zeigt die nachfolgende Abbildung 1 das Plancksche Strahlungsspektrum

und die dazugehörige elektromagnetische Energie eines schwarzen Körpers in einem Koordinatensystem an. Dabei definiert die Y-Achse die spektrale spezifische Ausstrahlung in Bezug zur Wellenlänge auf der X-Achse. Hierbei wird verdeutlicht, dass mit zunehmender Temperatur die Frequenz ansteigt, die Strahlungsenergie zunimmt und die Wellenlänge verkürzt wird [2].

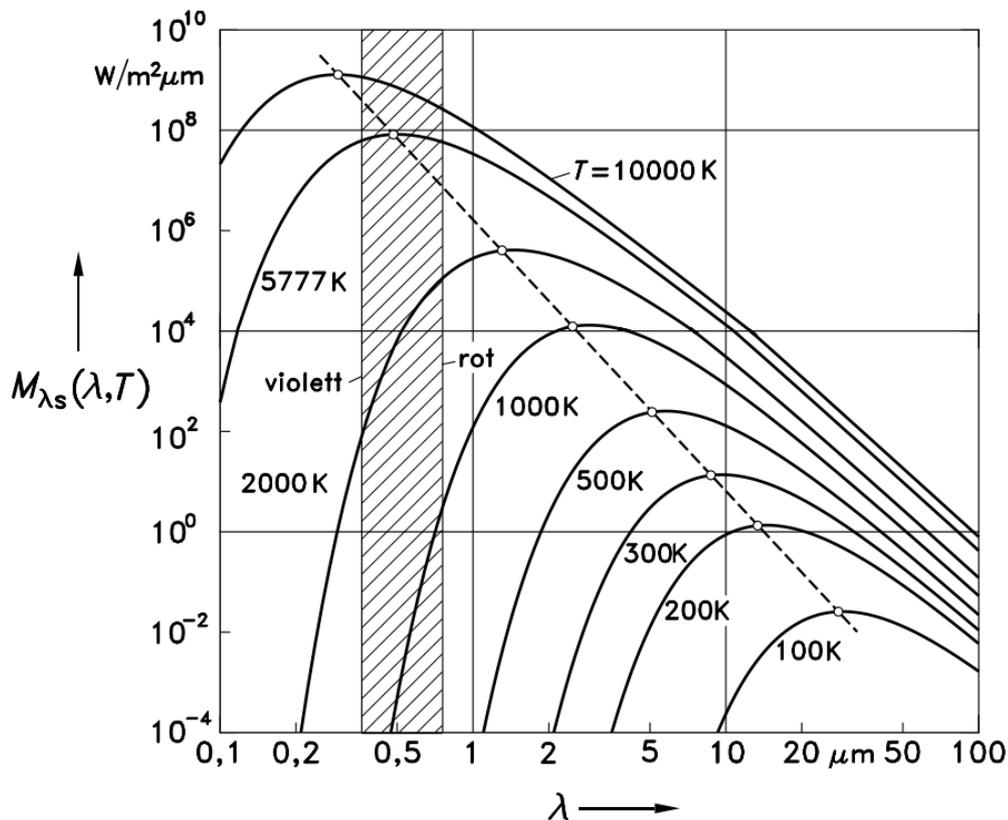


Abbildung 1: Das Plancksche Strahlungsspektrum [2]

Durch die Anwendung des Planckschen Strahlungsgesetzes wird durch mathematisches Ableiten und Einsetzen, die maximale Ausbeute der Wellenlängenverteilung im Zusammenhang mit der Schwarzkörperstrahlung bestimmt. Dies geschieht durch das Gleichsetzen der Funktion mit dem Wert Null, um das Wiensche Verschiebungsgesetz zu erhalten, welches durch $\lambda_{\max} * T = 2897,8 \mu\text{m K}$, das Wellenlängen- und Temperaturmaximum eines schwarzen Körpers definiert [9].

2.3 Das Lambertsche Gesetz

Währenddessen definiert das nach Johann Heinrich Lambert benannte Lambertsche Gesetz, dass die Abstrahlung je nach Beschaffenheit ihrer Oberfläche unterschiedlich ist

[2]. Das Lambertsche Gesetz wird hier benötigt, um die Verteilung der Lichtintensität auf einer diffus reflektierenden Oberfläche beschreiben zu können.

In Folge einer punktförmigen Strahlungsquelle fällt die Intensität quadratisch mit ihrer Entfernung ab. Dies beschreibt in diesem Kontext das Richtungsgesetz von Lambert, dass die Intensität der diffusen Strahlung, die von einem Flächenelement dA emittiert wird, in allen Raumrichtungen mit dem Winkel β gleich ist. Demnach werden als diffuse Strahler diejenigen Körper bezeichnet, deren Lichtintensität nicht von der Richtung abhängt [54]. Schließlich wird in der folgenden Abbildung 2, das Lambertsche Gesetz graphisch verdeutlicht, indem L die Strahldichte und I die Strahlstärke definieren [2].

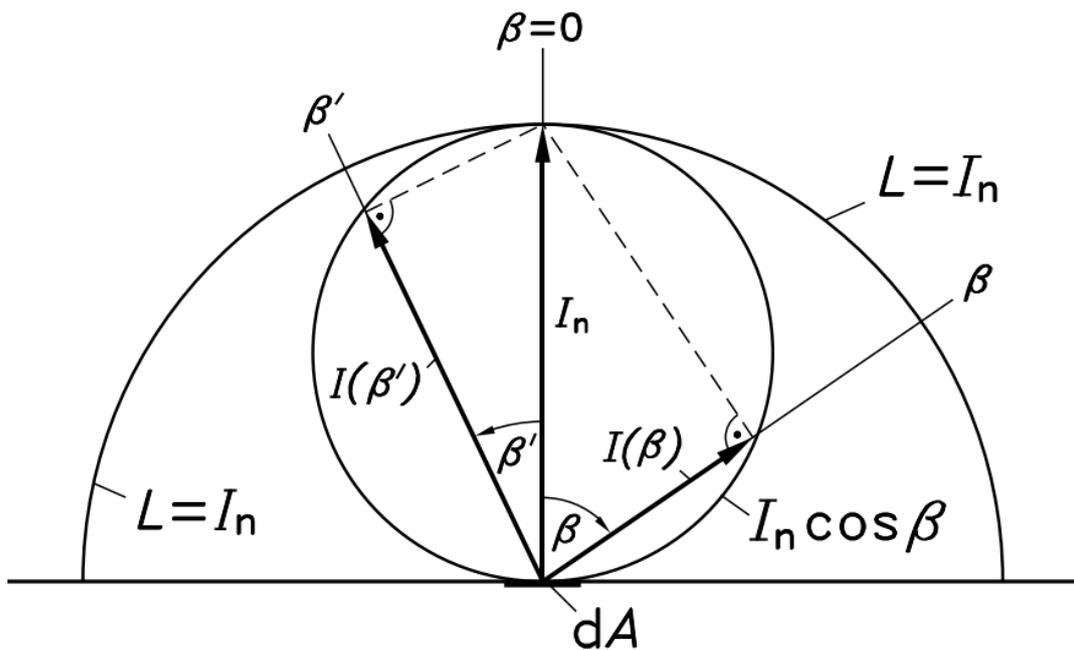


Abbildung 2: Die Strahldichte L und die Strahlstärke I einer diffus strahlenden Fläche [2]

Im Anschluss definiert die nachfolgende Formel 2, dass die Strahlungsdichte \dot{q}_β proportional zum Cosinus des Winkels β zur Normalen \dot{q}_n abnimmt [54].

$$\dot{q}_\beta = \dot{q}_n * \cos \beta \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Formel 2: Die Strahlungsdichte [54]

2.4 Der Seebeck Effekt

Der Seebeck-Effekt wurde vom deutschen Physiker Thomas Johann Seebeck im Jahr 1821 beschrieben und wird als thermoelektrischer Effekt definiert, um die Messung mit den Thermoelementen beschreiben zu können [17]. In dieser Hinsicht veranschaulicht der Seebeck-Effekt zwei unterschiedliche Temperaturen, die dann auftreten, wenn an einer Verbindungsstelle zwei verschiedene Metallarten vorhanden sind. In diesem Fall wird in einem geschlossenen Stromkreis eine elektrische Spannung durch die Temperaturdifferenz erzeugt. Der Grund dafür liegt in den Energieniveaus der Ladungsträger, welche im Metallmaterial durch unterschiedliche Temperaturen zu einem Ungleichgewicht und gleichzeitig zu einem elektrischen Potential führen. Währenddessen folgt eine Ladungsträgerbewegung zu einem elektrischen Feld, wobei ein Stromfluss generiert wird, sobald beide Metalldrähte mit verschiedener Temperatur an einen Verbindungspunkt angebracht werden [17]. Zusammengefasst erläutert der Seebeck-Effekt die Umwandlung von Temperaturunterschieden in elektrische Energie, welche gemessen werden kann.

2.5 Grundmechanismen der Wärmeübertragung

Laut Herwig und Moschallski schildert der Begriff „Wärmeübertragung“ einen Prozess, indem Energie von einem System zur Umgebung von einem Ort mit höherer Temperatur zu einem Ort mit niedriger Temperatur transferiert [22]. Die nachfolgende Abbildung 3 zeigt, dass die Wärme keine Energieform wie die kinetische oder potenzielle Energie ist, sondern als Energietransportform in Folge von Temperaturunterschieden über eine Systemgrenze hinaus läuft. Dabei ist die Wärme aus thermodynamischer Sicht eine Prozessgröße und keine Zustandsgröße, was bedeutet, dass bei der erhöhten Wärmeübertragung nicht die Wärme im System ansteigt, sondern die Energie [22].

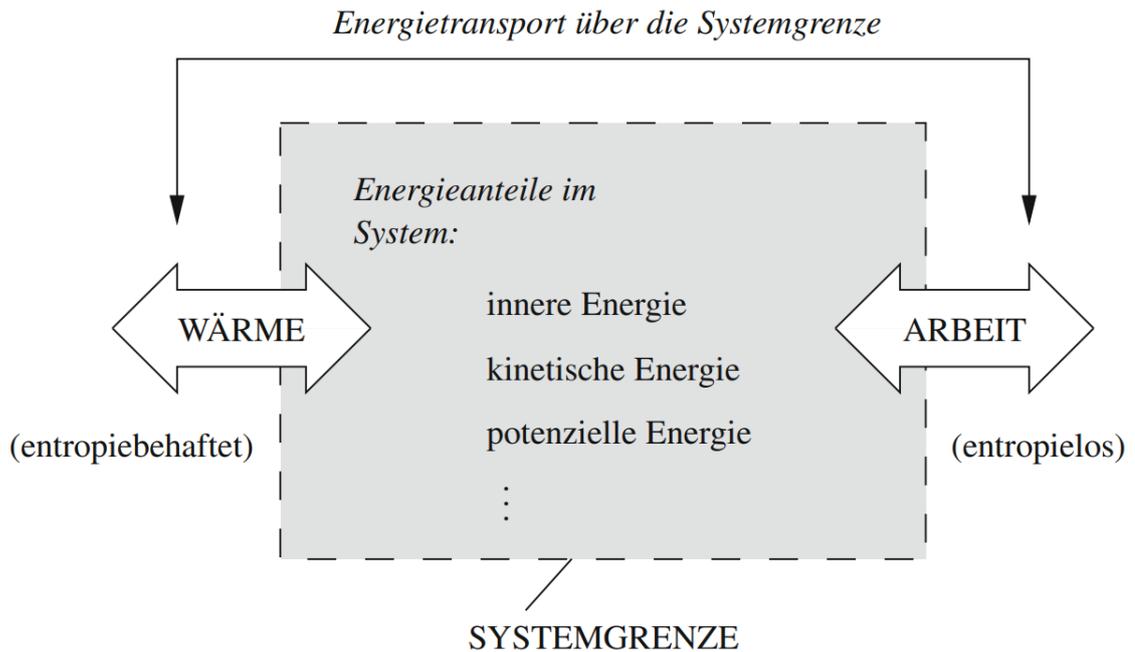


Abbildung 3: Der Energietransport der Wärme über eine Systemgrenze [22]

Dabei werden im Bereich der Wärmeübertragung drei Arten definiert. Zuerst die Wärmeleitung, als Nächstes die Wärmekonvektion und abschließend die Wärmestrahlung [53]. Die drei Arten der Wärmeübertragung werden in den nachfolgenden Kapiteln 2.5.1 bis 2.5.3 spezifischer definiert.

2.5.1 Wärmeleitung

Zuerst lässt sich die Wärmeleitung durch den Transport von Molekülen durch einen Festkörper oder durch ein Fluid (Flüssigkeit oder Gas) aufgrund der vorhandenen Temperaturdifferenz definieren. Darin nimmt die kinetische Energie der Moleküle mit steigender Temperatur zu [54]. Dabei beruht aus thermodynamischer Sicht die Wärmeleitung in Festkörpern auf zwei Mechanismen. Während die erste Variante die Schwingungsenergie, die durch nahstehende Atome, nach ihrer Kollision übertragen wird definiert, folgt die zweite Variante, indem die freien Elektronen durch gegenseitiges Stoßen miteinander oder mit anderen Atomen, Energie übertragen [2].

Nach Baehr und Stephan, teilt sich die Wärmeleitung selbst in stationäre Wärmeleitung und in instationäre Wärmeleitung ein. Hierbei beschreibt die stationäre Wärmeleitung eine konstante Temperaturverteilung, die sich mit der Zeit nicht ändert, während sich das Material ausreichend lang in einem thermischen Gleichgewicht befunden hat. Wobei die instationäre Wärmeleitung die Temperaturänderung eines Materials mit der Zeit

definiert. Im Rahmen dessen ist die Wärmequelle nicht mehr konstant und es wurde kein thermisches Gleichgewicht erreicht [2].

Die instationäre Wärmeleitung beinhaltet unterschiedliche Diagramme über Platten, Kreiszyylinder oder Kugeln, mit denen die drei dimensionslosen Kennzahlen, die dimensionslose Temperatur θ , die Fourier-Zahl und die Biot-Zahl, unterschiedlich ermittelt werden können. Hierbei definiert die dimensionslose Temperatur die zeitliche Änderung der Temperatur in Bezug auf die Außentemperatur von der Anfangstemperatur. Daraufhin beschreibt die Fourier-Zahl das Verhältnis vom Wärmestrom zum Wärmehalt eines Körpers, der sich pro Zeiteinheit ändert. Schließlich wird mit der Biot-Zahl das Verhältnis der Wärmeübergangszahl zwischen dem äußeren und inneren eines Körpers definiert [54].

Die stationäre Wärmeleitung befasst sich mit zylinder- oder kugelförmigen Objekten, sowie mit ebenen Wänden. In diesem Zusammenhang ist die Verlaufsrichtung des Wärmestroms bei einer ebenen Wand senkrecht und bei einem Hohlzylinder oder einer Hohlkugel in Richtung des Radius. Zudem verdeutlicht die nachfolgende Abbildung 4 den stationären Temperaturverlauf der jeweiligen Geometrien von einem höheren Temperaturniveau zu einem niedrigen Temperaturniveau. In dieser Hinsicht verläuft der stationäre Temperaturverlauf linear bei einer ebenen Wand, logarithmisch in einem Hohlzylinder und hyperbolisch in einer Kugel [2].

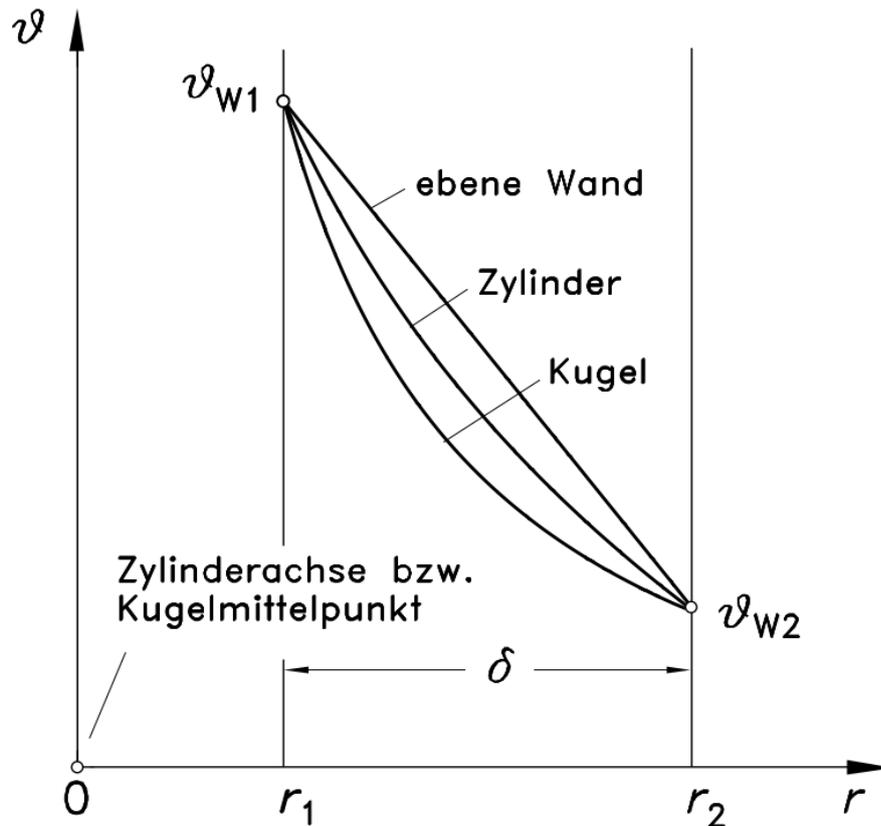


Abbildung 4: Der stationäre Temperaturverlauf [2]

Die nachfolgenden vier Formeln 3 bis 6 definieren die Berechnung des Wärmestroms für unterschiedliche Szenarien. In der Formel 3 erfolgt die Berechnung des Wärmestroms für eine einschichtige Wand. Hierbei steht A für die Fläche der Wand, λ für die Wärmeleitfähigkeit, δ für die Wanddicke, ϑ_1 für ein heißes Temperaturniveau und ϑ_2 für ein kälteres Temperaturniveau. Dabei erfolgt in der nachfolgenden Formel 4 eine zusätzliche Ergänzung im Nenner der dazustößenden ebenen Wände mit individuellen Wanddicken s und Wärmeleitfähigkeiten. Anschließend erfolgt die Berechnung des Wärmestroms in einer einschichtigen Zylinderschale in der Formel 5 wie in der Formel 4, mit dem Unterschied, dass hierbei A_m die mittlere Rohrwandfläche berücksichtigt. Zuletzt beschreibt die Formel 6 die Berechnung des Wärmestroms einer mehrschichtigen Zylinderschale unter Berücksichtigung der dazustößenden Radien r und der Länge l . Außerdem wird der Logarithmus (\ln) in der Formel 6 angewendet, da die Temperaturen logarithmisch von den Radien abhängig sind [53].

$$\dot{Q} = A * \frac{\lambda}{\delta} * (\vartheta_1 - \vartheta_2) \text{ [W]}$$

Formel 3: Der Wärmestrom bei einer einschichtigen Wand [2]

$$\dot{Q} = \frac{A * (\vartheta_1 - \vartheta_{n+1})}{\frac{s_1}{\lambda_1} + \frac{s_2}{\lambda_2} + \dots + \frac{s_n}{\lambda_n}} \text{ [W]}$$

Formel 4: Der Wärmestrom bei einer mehrschichtigen Wand [53]

$$\dot{Q} = A_m * \frac{\lambda}{s} * (\vartheta_1 - \vartheta_2) \text{ [W]}$$

Formel 5: Der Wärmestrom bei einer einschichtigen Zylinderschale [2]

$$\dot{Q} = \frac{2 * \pi * l * (\vartheta_1 - \vartheta_{n+1})}{\frac{1}{\lambda_1} * \ln\left(\frac{r_2}{r_1}\right) + \frac{1}{\lambda_2} * \ln\left(\frac{r_3}{r_2}\right) \dots + \frac{1}{\lambda_n} * \ln\left(\frac{r_{n+1}}{r_n}\right)} \text{ [W]}$$

Formel 6: Der Wärmestrom bei einer mehrschichtigen Zylinderschale [53]

Für die Wärmeleitfähigkeit von verschiedenen Stoffen spielt die Temperatur eine wesentliche Rolle. Gegenwärtig weisen Silber, Kupfer und Aluminium die höchsten Wärmeleitfähigkeiten auf. In diesem Fall sinkt ihre Funktion der Wärmeleitfähigkeit bei einem Anstieg von 600 °C minimal. Daraufhin nimmt beispielsweise die Wärmeleitfähigkeit von Wasserstoff und Helium mit steigender Temperatur zu (siehe Anhang 1, Abbildung 53).

Des Weiteren besteht im Gebiet der Wärmeleitung die Möglichkeit eine erhöhte Wärmeübertragung an die Umgebung, mithilfe einer vergrößerten Austauschfläche eines Körpers zu realisieren. In dieser Hinsicht werden Rippen verwendet, indem die Wärme zusätzlich seitlich an die Umgebung transferiert wird, sodass die Effizienz der Kühlung gesteigert wird. Der Nachteil dieser Rippen, welche als geometrische Form von einem Rechteck, Dreieck oder einem Ring vorhanden sein können, ist der hohe Druckverlust und der dadurch entstehende hohe Energieverbrauch [2]. Die nachfolgende Abbildung 5 veranschaulicht diese unterschiedlichen geometrischen Formen, um die Oberfläche zu vergrößern.

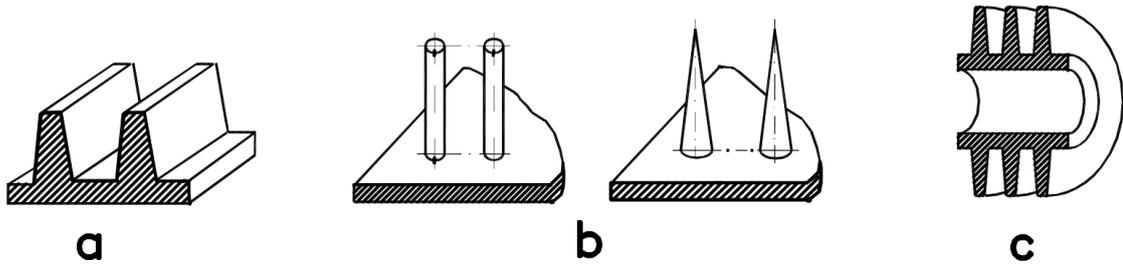


Abbildung 5: Beispiele vergrößerter Oberflächen durch Rippen mit a) gerade Längsrippen, b) stumpfe und spitze Nadelrippen, c) Kreisrippen [2]

Gemäß von Böckh wird zur Beschreibung der Wärmeübertragungseigenschaft im Bereich der Rippe die charakteristische Größe $m \cdot h$ verwendet. Dabei ist der $m \cdot h$ -Wert ein Parameter, welcher die Effizienz der Wärmeübertragung über die Rippe hinweg definiert. Darin steht m für die Hilfsgröße zur Charakterisierung der Rippe, wie zum Beispiel für die Anzahl der Rippen pro Längeneinheit und h für die Rippenhöhe [54]. In der Abbildung 6, zeigt sich das Verhältnis des $m \cdot h$ -Werts einer Rippe, wobei die Y-Achse den normierten Temperaturverlauf und die X-Achse die normierte Länge definiert. Hierbei variiert die Temperatur intensiv, falls der $m \cdot h$ -Wert sich vergrößert.

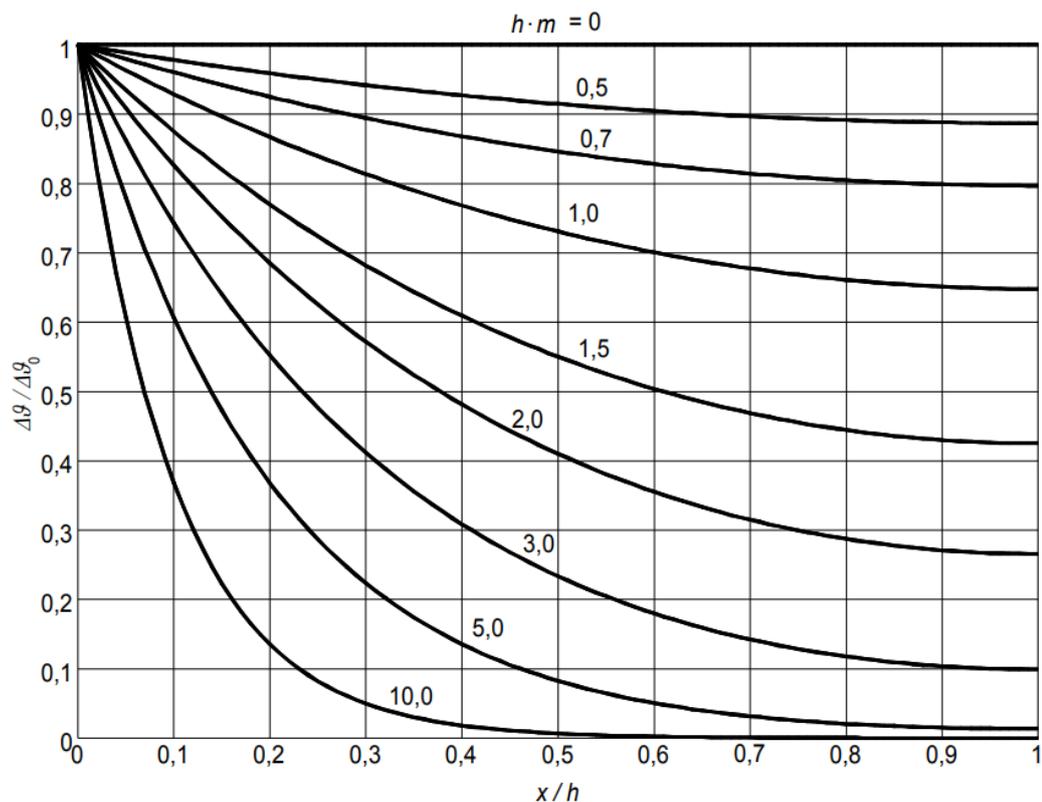


Abbildung 6: Der normierte Temperaturverlauf einer Rippe [54]

Zudem ist es möglich den Rippenwirkungsgrad mit folgender Formel 7 zu berechnen, wobei dieser Auskunft über das Verhältnis des tatsächlich übertragenen Wärmestroms $\dot{Q}_{x=0}$ zum theoretisch maximal möglichen übertragenen Wärmestroms \dot{Q}_{Ideal} gibt [2].

$$\eta_R = \frac{\dot{Q}_{x=0}}{\dot{Q}_{\text{Ideal}}} = \frac{\lambda * A * m}{U * \alpha_U * h} * \tanh(m * h) = \frac{\tanh(m * h)}{m * h} [-]$$

Formel 7: Der Rippenwirkungsgrad [54]

2.5.2 Wärmekonvektion

Die Wärmekonvektion bezeichnet das physikalische Phänomen, bei dem durch die Strömung eines Fluids Moleküle transportiert werden. Nach Herwig und Moschallski wird die Wärmekonvektion in zwei Sektoren gegliedert. Zum einen in die erzwungene Konvektion und zum anderen in die freie (natürliche) Konvektion [22]. Hierbei wird die erzwungene Konvektion durch eine externe Kraft, wie zum Beispiel durch eine Pumpe oder einem Ventilator verursacht. Im Gegensatz dazu tritt die freie Konvektion auf, wenn ein Fluid sich aufgrund von einem Temperaturunterschied bewegt. Dies hängt mit der Dichte des Fluids zusammen, denn wenn die Dichte eines Fluids niedrig ist, steigen die Teilchen nach oben auf. Infolgedessen ist der Raum, von dem das Fluid mit einer niedrigen Dichte aufgestiegen ist leer und wird aufgrund des thermischen Gleichgewichts von einem Fluid aus einer kälteren Umgebung gefüllt. Anschließend entsteht eine Zirkulation des Fluids, welche dazu führt, dass die Wärme übertragen wird [2].

In der erzwungenen Konvektion sind zwei Strömungsarten vorhanden, laminar und turbulent, welche in der folgenden Abbildung 7 dargestellt werden. Hierbei beschreibt die Y-Achse die Anströmung und die X-Achse die Lauflänge. Während es sich bei der laminaren Strömung um einen harmonisch gleichmäßigen Wärmetransport ohne Verwirbelungen handelt, besitzt eine turbulente Strömung eine unruhige und ungleichmäßige Strömung, die auf ihr hohes Geschwindigkeitsprofil zurückzuführen ist. Zudem wechselt im Übergangsbereich die Strömung aus einem geordneten Muster in ein ungeordnetes über. Dabei ist dieser Übergang abhängig von der Reynolds-Zahl, welche Auskunft über das Verhältnis von den Trägheitskräften zu den Reibungskräften gibt [54].

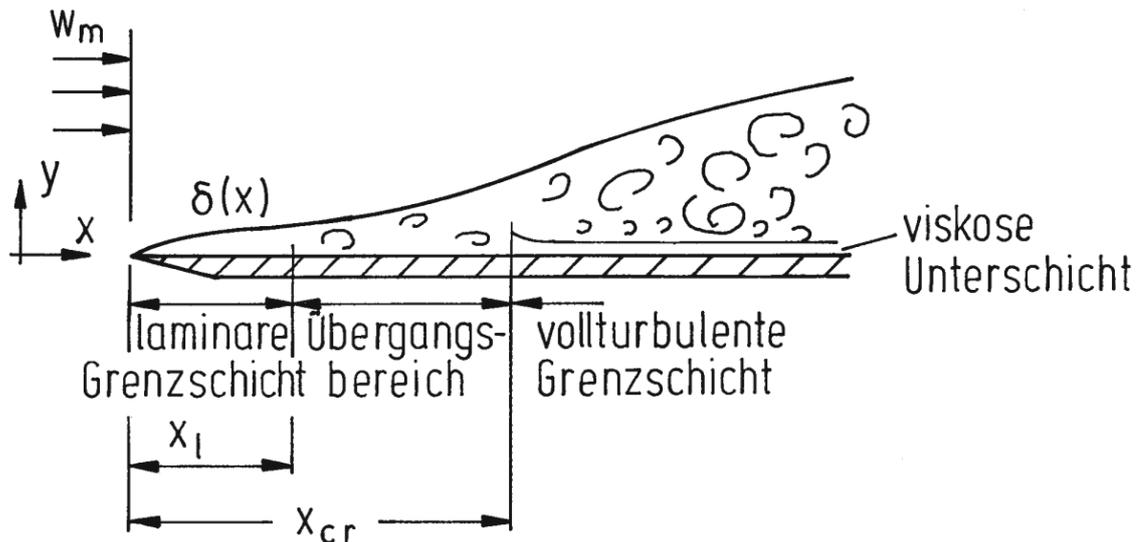


Abbildung 7: Die laminare und turbulente Strömungsart [2]

Zugleich sind für die Berechnungen im Bereich der Wärmekonvektion verschiedene dimensionslose Kennzahlen vorhanden, von denen einige voneinander abhängig sind. Mit diesen dimensionslosen Kennzahlen besteht die Möglichkeit, das Verhalten von Wärmeübertragungssystemen zu analysieren und zu vergleichen, um spezifische Lösungen zu finden. Damit beginnend wird mit der folgenden Formel 8 die dimensionslose Reynolds-Zahl berechnet, wobei c für die mittlere Strömungsgeschwindigkeit, d für die charakteristische Länge und ν für die kinematische Viskosität steht. In diesem Fall bezieht sich der Index d bei der Reynolds-Zahl auf den Durchmesser eines zylinderförmigen Körpers [54].

$$Re_d = \frac{c * d}{\nu} [-]$$

Formel 8: Die Reynolds-Zahl [54]

Die Reynolds-Zahl beschreibt die Strömungsart laminar oder turbulent. Die beiden Strömungsarten laminar und turbulent besitzen je nach geometrischer Form und Positionshaltung einen anderen Gültigkeitsbereich. In diesem Kontext definiert in einem Rohrzyylinder der Zahlenwert niedriger oder gleich 2300 eine laminare Strömung und bei einem Zahlenwert von über oder gleich 3000 eine turbulente Strömung. Im Intervallbereich von 2300 bis 3000 tritt die Übergangsströmung (Transition) auf, in dem Turbulenzen auftreten können, die zeitliche variabel und instabil sind. Dieser Bereich lässt sich mit der kritischen Reynolds-Zahl berechnen, die Auskunft darüber gibt, ab welchem Zahlenwert die Strömungsart von laminar zur turbulenten übergeht [53].

Daraufhin lässt sich mit der Formel 9 die Prandtl-Zahl errechnen, die einen Beitrag zur Analyse des Systems leistet, denn somit lässt sich deuten, wie schnell sich ein Energieimpuls im Vergleich zur Wärme in einem Fluid ausbreiten kann. Hierfür werden zwei neue Parameter benötigt. Zum einen c_p die spezifische Wärmekapazität und zum anderen η die dynamische Viskosität [54]. Die in den Formeln 8 und 9 benötigte Viskosität beschreibt dabei die Zähigkeit von Fluiden. In diesem Zusammenhang verkörpert eine hohe Viskosität ein dickflüssiges Fluid und eine niedrigere Viskosität ein dünnflüssiges Fluid [53].

$$Pr = \frac{\eta * c_p}{\lambda} [-]$$

Formel 9: Die Prandtl-Zahl [54]

Im nächsten Schritt wird die Nußelt-Zahl definiert, welche mit der Formel 10 errechnet werden kann, um verschiedene Wärmeübertragungssysteme an einer Wand zu beschreiben [53].

$$Nu = \frac{\alpha * d}{\lambda} [-]$$

Formel 10: Die Nußelt-Zahl [54]

Darin veranschaulicht die nachfolgende Formel 11 die Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten, welcher die Effizienz des Wärmeübergangs zwischen der Temperatur im Fluid und der Temperatur in der Wand, anhand der dimensionslosen Kennzahl, der Nußelt-Zahl und die charakteristische Länge d beschreibt [22].

$$\alpha = \frac{Nu * \lambda}{d} \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Formel 11: Der Wärmeübergangskoeffizient [2]

Anschließend wird die Wärmestromdichte \dot{q} mit der folgenden Formel 12 beschrieben. Darunter ist α der Wärmeübergangskoeffizient, ϑ_F die Temperatur im Fluid und ϑ_W die Temperatur der Wand, um somit den Wärmestrom pro m^2 zu bestimmen [54].

$$\dot{q} = \alpha * (\vartheta_F - \vartheta_W) \left[\frac{W}{m^2} \right]$$

Formel 12: Die Wärmestromdichte in der Wärmekonvektion [54]

Im Bereich der freien Konvektion wird die Grashof-Zahl benötigt, um die Überlegenheit der freien Konvektion im Vergleich zu anderen Kräften, wie der Schwerkraft darzustellen. Die folgende Formel 13 zeigt die Berechnung der Grashof-Zahl, in dem der Einsatz der Gravitationskonstanten g mit $9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ und des Wärmeausdehnungskoeffizienten β benötigt wird. Darin wird die Temperaturdifferenz durch die Indizes „w“ für die Wandtemperatur und „0“ für das ruhende Fluid oder den Fluidzustand bei Umgebungstemperatur definiert [54].

$$Gr = \frac{g * L^3 * \beta * (t_w - t_0)}{\nu^2} [-]$$

Formel 13: Die Grashof-Zahl [54]

2.5.3 Wärmestrahlung

Abschließend befindet sich im Gebiet der Wärmeübertragung die Wärmestrahlung, welche laut von Böckh auf der Regel des Elektromagnetismus beruht. Demzufolge definieren elektromagnetische Wellen, die durch zwei unterschiedliche Temperaturen wandeln, die thermische Strahlung. Hierbei ist es den elektromagnetischen Wellen möglich, sich im Vakuum fortzubewegen [54]. In der Wärmestrahlung sind kurzwellige und langwellige Strahlen vorhanden. Die ultraviolette Strahlung ist ein Teil der kurzwelligen Strahlung. Dabei ist die ultraviolette Strahlung diejenige, welche in der Erdatmosphäre gestreut wird. Im Gegensatz dazu beschreibt die infrarote Strahlung einen Teil der langwelligen Strahlung, welche die thermische Strahlung der Erdatmosphäre definieren. Das für das menschliche Auge sichtbare Licht befindet sich im Spektrum von $0,38$ bis $0,78 \mu\text{m}$ [9]. Um dies zu veranschaulichen, zeigt die folgende Abbildung 8 die Lage der beiden Wellenlängenarten.

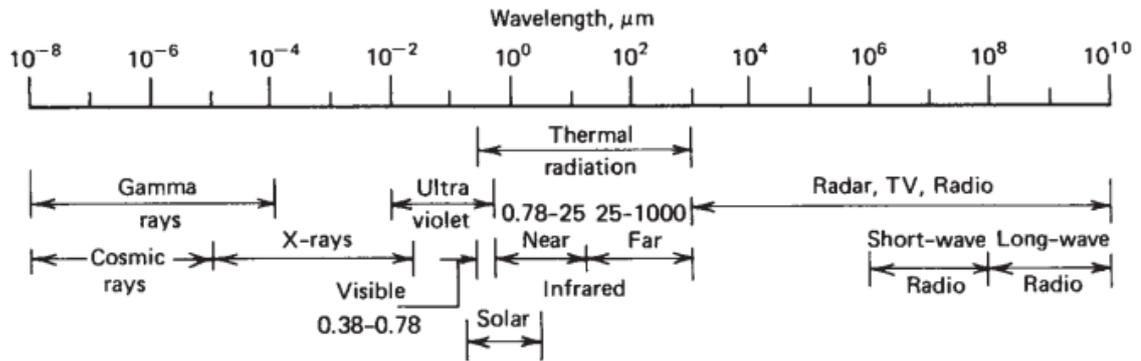


Abbildung 8: Das Wellenlängenspektrum [9]

Die nachfolgende Abbildung 9 veranschaulicht die Verteilung der Air Mass (AM), mit der spektralen Bestrahlungsstärke auf der Y-Achse und der Wellenlänge auf der X-Achse. Hiernach definiert Air Mass die Weglänge, welche das Licht durch die Erdatmosphäre bis zum Erdboden zurücklegt. Durch den Eintritt des Lichts in die Erdatmosphäre ändert sich laut Mertens das Spektrum, durch die Reflexion, die Absorption, die Rayleigh-Streuung (Lichteinfall auf Teilchen, die kleiner als die Wellenlänge sind) und die Streuung an Aerosolen und Staubteilchen (Lichteinfall auf Teilchen die größer als die Wellenlänge sind, bekannt als Mie-Streuung). Folglich beschreibt ein AM von 0, dass das Licht sich außerhalb der Erdatmosphäre befindet. Wobei ein AM von 1,5 hingegen, den 1,5-fachen Weg des Lichtes, gegenüber dem senkrechten Verlauf bei AM von 1 beschreibt [35].

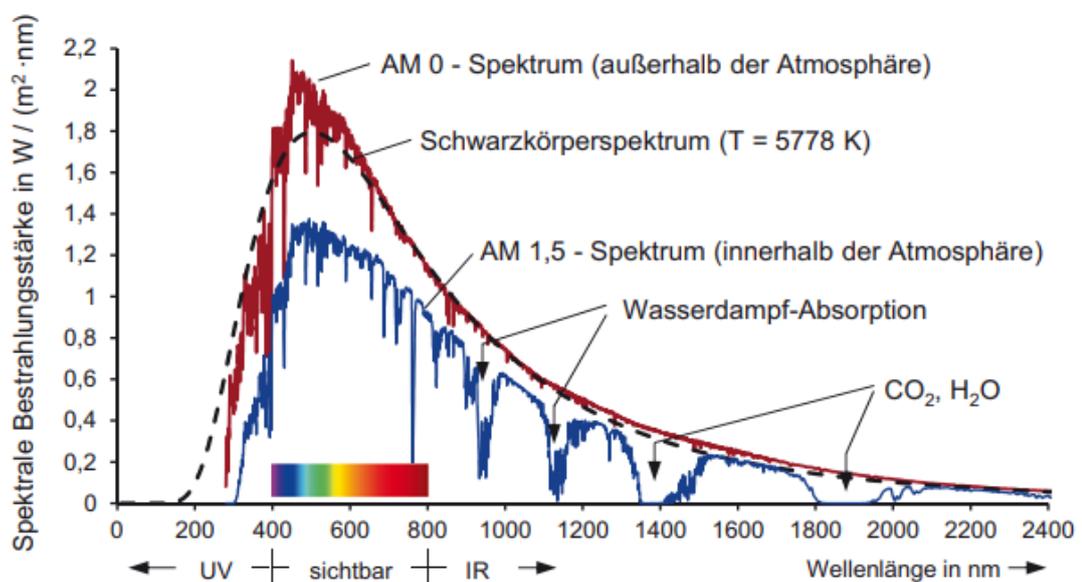


Abbildung 9: Das Spektrum innerhalb und außerhalb der Erdatmosphäre [35]

Zudem ermöglicht sich die Berechnung des AM-Wertes x mit dem Sonnenhöhenwinkel γ_S mit folgender Formel 14. Bei der Umstellung der Formel nach γ_S , ergibt sich für ein AM von 1,5 ein Sonnenhöhenwinkel von $21,6^\circ$ [35].

$$x = \frac{1}{\sin(\gamma_S)} [-]$$

Formel 14: Der Air Mass-Wert [35]

Nach Böge und Eichler strahlen Objekte oder Körper die sich über dem absoluten Nullpunkt (0 K oder $-273,15\text{ }^\circ\text{C}$) [2] befinden, thermische Strahlung aus [5]. In der Folge eintreffender Strahlung auf ein Objekt oder einen Körper resultieren drei mögliche Szenarien, welche die Abbildung 10 demonstriert. Dabei wird die eintreffende Strahlung reflektiert, absorbiert oder transmittiert. Die drei Möglichkeiten werden je nach Körpereigenschaft prozentual unterschiedlich aufgeteilt. In Folge anderer Mechanismen erfolgen weitere Wärmeübergänge, dargestellt durch die leitungsbasierten Wärmeübergänge (LBW) [22].

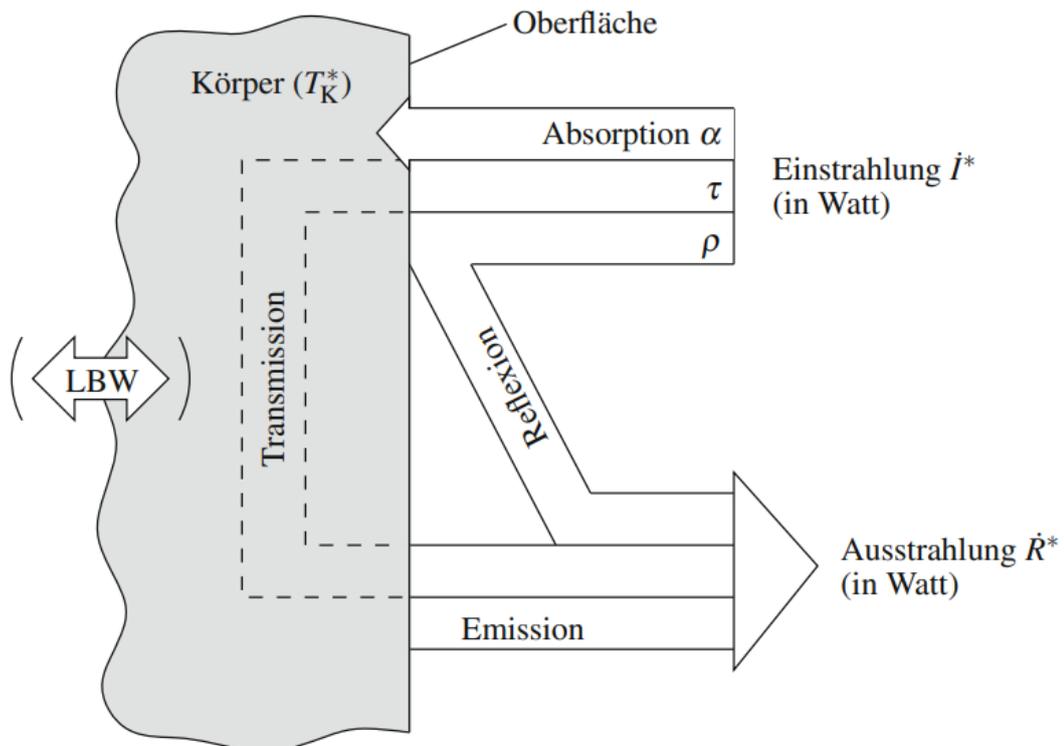


Abbildung 10: Die Zusammensetzung der Einstrahlung [22]

Daraufhin verdeutlicht die nachfolgende Tabelle 1 die Funktion der Einstrahlung bei unterschiedlichen Körpereigenschaften. Wobei bei einem idealen schwarzen Körper das

eintreffende Lichtspektrum vollständig absorbiert (definiert durch α) und emittiert (definiert durch ε) wird. Im Fall eines ideal weißen Körpers erfolgt die vollständige Reflexion der einfallenden elektromagnetischen Wellen, definiert durch ρ . Des Weiteren folgt eine vollständige Streuung des einfallenden Lichts, wenn ein matter Körper vorhanden ist. Somit werden die Reflexion, Absorption und Transmission abhängig von der Körpereigenschaft anders wahrgenommen [54].

Tabelle 1: Absorption, Reflexion und Transmission [54]

Eigenschaft	Funktion
schwarz	$\alpha = \varepsilon = 1$
weiß	$\rho = 1$
grau	$\varepsilon < 1$
farbig	Teilweise reflektiert
spiegelnd	Reflexion
matt	Vollständige Streuung

3 Stand der Technik

Im nachfolgenden Kapitel wird zunächst die technische Großforschungsanlage Synlight am Standort Jülich beschrieben. Daraufhin folgen die Erläuterungen der heutigen Messtechnologien, mit dem messtechnischen Konzept, den unterschiedlichen Messsystemen, als auch dem Pumpverfahren.

3.1 Der Sonnensimulator Synlight

Die Großforschungsanlage Synlight ist ein elektrisch betriebener Hochleistungs-Solarsimulator mit einer thermischen Leistung von 300 kW, welcher für die Flussdichtemessung für das DLR am Standort Jülich seit dem Jahr 2007 verwendet wird [57]. Dabei sind im Sonnensimulator 149 identische Xenon-Kurzbogenlampen mit je 7 kW Leistung in einem Koordinatensystem verbaut. Zudem verfügen die Xenon-Kurzbogenlampen über eine hohe Lichtausbeute und eine effiziente Farbwiedergabe [40].

Die nachfolgende Abbildung 11 demonstriert die spektrale Strahlstärkeverteilung der Xenon-Kurzbogenlampen. Hierbei befindet sich auf der Y-Achse die spektrale Strahlstärke, die in Bezug zur X-Achse mit der Wellenlänge steht. Das elektrisch erzeugte emittierte Licht, hat ein sonnenähnliches Spektrum im sichtbaren Bereich, wobei sich die Emission aus ultravioletter Strahlung, infraroter Strahlung und sichtbarem Licht zusammensetzt. Dabei besteht der Aufbau der Xenon-Kurzbogenlampen aus zwei Wolfram-Elektroden, welche von einem Quarzglas Kolben umgeben sind. Währenddessen werden auf der Anodenseite die Elektronen absorbiert und es wird Wärme erzeugt, während auf der Kathodenseite ein Lichtbogen entsteht, beziehungsweise der Strom geliefert wird [40].

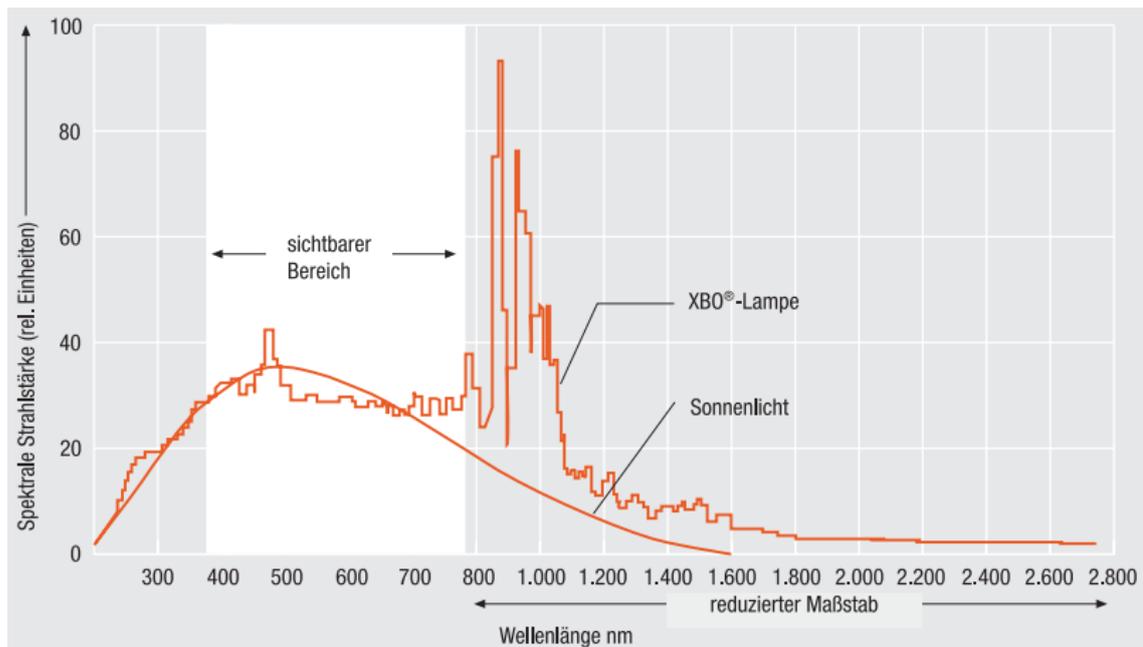


Abbildung 11: Die spektrale Strahlstärkeverteilung der Xenon-Kurzbogenlampe [40]

Die nachfolgende Abbildung 12 demonstriert das Messsystem für das DLR, um die Flussdichte zu messen. In diesem Kontext strahlen die unter der Nummer eins gekennzeichneten Xenon-Kurzbogenlampen auf eine hochreflektierende Oberfläche, welche mit der Nummer drei gekennzeichnet ist, eine bestimmte Menge an Bestrahlungsleistung ab. Das diffus reflektierende Target ermöglicht Lambertsche Eigenschaften durch seine Aluminiumoxid-Beschichtung. Daraufhin befindet sich an der Nummer zwei, eine Öffnung auf der Lambertschen Oberflächen für ein Gardon-Radiometer, welches die Flussdichte an einer bestimmten Stelle misst, um einen Referenzwert für die Kamera bereitzustellen. Zeitgleich scannt die unter der Nummer vier definierte und fest positionierte Kamera, die monochrome Verteilung der Strahlung auf der ebenen bestrahlten Fläche, um diese mit dem Referenzwert verrechnen zu können. Parallel dazu besteht die Möglichkeit eine Anpassung des Kamerawinkels mit der konzentrierten Strahlung zu erzeugen, um das Ziel zu fokussieren. Als nächstes verarbeitet das Flux Mapping Acquisition System (FMAS), definiert durch die Nummer fünf, eine monochrome Verteilungsaufnahme mit 256 Grauwerten, welche sich von 0 (schwarz) bis 255 (weiß) erstrecken [49].

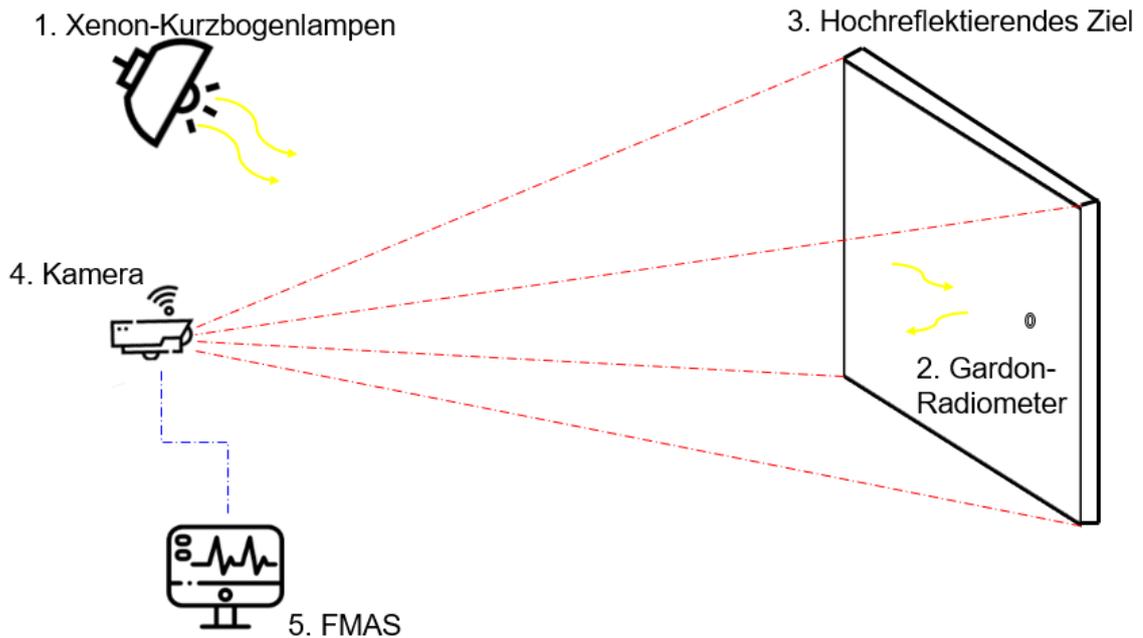


Abbildung 12: Die Messeinrichtung im Synlight [Eigene Darstellung]

3.2 Messverfahren

In den folgenden Unterkapiteln wird die Auswahl des Messverfahrens analysiert und bestimmt. Dabei steht das Kalorimeter, das Kendall-Radiometer und das Gardon-Radiometer zur Auswahl.

3.2.1 SunCatch-Kalorimeter

Das in der Abbildung 13 dargestellte SunCatch II-Kalorimeter, welches vom DLR im Jahr 2008 entwickelt wurde, misst die Temperaturen und die Volumenströme eines physikalischen Prozesses. Hierbei besteht das Kalorimeter aus einem Kupferkonus mit integrierten Wasserkanälen. Diese sind zum einen mit einer innen beschichteten Absorptionsfläche ausgelegt und zum anderen mit einer Blende, welche eine mittig platzierte Öffnung vor dem Konus besitzt. Zudem ist der Konus in einem isolierten Gehäuse verbaut. Die einfallende thermische Strahlung wird zunächst durch eine vordefinierte Blendenöffnung begrenzt und von der Absorberfläche größtenteils absorbiert, emittiert und ein Teil wird reflektiert. Dabei führt das Wasser im spiralförmigen Kühlkreislauf die absorbierte thermische Energie ab. Für die Erfassung des Wärmestroms wird die Ein- und Austrittstemperatur von zwei PT100-Temperatursensoren erfasst. Parallel dazu

misst ein Durchflussmessgerät den Volumenstrom im Wasserkreislauf. Als letztes werden die spezifische Wärmekapazität und die Dichte des Wassers durch Interpolation bestimmt [8].

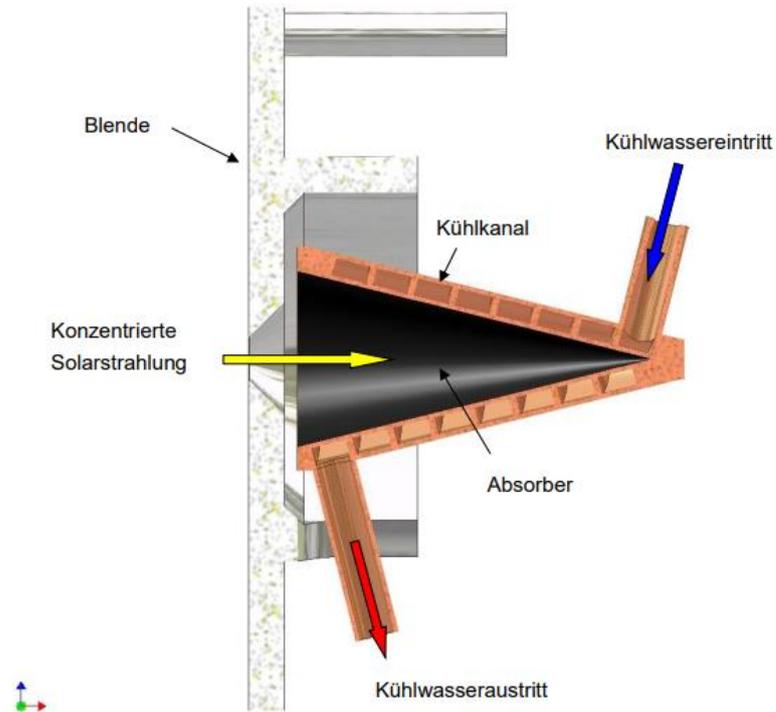


Abbildung 13: Das SunCatch II-Kalorimeter [8]

Im Vergleich zum Vorgängermodell SunCatch I (siehe Abbildung 14) wurde mit dem SunCatch II das Gewicht des Absorbers um 87,6 % verringert, um somit die Messzeit von 5 Minuten auf 1,5 Minuten, also um 70 % zu verkürzen [8].



Abbildung 14: Der Absorber vom SunCatch I [8]

Die Vorteile des SunCatch II-Kalorimeters sind die einfache Montage, Wartung, hohe Messgenauigkeit und schnelle Messzeit. Allerdings muss für eine hohe Messgenauigkeit, die Isolation im Gehäuse geometrisch angepasst werden, um effizient die Wärme einzudämmen.

3.2.2 Kendall-Radiometer

Das in Abbildung 15 dargestellte Kendall-Radiometer, das J. M. Kendall 1970 erstmals vorstellte [28], besteht aus einem Sichtbegrenzungsrohr, einem Schalldämpfer, einem Gehäuse und einem Kühlkörper. Im inneren des Kühlkörpers sind zwei Kavitäten mit einem thermischen Verbindungsstück und mit den für die Selbstkalibrierung notwendigen Heizwicklungen befestigt. Während die vordere Kavität als Rezeptor (der bestrahlte Teil des Kegels) dient, dient die hintere Kavität als Kompensator, um Temperaturänderungen oder andere externe Kräfte zu kompensieren und um die Kalibrierungsmöglichkeit zu geben. Gleichzeitig befinden sich zwei identische thermische Widerstände in den beiden Hohlräumen und sind Rücken an Rücken miteinander verbunden. Dadurch stehen die beiden Hohlräume mithilfe eines hochleitfähigen Verbindungstückes mit dem Kühlkörper in Verbindung [27].

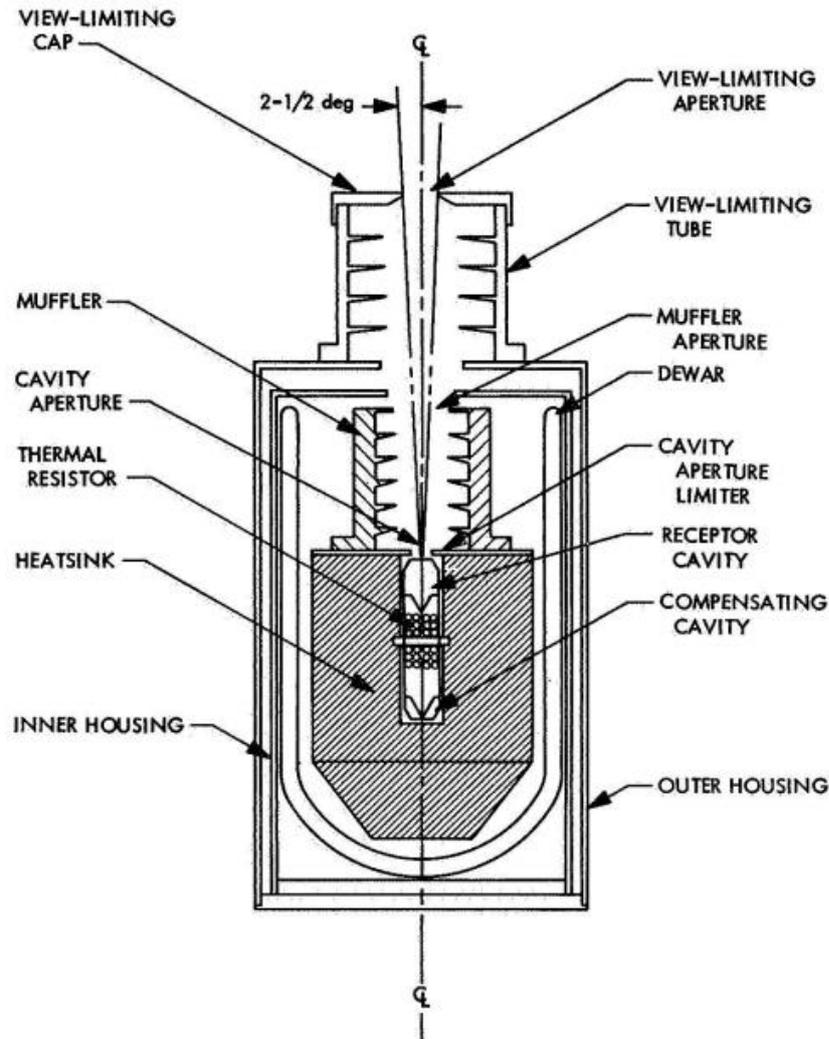


Abbildung 15: Das Schema des Kendall-Radiometers [27]

Zunächst verläuft der Weg der Einstrahlung von einer fensterlosen Sichtbegrenzungsöffnung der Apparatur bis hin zur schwarz gefärbten Rezeptorkavität, um die thermische Energie effizient absorbieren zu können. Daraufhin erwärmt die Wärme den Hohlraum und wird zum thermischen Widerstand übertragen und von dort zu dem hochleitfähigen Anschluss weitergegeben. Abschließend wird die Wärme zum Kühlkörper hingeleitet. Als Isolation, um die Messgenauigkeit zu erhöhen, wird ein doppelwandiger Vakuumbehälter mit reflektierender Beschichtung (Dewar-Gefäß) um den Kühlkörper verlegt, um effizient thermisch isolieren zu können. Daraufhin messen Thermoelemente, die sich auf dem heißen Ende des Rezeptors und an dem kalten Ende des Kompensators befinden, die Temperaturdifferenz. Dabei wird die vorhandene Wärme in Thermospannung umgewandelt. Bei einer Nullstrahlung fällt die Temperaturdifferenz über den Wärmewiderstand auf null und die anliegenden Thermoelementpaare erfassen keine

Wärme [27]. Die nachfolgende Abbildung 16 veranschaulicht einen tieferen Einblick in das innere der Kavitäten, um das Prinzip der Selbstkalibrierung definieren zu können.

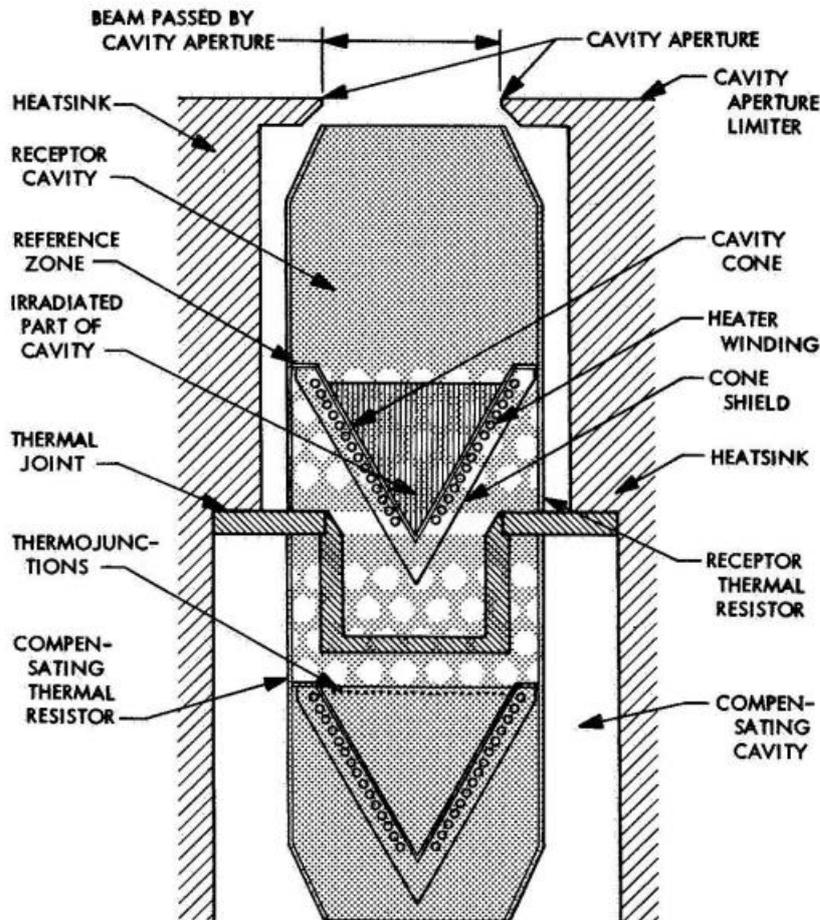


Abbildung 16: Der innere Kern des Kendall-Radiometers [27]

Während der Selbstkalibrierung, erzeugt die Heizwicklung an der Rezeptorkavität eine äquivalente elektrische Leistung zur einfallenden Strahlung im Hohlraum. Die Aufgabe der Heizwicklung an der Kompensationskavität besteht darin, eine gleichgroße Wärmekapazität, wie die Heizwicklung an der Rezeptorkavität bereitzustellen, damit die Temperaturänderung aus der Kompensationskavität, der Temperaturänderung aus der Rezeptorkavität folgen kann [27].

Aufgrund der hohen Messgenauigkeit des Kendall-Radiometers und der Möglichkeit der Selbstkalibrierung, welche eine Zeit- und Kosteneinsparung ermöglicht, wird das Kendall-Radiometer bereits im DLR am Standort Köln-Porz verwendet. Trotz der positiven Aspekte stehen die negativen Aspekte wie die lange Wartezeit, bei der Bestellung

und der Kostenfaktor des Gerätes, aufgrund der komplexen Feinmechanik, im Vordergrund. Hinzu kommt die komplizierte Wartung bzw. Reparatur im Falle eines Defektes.

3.2.3 Gardon-Radiometer

Als letztes folgt das Gardon-Radiometer, welches von seinem Erfinder Robert Gardon im Jahr 1953 vorgestellt wurde [16]. In der nachfolgenden Abbildung 17 wird durch ein Halbschnitt, der Aufbau eines Gardon-Radiometers dargestellt. Dabei ist die äußere Schicht ein wassergekühltes sauerstofffreies Oxygen-free High Conductivity-Kupfergehäuse (OFHC), mit einer darauf liegenden wärmeleitfähigen Konstantan-Folie. Definieren lässt sich die Funktionsweise bei einer Einstrahlung mithilfe eines Differentialthermoelements. Hierbei wird der Temperaturunterschied zwischen der kreisförmigen Konstantan-Folie und dem Kupfergehäuse gemessen. Infolgedessen verläuft die aus der gemessenen Temperaturdifferenz entstehende Thermospannung annähernd linear zur Temperatur und proportional zum thermischen Strom. Während die zirkulierende Wasserkühlung vom Kupfergehäuse die Konstantan-Folie abkühlt, nimmt die Temperatur von innen nach außen ab [51].

Das Gardon-Radiometer verfügt über eine hohe präzise Messeigenschaft und schnelle Reaktionszeit, ist jedoch Empfindlich gegenüber Temperaturunterschieden. Zudem sind Lieferengpässe vorhanden, da nur wenige Firmen das Gardon-Radiometer produzieren [3].

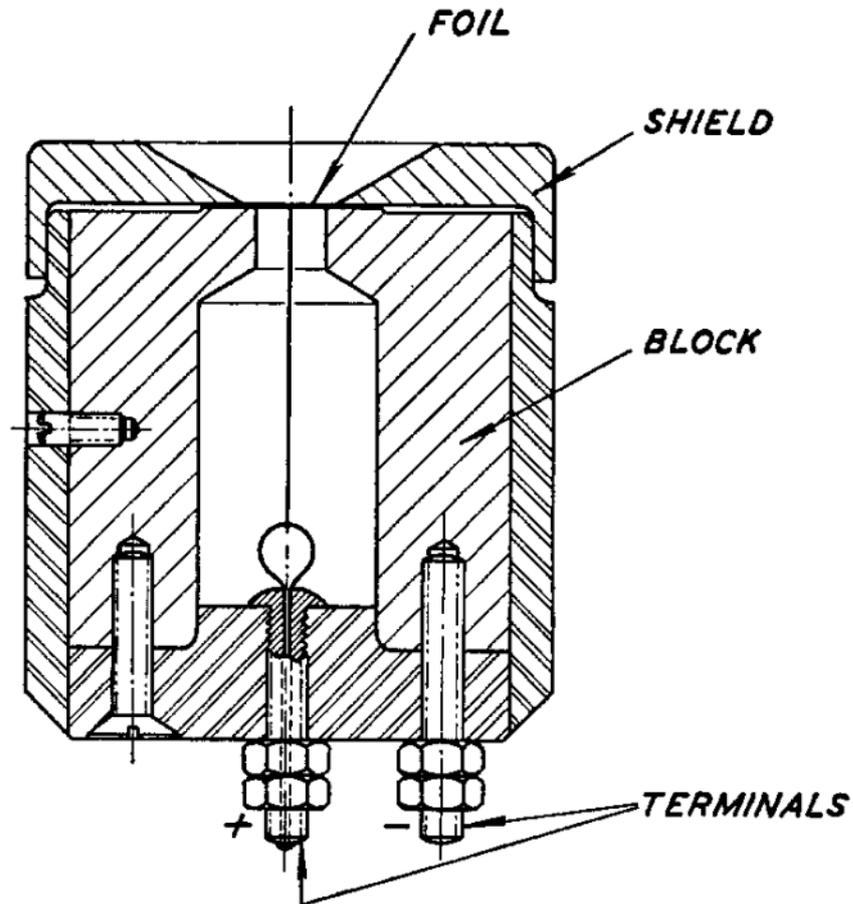


Abbildung 17: Halbschnitt durch das Gardon-Radiometer [16]

Anhand der bisher genannten Kriterien lassen sich das Kendall-Radiometer und das Gardon-Radiometer für den Bau vor Ort ausschließen, da die konventionellen Labormaschinen am DLR nicht für diese Feinmechanik gedacht sind. Des Weiteren besitzen beide Messgeräte im Vergleich zum SunCatch II-Kalorimeter höhere Materialkosten und sind äußerst empfindlich gegenüber externe Einflüsse. Wohingegen sich das SunCatch II-Kalorimeter aufgrund seiner hohen Variabilität und Stabilität positiv hervorhebt. Während bei einem Radiometer der äußerst feine und komplexe Zusammenbau im Fokus steht, ist der Zusammenbau und die Wartung von Bauteilen bei einem Kalorimeter simpel gestaltet. Schlussendlich wird das Prinzip der Selbstkalibrierung in Anlehnung an das Kendall-Radiometer verfolgt und mit der Methodik des SunCatch II-Kalorimeters weiterentwickelt.

3.3 Komponenten der Mess- und Regelungstechnik

Im folgenden Kapitel werden die verschiedenen Messtechniken und Pumpverfahren aus verschiedenen Technologiebereichen miteinander verglichen, um für das zu entwickelnde Messsystem, die effizientesten Messgeräte auszuwählen.

3.3.1 Durchflussmesser

Das Ziel jedes Durchflussmessgerätes ist die Menge eines Fluids in einer Leitung, pro Zeiteinheit zu messen. Bei der Aufrechterhaltung und Überwachung von Prozessen, die von der Durchflussrate eines Flusses abhängig sind, ist ein Durchflussmessgerät von entscheidender Bedeutung [14].

Dabei können herkömmliche Durchflussmessgeräte auf unterschiedlichen Messprinzipien, wie zum Beispiel elektromagnetischer Kraft basieren, wobei mithilfe der magnetischen Induktion, der Durchfluss gemessen wird. Das magnetisch-induktive Durchflussmessgerät ist wartungsarm, wartungsfreundlich und von Verschmutzungen nicht nachteilig betroffen. Jedoch benötigt es ein elektrisch leitfähiges Medium, um den Durchfluss ermitteln zu können [14].

Ein weiteres Messprinzip ist das mechanische Messgerät. Hier wird durch beispielsweise Turbinen, die durch den Durchfluss erzeugte Drehbewegung gemessen. Der mechanische Turbinenzähler ist gegenüber Vibration, Überlastung (könnte im schlimmsten Fall bei großer Druckdifferenz überdrehen) und Verschmutzung empfindlich. Der größte Nachteil bei dem mechanischen Durchflussmessgerät liegt trotz Kosteneffizienz und einfacher Handhabung in dem Verschleiß-Problem von mechanischen Teilen [14].

Das letzte Messprinzip ist ein Ultraschallzähler. Hierbei wird der Durchfluss mithilfe des Doppler-Verfahrens ermittelt, indem die Laufzeit, worin das Fluid vom Messgerät ausgesandte Ultraschallwellen empfängt, von Messpunkt zu Messpunkt berechnet wird. Ein Ultraschallmessgerät würde sich aufgrund seiner nicht-invasiven Eigenschaft (und dem damit nicht vorhandenen Druckverlust) sowie seiner hohen Genauigkeit optimal für ein System eignen. Auf der anderen Seite verfügt das Ultraschallmessgerät über die nachteilige Eigenschaft, dass sich im Medium für die Messung keine Verschmutzungen oder Ablagerungen befinden dürfen (wie zum Beispiel Gasblasen), sonst wird das Messergebnis verfälscht [14].

Schließlich fasst die Tabelle 2, die Vor- und Nachteile der drei Messprinzipien: magnetisch-induktiv, mechanisch und Ultraschall zusammen.

Tabelle 2: Vor- und Nachteile von unterschiedlichen Messprinzipien [14]

Messprinzip	Vorteile	Nachteile
Magnetisch-induktiv	<ul style="list-style-type: none"> - Wartungsarm und Wartungsfreundlich - Unempfindlichkeit gegenüber Verschmutzungen - Kein Verschleiß-Problem 	<ul style="list-style-type: none"> - Elektrisch leitfähiges Medium
Mechanisch	<ul style="list-style-type: none"> - Kostengünstig - Einfache Handhabung 	<ul style="list-style-type: none"> - Empfindlich gegenüber Vibration und Verschmutzungen im Medium - Verschleiß-Problem
Ultraschall	<ul style="list-style-type: none"> - Kein Verschleiß-Problem - Nicht invasive Eigenschaft - Hohe Messgenauigkeit 	<ul style="list-style-type: none"> - Empfindlich gegenüber Verschmutzungen oder Ablagerungen im Medium

3.3.2 Pumpe

In der Pumpentechnik für die Flüssigkeitsförderung sind zwei Hauptkategorien vorhanden. Zum einen die Kreiselpumpe, die mit dem hydraulischen Förderprinzip ein Medium mithilfe eines Laufrads beschleunigt. Durch die Förderung steigt die Geschwindigkeit des Mediums an und wird im Bereich der Druckstutzen in die Förderhöhe abgegeben. In diesem Kontext besitzt die Kreiselpumpe die Eigenschaften, dass sie äußerst zuverlässig und gleichmäßig arbeitet, eine gute Regelbarkeit besitzt, niedrige Betriebskosten aufweist und einen geringen Platzbedarf benötigt. Ein Nachteil der Kreiselpumpe ist die hohe Schallemission, die bei erhöhten Drehzahlen entsteht. Zudem variiert das Fördervolumen mit der Drehzahl und es kommt zu einem Druckabfall, wenn die Fördermenge zu stark ansteigt [15].

Als zweite Möglichkeit steht eine Verdrängerpumpe, welche für kleine Fördermengen und große Förderhöhen benutzt werden kann, zur Auswahl. In diesem Fall eignet sich der Pumpmechanismus für Flüssigkeiten mit einer hohen Viskosität und gewährleistet somit einen gleichmäßigen Durchfluss bei variabler Viskosität, im Vergleich zur Kreiselpumpe. Die Zahnradpumpe gehört zur Kategorie der Verdrängerpumpe und verfügt über die vorteilhafte Eigenschaft, Druckstabilität zu gewährleisten. Hierbei ist es von hoher Wichtigkeit eine gleichmäßige und konstante Kühlung zu generieren. Im Bereich des Fördervolumens wird im Zusammenhang mit einer hohen Druckstabilität ein konstantes Volumen pro Umdrehung verwendet [15].

Infolgedessen arbeitet die Verdrängerpumpe mit einer hydrostatischen Förderung, indem es, wie in Abbildung 18 dargestellt, ein Fluid in die Verdrängerkammer einsaugt und daraufhin dieses durch eine Öffnung drückt. Dabei entsteht ein hoher Wirkungsgrad bei niedrigen Drehzahlen. Zu dieser Pumpentechnik ordnen sich Membranpumpen, Zahnradpumpen oder Kolbenpumpen ein [15].

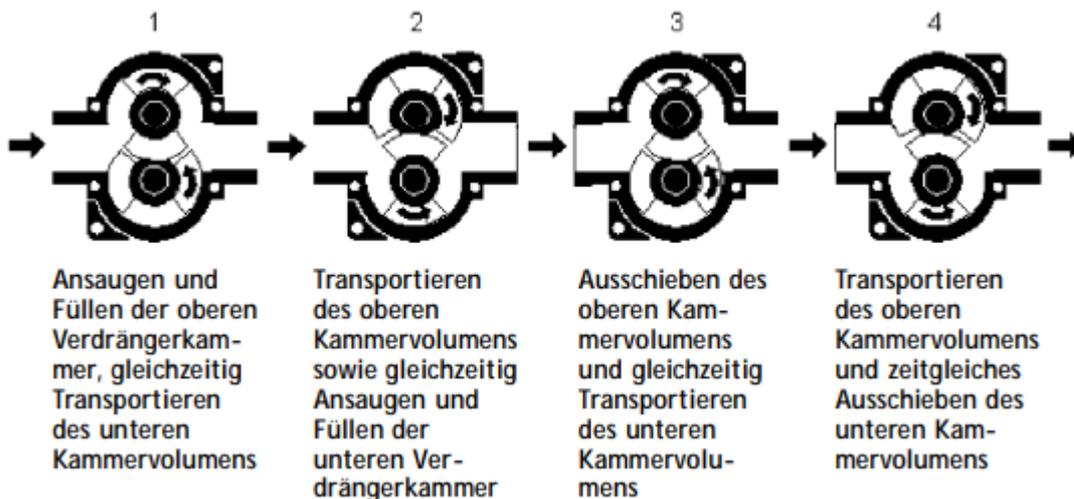


Abbildung 18: Das Funktionsschema einer Verdrängerpumpe [15]

3.3.3 Temperaturmessung

Die Temperatur des Wassers an der Zulauf- und Auslaufleitung, sowie die Umgebungstemperatur können durch Widerstandsthermometer gemessen werden. Die Bezeichnung PT100 definiert, dass ein Platin Widerstand von 100 Ω vorhanden ist, falls die Temperatur 0 $^{\circ}\text{C}$ beträgt [1]. Zur weiteren Auswahl steht der PT1000 zur Verfügung. Hierbei verfügt das vorhandene Platin über ein lineares Widerstands-Temperaturverhalten in

einem ausgedehnten Temperaturbereich und ist optimal für die Temperaturmessung geeignet [7]. Dabei wird bei einem Messversuch ein konstanter Strom durch den Sensor erfasst, wobei sich Spannung und Widerstand mit der Änderung der Temperatur erneuern [36].

Zudem bieten sich unterschiedliche Genauigkeitsklassen an, wie zum Beispiel Klasse B, A oder AA. Die folgende Abbildung 19 demonstriert die Genauigkeitsklassen. Hierbei definiert $|t|$ unter der Spalte „Grenzabweichung“ den Zahlenwert der Temperatur in °C ohne das dazugehörige Vorzeichen. In diesem Kontext bietet die Klasse A, mit einer Toleranz von $\pm(0,15 + 0,0020 |t|)$ die höchste Genauigkeit an [1].

Klasse	Temperaturbereich in °C		Grenzabweichung
	Drahtgewickelt (W)	Dünnschicht (F)	
B	-196 ... +600	-50 ... +500	$\pm(0,30 + 0,0050 t)$ ¹⁾
A	-100 ... +450	-30 ... +300	$\pm(0,15 + 0,0020 t)$ ¹⁾
AA	-50 ... +250	0 ... 150	$\pm(0,10 + 0,0017 t)$ ¹⁾

Abbildung 19: Die Genauigkeitsklassen [1]

Ergänzend zu den Widerstandsthermometern, kann die Temperatur durch Thermoelemente gemessen werden, die sich in verschiedene Typklassen unterteilen lassen. Jedoch funktionieren die Thermoelemente vom Prinzip her auf der Grundlage des Seebeck-Effekts identisch. Im Vergleich zu den PT1000-Temperatursensoren verfügen die Thermoelemente über eine schnellere Reaktionszeit und eine höhere Temperaturbeständigkeit [50].

3.4 Messtechnisches Konzept für das selbstkalibrierende System

Für das messtechnische Konzept wird das Prinzip der Selbstkalibrierung in Betracht gezogen. Unter dem Begriff Kalibrierung versteht sich in der Messtechnik die Rückführung der Messergebnisse eines Gerätes auf eine Norm, welche eine Messgröße definiert. In dieser Hinsicht wird unter vordefinierten, identischen Bedingungen ein festgelegter Zielwert mit einem tatsächlichen Messwert verglichen. Das Ziel ist die Qualität der Genauigkeit in Stand zu halten [20].

Die Hauptidee des selbstkalibrierungs-Konzepts beinhaltet den Betrieb zweier separater Kavitäten unter identischen Bedingungen, wie mit einer gleich großen Wärmeleitfähigkeit, Wärmekapazität, Isolation, Dimensionierung und Geometrie. In diesem Fall wird vor dem Messversuch mit der folgenden Formel 15, eine bekannte elektrische Leistung $P_{\text{Ein_Max}}$ (gleichgesetzt mit $\dot{Q}_{\text{Ein_Max}}$) in der Vergleichskavität durch eine Heizpatrone generiert, welche äquivalent zu der Leistung ist, die während des Messversuchs in die Rezeptorkavität einfallen würde.

$$P_{\text{Ein_Max}} = E_{\text{Synlight}} * \pi * \frac{D_{\text{Blende}}^2}{4} [\text{W}]$$

Formel 15: Die Berechnung der Heizleistung [22]

Das Ziel ist es, die definierte elektrische Heizleistung, welche in das System gegeben wird, mit der abgeführten Leistung durch die wassergeführten Messkanäle $\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_V}$ abzugleichen. Das Verhältnis wird daraufhin als Kalibrierungsfaktor (Referenzwert) benutzt. Zunächst wird mit den wassergekühlten Messkanälen die Temperaturdifferenz durch zwei PT1000-Temperatursensoren bestimmt. Des Weiteren wird laut nachfolgender Formel 16 für die abgeführte Leistung, die spezifische Wärmekapazität und der Massenstrom des Wassers benötigt. Der Massenstrom lässt sich aus der Herleitung des Produktes, des Volumenstroms und der Dichte bestimmen [54]. Demnach wird der Volumenstrom mithilfe des Durchflussmessgeräts ermittelt. Zudem sind die Werte der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte von der mittleren Temperatur des Wassers abhängig. Diese genannten Parameter werden in Anhang 3 ermittelt und stehen als feste numerische Werte zu Verfügung.

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_V} = \dot{V} * \rho_{\text{H}_2\text{O}} * c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} * \Delta T [\text{W}]$$

Formel 16: Die Berechnung des abgeführten Wärmestroms [54]

In diesem Kontext wird mit der Formel 17 vor der eigentlichen Messung, die Leistung, die in das System eingespeist wird (tatsächliche Leistung $P_{\text{Ein_Max}} = P_{\text{Heizstab}}$) mit der abgeführten Leistung (gemessene Leistung = $\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_V}$) verglichen. Als nächstes werden die theoretischen Wärmeverluste $\dot{Q}_{\text{Verluste}}$ in der Formel 17 berücksichtigt, um die identischen Bedingungen zu gewährleisten. Die Größe der abgeführten Leistung aus dem System, sollte der Größe der zugeführten Leistung in das System entsprechen, damit eine hohe Genauigkeit des Kalibrierungsfaktors besteht.

$$\text{Kalibrierungsfaktor} = \frac{P_{\text{Heizstab}} - \dot{Q}_{\text{Verluste}}}{\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_V}} [-]$$

Formel 17: Die Verhältnsberechnung [20]

Abschließend wird nach der eigentlichen Messung, mit der Formel 18 der Kalibrierungsfaktor mit dem abgeführten Wärmestrom aus dem Rezeptorhohlraum $\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_R}$ multipliziert, um den kalibrierten Wert $\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_R\text{Kalibriert}}$ zu erhalten und die Selbstkalibrierung einzuleiten.

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_R\text{Kalibriert}} = \text{Kalibrierungsfaktor} * \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}_R} [\text{W}]$$

Formel 18: Die Berechnung des kalibrierten Wärmestroms [49]

Der wichtigste Faktor um eine hohe Genauigkeit des Referenzwertes zu erzielen, ist eine effiziente Dämmung in den zwei identischen Kavitäten zu gewährleisten, denn die Wärmeverluste durch Wärmestrahlung, Wärmeleitung und Wärmekonvektion müssen bekannt sein und niedrig gehalten werden. In diesem Fall werden die theoretischen Verluste im Kapitel „4.2 Wärmeverluste“ berücksichtigt und errechnet.

4 Entwurf der Designstudie

Im nachfolgenden Kapitel werden die verschiedenen Komponenten, die für den Entwurf des Kalorimeters notwendig sind, analysiert. Anschließend folgt eine Diskussion unterschiedlicher Einsatzmöglichkeiten, um das effizienteste Ergebnis zu erzielen. Im Anschluss werden die Systemkomponenten ausgewählt sowie die Wärmeverluste und Messfehler berechnet.

4.1 Designkonzept

Der Aufbau der Designstudie für die Rezeptorkavität wird in der nachfolgenden Abbildung 20 dargestellt. Die schwarze Beschichtung im inneren des Kegels, absorbiert mit einem Absorptionsgrad von 95 % [23] die einfallende Leistung, wobei der verbleibende Anteil in den Bereichen der Wärmeleitung, Wärmekonvektion und der Wärmestrahlung minimale Verluste erleidet. An dieser Stelle transportieren die im Konus integrierten Kühlkanäle die Leistung ab, wobei das Wasser an der Kegelspitze (der heißesten Stelle) eintritt und am unteren Ende hinaustritt. Durch die Steckverbinder (Legrisanschluss) werden die Kühlkanäle mit der Wasserleitung ideal verbunden und abgedichtet. Dabei werden für den Konus T-Steckverbinder verwendet, um mit den PT1000-Temperaturfühlern die Temperaturdifferenz der abgeführten Wassermenge bestimmen zu können. Darüber hinaus ist eine Isolationsscheibe in der Blendenrippe platziert, um den Wärmeaustausch zwischen Kupferkonus und der Blende zu reduzieren. Dazu verbindet ein Isolationsaufsatz das Ende des Konus mit dem Anfang der M10-Gewindestange, um die Wärmeleitung zwischen beiden Metallen zu minimieren. Ergänzend justiert die M10-Fixierungsstange den Konus durch anliegenden Druck an die Blendenrippe. Zudem ist die Blendenrippe mit der Blende verschweißt, um mit dem Gehäuse durch vier Gewindestangen fixiert werden zu können. Zusätzlich wird die Blende durch ein internes Wasserkühlsystem gekühlt, um einen Temperaturanstieg zu vermeiden.

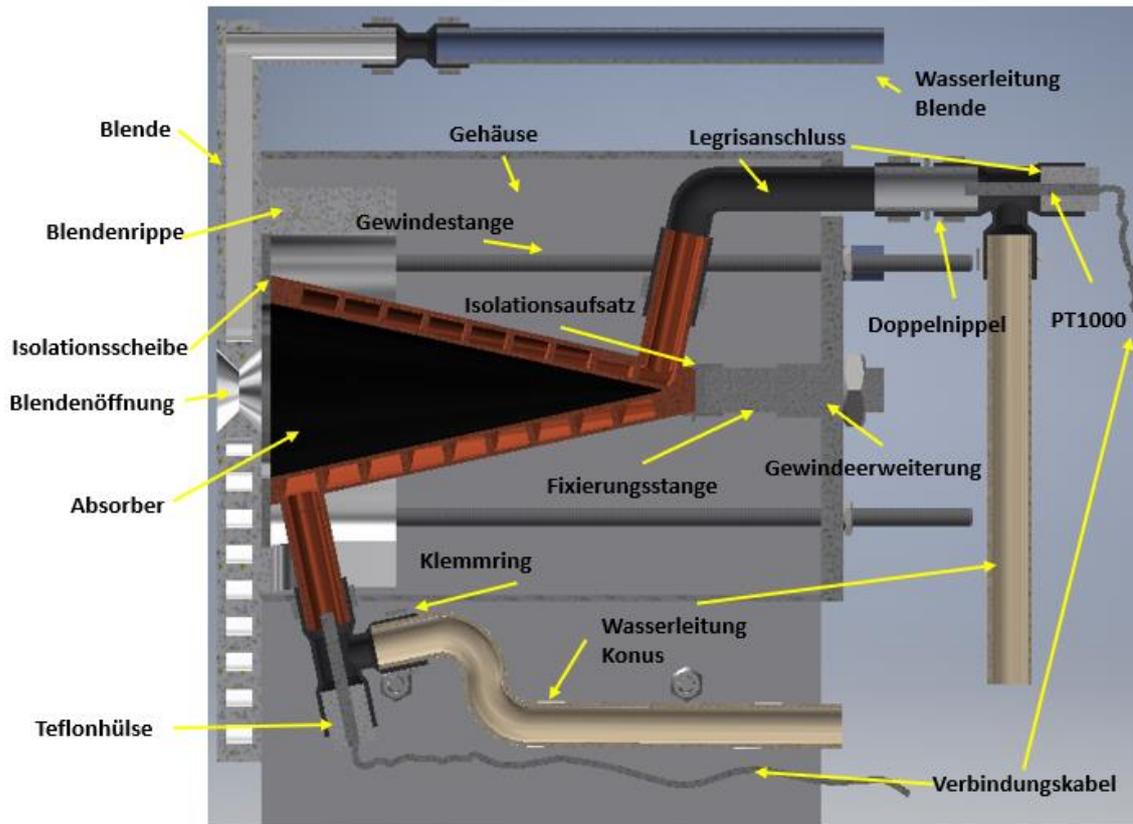


Abbildung 20: Der konstruktive Aufbau der Rezeptorkavität [Eigene Darstellung]

Im nächsten Schritt wird für die Vergleichskavität eine identische Konstruktion erstellt, wie in der nachfolgenden Abbildung 21 grafisch dargestellt. Diese ist statt mit Fasen in der Blendenöffnung mit einer 5 mm Öffnung für die Abführung der elektrischen Anschlüsse des Heizstabs versehen, da es sich um eine interne und nicht externe in das System gegebene thermische Energie handelt. Zudem wird ein voluminöser Kupferkegelkörper statt einer Absorptionsbeschichtung benötigt. Der Grund dafür liegt an der nicht effizienten Wärmeleitfähigkeit der Luft [2], somit muss ein direkter Kontakt zwischen der Heizpatrone und dem hochleitfähigen Kupferkonus herrschen, um die erzeugte thermische Energie effizient abführen zu können. Als Ergänzung wird ein Stück Glaswolle um die elektrischen Anschlüsse des Heizstabes platziert, damit weiterhin eine hohe Dämmung der thermischen Energie zu gewährleisten ist.

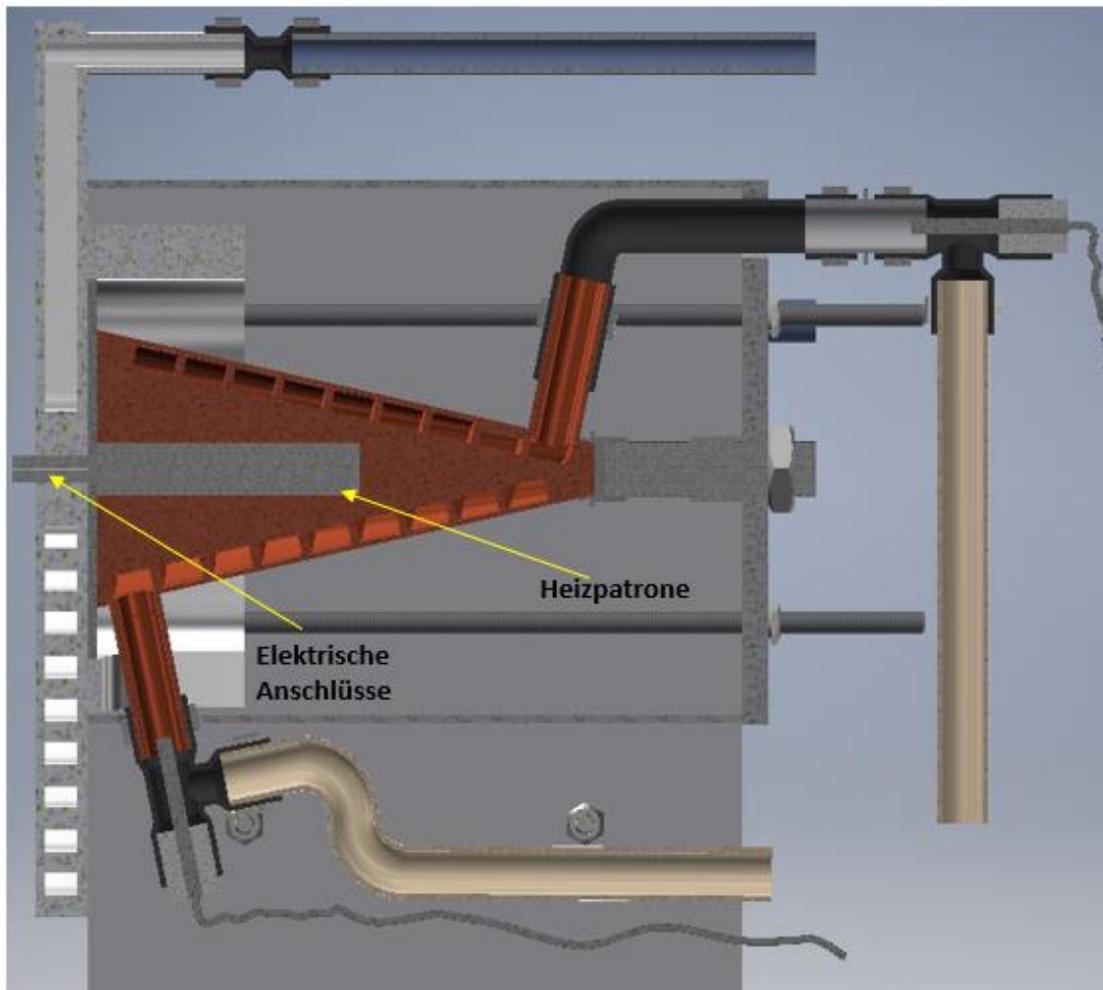


Abbildung 21: Der konstruktive Aufbau der Vergleichskavität [Eigene Darstellung]

4.1.1 Kavität

Der Konus der Rezeptorkonstruktion verfügt über eine Gesamtlänge von 95 mm mit einem Außendurchmesser von 51,2 mm und einem Innendurchmesser von 38,9 mm bei einer Wandstärke von 6 mm. Dabei wird das Funktionsprinzip in der Rezeptorkavität mit der nachfolgenden Abbildung 22 verdeutlicht. In diesem Fall stellt ΔA^* , die Fläche der Blendenöffnung dar. Die einfallende Strahlung wird als erstes absorbiert und im Anschluss sowohl im Hohlraum selbst als auch durch die Blendenöffnung reflektiert und emittiert. Durch die kegelartige Geometrie wird ein größerer Anteil der einfallenden Strahlung im Hohlraumkörper absorbiert, da die Strahlung durch Reflexion mehrmals umgelenkt und gestreut wird [22].

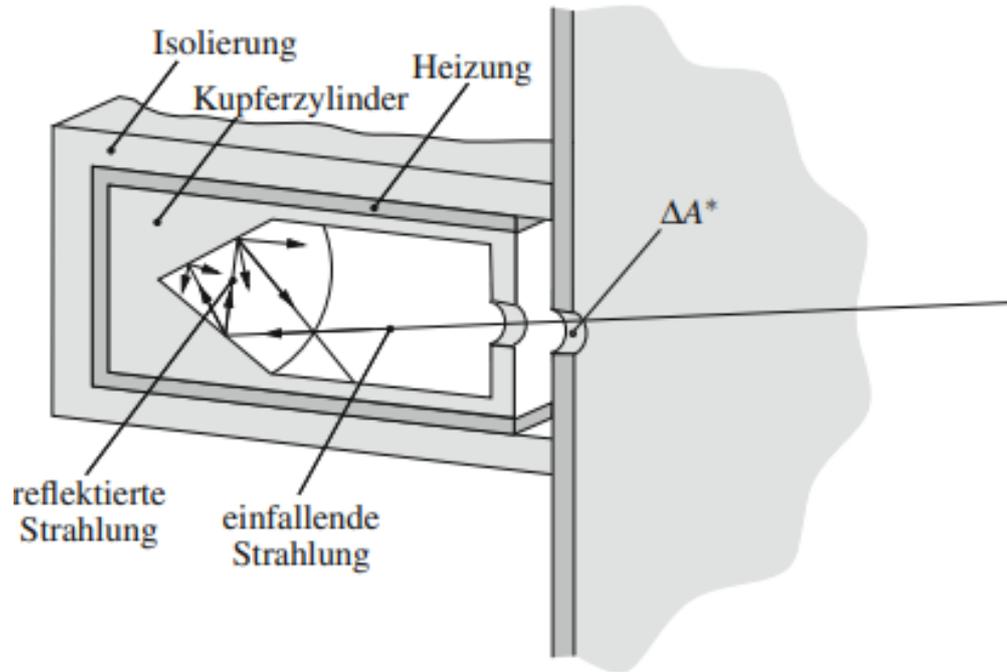


Abbildung 22: Der Hohlraumstrahler [22]

Ergänzend wird in der Vergleichskavität eine Bohrung von 10,1 mm (inklusive 0,1 mm Toleranz), welcher als Hohlraum für die Heizpatrone fungiert, eingesetzt. Somit veranschaulicht die nachfolgende Abbildung 23, den Kupferkonus für den Vergleichshohlraum.

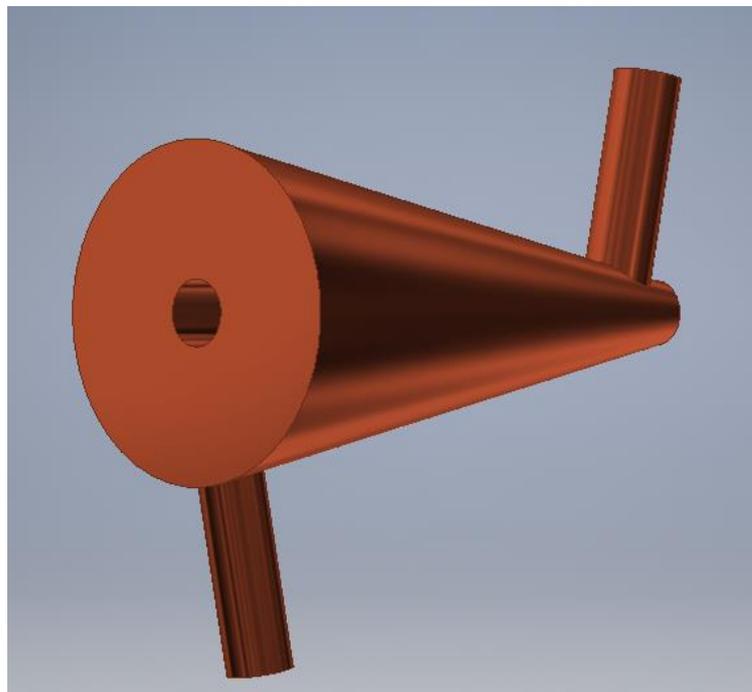


Abbildung 23: Der Kupferkonus im Vergleichshohlraum [Eigene Darstellung]

Hierbei besteht bei eintreffender Strahlung auf einen Körper die Möglichkeit auf zwei Reflexionsarten. Zum einen die spiegelnde Reflexion, wie in Abbildung 24 links dargestellt, welche bei glatten Oberflächen der einfallenden Strahlung auftritt, wobei das einfallende Licht in einem bestimmten Winkel reflektiert wird. Zum anderen tritt die diffuse Reflexion bei rauen Oberflächen auf. In diesem Fall wird das einfallende Licht in verschiedene Richtungen gestreut [23].

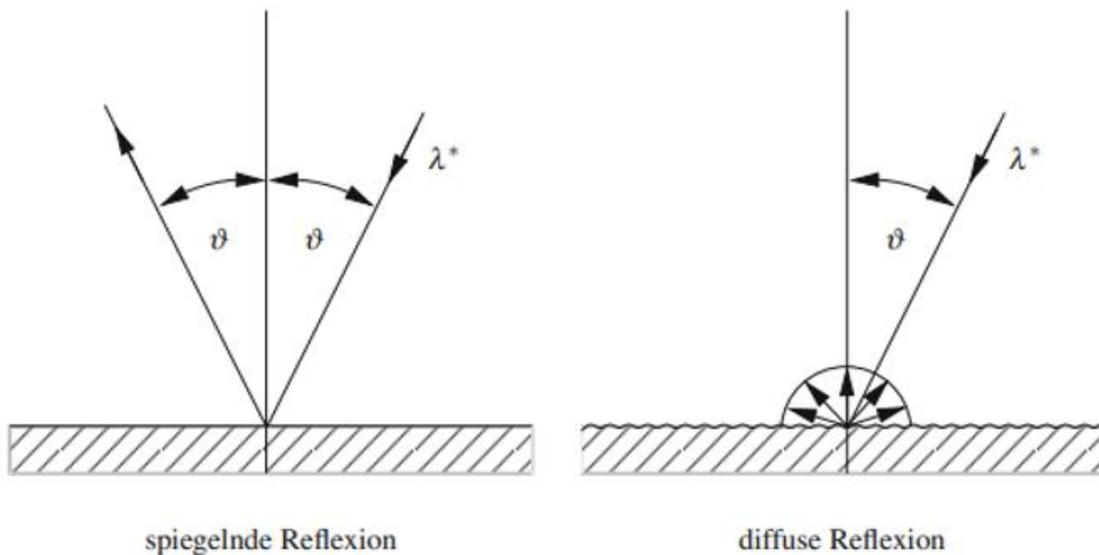


Abbildung 24: Das Reflexionsverhalten realer Körper [22]

Bei der Auswahl der Absorberbeschichtung sind die Kriterien einer hohen Absorption und einer hohen Temperaturbeständigkeit von höchster Bedeutung. Das Pyromark 2500 sticht hierbei mit einem Absorptionsgrad von 95 % [23] hervor und wird daher verwendet. Da die Oberfläche der schwarz beschichteten Kavität für eine hohe Absorption spricht, was wiederum eine matte und nicht eine spiegelnde Oberfläche definiert [23], ereignet sich hierbei eine diffuse Reflexion.

4.1.2 Gehäuse

Das in Abbildung 25 dargestellte Gehäuse dient der Fixierung des entworfenen Kalorimeters und gleichzeitig als Isolationsbehälter. Zur einheitlichen Justierung werden M4-Gewindestangen durch die Rückwand mit vier Bohrungen à 4 mm in der Blendenrippe verbunden. Dabei wird zusätzlich eine M10-Gewindestange von der Rückwand eingeführt und drückt dabei den Konus für eine ergänzende Fixierung gegen die Blendenrippe.

pe. Außerdem wird eine 10 mm x 10 mm Platte mit einer 12 mm großen Gewindebohrung auf die Innenseite der Rückwand verschweißt, um erstens die M10-Gewindebohrung zu verlängern und die Haftung zu verbessern und zweitens das Gesamtgewicht geringzuhalten, da ansonsten die Dicke der Rückwand vollständig vergrößert werden muss. Aufgrund der Geometrie der Steckverbinder verfügt die Bodenplatte über eine 17 mm kreisrunde Öffnung und die Rückwand eine 12 mm kreisrunde Öffnung. Wobei für die Rückwand, welche an dem Gehäusemantel angeschweißt wird, eine Stärke von 5 mm angesetzt wird, um die Haltbarkeit der Gewindestangen in den Gewindebohrungen zu ermöglichen. Dabei eignet sich als Material für das Gehäuse Edelstahlblech mit einer Stärke von 1,5 mm, da es wie die Gewindestangen aus Stahl, für eine hohe Festigkeit steht [5].

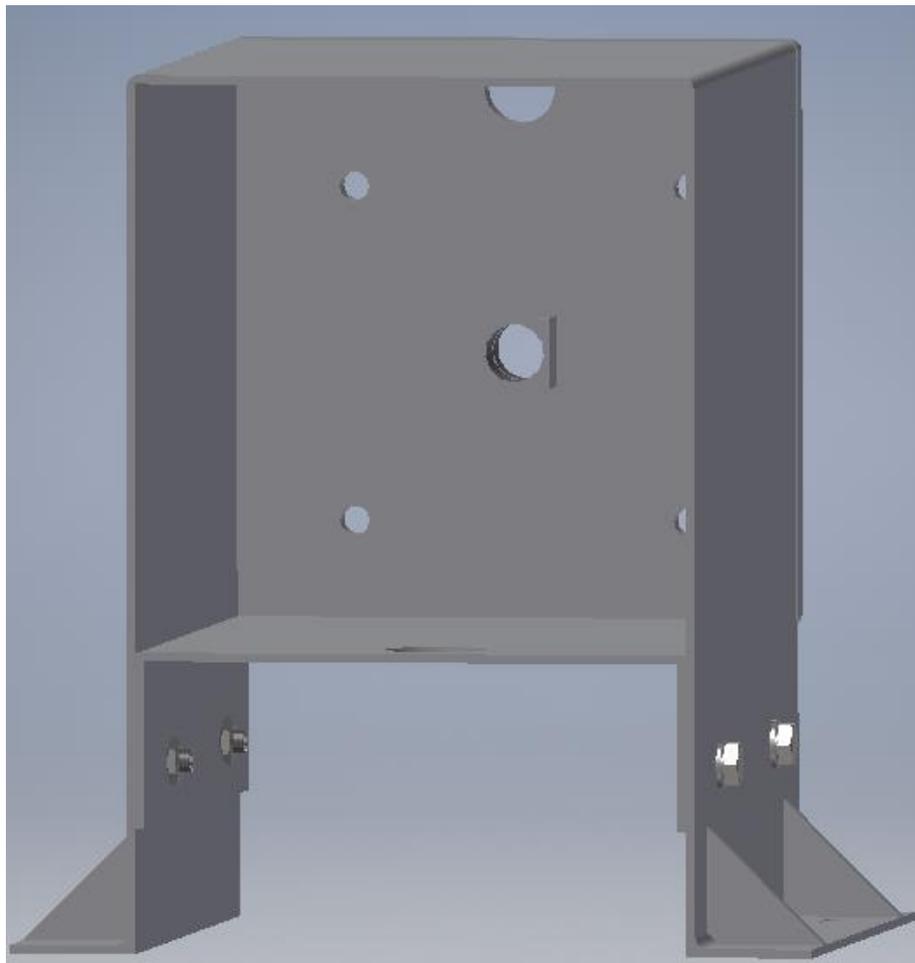


Abbildung 25: Das Gehäuse für die Designstudie [Eigene Darstellung]

Zusätzlich wird die Bodenplatte mit je vier ISO 4017 M4-Schrauben, ISO 7089 Unterlegscheiben und ISO 4035 M4-Muttern an den Gehäuseseiten befestigt. Die gleichen M4-Muttern befestigen die vier M4-Gewindestangen mit der Rückwand des Gehäuses.

Die Bohrungen auf der Unterseite fixieren den Gehäusemantel mit der Schienenapparatur, um das Gleichgewicht auf horizontaler Ebene beizubehalten. Für die Vergleichskavität wird das identische Gehäuse benutzt, damit es keinen negativen Einfluss auf die Messgenauigkeit hat.

4.1.3 Kupferkonus und das integrierte Kühlsystem

Bei der Materialauswahl für den Konus wurden die drei verschiedenen Materialien Kupfer, Aluminium und Silber untersucht. In diesem Kontext besitzen alle drei Werkstoffe eine hohe thermische Leitfähigkeit, jedoch sind Silber und Kupfer dem Aluminium aufgrund ihrer höheren thermischen Leitfähigkeit überlegen [19]. Bei den Kosten hingegen sind Kupfer und Aluminium weitaus günstiger als Silber [18]. Aufgrund der hohen Wärmeleitfähigkeit und der kostengünstigen Option wird Kupfer als Material für den Konus bevorzugt.

Infolgedessen lässt sich die Platzierung des Kühlkörpers auf drei Optionen in nachfolgender Tabelle 3 zusammenfassen: auf dem Konus anliegend, gelötet oder gefräst.

Tabelle 3: Vergleich von Platzierungsmöglichkeiten für den Kühlkörper [Eigene Darstellung]

Kühlkörper-Position	Vorteil	Nachteil
Auf dem Konus anliegend	- Installation simpel - Zeitaufwand gering	- Mehr Platz - Luftraum dazwischen
Auf dem Konus gelötet	- Direkter Kontakt	- Mehr Platz
In den Konus gefräst	- Direkter Kontakt - Effiziente Wärmeübertragung - Platzsparend	- Komplizierte Wartung bzw. Reparatur

Die erste Variante ist auf dem Konus anliegend. Hier ist die Installation simpel und der Zeitaufwand gering. Ein Nachteil ist der zusätzlich benötigte Platz. Des Weiteren bildet

sich ein Luftraum zwischen Konus und Kühlkörper, welcher die Wärmeübertragung erschwert.

Die Variante, indem der Kühlkörper angelötet wird, bietet aufgrund der direkten Verbindung an den Konus eine effiziente Kühlung an, benötigt jedoch auch zusätzlichen Platz.

Der eingefräste Körper bietet eine effiziente Wärmeübertragung durch den direkten Kontakt und ist gleichzeitig platzsparend. Jedoch kann die Reparatur komplex werden, aufgrund des geschlossenen Bauteils.

Schließlich zeigt sich das Einfräsen als geeignetste Option um ein verschlossenes und zugleich platzsparendes Bauteil mit einem effizienten Wärmeübergang einsetzen zu können.

Im nächsten Schritt zeigt die untere Abbildung 26 den Kupferkonus nach seiner Fräsung, um die Platzierung des Kühlkörpers zu verdeutlichen. Dabei werden an den Ein- und Ausgängen der Wasserleitungen, die Kupferrohre weich angelötet. Hierbei wird die Platzierung der Zuleitung so bedacht, dass durch die einfallende Strahlung mehr Wärme am Ende der Absorberschicht, also an der Kegelspitze erwartet wird. Somit sollte die Position der Wasserzuleitung sich nahe der Kegelspitze befinden.



Abbildung 26: Die integrierten Wasserkühlkanäle [Eigene Darstellung]

Bei der Wahl der Leitungsgeometrie von den gefrästen Nuten wird aufgrund der größeren Fläche, die auf dem Kegel liegt, eine rechteckige Leitung anstelle einer kreisförmigen bevorzugt. Für die Maße, wie in Abbildung 27 dargestellt, wird eine Höhe von 4 mm, eine Breite von 8 mm, ein Abstand zwischen den Kanälen von 1,5 mm und eine Wandstärke von 1 mm verwendet, um somit eine Gesamtwandstärke von 6 mm (siehe Anhang 3, Tabelle 6) zu erreichen.

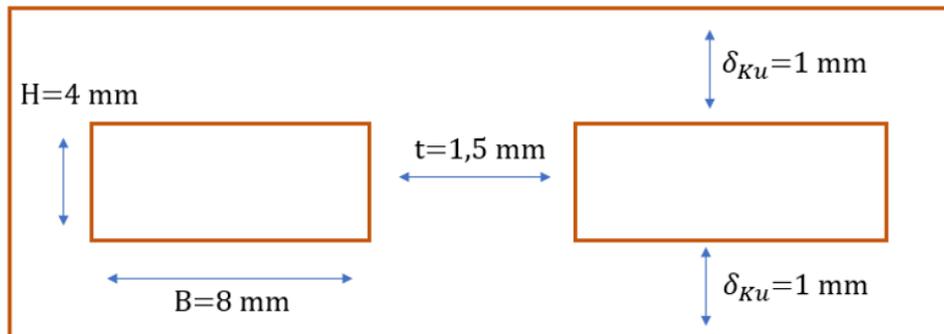


Abbildung 27: Die Dimensionierung des integrierten Kühlkanals [Eigene Darstellung]

Hierbei beträgt für die Dimensionierung der Wasserleitungen der Außendurchmesser 10 mm und der Innendurchmesser 8 mm. Dabei verbindet der T-Steckverbinder wie in Abbildung 28 dargestellt, den Wasserschlauch, den PT1000-Temperaturfühler (in einer Teflonhülse verstaut) und den Kupferanschluss des Konus. Für die Installation bedarf es keinen hohen Zeitaufwand, denn durch Hineindrücken der Komponenten und ein anschließendes ergänzendes Abdichten durch zwei Klemmringe auf den Schläuchen, wird das dreipolige System miteinander verbunden.

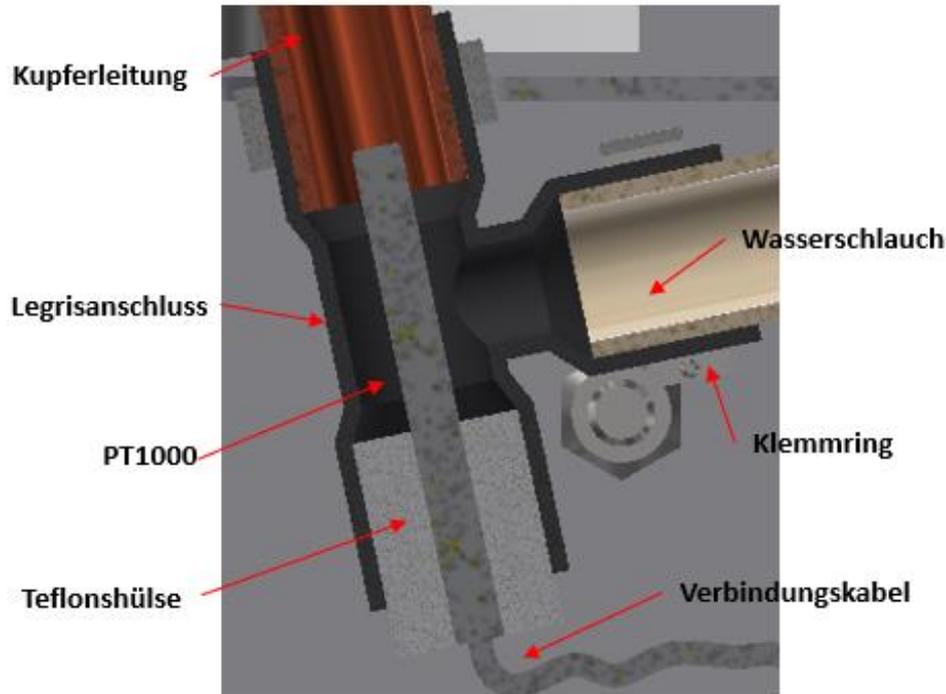


Abbildung 28: Ausschnitt vom T-Steckverbinder [Eigene Darstellung]

Als nächstes ist es wichtig zu verstehen, dass dieser Konus auf identische Art wie der Konus aus dem Vorgängermodell des SunCatch II hergestellt wird. Dabei ist zu beachten, dass der Konus im Grunde genommen ein mit Kupfer beschichteter Aluminiumkern ist. Aluminium wurde als Material für den Kern ausgewählt, um während des Prozesses eine Strukturform beizubehalten, da das Aluminium robust ist. In diesem Fall wurde mit der Galvanotechnik gearbeitet, wobei durch einen elektrochemischen Prozess, eine metallische Schicht auf einen Gegenstand abgeschieden wird [8]. Hierbei ist das Ziel mit der Galvanotechnik den Korrosions- und Verschleißschutz, sowie die Festigkeit und die Verbesserung der Lötbarkeit zu erhöhen [13].

Am Anfang bildet sich eine dünn haltbare Kupferschicht auf dem Aluminiumkern. Für die gewünschte Schichtdicke, welche 0,3 bis 0,4 mm pro Tag bei 1 bis 2 A in einem Säurebad zunimmt, muss in einer alkalischen Lösung bei einem pH-Wert von acht bis neun der Aluminiumkern und die Kupferschicht versiegelt werden, um eine Blasenbildung oder eine ungleichmäßige Oberfläche zu vermeiden. Währenddessen wird der Körper in einem Säurebad ohne Unterbrechung gedreht, um die gewünschte Form bzw. ein gleichmäßiges Wachstum zu erzielen [8].

Im Anschluss folgt die Fräsung der Kühlkanäle, welche mit Wachs gefüllt werden, damit nach der Aufbringung einer Galvanischen-Deckschicht, eine gleichmäßige Oberflä-

che vorhanden ist. Anschließend wird durch Erwärmung das Wachs aus den Kühlkanälen wieder entfernt [8]. Zum Abschluss werden die für die Kühlspirale notwendigen Einlauf- und Auslaufleitungen angelötet, um thermische Spannungen zu vermeiden.

4.1.4 Isolation

Für die Eingrenzung der Wärmeverluste ist eine Isolierung unumgänglich. Dafür werden naturnahe, synthetische und mineralische Dämmstoffe analysiert, um für diese Designstudie einen optimalen Dämmstoff zu finden.

An erster Stelle wird Kork, ein naturnaher Dämmstoff analysiert. Dabei ist Kork zunächst für den Hohlraum aufgrund der Umweltfreundlichkeit, sowohl in der Herstellung als auch in der Verwendung gut geeignet. Jedoch besitzt Kork im Vergleich zu den synthetischen und mineralischen Dämmstoffen, eine hohe Wärmeleitfähigkeit von $0,040 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ [26] und ist somit nicht optimal für das Gehäuse als Dämmstoff geeignet. Des Weiteren wird aufgrund der komplexen Struktur im Gehäuse, ein Material mit hoher Flexibilität und geringer Masse benötigt.

Im Vergleich dazu ist der mineralische Dämmstoff Wolle ein natürliches Material, welches aus nachwachsenden Rohstoffen gewonnen wird und keine Aushärtungszeit benötigt. Im Bereich der thermischen Effizienz besitzt zum Beispiel Glaswolle eine Wärmeleitfähigkeit von $0,032 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ und ist ohne ein Bindemittel bis zu $500 \text{ }^\circ\text{C}$ beständig [32].

Als nächstes wird der synthetische Dämmstoff Hartschaum analysiert. Hierbei sind einige Aspekte zu berücksichtigen. Zum einen die nicht vorhandene Haftung an plastikähnlichem Material mit glatter Oberfläche, wie Gummi oder Silikon [8]. Zum anderen die synthetische Herstellung und damit verbunden die erhöhten CO_2 -Emissionen sowie die Umweltverschmutzung der Luft. Jedoch bietet die Schaumisolation eine dichtere Abdeckung von Kanten und die gewünschte Formbarkeit. Des Weiteren bietet extrudiertes Polystyrol (Hartschaum) eine geringere Wärmeleitfähigkeit von $0,023 \frac{\text{W}}{\text{mK}}$ im Vergleich zu Kork und Glaswolle, ist jedoch nur bis zu $85 \text{ }^\circ\text{C}$ beständig [32]. Aufgrund der synthetischen Herstellung von Hartschaum und der damit zusammenhängenden Umweltbelastung, sowie der geringen Temperaturbeständigkeit ist der synthetische Dämmstoff nicht geeignet.

Die effizienteste Variante sind mineralische Dämmstoffe, welche aufgrund der niedrigen Wärmeleitfähigkeit, ihrer natürlichen Herstellung und ihrer flexiblen, sowie anpassungsfähigen Struktur alle notwendigen Anforderungen für die Isolation erfüllen.

Bei der Auswahl zwischen Steinwolle oder Glaswolle, ist die Glaswolle aufgrund der geringeren Wärmeleitfähigkeit und der höheren Flexibilität vorteilhafter. Der Grund dafür liegt im Material. Die Glaswolle wird aus geschmolzenem Glas hergestellt und die Steinwolle aus Gestein, was somit schwerer und härter ist. Bei der Betrachtung derselben Stärke und Dichte ist hier die Glaswolle als Isolationsmaterial vom Preis- und Leistungsverhältnis die effizientere Lösung [32].

Anschließend veranschaulicht die nachfolgende Abbildung 29 mit den violetten Kugeln, den Bereich der Isolation. In diesem Fall der Gehäusehohlraum, der Hohlraum in der Blendenrippe sowie die kreisrunden Öffnungen für die Wasserleitungen und die Stellen um die Gewindestangen.

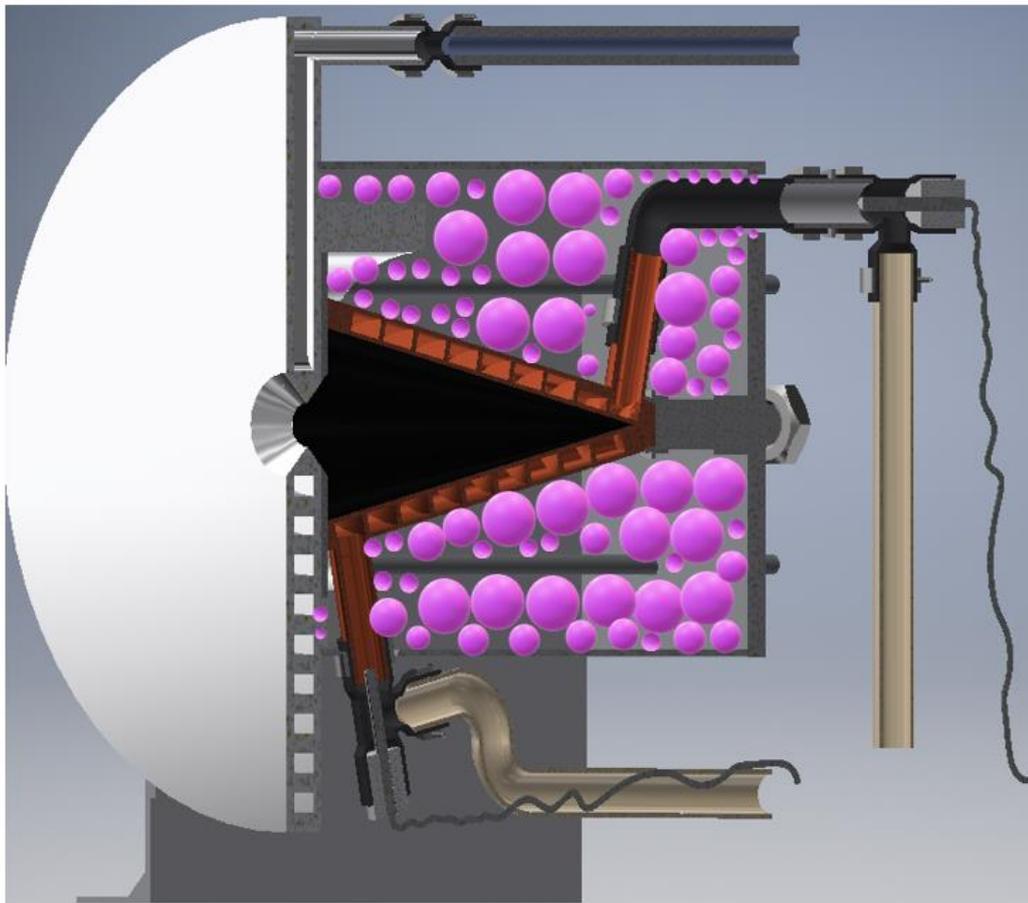


Abbildung 29: Die Platzierung des Isolationsmaterials [Eigene Darstellung]

4.1.5 Blende

Die Blende in folgender Abbildung 30 dargestellt, besteht aus zwei Bauteilen, welche in der Herstellungsphase miteinander druckfest verschweißt werden. Dazu zählen der Blendendeckel, mit einer Stärke von 2 mm und der restliche Part der Blende inklusive des integrierten Kühlsystems und der Zulauf- sowie Ablauföffnung mit einer Gesamtstärke von insgesamt 8 mm. Die Dimensionierung der Blende für die Rezeptorkavität verfügt über einen Durchmesser von 165 mm bei einer Blendenöffnung mit 9 mm und einer Gesamtstärke von 10 mm. Dabei wird für die Vergleichskavität eine Blendenöffnung von 5 mm angesetzt, um die elektrischen Anschlüsse des Heizstabes herausführen zu können. Zudem verfügt die Blendenöffnung für die Rezeptorkavität über die Möglichkeit bis zu einem Öffnungswinkel von 135° betrieben zu werden. Dies führt dazu, dass die aufgenommene und abgegebene Leistung durch die Blendenöffnung in einen größeren Raumwinkel aufgenommen und verteilt werden kann.

Des Weiteren wird bei der Blende für die Vergleichskavität aufgrund der intern generierten thermischen Energie durch die Heizpatrone keine Fase benötigt. Im Bereich der Zulauf- und Ablauföffnungen werden zwei Leitungen druckfest an die Öffnung geschweißt. Schließlich werden Wasserschläuche durch I-Steckverbinder mit den Aluminiumleitungen verbunden und abgedichtet. Die Kühlkanäle sind 4 mm breit und jeweils 4 mm voneinander entfernt. Zudem wird ein Thermoelement an der bestrahlten Seite der Blende befestigt, um die Temperatur zu kontrollieren. Zusätzlich wird die Blende an der Vorderseite mit weißem Thermolack Spray beschichtet und hinter der Hochreflektierenden Oberfläche platziert.

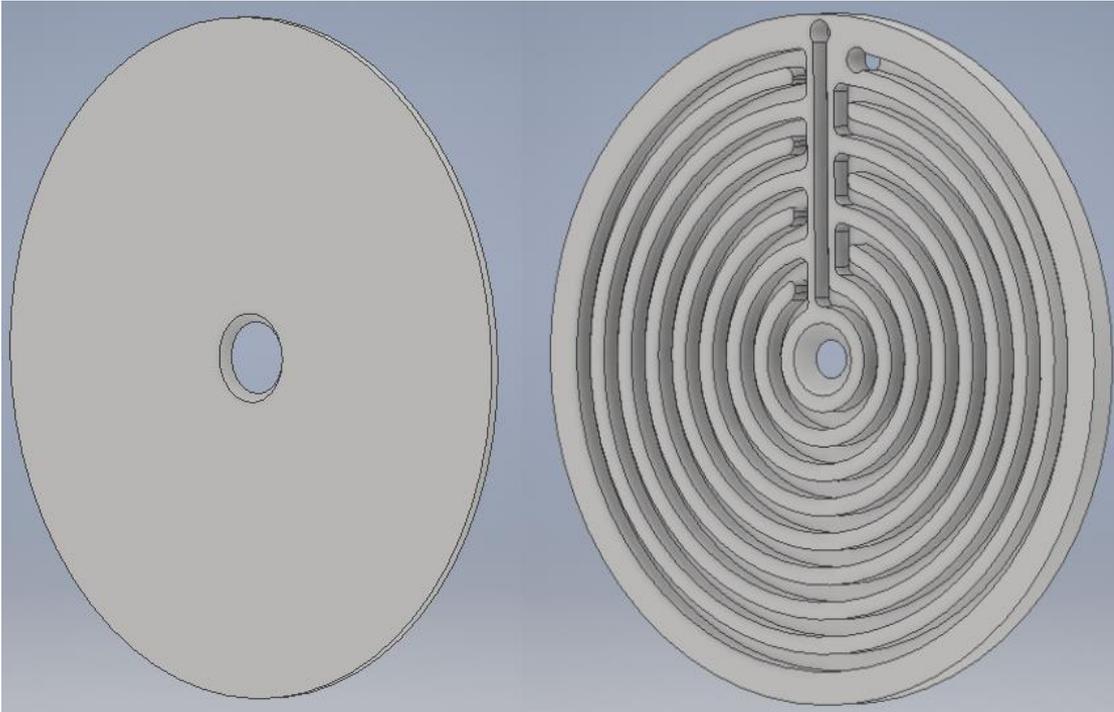


Abbildung 30: Die erste Entwicklung der Blende [Eigene Darstellung]

Um auf die inneren Eigenschaften der Blende einzugehen, wird das integrierte Kühlsystem in Abbildung 31 dargestellt. Dieses erhält in der Entwicklungsphase eine verbesserte und umfangreichere Kühlung. Im ersten Schritt sind zwei Parameter zu berücksichtigen. Zum einen der Druck im System und zum anderen eine gleichmäßige Kühlung. Aus diesem Grund wird in Abbildung 31 der eckige Kanal (im rot markierten Kreis) abgerundet. In diesem Zusammenhang entstehen bei eckigen Umlenkungen in den Strömungskanälen Turbulenzen und Verwirbelungen, die den Strömungswiderstand und den Druckverlust erhöhen [52].

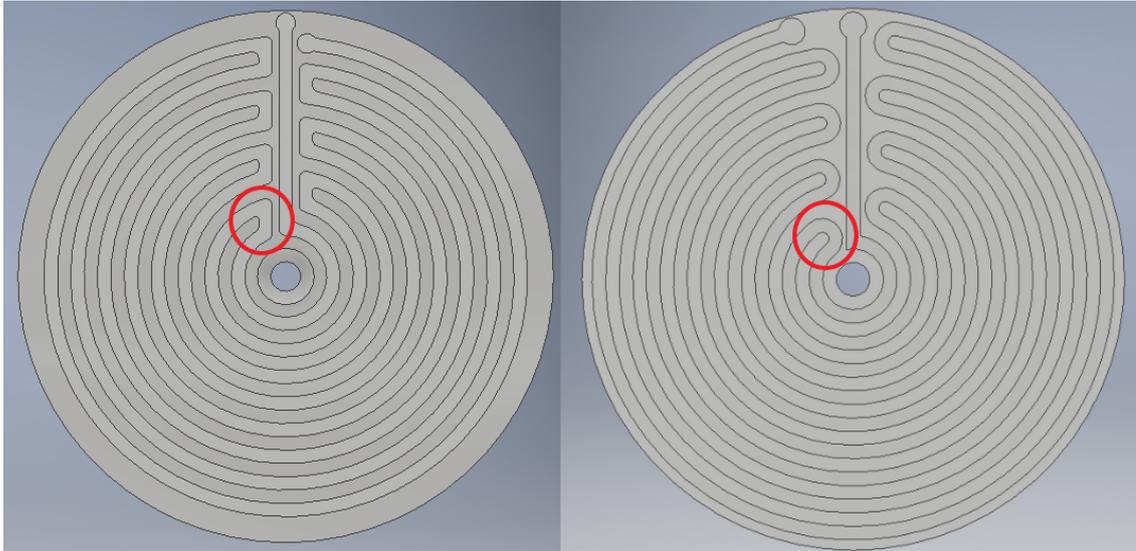


Abbildung 31: Der erste Bearbeitungsschritt der Blende [Eigene Darstellung]

Nachfolgend sollten die kreisförmigen Einlauf- und Auslaufgänge nicht direkt nebeneinander platziert sein, um einen Temperatureaustausch zu vermeiden und somit ein überflüssiges Erwärmen des Kühlwassereintritts auszuschließen. Die nachfolgende Abbildung 32 ist eine Weiterentwicklung der ersten Blendenoption, mit der Vertiefung, dass die Einlauf- und Auslaufgänge nicht nebeneinander platziert sind, mehr Fläche gekühlt wird und die Abrundung der Kanäle, um den Druckverlust zu verringern.

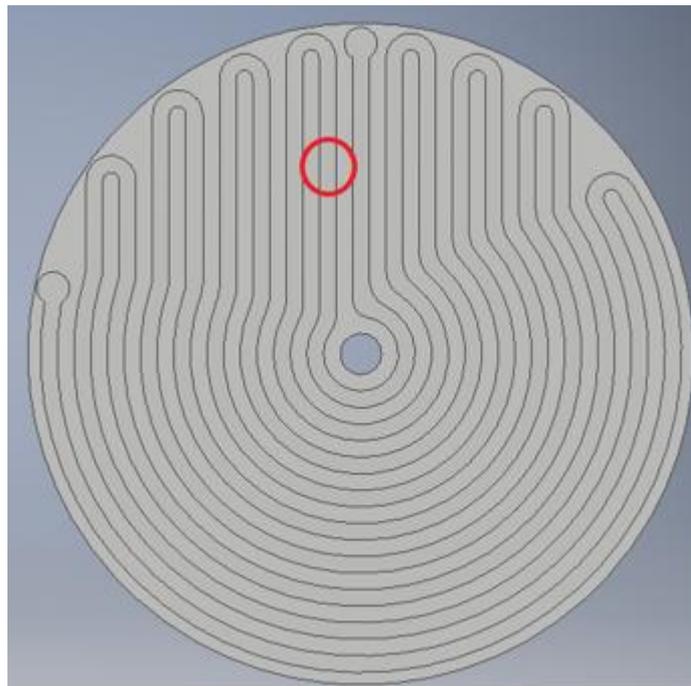


Abbildung 32: Das überarbeitete Kühlsystem der Blende [Eigene Darstellung]

4.2 Systemkomponenten

In diesem Kapitel werden spezifisch die thermischen und elektrischen Messtechniken und das Pumpverfahren für das zu entwerfende System ausgewählt. Zudem wird die Auswahl der Heizpatrone in Kombination mit einem Leistungsregler getroffen.

4.2.1 Das Durchflussmessgerät und die Pumpe

Beginnend bei dem Durchflussmessgerät eignet sich aufgrund der nicht-invasiven Eigenschaft und der hohen Messgenauigkeit das Ultraschall-Messgerät für dieses Projekt. Das ES-FLOW ES-103I in der Abbildung 33 von der Firma Bronkhorst verfügt über eine hohe Zuverlässigkeit, Schnelligkeit und Genauigkeit mit einer Messabweichung kleiner als $\pm 0,8 \%$. Zudem ist ein Durchflussbereich von 2 bis $1500 \frac{\text{ml}}{\text{min}}$ möglich mit einem Druck von bis zu 10 bar. Des Weiteren ist eine Neukalibrierung nicht notwendig, da die tatsächliche Schallgeschwindigkeit vom Wasser erkannt wird und die Flüssigkeit unabhängig von ihrer Dichte oder Temperatur gemessen wird [4].



Abbildung 33: Das Durchflussmessgerät mit der Ultraschall-Technik [4]

Für den Pumpmechanismus wird die Zahnradpumpe (Verdrängerpumpe) in der folgenden Abbildung 34 aufgrund der hohen Druckstabilität und der gleichmäßigen Pumparbeit ausgewählt [25]. Aus diesem Anlass wird die Zahnradpumpe Technaflo D-Serie

von der Firma Ingersoll Rand im System integriert. Im Anhang 2 sind die technischen Details zur Pumpe aufzufinden.



Abbildung 34: Die Zahnradpumpe D Serie [25]

Das Ziel hierbei ist mit der Zahnradpumpe das Kühlwasser aus einem Behälter zu saugen, woraufhin das Wasser zunächst in das Durchflussmessgerät (um den Volumenstrom zu bestimmen) und dann in die Kühlschleife gepumpt wird. Anschließend wird an der Ablaufleitung das erhitzte Wasser rausgesaugt. Zusammengefasst veranschaulicht die Abbildung 35 die Kombination der Wasserpumpe mit dem Durchflussmessgerät. In diesem Fall würde das Wasser von links nach rechts fließen.



Abbildung 35: Die Kombination der Zahnradpumpe mit dem Durchflussmessgerät [4]

Für den Wasserkreislauf besteht die Möglichkeit eines offenen oder geschlossenen Kreislaufs, wie in Abbildung 36 dargestellt. Hierbei basiert der offene Kreislauf b) auf den Anschluss mit dem Leitungswasser, auf Grundlage eines Höhenunterschieds und einer bereits in das System integrierten Pumpe.

Der geschlossene Kreislauf in der Abbildung 36 a hingegen, ermöglicht die Option gereinigtes Wasser in einem Behälter zu speichern und mit einem bestimmten Druck durch eine spezielle Pumpe, das gereinigte Wasser in den Wasserkreislauf zu pumpen.

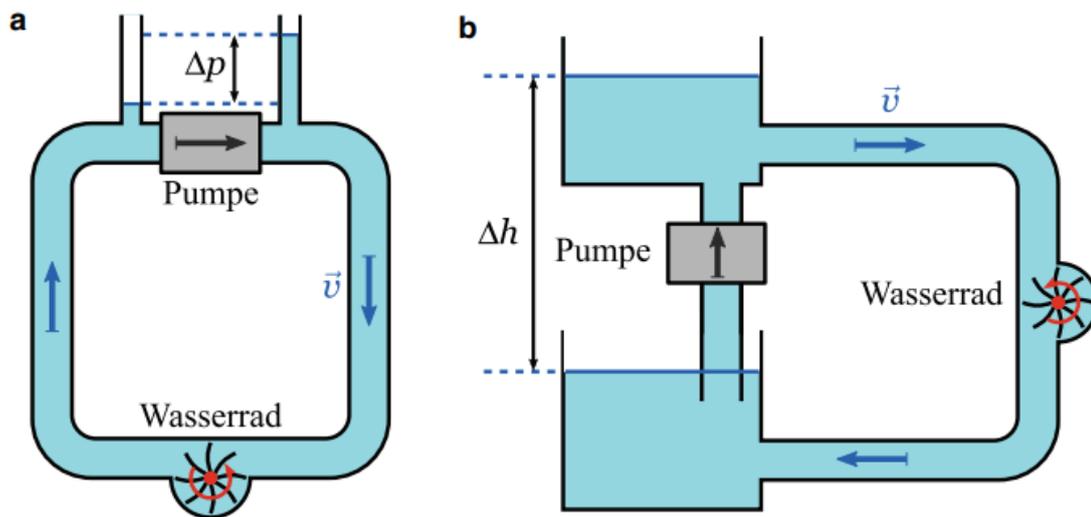


Abbildung 36: Der Unterschied eines geschlossenen Wasserkreislaufs und eines offenen Wasserkreislaufs [21]

Die beiden Förderprinzipien für das Wasser haben den Hintergrund, dass das Wasser gereinigt werden soll. Durch den offenen Wasserkreislauf fließt Leitungswasser in die Kanäle, welches einen hohen Kalkanteil aufweist. Dabei besteht die Möglichkeit die Kalkanteile aus dem Wasser mit Ionentauscher, Aktivkohlefilter oder durch demineralisiertes Wasser (vollentsalzt) zu filtern. Hierbei ist es wichtig die Kalkablagerung in den Kühlkanälen zu minimieren, um gleichzeitig Verstopfungen, die sowohl zur Senkung der Kühleffizienz führen können als auch zur Erhöhung des Geräteverschleißes, auszuschließen [29]. Schließlich wird das Kühlsystem für die Blende an einen offenen Kreislauf angeschlossen, sodass die Zuleitung am Wasserhahn dichtfest angeschlossen ist und das Leitungswasser zur Kühlung durchgepumpt werden kann. Unterdessen liegt die Auslaufleitung nahe einem Abflussrohr, damit das Wasser abfließen kann. Ergänzend wird ein Kalkfilter vor dem Eintritt in das Kühlsystem positioniert, um die Kalkablage-

rung in den Kühlkanälen zu reduzieren. Hierbei ist das Hauptziel nur die Blende zu kühlen und keine Parameter zu messen.

Währenddessen wird für das Kühlsystem im Kupferkonus gereinigtes Wasser verwendet, um die Verunreinigungen dem Wasser zu entziehen und gleichzeitig dem Ultraschall-Durchflussmessgerät die Messung zu vereinfachen. Zudem ist die Option gereinigtes Wasser zu verwenden, auch für die Zahnradpumpe relevant, da die Zahnräder nah beieinander liegen und Verunreinigungen die Funktion beeinträchtigen können.

4.2.2 Die Temperatursensoren

Die Auswahl ob PT100 oder PT1000 liegt in ihrer Messgenauigkeit, worin der PT1000 für eine höhere Messgenauigkeit spricht, denn der PT100 hingegen erzeugt bei einer hohen Selbsterwärmung einen Messfehler [36]. In diesem Fall werden die PT1000-Temperatursensoren der Klasse A für die Messung der Wasser- und Umgebungstemperatur verwendet, da diese eine höhere Messgenauigkeit aufweisen.

Des Weiteren werden, wie in Abbildung 37 dargestellt, für die Hüslenlänge 30 mm, für den Durchmesser 3 mm angesetzt und eine Kabellänge von 10 m, um wie nachfolgend erläutert wird, eine 4-Leiter-Schaltung verwenden zu können. Daraufhin ist der PT1000 wasserdicht, um die Wassertemperaturen ermitteln zu können. Als Leitungsmaterial wird Silikon verwendet, denn Temperaturen über 180 °C werden nicht benötigt [47].

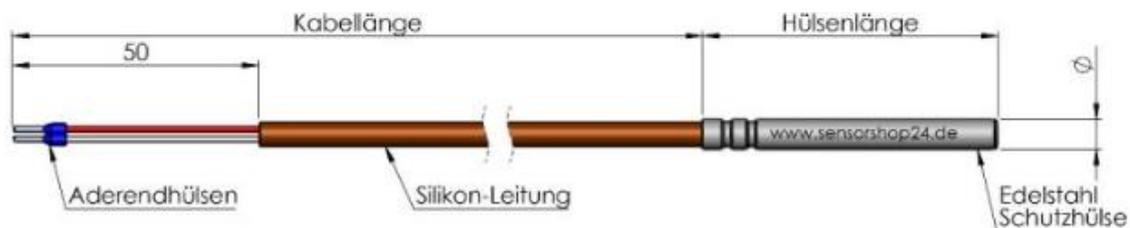


Abbildung 37: Der PT1000-Temperatursensor [47]

Anschließend eignen sich für die Schaltungsart drei Möglichkeiten, wie in der Abbildung 38 dargestellt. Die erste und von der Konfiguration einfachste Variante ist die 2-Leiter-Schaltung in der Abbildung 38 (linke Grafik), welche die Standardvariante der PT1000-Messwiderstände, mit einer Anschlusslänge bis 250 mm ist. Jedoch ist diese Variante aufgrund von Drahtwiderständen (wobei der gemessene Widerstand verfälscht werden kann) anfällig für Fehler und die Genauigkeit ist hierbei zweitrangig. Hiernach bietet sich die 3-Leiter-Schaltung an, wie in der Abbildung 38 (mittige Grafik) darge-

stellt, worin der elektrische Widerstand der Anschlussleitung teilweise kompensiert wird und die Genauigkeit im Vergleich zur Zweileiterschaltung verbessert. Dabei beträgt die Anschlussleitung bis zu circa 30 m. Anschließend folgt bei der letzten Variante der Schaltungsart die 4-Leiter-Schaltung, mit zwei separaten Drahtpaaren, wie in der Abbildung 38 (rechte Grafik) veranschaulicht. Diese findet ihre Anwendung häufiger in der Labortechnik und ist für die Genauigkeitsklasse A optimal geeignet. In diesem Fall werden der elektrische Widerstand der Anschlussleitung sowie Asymmetrien im Leitungswiderstand vollständig kompensiert. Die hierfür zu verwendende Anschlussleitung ist bis zu 1000 m möglich [1].

Zusammenfassend eignet sich die Vierleiterschaltung am effizientesten, weil die Messgenauigkeit im Vergleich zur Zweileiter- und Dreileiterschaltung maßgeblich erhöht wird.

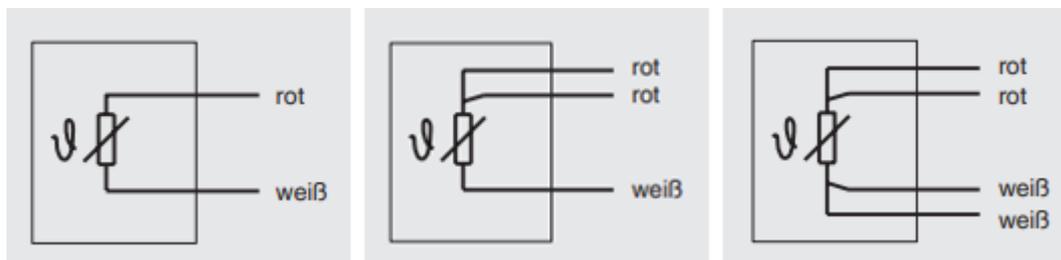


Abbildung 38: Die Sensor-Schaltungsarten [1]

Zur Überwachung der Temperaturen an der Blende und in der Kavität werden Thermoelemente aufgrund ihrer schnelleren Reaktionszeit und effizienteren Temperaturbeständigkeit im Vergleich zu den PT1000-Temperatursensoren verwendet. In diesem Zusammenhang werden die Typklassen B, R und S aufgrund ihrer Anfälligkeit auf Verunreinigung und weil sie ebenfalls wie Typklasse C für höhere Temperaturen als in diesem Projekt notwendig, geeignet sind, aussortiert. Dies und die Temperaturbeständigkeit in Abhängigkeit zur elektromotorischen Kraft wird in Abbildung 39 graphisch erläutert.

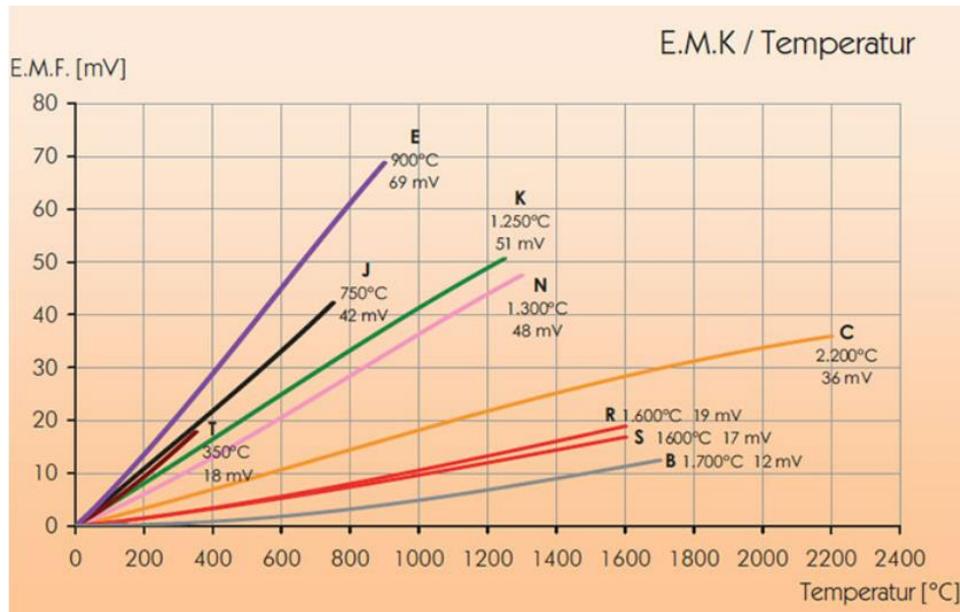


Abbildung 39: Die verschiedenen Thermoelementklassen [50]

Aufgrund dessen das Typklasse J laut Tabelle 4 anfällig für Oxidation und Messfehler ist oder eine erhöhte Alterung hervorführen kann, wird die Typklasse J für den Einsatz ausgeschlossen. Die Typklasse K hingegen wird am häufigsten verwendet und weist auf einen linearen Anstieg sowie hohe Zuverlässigkeit hin. Ähnlich dazu ist die Typklasse N, die mit ihrer Langzeitstabilität eine weitere Option wäre. Daraufhin bietet Typ E eher die Anwendung im kryogenen Bereich an und Typ T findet seine Anwendung vorläufig in Gebieten der Medizin- und Pharmatechnik [50].

Tabelle 4: Die Thermoelementklassen [55]

Typklasse	Anwendungsbereich	Eigenschaft
B	Keine reduzierenden Atmosphären (Hochtemperatur)	Verunreinigungsanfällig
C	Vakuum- und Wasserstoffatmosphäre (sehr hohe Temperaturen)	Nicht Oxidationsbeständig
E	Vakuum oder inerte Atmosphäre (kryogener Temperaturbereich)	Korrosionsbeständig
J	Kein freier Sauerstoff (Oxidation)	Mit Schutzrohr zu betreiben und anfällig für Verun-

		reinigung
K	Oxidierete Atmosphären	Zuverlässig und linear
N	In Luft und Vakuum	Längere Nutzungsdauer, Stabilität
R	Oxidierete Atmosphäre (Hochtemperatur)	Verunreinigungsanfällig
S	Laboranwendung (Hochtemperatur)	Verunreinigungsanfällig
T	In oxidierenden und reduzierenden Atmosphären (Medizin- und Pharmatechnik)	Stabilität

Zusammenfassend lässt sich deuten, dass die Typklasse K aufgrund ihres häufigen erfolgreichen Einsatzes in Experimenten und aufgrund präziser Messergebnisse in diesem Zusammenhang verwendet wird. Dies zeigt die hohe Zuverlässigkeit und Genauigkeit der Typklasse K.

4.2.3 Die Heizpatrone und die Leistungsregelung

Zunächst stehen für die Bereitstellung eines Referenzwertes als Heizelement eine Heizwicklung oder ein Heizstab zur Auswahl, jeweils an oder in der Vergleichskavität befestigt, wie in Abbildung 40 dargestellt.

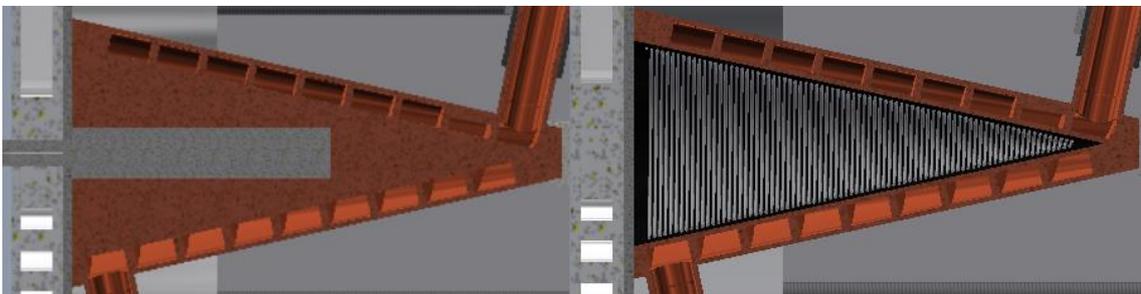


Abbildung 40: Der Vergleich der beiden Heizelemente [Eigene Darstellung]

In diesem Fall bietet sich als Befestigungspunkt für den Heizstab eine Bohrung im Kupferkonus an, indem dieser darin eingelegt wird. Zusätzlich werden die elektrischen Anschlüsse durch eine abgedichtete 5 mm große Blendenöffnung hinausgeführt, damit die Messgenauigkeit nicht durch externe Einflüsse wie Feuchtigkeit, Druckunterschiede

oder sonstiges beeinträchtigt wird. Wiederrum ist bei einer Heizwicklung, welche an der Absorberschicht anliegt, eine Blendenöffnung nicht notwendig, da die elektrischen Anschlüsse durch eine Kerbung zusammen mit dem Anschluss des Thermoelements abgeführt werden können und das System sich ebenfalls in einem isolierten Raum befinden kann.

Für die Auswahl des Hezelements wurde ein Test für die Heizwicklung durchgeführt. Dabei wurden vorab zwei Kupferlackdrähte bestellt, die mit ihrem Isolierlack robuste und flexible Eigenschaften aufweisen und durch das Kupfer die Wärme effizient leiten. In diesem Kontext wurden die Drahtdurchmesser 0,5 mm und 1 mm getestet. Der Messaufbau beinhaltete eine Infrarotkamera, die Herstellersoftware zur Überwachung der Temperatur, ein Netzteil mit Plus- und Minusadapter sowie ein Gefäß, gefüllt mit Wasser, um zu überprüfen, ob die Wärmeabgabe an das Wasser ideal ist. Als erstes beginnt die Testphase damit, die Materialien vorzubereiten. Im nächsten Schritt wird der Kupferdraht sowohl in die gewünschte Länge von circa 5 m geschnitten als auch gewickelt und anschließend wird der Isolierlack an den beiden Enden mit einer Zange abgefeilt. Daraufhin werden die Anschlüsse mit den Plus- und Minusklemmen befestigt und die Stromquelle angeschaltet. Die Ergebnisanalyse hat gezeigt, dass die Drähte nicht die gewünschte Leistung von circa 159 W (siehe Anhang 3, Formel 48) erreichen. Zudem hat sich das Wasser nicht effizient erwärmt und die Heizwicklung hat nicht die notwendige Festigkeit, da der Drahtdurchmesser zu gering ist.

Aus diesem Grund wird die Heizpatrone in Abbildung 41 von der Firma RS Components als Heizung für die Vergleichskavität benutzt. In diesem Kontext wird eine maximale Leistung von 200 W angegeben, mit einer Länge von 50 mm und einem Stabdurchmesser von 10 mm [45].



Abbildung 41: Die Heizpatrone mit 200 W [45]

Des Weiteren werden mehrere Betriebspunkte benötigt und somit ist eine Leistungsregelung bei Wechselspannung notwendig. Infolgedessen wird der in der Abbildung 42 dargestellte Thyristor von A-senco SCR-801 mit Phasenschnittsteuerung verwendet, um die Leistung die an die Heizpatrone geliefert wird zu regeln. Durch die Steuerung eines analogen Eingangssignals von 0 bis 10 V oder 4 bis 20 mA (durch ein externes Gerät) wird die Leistung gesteuert. Dabei erzeugt der Thyristor nach einer vorbestimmten Zeit den Phasenschnitt bei dem sinusförmigen Verlauf der Netzspannung nach dem Nulldurchgang. Hierbei wird die Leistungsaufnahme verringert und eine stufenlose Steuerung wird ermöglicht. Aufgrund der Vorteile wie der verschleißarmen Regelung, hohen Schaltleistungen und geringen Verlustleistung unter Vollast, eignet sich die Kombination beider Bauweisen effizient [42].



Abbildung 42: Der Thyristor [43]

Schlussendlich hat sich für diese Designstudie ein Endpreis für alle benötigten Geräte, Materialien und Elemente von 33614,4 € inklusive Mehrwertsteuer ergeben (siehe Anhang 5).

4.3 Wärmeverluste

Im nachfolgenden Kapitel werden die theoretischen Wärmeverluste betrachtet, die während des Messversuchs durch die Wärmeleitung, Wärmekonvektion und Wärmestrahlung auftreten, wie in Abbildung 43 graphisch dargestellt.

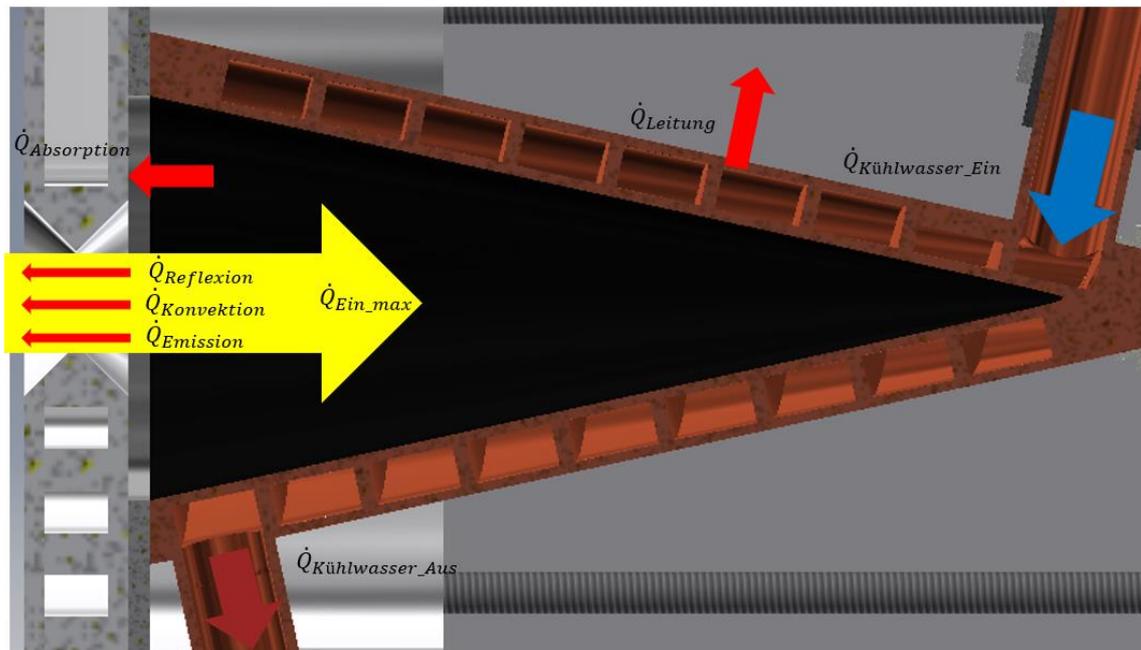


Abbildung 43: Wärmeverluste während des Messversuchs [Eigene Darstellung]

Die sich in dieser Berechnung der theoretischen Wärmeverluste aufstellenden Wärmebilanz im Gehäuse mit der Bezugstemperatur von 20 °C umfasst folgende Parameter in der nachfolgenden Formel 19:

$$\dot{Q}_{\text{Syn}} + \dot{Q}_{\text{Ein}} = \dot{Q}_{\text{Aus}} + \dot{Q}_{\text{Ref}} + \dot{Q}_{\text{Emis}} + \dot{Q}_{\text{Konv}} + \dot{Q}_{\text{Leit}} + \dot{Q}_{\text{Abs}}$$

Formel 19: Die Wärmebilanz innerhalb des Gehäuses [30]

Für die Formel 19 werden folgende Definitionen festgelegt:

- $\dot{Q}_{\text{Synlight}}$: Eintretende Strahlung,
- \dot{Q}_{Ein} : Wärmestrom des Kühlwassers beim Eintritt in den Absorber
- \dot{Q}_{Aus} : Wärmestrom des Kühlwassers beim Austritt aus dem Absorber
- $\dot{Q}_{\text{Reflexion}}$: Reflexionsverluste durch die Öffnung der Blende
- $\dot{Q}_{\text{Emission}}$: Emissionsverluste durch die Öffnung der Blende
- $\dot{Q}_{\text{Konvektion}}$: Freie Konvektionsverluste durch die Öffnung der Blende
- \dot{Q}_{Leitung} : Wärmeleitungsverluste durch die Isolierungen
- \dot{Q}_{Absorp} : Absorptionsverluste an der Blende

Für die nachfolgenden Berechnungen der Wärmeverluste können die vollständigen Rechenschritte im Anhang 3 eingesehen werden. In diesem Kontext liegt eine Flussdichte von $2,5 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ an der Blende an. Durch die Blendenöffnung wird ein Anteil der Leistung auf 159 W minimiert. Dabei trifft die Leistung auf die schwarze Absorptionsbeschichtung ein und wird zu 95 % [23] absorbiert, woraufhin das einströmende Wasser die Wärme abführt.

Zeitgleich wird ein geringer Anteil reflektiert. In diesem Kontext werden zwei diffuse Reflexionen betrachtet. Zum Einen trifft die Strahlung auf eine Oberfläche, wird reflektiert und anschließend verlässt ein Teil den Konus durch die Blendenöffnung. Bei der zweiten Reflexion trifft die reflektierte Strahlung erneut auf die Oberfläche, wird ein weiteres Mal reflektiert und ein Teil verlässt erneut den Konus durch die Blendenöffnung. Anschließend werden durch die Formel 20 die Reflexionsverluste durch die Blendenöffnung bestimmt.

$$\dot{Q}_{\text{Refl.}} = \dot{Q}_{\text{Refl.}_{\text{Ges.}}} - \dot{Q}_{\text{Abs.}_{\text{ref.}}} - \dot{Q}_{\text{Refl.}_{\text{Ble.}}} = 0,024 \text{ [W]}$$

Formel 20: Die Reflexionsverluste durch die Blendenöffnung [53]

Mit der Formel 21 macht dies von der Gesamtleistung eine Verlustmenge aus von 0,015 %.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Refl.}}}{P_{\text{Ein}_{\text{Max}}}} * 100 \text{ [%]} = 0,015 \text{ [%]}$$

Formel 21: Die prozentuale Verlustmenge der Reflexion von der Gesamtleistung [38]

Im nächsten Schritt werden die Emissionsverluste mit den Formeln 22 und 23 analysiert. Hierbei werden die Emissionsverluste durch die Blendenöffnung berechnet, die als tatsächliche Verluste berücksichtigt werden. Dabei wird der Hohlraum vereinfacht als schwarzer Körper betrachtet $\alpha = \varepsilon = 1$ [30].

$$\dot{Q}_{\text{Emis.}} = A_{\text{Ble.}} * \sigma * (T_{\text{Oberf.}}^4 - T_{\text{U}}^4) = 0,008 \text{ [W]}$$

Formel 22: Die Emissionsverluste durch die Blendenöffnung [2]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Emis.}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 [\%] = 0,0048 [\%]$$

Formel 23: Die prozentuale Verlustmenge der Emission durch die Blendenöffnung [38]

Anschließend werden die gesamten Absorptionsverluste an der Blende mit den Formeln 24 und 25 berechnet. Die Verluste berücksichtigen den absorbierten Anteil der reflektierten Strahlung auf die Blende plus die Emissionsverluste auf die Blende und minus den Anteil, der von der Blende aus der emittierten Strahlung reflektiert wird.

$$\dot{Q}_{\text{Abs.}} = \dot{Q}_{\text{Abs.ref.}} + \dot{Q}_{\text{Emis.}_\text{Ble.}} - \dot{Q}_{\text{Ref.}_\text{Ble.2}} = 0,023 [\text{W}]$$

Formel 24: Die gesamten Absorptionsverluste an der Blende [53]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Abs.}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 [\%] = 0,015 [\%]$$

Formel 25: Die prozentuale Verlustmenge der Absorptionsverluste an der Blende von der Gesamtleistung [38]

Im Folgenden werden die durch die Blendenöffnung entstehenden Verluste durch die freie Konvektion mit dem Temperaturunterschied zwischen Absorberoberfläche und Umgebung berücksichtigt. Dabei wird die Berechnung dieser Verluste mit einer senkrechten Platte in der Größe des Durchmessers der Blendenöffnung und mit der Temperatur der Oberfläche des Absorbers stark vereinfacht, um ein Ersatzmodell zu erhalten. Schließlich errechnet sich eine Verlustmenge von 0,043 % mit den Formeln 26 und 27.

$$\dot{Q}_{\text{Konv.}} = D_{\text{Kegel}}^2 * \alpha_{\text{Platte}} * (T_{\text{Platte}} - T_{\text{U}}) = 0,069 [\text{W}]$$

Formel 26: Die Wärmekonvektionsverluste [53]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Konv.}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 [\%] = 0,043 [\%]$$

Formel 27: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmekonvektionsverluste von der Gesamtleistung [38]

Um eine hohe Messgenauigkeit zu erhalten ist eine effiziente Dämmung notwendig. In diesem Fall werden für die Verluste die Wärmeleitung durch die Außenwand des Absorbers, der Isolierung des Gehäuses und der Wärmeübergang auf der Außenseite des Gehäuses berücksichtigt. Hierbei handelt es sich um einen Ersatzzylinder ohne die Me-

tallummantelung und Farbe. Diesbezüglich hat sich mit der Formel 28 und 29 eine Wärmeleitungsverlustmenge (von der Gesamtleistung) nahezu 0 % ergeben. Der Grund dafür liegt bei der mittleren Temperatur und der Umgebungstemperatur, welche identisch groß sind.

$$\dot{Q}_{\text{Leit.}} = k_{\text{Iso.}} * \pi * L_{\text{Kegel}} * (T_{\text{mittel}} - T_{\text{U}}) = 0,0002 \text{ [W]}$$

Formel 28: Die Wärmeleitungsverluste [53]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Leit.}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 \text{ [%]} = 0,0001 \text{ [%]}$$

Formel 29: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmeleitungsverluste von der Gesamtleistung [38]

Bei einem Szenario in den Wintermonaten (siehe Formel 30 bis 32) wird angenommen, dass die Umgebungstemperatur von 25 °C auf 15 °C sinkt und somit eine Verlustgröße von 0,07 % von der Gesamtleistung berechnet werden kann. Durch die Änderung dieser Temperaturdifferenz steigen die Verluste um den Faktor 700 an. Dies zeigt den hohen Einfluss der Temperaturdifferenz in Bezug auf die Wärmeleitungsverluste.

$$\dot{Q}_{\text{Leit.,Winter}} = k_{\text{Iso.}} * \pi * L_{\text{Kegel}} * (T_{\text{mittel}} - T_{\text{U}}) = 0,117 \text{ [W]}$$

Formel 30: Die Wärmeleitungsverluste im Winter [53]

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Leit.,Winter}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 \text{ [%]} = 0,07 \text{ [%]}$$

Formel 31: Die prozentuale Verlustmenge der Wärmeleitungsverluste im Winter von der Gesamtleistung [38]

$$\frac{0,07 \text{ [%]}}{0,0001 \text{ [%]}} = 700 \text{ [-]}$$

Formel 32: Die Faktorbestimmung [38]

Zusammenfassend werden die gesamten Wärmeverluste im System mit der Formel 33 berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{Ges.}} = \dot{Q}_{\text{Ref.}} + \dot{Q}_{\text{Abs.}} + \dot{Q}_{\text{Emis.}} + \dot{Q}_{\text{Leit.}} + \dot{Q}_{\text{Konv.}} = 0,12 \text{ [W]}$$

Formel 33: Die gesamten Wärmeverluste [53]

Schließlich ergibt sich mit der nachfolgenden Formel 34 eine Gesamtverlustmenge in Bezug auf die Gesamtleistung von 0,078 %.

$$\frac{\dot{Q}_{\text{Ges.}}}{P_{\text{Ein_Max}}} * 100 [\%] = 0,078 [\%]$$

Formel 34: Die prozentuale Verlustmenge der gesamten Wärmeverluste von der Gesamtleistung [38]

Die nachfolgende Abbildung 44 veranschaulicht die eben genannten Verlustanteile der spezifischen Wärmeverluste. In diesem Kontext bilden alle Balken, bis auf die Balken der Wärmeleitung und der Absorption, die direkten Wärmeverluste durch die Blendenöffnung ab.

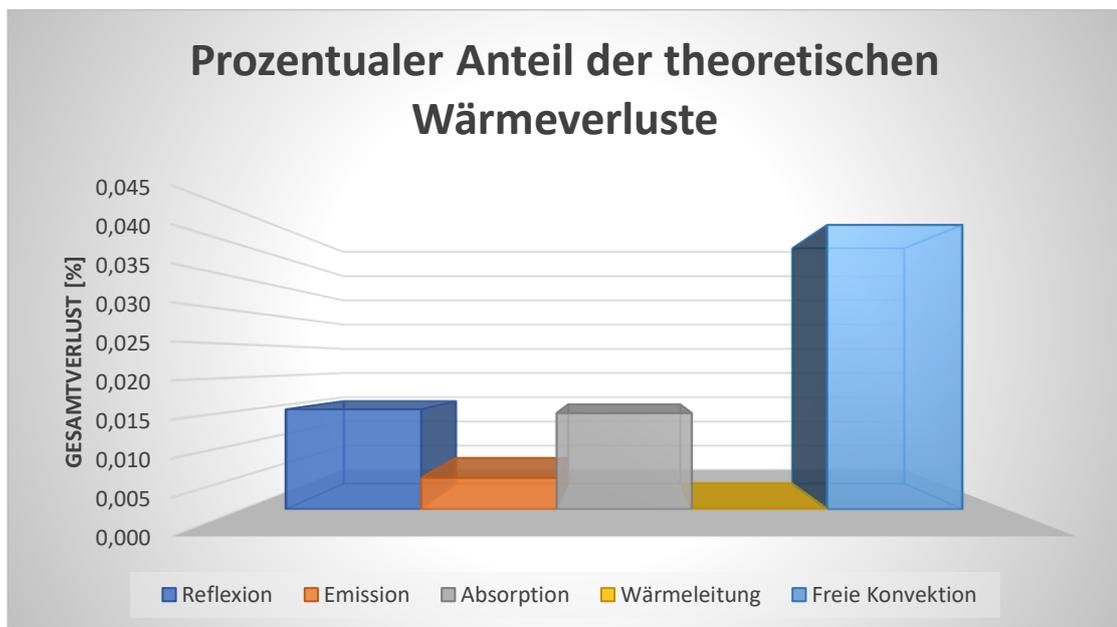


Abbildung 44: Der prozentuale Anteil der theoretischen Wärmeverluste von der Gesamtleistung [Eigene Darstellung]

Als weitere Verluste der Wärmeleitung sind der Anfang und das Ende des Konus zu betrachten, welche durch PTFE mit 25 % Glasfaser-Isolation von kalten Stellen, wie der Blende und der M10-Gewindestange entkoppelt werden. Diese Wärmeleitungsverluste werden separat analysiert, da die Vorgängermodelle diese aus Vereinfachungsgründen nicht berücksichtigt haben und um somit ein Vergleich zwischen allen Modellen in Bezug auf die Wärmeverluste zu ermöglichen. Im Anhang 3 sind die spezifischen Rechenschritte und Ergebnisse hinterlegt.

Die nachfolgende Abbildung 45 veranschaulicht den Temperaturverlauf vom Kopf des Kupferkonus bis hin zur Umgebung durch die Isolationsscheibe. Als Annahme werden

die Flächen als Ebene-Wände vereinfacht und für die Wandinnentemperatur wird die errechnete Oberflächentemperatur (siehe Formel 92) des Konus benutzt. Beginnend bei der Isolationsscheibe mit der 2 mm dicken PTFE-Scheibe, daraufhin einem 2 mm dicken Abschnitt der Blende, anschließend durch den wassergefüllten Raum der Blende mit 6 mm Dicke und zum Schluss der Blendendeckel mit 2 mm Dicke.

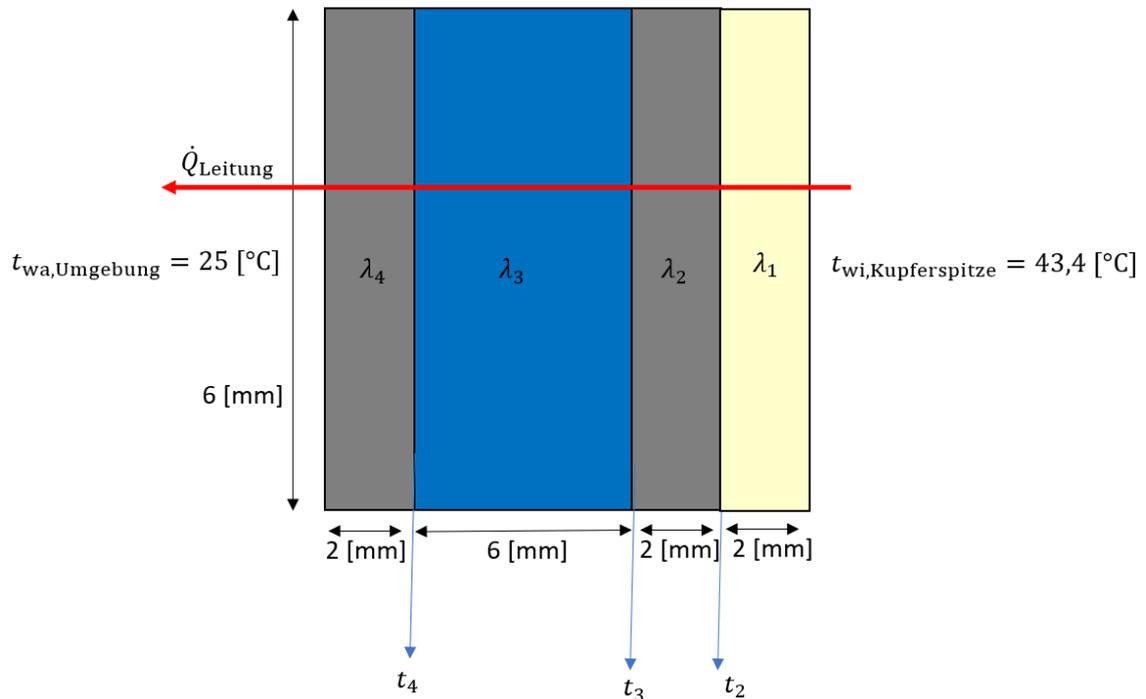


Abbildung 45: Die Wandschicht für die Wärmeleitung mit der Isolationsscheibe [Eigene Darstellung]

Nachfolgend lassen sich mit der Formel 35 die Wärmeleitungsverluste durch die Isolationsscheibe berechnen.

$$\dot{Q}_{\text{Leit,Iso.scheibe}} = \frac{7,2 \cdot 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]} \cdot (43,4 - 25) \text{ [K]}}{\frac{0,002 \text{ [m]}}{0,35 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + \frac{0,002 \text{ [m]}}{237 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + \frac{0,006 \text{ [m]}}{0,59 \frac{\text{W}}{\text{mK}}} + \frac{0,002 \text{ [m]}}{237 \frac{\text{W}}{\text{mK}}}} = 0,08 \text{ [W]}$$

Formel 35: Die Wärmeleitung durch die Isolationsscheibe [5]

Für die Wärmeleitung durch den Isolationsaufsatz wird folgendes Ersatzbild in der Abbildung 46 angenommen. Die Wärmeleitung verläuft durch den PTFE-Aufsatz und die M10-Gewindestange an die Umgebung. Zudem werden die Flächen als ebene Wände angenommen. Dabei wird hier als Wandinnentemperatur die Oberflächentemperatur des Konus verwendet.

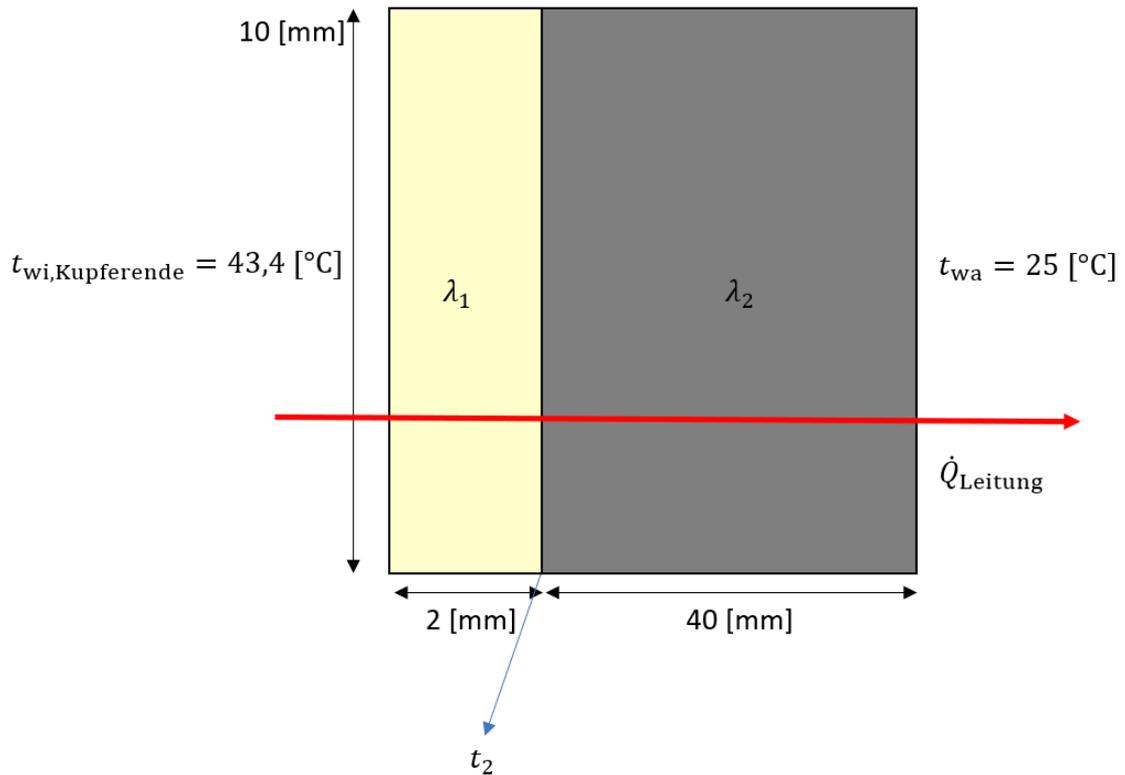


Abbildung 46: Die Wandschicht am Isolierungsaufsatz [Eigene Darstellung]

Die Wärmeleitungsverluste durch den Isolationsaufsatz werden mit der folgenden Formel 36 bestimmt.

$$\dot{Q}_{Leit,Aufsatz} = \frac{0,00042 \text{ [m}^2\text{]} * (43,4 - 25) \text{ [K]}}{\frac{0,002 \text{ [m]}}{0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]} + \frac{0,04 \text{ [m]}}{15 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]}} = 0,92 \text{ [W]}$$

Formel 36: Die Wärmeleitungsverluste mit dem Isolationsaufsatz [5]

Als Wärmeleitungsverluste gehen durch die Isolationsscheibe und den Isolationsaufsatz mit PTFE + 25 % Glasfaser-Verstärkung $0,92 \text{ W} + 0,08 \text{ W} = 1 \text{ W}$ verloren. Somit ergibt dies laut Formel 37 eine prozentuale Verlustmenge von 0,6 % in Bezug auf die Gesamtleistung.

$$\dot{Q}_{Leit.seit.Ges.} = \frac{1 \text{ [W]}}{159 \text{ [W]}} * 100 \text{ [%]} = 0,6 \text{ [%]}$$

Formel 37: Die Wärmeleitungsverluste durch die Isolationselemente [5]

Letzteres muss für die Kalibrierung diese Verlustmenge mit in die Formel 17 für $\dot{Q}_{\text{Verluste}}$ aufgenommen werden, um alle Wärmeverluste in diesem System zu berücksichtigen. In diesem Fall steigt die vollständige Wärmeverlustmenge von 0,078 % + 0,6 % auf 0,678 % und bleibt dennoch in einem annehmbaren Bereich.

4.4 Fehlerrechnung

In diesem Kapitel werden die Messfehler mithilfe der Gaußschen Fehlerfortpflanzung beachtet, die bei der Berechnung des Wärmestroms erfolgen. Mit der nachfolgenden Formel 38 errechnet sich standardgemäß der abgeführte Wärmestrom durch die Kühlkanäle des Kupferkonus.

$$\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} = \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} * \rho_{\text{H}_2\text{O}} * c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} * \Delta T_{\text{H}_2\text{O}} [\text{W}]$$

Formel 38: Der abgeführte Wärmestrom [54]

In diesem Kontext werden der Volumenstrom und die Temperaturdifferenz gemessen, wobei die spezifische Wärmekapazität und die Dichte des Wassers stoffspezifische Größen sind, die aus der Stoffwerte-Tabelle des VDI-Wärmeatlas [53] interpoliert werden. Demnach wird der Gesamtfehler mithilfe folgender Formel 39 nach dem Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet. Im Anhang 4 sind die spezifischen Rechenschritte und Ergebnisse hinterlegt.

$$\Delta \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}} * \Delta \dot{V}_{\text{H}_2\text{O}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial \rho_{\text{H}_2\text{O}}} * \Delta \rho_{\text{H}_2\text{O}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}} * \Delta c_{p_{\text{H}_2\text{O}}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}}{\partial \Delta T_{\text{H}_2\text{O}}} * \Delta \Delta T_{\text{H}_2\text{O}}\right)^2}$$

Formel 39: Die Berechnung des Gesamtfehlers [11]

Im ersten Schritt wird der Messfehler der Temperaturdifferenz mit nachfolgender Formel 40 berechnet. In diesem Fall ermitteln zwei PT1000-Temperatursensoren der Klasse A die Temperaturdifferenz des Kühlwassers, mit einer Messabweichung von $\pm (0,15 + 0,0020 |t|)$ [1]. Für die Eingangstemperatur T_{Ein} wird 20 °C angesetzt, wobei die Ausgangstemperatur T_{Aus} bei 25 °C beginnt und in Schritten von 5 °C auf 45 °C steigt. Hierbei wird die Temperaturdifferenz wie folgt definiert: $\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}}$.

$$\begin{aligned}\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} &= \sqrt{\left(\frac{\partial(T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})}{\partial T_{\text{Ein}}}\right)^2 * \Delta T_{\text{Ein}}^2 + \left(\frac{\partial(T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})}{\partial T_{\text{Aus}}}\right)^2 * \Delta T_{\text{Aus}}^2} \\ \Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} &= \sqrt{((-1) * \Delta T_{\text{Ein}})^2 + ((1) * \Delta T_{\text{Aus}})^2} \\ \Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} &= \sqrt{\Delta T_{\text{Ein}}^2 + \Delta T_{\text{Aus}}^2} \\ \Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} &= \sqrt{(0,15 + 0,0020 * T_{\text{Ein}})^2 + (0,15 + 0,0020 * T_{\text{Aus}})^2}\end{aligned}$$

Formel 40: Der Messfehler der Temperaturdifferenz [11]

Im nächsten Schritt wird der Messfehler für den Volumenstroms von $3,8 * 10^{-6} \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$ berechnet und laut dem Hersteller wird eine Abweichung von 0,8 % garantiert [4]. Somit errechnet sich der Messfehler des Volumenstroms mit folgender Formel 41.

$$\Delta\dot{V}_{\text{H}_2\text{O}} = \frac{0,8 [\%]}{100} * \dot{V} = 3,04 * 10^{-8} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$$

Formel 41: Der Messfehler des Volumenstroms [38]

Anschließend wird der Messfehler der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte des Wassers analysiert. Der Messfehler wird mithilfe der nachfolgenden Formel 42 durch Polynome definiert, um die Abweichung zum tatsächlichen Wert relativ gering zu halten [12].

$$c_{p_{\text{H}_2\text{O}}} = A + BT + CT^2 + DT^3 + ET^4$$

$$\rho_{\text{H}_2\text{O}} = F + GT + HT^2 + IT^3 + JT^4$$

Formel 42: Die Polynomfunktion der spezifischen Wärmekapazität und der Dichte [12]

Für die in der Formel 42 aufgelisteten Polynome, werden mit einem selbsterstellten Code in Python und einer ergänzenden Überprüfung in der Software Origin © (siehe Anhang 4, Abbildung 63 bis 65) die notwendigen Koeffizienten mit den dazugehörigen Stoffwerten aus dem VDI-Wärmeatlas in folgender Tabelle 5 bestimmt.

Tabelle 5: Die Bestimmung der Koeffizienten [Eigene Darstellung]

$c_{p_{H_2O}} \left[\frac{J}{KgK} \right]$	$\rho_{H_2O} \left[\frac{Kg}{m^3} \right]$
A = 4184,12	F = 1000,17
B = 1,786	G = 0,0203
C = - 0,153	H = - 6,36*10 ⁻³
D = 3,96*10 ⁻³	I = 2,22*10 ⁻⁵
E = - 3,33*10 ⁻⁵	J = -1,37*10 ⁻¹⁷

Anschließend wird die Eingangstemperatur T_{Ein} in der folgenden Formel 43 berücksichtigt, da die Dichte des Wassers abhängig davon ist.

$$\rho_{H_2O} = F + GT_{Ein} + HT_{Ein}^2 + IT_{Ein}^3 + JT_{Ein}^4 = 998,2 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Formel 43: Die Berechnung der Dichte des Wassers in Abhängigkeit zur Eintrittstemperatur [12]

Nach der ersten Ableitung der Formel 43 bildet sich die Formel 44, um prüfen zu können, wie empfindlich $\Delta\rho_{H_2O}$ auf die Änderung von ΔT_{Ein} wirkt [12].

$$\frac{\partial \rho_{H_2O}}{\partial T_{Ein}} = \Delta \rho_{H_2O} = \Delta T_{Ein} * (G + 2HT + 3IT^2 + 4JT^3) = -0,039 \left[\frac{kg}{m^3} \right]$$

Formel 44: Die Messabweichung der Dichte vom Wasser [12]

Daraufhin wird die Abweichung für die spezifische Wärmekapazität in der beiliegenden Formel 45 berechnet. In diesem Fall für die Ausgangstemperaturen 25, 30, 35, 40 und 45 °C.

$$c_{p_{H_2O}} = A + BT_m + CT_m^2 + DT_m^3 + ET_m^4$$

Formel 45: Die Berechnung der spezifischen Wärmekapazität des Wassers in Abhängigkeit zur Austrittstemperatur [12]

Für die spezifische Wärmekapazität des Wassers wird die Funktion der mittleren Temperatur des Wassers benötigt. Im Folgenden wird die Ableitung für die spezifische

Wärmekapazität mit der Abweichung der mittleren Temperatur in der nachfolgenden Formel 46 verrechnet, um die Messabweichung der spezifischen Wärmekapazität zu erhalten.

$$\frac{\partial c_{p_{H_2O}}}{\partial T_m} = \Delta c_{p_{H_2O}} = \Delta T_m * (B + 2CT_m + 3DT_m^2 + 4ET_m^3)$$

Formel 46: Die Messabweichung der spezifischen Wärmekapazität vom Wasser [12]

Abschließend veranschaulicht die Abbildung 46 den Messfehler der Gesamtleistung in Watt und den prozentualen Fehler der Leistung auf der Y-Achse, in Abhängigkeit zur Temperaturdifferenz in K auf der X-Achse. Dabei zeigt die Grafik, dass der absolute Fehler (orangefarbener Graph) mit zunehmender Temperaturdifferenz zunimmt, da die höheren Messwerte einem höherem absoluten Messfehler, aufgrund der Genauigkeit der Messinstrumente entsprechen. Jedoch ist hier der relative Fehler (blauer Graph) entscheidender, denn er zeigt, wie groß der Fehler im Verhältnis zum gemessenen Wert ist. Dies bedeutet, wenn die Austrittstemperatur zunimmt, steigt die Temperaturdifferenz und der Messfehler wird geringer, somit fällt die Messgenauigkeit höher aus. In diesem Zusammenhang erreicht das System ihren optimalen Messbereich und stabilisiert sich mit zunehmender Temperaturdifferenz in Richtung 25 K.

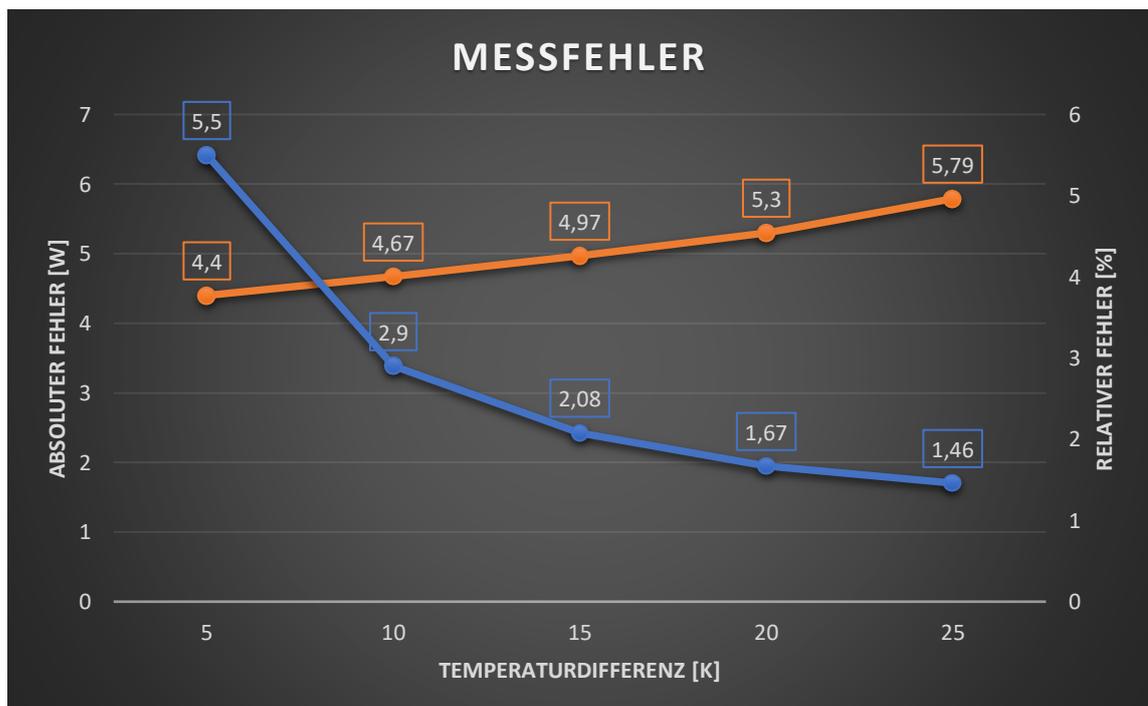


Abbildung 47: Der Messfehler der Gesamtleistung in Watt und der prozentualen Fehler der Gesamtleistung in Abhängigkeit zur Temperaturdifferenz [Eigene Darstellung]

5 Ergebnisanalyse

In der Ergebnisanalyse werden die errechneten Werte analysiert. Beginnend mit den theoretischen Wärmeverlusten in der nachfolgenden Abbildung 48. Hierbei wird der Vergleich aller SunCatch-Modelle (auf der X-Achse) mit ihren prozentualen theoretischen Wärmeverlusten (auf der Y-Achse) im gesamten System veranschaulicht. In diesem Kontext zeigt sich, dass das in dieser Masterarbeit entwickelte Messgerät (SunCatch III), das effizientere System, mit dem geringsten Gesamtverlust im Vergleich zur Gesamtleistung ist. Somit werden laut nachfolgender Formel 47, 46 % mehr an thermischer Energie im Vergleich zum SunCatch II eingespart.

$$\text{Wärmereduktion} = \left(1 - \frac{0,078 [\%]}{0,145 [\%]} \right) * 100 [\%] = 46,2 [\%]$$

Formel 47: Wärmereduktion vom SunCatch II [8] zum SunCatch III [38]

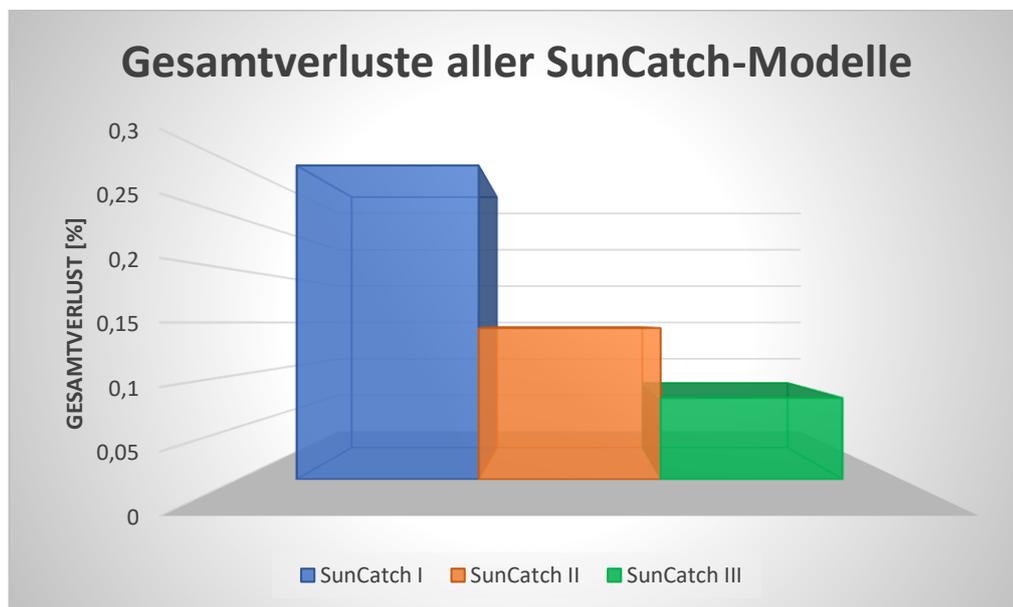


Abbildung 48: Die prozentualen Gesamtwärmeverluste von der Gesamtleistung der SunCatch-Modelle I [6], II [8] und III [Eigene Darstellung]

Die Faktoren, welche die theoretischen Wärmeverluste im System des SunCatch III minimieren, sind vor allem die geringe Temperaturdifferenz von 10 K, in Verbindung mit dem dafür angepassten Volumenstrom, sowie die effiziente Isolierung der Kavität mit der Glaswolle. Des Weiteren reduzieren die kegelförmige Geometrie des Konus, um einen größeren Anteil an thermischer Energie absorbieren zu können und die Fläche der

Blendenöffnung die Wärmeverluste. In diesem Kontext würde beispielsweise eine Vergrößerung der Blendenöffnung dazu führen, dass der Luftstrom erhöht wird, welcher die Anteile der freien Konvektion vergrößern würde, sowie eine größere Austrittsfläche für die Wärmestrahlung bietet. Des Weiteren würde eine größere Temperaturdifferenz, welche zu Stande kommen würde, wenn die Flussdichte von $2,5 \frac{\text{MW}}{\text{m}^2}$ zunimmt, zu einem Anstieg der thermischen Energie führen und somit zu höheren Verlusten. Der Grund dafür liegt darin, dass die Austrittstemperatur des Wassers ansteigen würde, da sich nicht mehr eine thermische Energie von 159 W sondern höher in der Kavität befinden würde. Schließlich lässt sich sagen, dass durch die effiziente Isolierung und den geringeren Wärmeverlusten, das SunCatch III die höchste Messgenauigkeit aufweist.

Im nächsten Abschnitt wird die Materialauswahl der Isolationselemente analysiert. Die nachfolgende Abbildung 49 demonstriert die unterschiedlichen Verbindungsmaterialien mit PTFE. Somit besitzt PTFE ungefüllt die niedrigste Wärmeleitfähigkeit. Jedoch ermöglichen die verwendeten Isolationselemente aus PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung, die Verluste durch Wärmeleitung signifikant zu senken und bieten zeitgleich eine erhöhte Festigkeit von 22 % [48] und eine erhöhte Härte von bis zu $14 \frac{\text{N}}{\text{mm}^2}$ [31] im Vergleich zu PTFE ungefüllt an.

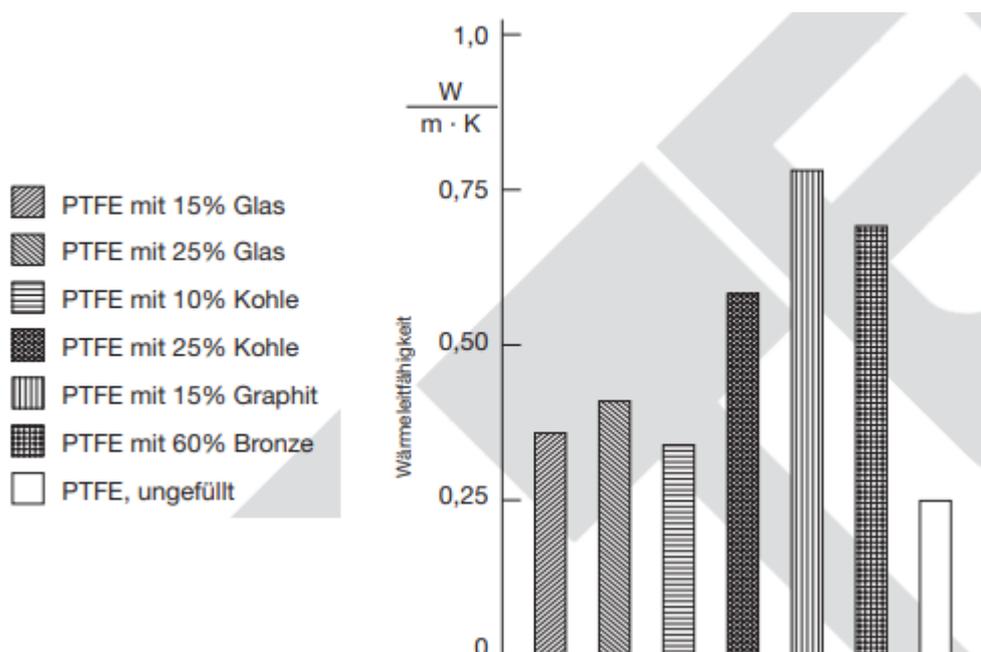


Abbildung 49: Vergleich der unterschiedlichen PTFE-Verstärkungen [48]

Die nachfolgende Abbildung 50 veranschaulicht den Vergleich von PTFE ungefüllt, PTFE mit 25 % Glasfaser und Zirkonia (Keramik) mit derselben Stärke von 2 mm als Isolationsmaterial. Die gegebenen Daten für die Wärmeleitfähigkeit lauten:

- PTFE ungefüllt $\lambda = 0,23 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ [2]
- PTFE mit 25 % Glasfaser $\lambda = 0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ [48]
- Zirkonia $\lambda = 2 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ [44]

Zu erkennen ist, dass die Wärmeleitungsverluste (auf der Y-Achse) durch Zirkonia aufgrund der höheren Wärmeleitfähigkeit schlechter ausfallen, im Vergleich zu PTFE ungefüllt und PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung.

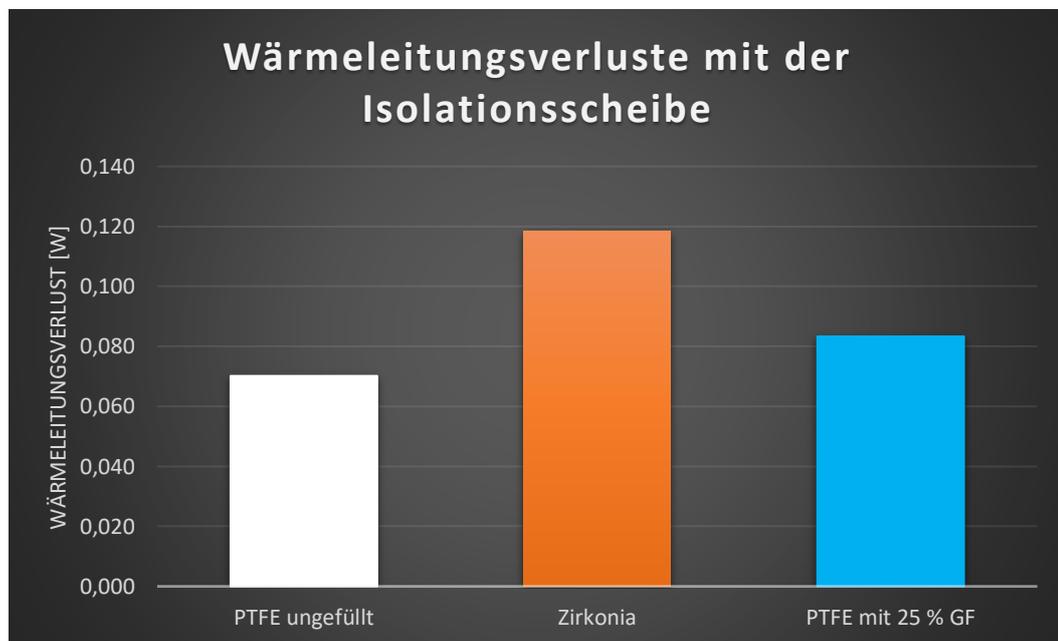


Abbildung 50: Die Wärmeleitungsverluste mit der Isolationsscheibe [Eigene Darstellung]

Die nachfolgende Abbildung 51 veranschaulicht den sich einstellenden Temperaturverlauf auf der Y-Achse im Verhältnis zu der Dicke auf der X-Achse, mit PTFE ungefüllt, Zirkonia und PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung. Hier ist zu erkennen, dass in den ersten zwei Millimetern, mit Zirkonia als Isolationsmaterial die Wärme schnell nach außen hingeleitet wird. Dabei kann mit PTFE effizienter gedämmt werden, da Keramik eher bei hohen Temperaturen mit ihrer hohen Temperaturbeständigkeit punktet. Des Weiteren liegt der Kostenpunkt von Zirkonia weit über dem von PTFE ungefüllt (Preis laut Angebot). Aufgrund der minimalen Differenz bei den Wärmeleitungsverlusten zwi-

schen PTFE ungefüllt und PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung, wird aus Sicherheitsaspekten als Isolationsmaterial PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung in Betracht gezogen, um die Festigkeit und die Härte zu erhöhen, welche bei dem anliegenden Druck benötigt wird.

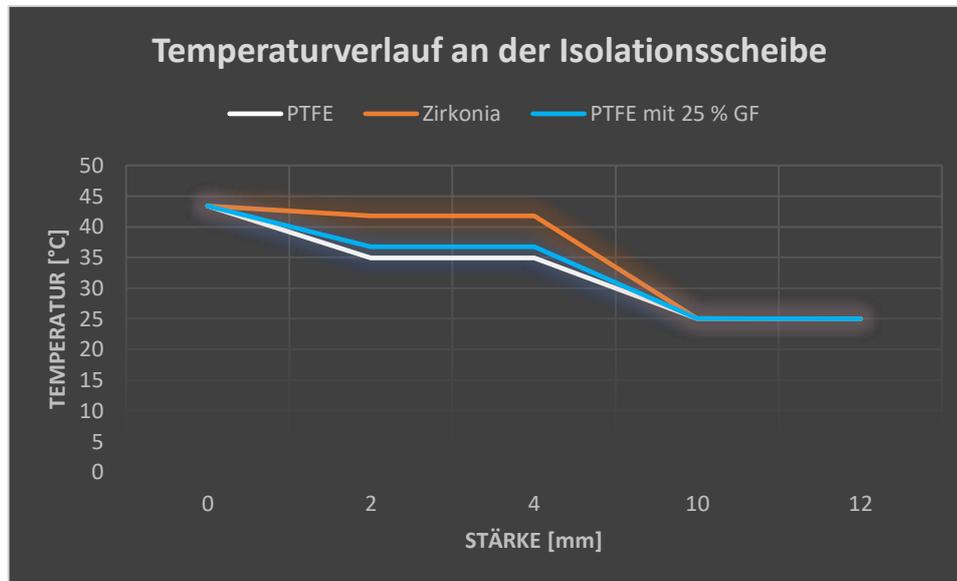


Abbildung 51: Der Temperaturverlauf an der Isolationsscheibe [Eigene Darstellung]

Die Verlustmenge von 0,6 % für die seitlichen Wärmeleitungsverluste durch die Isolationselemente zeigen aufgrund der großen Temperaturdifferenz zwischen Absorberoberfläche und Umgebung einen größeren Anteil der Verluste im Vergleich zu den Gesamtverlusten von 0,078 % an. Schließlich lässt sich sagen, dass die errechneten Ergebnisse durch experimentelle Untersuchungen validiert werden müssen, um die Effizienz abschließend beurteilen zu können.

Letzteres werden mit der folgenden Abbildung 52 der relative Fehler aus den Modellen SunCatch II und SunCatch III miteinander verglichen. Zu erkennen ist, dass mit zunehmender Temperaturdifferenz SunCatch III effizienter wird. Der Grund dafür liegt darin, dass die tatsächliche Leistung näher an der erwarteten Leistung liegt. Zudem ist die Effizienz des Systems bei ansteigenden Temperaturen besser, aufgrund des geringen Messfehlers. Dies zeigt, dass das System weniger Energie verliert, die Verluste im Verhältnis zur Gesamtleistung geringer ausfallen und somit die Messgeräte sich an den optimalen Arbeitsbereich nähern.

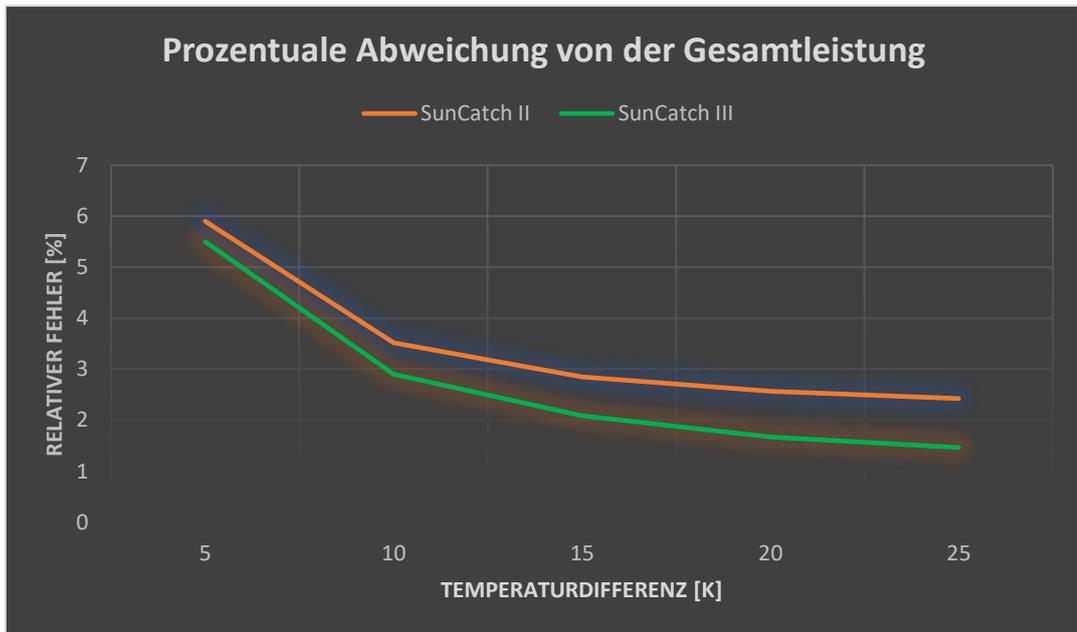


Abbildung 52. Die prozentuale Abweichung von der Gesamtleistung des SunCatch II [8] und SunCatch III [Eigene Darstellung]

6 Fazit

Das in dieser Masterarbeit entwickelte selbstkalibrierende Messsystem zeigt im Vergleich zu seinen Vorgängermodellen das effizienteste System und beantwortet somit positiv die Forschungsfrage „Ermöglicht die Selbstkalibrierung eines Messgeräts unter gleichbleibenden Bedingungen eine präzise Messung der Flussdichte?“.

Die Selbstkalibrierung lehnt an das Prinzip des Kendall-Radiometers mit dem eine Anzahl an Messgeräten am DLR kalibriert werden [49]. Demnach ermöglichen zwei identische Kavitäten die Selbstkalibrierung, indem in der Vergleichskavität vor der eigentlichen Messung, durch eine Heizpatrone eine äquivalente Leistung erzeugt und in das isolierte System gegeben wird. Schließlich wird die Leistung durch integrierte Wasserkanäle abgeführt und ein Kalibrierungsfaktor durch das Verhältnis von tatsächlicher Leistung (abzüglich der Wärmeverluste) durch die gemessene Leistung ermittelt. Daraufhin wird nach der Messung der Kalibrierungsfaktor mit der abgeführten Leistung in der Rezeptorkavität verrechnet.

Für diese Masterarbeit wurde für eine präzise Flussdichtemessung auf fortschrittliche Messtechnik gesetzt. In diesem Kontext schließt es die elektrischen Messgeräte, wie das hochgenaue Ultraschall-Durchflussmessgerät, um einen Volumenstrom mit hoher Messgenauigkeit zu messen mit ein. Des Weiteren eliminiert die Zahnradpumpe Schwankungen und gewährleistet eine hohe Druckstabilität. Anschließend die Nutzung des Thyristors, um unterschiedliche Betriebspunkte anzusteuern und somit die Leistung der Heizpatrone zu regeln.

Ein weiteres wichtiges Kriterium für die hohe Messgenauigkeit ist die effiziente Isolierung der Kavität. Aus diesem Anlass wird Glaswolle, ein leichtes und gleichzeitig flexibles Material, welches in jede Ecke oder Kante im Gehäuse eingepflegt werden kann verwendet. Zusätzlich wurden neben der Glaswolle, Isolationsaufsätze aus PTFE mit 25 % Glasfaser-Verstärkung verwendet, um den Konus von kalten Stellen, wie der Blende und der M10-Gewindestange zu entkoppeln. Die Verstärkung mit 25 % Glasfaser ermöglicht zusätzlich einen Anstieg der Festigkeit um 22 %.

Neben der effizienten Isolierung ist die geringe Temperaturdifferenz von 10 K und die kegelförmige Geometrie entscheidend, um im Vergleich zum SunCatch II, 46 % an

thermischer Energie einzusparen. Somit hat sich in diesem System eine Gesamtwärmeverlustmenge zur Gesamtleistung von 0,67 % ergeben.

Die wichtigste Erkenntnis in dieser Designstudie ist die nachgewiesene Möglichkeit, ein funktionsfähiges selbstkalibrierendes System entwickeln zu können. Dazu trägt die durchgeführte Fehlerrechnung ein hohen Beitrag bei. Die Ergebnisse haben gezeigt, dass das selbstkalibrierende System im Vergleich zu den Vorgängermodellen den geringsten Messfehler aufweist. Zudem erreicht das System mit zunehmender Temperaturdifferenz in Richtung 25 K den optimalen Arbeitsbereich und zugleich den geringsten Messfehler. Schließlich wurde festgestellt, dass das System weniger Energie verliert und die Verluste im Verhältnis zur Gesamtleistung geringer ausfallen.

Als Ausblick für die kommenden Jahre wird mit Automatisierungen Schritt für Schritt der Benutzeraufwand reduziert. So kann beispielsweise der Kalibrierungsprozess durch entsprechende Softwarelösungen vollständig automatisiert werden. Des Weiteren können Fortschritte in den Dämmmaterialien entstehen, um eine noch höhere Messgenauigkeit zu erreichen. Ein weiterer Fortschritt ist eine Lösung zu dem Verschleißproblem mit dem Pyromark 2500. Durch die Abnutzung senkt sich der Absorptionsgrad und der Reflexionsgrad nimmt zu, was zu veränderten thermischen Verlusten führt. Demnach muss die Beschichtung jedes Mal erneut aufgetragen werden. Letzteres besteht die Möglichkeit das hier entwickelten selbstkalibrierenden Messsystems, in das System mit dem Gardon-Radiometer einzubinden, um diesen vor jedem Messversuch zu kalibrieren.

Anhangsverzeichnis

Anhang 1: Wärmeleitfähigkeiten von unterschiedlichen Materialien	LXXIX
Anhang 2: Datenblätter	LXXX
Anhang 3: Berechnung der theoretischen Wärmeverluste.....	LXXXI
Anhang 4: Fehlerrechnung.....	CII
Anhang 5: Kostenanalyse	CVII

Anhang

Anhang 1: Wärmeleitfähigkeiten von unterschiedlichen Materialien

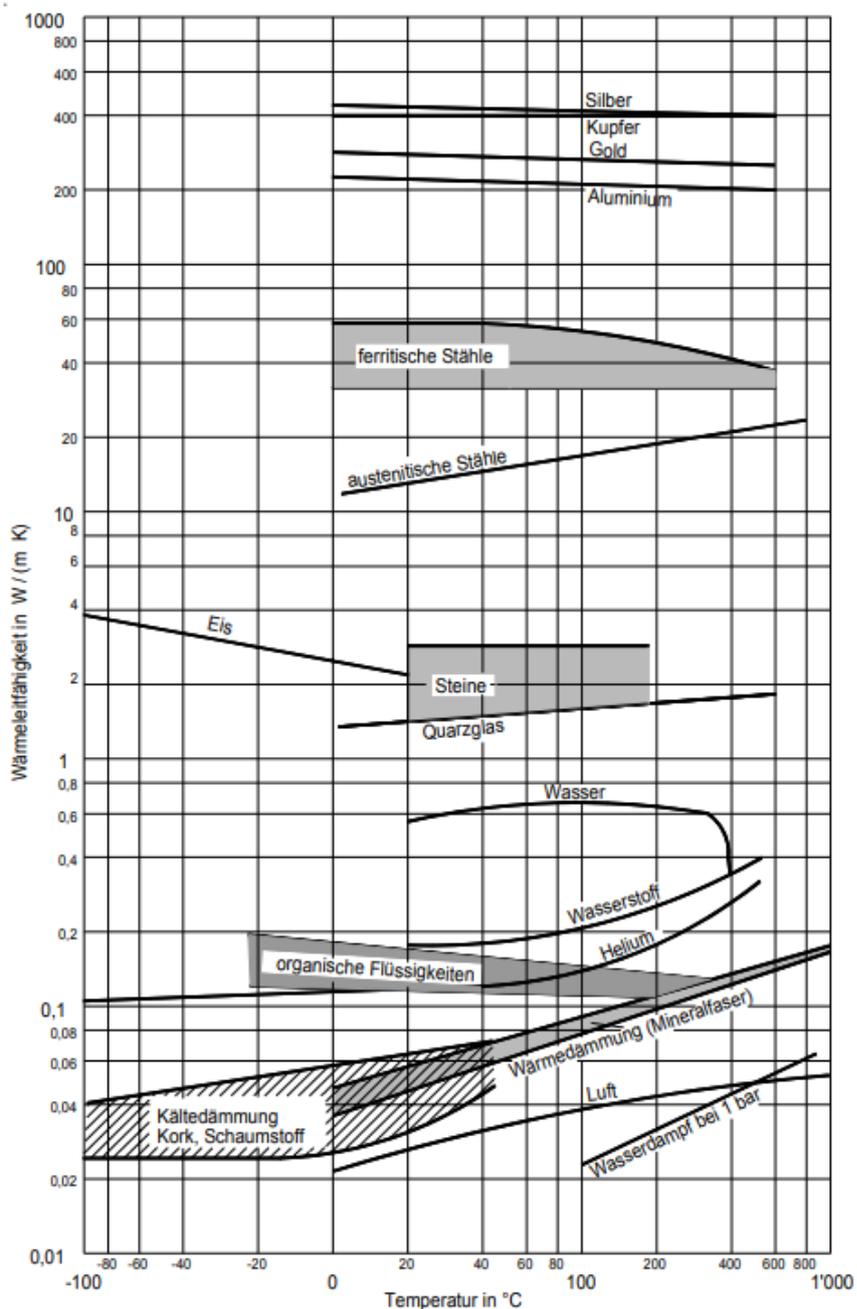


Abbildung 53: Die Wärmeleitfähigkeiten von verschiedenen Stoffen [54]

Anhang 2: Datenblätter

D SERIES PUMPS



EXCEPTIONAL PUMP LIFE

- 5 bearings to support shaft deflection
- No dynamic seals for leak-free operation
- 20,000 hour pump life

OUTSTANDING PERFORMANCE

- Metering accuracy within 1%
- Pulse-free flow
- Consistent flow can handle high differential pressures

Abbildung 54: Die Zahnradpumpe D Serie [25]

D SERIES



Flow range: 0.6 to 121 GPH (2.3 to 458 LPH)
 Nominal pressures to 250 PSI (17.2 BAR)
 System pressure to 500 PSI (34.5 BAR)
 Viscosities from 0.3 CPS to 2,000 CPS without speed reduction
 Temperatures: -50°F to 350°F (-46°C to 176°C)
 ATEX Certified

DISPLACEMENT ML/REV	MAXIMUM DIFFERENTIAL PRESSURE				FLOW @ 0 PRESSURE	
	INTERMITTENT		CONTINUOUS		3500 RPM	2900 RPM
	PSI	BAR	PSI	BAR	GPH	LPH
.11	150	10.3	150	10.3	6	18
.19	150	10.3	150	10.3	10	31
.23	250	17.2	250	17.2	12	38
.38	250	17.2	250	17.2	20	63
.57	250	17.2	250	17.2	30	94
.68	250	17.2	200	13.8	35	112
.80	250	17.2	200	13.8	42	132
.99	200	13.8	140	9.7	52	164
1.2	200	13.8	140	9.7	63	198
1.3	175	12.1	125	8.6	68	215
1.6	150	10.3	100	6.9	84	264
2.0	150	10.3	100	6.9	105	331
2.3	150	10.3	100	6.9	121	380

Maximum speed is 5000 RPM

Abbildung 55: Die Zahnradpumpe D Serie Daten [25]

Anhang 3: Berechnung der theoretischen Wärmeverluste

Die nachfolgende Tabelle 6 veranschaulicht alle gegebenen und angenommenen Parameter, die für die Berechnung der theoretischen Wärmeverluste notwendig sind.

Tabelle 6: Die gegebenen und angenommenen Parameter [Eigene Darstellung]

$\dot{V} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$	$3,8 * 10^{-6}$
$P_{\text{Synlight}} \left[\frac{\text{MW}}{\text{m}^2} \right]$	2,5
$D_{\text{Blende}} [\text{mm}]$	9
<u>Geometrie</u>	
$D_{\text{Kegel}} [\text{mm}]$	40
$L_{\text{Kegel}} [\text{mm}]$	80
$H_{\text{Kühlkanal}} [\text{mm}]$	4
$B_{\text{Kühlkanal}} [\text{mm}]$	8
$t_{\text{Kanäle}} [\text{mm}]$	1,5
$\delta_{\text{Kupfer}} [\text{mm}]$	1
$\delta_{\text{Isolation}} [\text{mm}]$	40
$\lambda_{\text{Isolation}} \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	0,032 [32]
$\lambda_{\text{Kupfer}} \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$	394 [54]
$c_{p \text{ Kupfer}} \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$	385 [54]
$\rho_{\text{Kupfer}} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$	8960 [54]

$\sigma \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2 \text{K}^4} \right]$	$5,6 * 10^{-8} [2]$
$\delta_{\text{Konuswand}} [\text{mm}]$	$H_{\text{Kühlkanal}} + (2 * \delta_{\text{Kupfer}}) = 6 [52]$
$\alpha_{\text{Konus}} = \varepsilon_{\text{Konus}} (\text{Pyromark 2500})$	$0,95 [23]$
$\varepsilon_{\text{Blende}} (\text{Aluminium poliert, walzblank})$	$0,039 [2]$
<u>Temperaturen</u>	
$t_{\text{Ein}} [^\circ\text{C}] = T_{\text{Ein}} [\text{K}]$	$20 = 293,15 [8]$
0 K	$-273,15 \text{ }^\circ\text{C} [5]$

Iterative Rechenschritte und Interpolationen:

Die verwendeten Daten aus dem SunCatch II lauten [8]:

- $E_{\text{Sonnenofen}} = 5 \left[\frac{\text{MW}}{\text{m}^2} \right]$
- $D_{\text{Blende,SCII}} = 10,1 [\text{mm}]$
- $P_{\text{EinMax,SCII}} = 5 \left[\frac{\text{MW}}{\text{m}^2} \right] * \pi * \frac{(0,00101 [\text{m}])^2}{4} = 401,8 [\text{W}]$
- $\dot{V}_{\text{SCII}} = 2,22 * 10^{-6} \left[\frac{\text{m}^3}{\text{s}} \right]$
- $\dot{m}_{\text{SCII}} = \dot{V}_{\text{SCII}} * \rho_{\text{W,SCII}} = 2,2 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$
- $T_{\text{Mittel}} = T_{\text{Ein}} + \left(\frac{\Delta T}{2} \right) = 314,9 [\text{K}] = 41,8 [^\circ\text{C}]$
- $T_{\text{Aus}} = T_{\text{Ein}} + (\Delta T) = 336,8 [\text{K}] = 63,7 [^\circ\text{C}]$

Als nächstes werden in den nachfolgenden Abbildungen 56 und 57 die numerischen Werte aus den Stoffwerte-Tabellen für Wasser und Luft vom VDI-Wärmeatlas [53] herausgefiltert und interpoliert.

Wasser					
ρ [Kg/m ³]	c_p [kJ/KgK]	η [10 ⁻⁶ Pa s]	ν [m ² /s]	λ [mW/mK]	Pr []
40	40	40	40	40	40
45	45	45	45	45	45
992,22	4,179	652,98	-	628,6	-
990,22	4,179	596,07	-	634,8	-
991,48	4,179	631,98	6,3741E-07	630,89	4,186

Abbildung 56: Die interpolierten Werte für das Wasser aus dem SunCatch II [8] [Eigene Darstellung]

Luft					
ρ [Kg/m ³]	c_p [kJ/KgK]	η [10 ⁻⁶ Pa s]	ν [10 ⁻⁷ m ² /s]	λ [mW/mK]	Pr []
30	30	30	30	30	30
30	30	30	30	30	30
			-		-
			-		-
1,1492	1,0067	18,689	1,62626E-05	26,618	0,7068

Abbildung 57: Die interpolierten Werte für die Luft aus dem SunCatch II [8] [Eigene Darstellung]

Mit der Formel 48 wird durch die Blendenöffnung die maximal einfallende Strahlung für das Messgerät dieser Designstudie berechnet. Hierbei wird $P_{\text{Ein_Max}} = \dot{Q}_{\text{Ein_Max}}$ gleichgesetzt:

$$P_{\text{Ein_Max}} = E_{\text{Syn.}} * \pi * \frac{D_{\text{Blende}}^2}{4} = 159 \text{ [W]}$$

Formel 48: Die Maximal einfallende Leistung [22]

In der nachfolgenden Formel 49 wird für die Berechnung der Dichte des Wassers, die mittlere Temperatur und die Temperaturdifferenz benötigt. Jedoch ist die Dichte für dieses System noch nicht bekannt und muss iterativ gelöst werden.

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho_{\text{W,SCII}} = 3,77 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Formel 49: Der Massenstrom [30]

Für die Designstudie ist die Voraussetzung eine Temperaturdifferenz von mindestens 10 K zu erzielen, um die spezifische Wärmekapazität und die Dichte genau bestimmen zu können. Dies wird ermöglicht durch die Anpassung des Volumenstroms. Somit errechnet sich die Temperaturdifferenz aus:

$$\Delta T = \frac{P_{\text{Ein_Max}}}{\dot{m} * c_{pW}} = 10,4 \text{ [K]}$$

Formel 50: Die Temperaturdifferenz [30]

Die Temperaturdifferenz ergibt somit die mittlere Temperatur von:

$$T_{\text{Mittel}} = T_{\text{Ein}} + \left(\frac{\Delta T}{2}\right) = 298,2 \text{ [K]}$$

$$t_{\text{Mittel}} = 25,05 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Formel 51: Die mittlere Temperatur in K und $^\circ\text{C}$ [54]

Schließlich lässt sich die Ausgangstemperatur mit der folgenden Formel 52 berechnen:

$$T_{\text{Aus}} = T_{\text{Ein}} + \Delta T = 30,4 \text{ [K]}$$

Formel 52: Die Ausgangstemperatur [53]

t	Temperatur	c_p	isobare spezifische Wärmekapazität	ν	kinematische Viskosität
ρ	Dichte	β	isobarer kubischer Ausdehnungskoeffizient	a	Temperaturleitfähigkeit
h	spezifische Enthalpie	λ	Wärmeleitfähigkeit	Pr	Prandtl-Zahl
s	spezifische Entropie	η	dynamische Viskosität		

t °C	ρ kg m ⁻³	h kJ kg ⁻¹	s kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	c_p kJ kg ⁻¹ K ⁻¹	α_v 10 ⁻³ K ⁻¹	λ 10 ⁻³ W m ⁻¹ K ⁻¹	η 10 ⁻⁶ kg m ⁻¹ s ⁻¹	ν 10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹	a 10 ⁻⁶ m ² s ⁻¹	Pr -
-30	983,83	-131,24	-0,50988	4,801	-1,4078	480,6	8653,0	8,795	0,1018	86,43
-25	989,60	-107,95	-0,41506	4,542	-0,9607	497,4	5961,3	6,024	0,1107	54,43
-20	993,57	-85,624	-0,32600	4,401	-0,6604	512,6	4361,9	4,390	0,1172	37,45
-15	996,30	-63,836	-0,24076	4,321	-0,4488	526,4	3338,0	3,350	0,1223	27,40
-14	996,73	-59,521	-0,22408	4,309	-0,4137	529,1	3178,1	3,188	0,1232	25,89
-13	997,13	-55,217	-0,20751	4,299	-0,3806	531,7	3029,8	3,038	0,1240	24,50
-12	997,49	-50,924	-0,19103	4,289	-0,3492	534,2	2892,0	2,899	0,1249	23,22
-11	997,82	-46,639	-0,17466	4,280	-0,3194	536,7	2763,8	2,770	0,1257	22,04
-10	998,13	-42,363	-0,15838	4,272	-0,2911	539,2	2644,2	2,649	0,1265	20,95
-9	998,40	-38,095	-0,14219	4,265	-0,2641	541,6	2532,6	2,537	0,1272	19,94
-8	998,66	-33,833	-0,12609	4,258	-0,2384	544,0	2428,2	2,432	0,1279	19,00
-7	998,88	-29,579	-0,11007	4,252	-0,2139	546,4	2330,5	2,333	0,1287	18,13
-6	999,08	-25,330	-0,09414	4,246	-0,1904	548,7	2238,8	2,241	0,1294	17,32
-5	999,26	-21,087	-0,07828	4,241	-0,1679	551,0	2152,7	2,154	0,1300	16,57
-4	999,42	-16,849	-0,06251	4,236	-0,1463	553,3	2071,7	2,073	0,1307	15,86
-3	999,55	-12,616	-0,04681	4,231	-0,1255	555,5	1995,4	1,996	0,1314	15,20
-2	999,67	-8,3865	-0,03118	4,227	-0,1055	557,7	1923,5	1,924	0,1320	14,58
-1	999,77	-4,1616	-0,01563	4,223	-0,0863	559,9	1855,7	1,856	0,1326	14,00
0	999,84	0,05966	-0,00015	4,219	-0,0677	562,0	1791,5	1,792	0,1332	13,45
1	999,90	4,2774	0,01526	4,216	-0,0497	564,1	1730,9	1,731	0,1338	12,94
2	999,94	8,4918	0,03061	4,213	-0,0324	566,2	1673,4	1,673	0,1344	12,45
3	999,97	12,703	0,04589	4,210	-0,0156	568,3	1618,9	1,619	0,1350	11,99
4	999,97	16,912	0,06110	4,207	0,0006	570,3	1567,2	1,567	0,1356	11,56
5	999,97	21,118	0,07625	4,205	0,0163	572,3	1518,1	1,518	0,1361	11,15
6	999,94	25,322	0,09134	4,203	0,0315	574,3	1471,4	1,472	0,1367	10,77
7	999,90	29,524	0,10636	4,201	0,0463	576,3	1427,0	1,427	0,1372	10,40
8	999,85	33,723	0,12133	4,199	0,0606	578,2	1384,7	1,385	0,1377	10,06
9	999,78	37,921	0,13623	4,197	0,0746	580,1	1344,4	1,345	0,1382	9,727
10	999,70	42,117	0,15108	4,195	0,0881	582,0	1305,9	1,306	0,1388	9,414
11	999,61	46,312	0,16586	4,194	0,1013	583,8	1269,1	1,270	0,1393	9,117
12	999,50	50,505	0,18060	4,193	0,1142	585,7	1234,0	1,235	0,1398	8,834
13	999,38	54,697	0,19527	4,191	0,1267	587,5	1200,4	1,201	0,1403	8,565
14	999,25	58,888	0,20989	4,190	0,1389	589,3	1168,3	1,169	0,1407	8,308
15	999,10	63,078	0,22446	4,189	0,1509	591,0	1137,6	1,139	0,1412	8,063
20	998,21	84,012	0,29648	4,185	0,2066	599,5	1001,6	1,003	0,1435	6,991
25	997,05	104,93	0,36723	4,182	0,2569	607,5	890,08	0,893	0,1457	6,127

Abbildung 58: Die Stoffwerte von Wasser bei einem Druck von 1 bar [52]

Aus der Abbildung 58 werden folgende Parameter für die mittlere Temperatur von 25 °C bestimmt:

$$\rho_W(t_{\text{Mittel}}) = 997,05 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$c_{pW}(t_{\text{Mittel}}) = 4182 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\eta_W(t_{\text{Mittel}}) = 890,08 * 10^{-6} [\text{Pa} * \text{s}]$$

$$\lambda_W(t_{\text{Mittel}}) = 0,607 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$$

Daraufhin ermöglicht sich die Berechnung der kinematischen Viskosität mit der Formel 53, um die Prandtl-Zahl mit der nachfolgenden Formel 54 zu ermitteln.

$$\nu_W(t_{\text{Mittel}}) = \frac{\eta_W}{\rho_W} = 8,93 * 10^{-7} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

Formel 53: Die tatsächliche kinematische Viskosität von Wasser [2]

$$Pr_W(t_{\text{Mittel}}) = \frac{\eta_W * c_{pW}}{\lambda_W} = 6,127 [-]$$

Formel 54: Die tatsächliche Prandtl-Zahl von Wasser [2]

Nun lässt sich die Berechnung des tatsächlichen Massenstroms und der interpolierten Dichte mit folgender Formel 55 bestimmen.

$$\dot{m} = \dot{V} * \rho_W = 3,79 * 10^{-3} \left[\frac{\text{kg}}{\text{s}} \right]$$

Formel 55: Der tatsächliche Massenstrom [30]

Somit errechnet sich die tatsächliche Temperaturdifferenz von:

$$\Delta T = \frac{P_{\text{Ein_Max}}}{\dot{m} * c_{pW}} = 10,04 [\text{K}]$$

Formel 56: Die tatsächliche Temperaturdifferenz [30]

Die Temperaturdifferenz ergibt somit die mittlere Temperatur von:

$$T_{\text{Mittel}} = T_{\text{Ein}} + \left(\frac{\Delta T}{2} \right) = 298,17 [\text{K}]$$

$$t_{\text{Mittel}} = 25,02 [^{\circ}\text{C}]$$

Formel 57: Die tatsächliche mittlere Temperatur in K und °C [54]

Um die tatsächlichen Werte der Luft zu interpolieren, muss die Zylindertemperatur von 30 °C [8] (aus dem SunCatch II) auf die tatsächliche mittlere Temperatur angepasst werden. Vereinfacht wird in Formel 58 angenommen, dass das Verhältnis aus dem SunCatch II Modell von 0,72 als Faktor dient, um somit als Annahme die tatsächliche Zylindertemperatur in Formel 59 errechnen zu können.

$$\frac{t_{\text{Zyl.,SCII}}}{t_{\text{Mittel,SCII}}} = 0,72$$

Formel 58: Die Faktorberechnung [41]

$$t_{\text{Zyl.}} = t_{\text{Mittel}} * 0,72 = 17,94 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Formel 59: Die tatsächliche Zylindertemperatur [41]

Entsprechend dazu können die benötigten Parameter der Luft aus der folgenden Abbildung 59 im Bereich zwischen 10 und 20 °C mit der Formel 60 interpoliert werden. Die nachfolgenden Formeln 61 bis 66 stellen die Ergebnisse dar.

T °C	ρ kg/m ³	h kJ/kg	s kJ/(kg K)	c_p kJ/(kg K)	β 1000/K	λ mW/(m K)	η μ Pa*s	ν 10 ⁻⁷ m ² /s	a 10 ⁻⁷ m ² /s	Pr -	w_s m/s
-200	900,81	-435,60	-4,0270	1,9145	4,8833	149,590	206,790	2,296	0,867	2,6466	917,9
-194,36	875,52	-424,76	-3,8842	1,9329	5,2331	140,180	167,360	1,912	0,828	2,3076	866,7
-191,54	4,4419	-219,76	-1,3183	1,0891	13,8730	7,673	5,811	13,08	15,86	0,8248	177,1
-190	4,3492	-218,09	-1,2980	1,0818	13,5040	7,824	5,921	13,62	16,63	0,8187	179,0
-180	3,8383	-207,44	-1,1770	1,0517	11,6120	8,803	6,630	17,28	21,81	0,7921	190,8
-170	3,4418	-197,01	-1,0707	1,0359	10,2600	9,774	7,323	21,28	27,41	0,7762	201,6
-160	3,1230	-186,70	-0,9753	1,0266	9,2236	10,733	8,001	25,62	33,48	0,7653	211,7
-150	2,8600	-176,47	-0,8886	1,0206	8,3947	11,679	8,664	30,29	40,01	0,7571	221,3
-140	2,6390	-166,28	-0,8091	1,0165	7,7122	12,611	9,313	35,29	47,01	0,7507	230,4
-130	2,4503	-156,13	-0,7356	1,0137	7,1381	13,529	9,948	40,60	54,47	0,7454	239,2
-120	2,2873	-146,01	-0,6672	1,0116	6,6471	14,434	10,571	46,22	62,38	0,7409	247,6
-110	2,1448	-135,90	-0,6033	1,0101	6,2217	15,326	11,182	52,13	70,74	0,7370	255,7
-100	2,0193	-125,80	-0,5432	1,0090	5,8490	16,205	11,780	58,34	79,54	0,7335	263,5
-90	1,9078	-115,72	-0,4866	1,0081	5,5196	17,071	12,368	64,83	88,76	0,7304	271,1
-80	1,8080	-105,64	-0,4330	1,0074	5,2260	17,924	12,944	71,59	98,41	0,7275	278,5
-70	1,7183	-95,57	-0,3822	1,0068	4,9627	18,766	13,511	78,63	108,5	0,7249	285,7
-60	1,6371	-85,51	-0,3338	1,0064	4,7250	19,596	14,067	85,93	118,9	0,7224	292,7
-50	1,5632	-75,44	-0,2877	1,0061	4,5094	20,416	14,614	93,49	129,8	0,7202	299,5
-40	1,4958	-65,38	-0,2436	1,0059	4,3128	21,224	15,152	101,3	141,1	0,7181	306,2
-30	1,4340	-55,33	-0,2013	1,0058	4,1329	22,023	15,680	109,4	152,7	0,7161	312,7
-20	1,3771	-45,27	-0,1608	1,0057	3,9675	22,811	16,201	117,7	164,7	0,7143	319,1
-10	1,3245	-35,21	-0,1218	1,0058	3,8149	23,590	16,714	126,2	177,1	0,7126	325,4
0	1,2758	-25,15	-0,0843	1,0059	3,6738	24,360	17,218	135,0	189,8	0,7110	331,5
10	1,2306	-15,09	-0,0481	1,0061	3,5428	25,121	17,715	144,0	202,9	0,7095	337,5
20	1,1885	-5,03	-0,0132	1,0064	3,4209	25,873	18,205	153,2	216,3	0,7081	343,4

Abbildung 59: Die Stoffwerte der Luft bei einem Druck von 1 bar [52]

$$y = \left(\frac{(y_2 - y_1) * (x - x_1)}{x_2 - x_1} \right) + y_1$$

Formel 60: Die Interpolationsformel [53]

$$\rho_L(t_{\text{Zyl.}}) = \left(\frac{(1,1885 - 1,2306) \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] * (17,94 - 10) [\text{°C}]}{20 - 10 [\text{°C}]} \right) + 1,2306 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

$$= 1,20 \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right]$$

Formel 61: Die tatsächliche Dichte der Luft [53]

$$c_{pL}(t_{\text{Zyl.}}) = 1006 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

Formel 62: Die tatsächliche spezifische Wärmekapazität der Luft

$$\eta_L(t_{\text{Zyl.}}) = 18,1 * 10^{-6} [\text{Pa} * \text{s}]$$

Formel 63: Die tatsächliche dynamische Viskosität der Luft

$$\lambda_L(t_{\text{Zyl.}}) = 0,0257 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$$

Formel 64: Die tatsächliche Wärmeleitfähigkeit der Luft

$$\nu_L(t_{\text{Zyl.}}) = \frac{\eta_L}{\rho_L} = 1,51 * 10^{-5} \left[\frac{\text{m}^2}{\text{s}} \right]$$

Formel 65: Die tatsächliche kinematische Viskosität der Luft

$$Pr_L(t_{\text{Zyl.}}) = \frac{\eta_L * c_{pL}}{\lambda_L} = 0,708 [-]$$

Formel 66: Die tatsächliche Prandtl-Zahl der Luft

Dimensionierung:

Im nächsten Abschnitt mit den nachfolgenden Formeln 67 bis 71, erfolgt die Berechnung mathematischer Parameter, um den Konus auslegen zu können.

$$A_{\text{Kühlka.}} = B_{\text{Kühlka.}} * H_{\text{Kühlka.}} = 32 [\text{mm}^2]$$

Formel 67: Die Fläche des rechteckigen Kühlkanals [41]

$$U_{\text{Kühlka.}} = (2 * B_{\text{Kühlka.}}) + (2 * H_{\text{Kühlka.}}) = 24 \text{ [mm]}$$

Formel 68: Der Umfang des rechteckigen Kühlkanals [41]

$$d_{\text{hyd.}} = \frac{4 * A_{\text{Kühlka.}}}{U_{\text{Kühlka.}}} = 5,3 \text{ [mm]}$$

Formel 69: Der hydraulische Durchmesser des rechteckigen Kühlkanals [2]

$$s_{\text{Kegel}} = \sqrt{L_{\text{Kegel}}^2 + \left(\frac{D_{\text{Kegel}}}{2}\right)^2} = 0,082 \text{ [m]}$$

Formel 70: Die Mantellinie eines Kegels [41]

$$A_{\text{Kegel}} = \pi * \frac{D_{\text{Kegel}}}{2} * s_{\text{Kegel}} = 5,18 * 10^{-3} \text{ [m}^2\text{]}$$

Formel 71: Die Mantelfläche eines Kegels [41]

Für die Berechnung der Nußelt-Zahl wird nicht ein Rohr, sondern eine Rohrwendel in die Berechnung miteinbezogen, indem die Wände als Rippen fungieren. Der einstrahlende Wärmestrom wird durch Leitung an das Kühlwasser übertragen, wobei die Seitenwände des Kühlkanals wie Rippen wirken. Ein minimaler Wärmestrom fließt durch die Außenwand des Kühlkanals und die Isolierung, weshalb der Wärmeübergang als adiabatisch betrachtet wird. Mit den folgenden Formeln 72 bis 75 werden die geometrischen Parameter des Ersatzzylinders berechnet.

$$D_i = \frac{A_{\text{Kegel}}}{\pi * L_{\text{Kegel}}} = 0,021 \text{ [m]}$$

Formel 72: Der Innendurchmesser [22]

$$D_a = D_i + (2 * \delta_{\text{Wand}}) = 0,033 \text{ [m]}$$

Formel 73: Der Außendurchmesser [22]

$$D_{\text{Wendel}} = \frac{D_i + D_a}{2} = 0,027 \text{ [m]}$$

Formel 74: Der mittlere Windungsdurchmesser [53]

$$D_v = \sqrt{D_{\text{Wendel}}^2 - \left(\frac{B_{\text{Kühlka.}} + t_{\text{Kanäle}}}{\pi}\right)^2} = 0,026 \text{ [m]}$$

Formel 75: Der mittlere Durchmesser der Rohrwendel [53]

Nachfolgend wird in der Formel 76 der mittlere Krümmungsdurchmesser berechnet, da ein rechteckiger Kanal im Vergleich zu einem kreisförmigen Kanal keine eindeutige Krümmung aufweist. Er beschreibt dabei den durchschnittlichen Wert des Krümmungsradius entlang der Höhe oder Breite des Kanals [53].

$$D = D_v \left[1 + \left(\frac{B_{\text{Kühlka.}} + t_{\text{Kanäle}}}{\pi * D_v}\right)^2 \right] = 0,027 \text{ [m]}$$

Formel 76: Der mittlere Krümmungsdurchmesser [53]

Anschließend ermöglicht sich für die Identifizierung der Strömungsart die Berechnung der Reynolds-Zahl mit:

$$u = \frac{\dot{V}_{\text{Strom}}}{A_{\text{Kühlka.}}} = 0,12 \left[\frac{\text{m}}{\text{s}} \right]$$

Formel 77: Die mittlere Strömungsgeschwindigkeit [2]

$$Re_d = \frac{u * d_{\text{hyd.}}}{\nu_w} = 709,5 \text{ [-]}$$

Formel 78: Die Reynolds-Zahl [2]

Da die Reynolds-Zahl für eine Rohrströmung kleiner ist als 2300, herrscht eine laminare Strömung [2]. Nun wird in der Formel 79 die kritische Reynolds-Zahl bestimmt, die den Punkt beschreibt, an dem die Strömung von laminar zu turbulent übergeht [2].

$$Re_{\text{kritisch}} = 2300 * \left[1 + \left(8,6 * \left(\frac{d_{\text{hyd.}}}{D_{\text{Wendel}}}\right)^{0,45}\right) \right] = 11895,4 \text{ [-]}$$

Formel 79: Die kritische Reynolds-Zahl [53]

Schließlich kann die Nußelt-Zahl bei laminarer Strömung im Rechteckkanal berechnet werden. Zuerst wird dafür das Seitenverhältnis des Kanals benötigt:

$$\gamma = \frac{H_{\text{Kühlka.}}}{B_{\text{Kühlka.}}} = 0,5 [-]$$

Formel 80: Das Seitenverhältnis des Kanals [2]

Daraufhin stellt sich bei einem Seitenverhältnis von 0,5 eine Rohrreibungszahl von $\xi Re = 62,2$ [2] in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl als dimensionsloser Korrekturfaktor für den Wärmeübergangskoeffizienten ein, welcher durch eine empirische Korrelation (experimentelle Abschätzung) in Abhängigkeit des Seitenverhältnisses berechnet wird. Zudem wird beim selben Seitenverhältnis von 0,5 für ein Rechteck, die Nußelt-Zahl bei konstanter Wandtemperatur von $Nu_T = 3,39$ [2] eingestellt.

Um fortlaufend die Nußelt-Zahl bei der Wandtemperatur dieses Systems in Bezug auf die Reynolds-Zahl berechnen zu können, wird die Prandtl-Zahl benötigt. Jedoch ist die Wandtemperatur unbekannt, sodass die Prandtl-Zahl an der Wandtemperatur vom Sun-Catch II übernommen wird und iterativ auf das hier bezogene Messgerät angepasst wird.

Anhand der errechneten Reynolds-Zahl von 709,5 kommt es laut dem VDI-Wärmeatlas zu folgenden Strömungsmöglichkeiten:

1. Möglichkeit $Re_d > 2,3 * 10^4 =$ turbulent [53]
2. Möglichkeit $Re_d \leq Re_{krit} =$ laminar [53]
3. Möglichkeit $2,3 * 10^4 < Re_d < Re_{krit} =$ Übergang [53]

Da weder Möglichkeit eins noch drei in Frage kommen, bedeutet dies im Kontext, dass es ein laminarer Strömungsprozess ist. Hierbei besteht das Modell aus Kupfer mit unendlicher Wärmeleitfähigkeit: Kupfer isotherm. Dies beschreibt im Wesentlichen nur, dass angenommen wird, dass das Kupfer eine hohe Wärmeleitfähigkeit aufweist, so dass sich die Wärme schnell und gleichmäßig durch das Kupfer ausbreiten kann. Dabei verweist das Kupfer isotherm auf eine konstante Temperatur, welche überall im Material gleichbleibt [53]. Diese Annahmen werden getroffen, um die folgenden Berechnungen und somit den iterativen Ansatz zu vereinfachen.

In diesem Muster wird zunächst für die Nußelt-Zahl im laminaren Strömungsprozess der Exponent der Reynolds-Zahl mit folgender Formel 81 bestimmt.

$$m = 0,5 + \left(0,2903 * \left(\frac{d_{\text{hyd.}}}{D} \right)^{0,194} \right) = 0,71 [-]$$

Formel 81: Der Exponent der Reynolds-Zahl [53]

Daraufhin wird die Nußelt-Zahl in einem Kanal bei laminarer Strömung in der nachfolgenden Formel 82 bestimmt, um den Wärmeübergangskoeffizienten im Kanal mit der Formel 83 identifizieren zu können.

$$\begin{aligned} Nu_{\text{Kanal}}(Re_d, Pr_{Ww}) &= Nu_L(Re_d, Pr_{Ww}) \\ &= \left[Nu_T + 0,08 \left[1 + \left(\frac{d_{\text{hyd.}}}{D} \right)^{0,9} \right] * Re_d^m * Pr_{Ww}^{\frac{1}{3}} \right] * \left(\frac{Pr_W}{Pr_{Ww}} \right)^{0,14} \\ &= 25,7 [-] \end{aligned}$$

Formel 82: Die Nußelt-Zahl im Kanal bei laminarer Strömung [53]

$$\alpha_{\text{Kanal}} = \frac{Nu_{\text{Kanal}}(Re_d, Pr_{Ww}) * \lambda_W}{d_{\text{hyd.}}} = 2927,6 \left[\frac{W}{m^2K} \right]$$

Formel 83: Der Wärmeübergangskoeffizient im Kanal [53]

Als nächstes wird der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient berechnet. Der Hauptunterschied besteht darin, dass der Wärmeübergangskoeffizient spezifisch den Wärmeübergang zwischen zwei Medien beschreibt, während der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient mit der Temperatur am Rippenfuß und nicht mit der realen Oberflächentemperatur arbeitet [53].

$$m_R = \sqrt{\frac{2 * \alpha_{\text{Kanal}}}{\lambda_{\text{Kupfer}} * t_{\text{Kanäle}}}} = 99,5 \left[\frac{1}{m} \right]$$

Formel 84: Der Rippenparameter [53]

$$\eta_R = \frac{1}{m_R * H_{\text{Kühlka.}}} * \tanh(m_R * H_{\text{Kühlka.}}) = 0,95 [-]$$

Formel 85: Der Rippenwirkungsgrad [53]

$$\alpha_S = \alpha_{\text{Kanal}} * \eta_R * \frac{A_{\text{Rippenoberfläche}}}{A_{\text{Rippenfußfläche}}} = \alpha_{\text{Kanal}} * \eta_R * \frac{2 * H_{\text{Kühlka.}}}{t_{\text{Kanäle}}} = 14838 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

Formel 86: Der scheinbare Wärmeübergangskoeffizient [53]

Danach wird der mittlere Wärmeübergangskoeffizient in der nachfolgenden Formel 87 ermittelt. Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient ist eine Kombination des Wärmeübergangskoeffizienten und des scheinbaren Wärmeübergangskoeffizienten und wird verwendet, um den Gesamtwärmeübergang in einem System an der Grenzfläche zwischen zwei Medien zu beschreiben. Daher ist der mittlere Wärmeübergangskoeffizient eine umfassendere Kennzahl [53].

$$\alpha_m = \alpha_{\text{Kanal}} * \frac{B_{\text{Kühlka.}}}{B_{\text{Kühlka.}} + t_{\text{Kanäle}}} + \alpha_S * \frac{t_{\text{Kanäle}}}{B_{\text{Kühlka.}} + t_{\text{Kanäle}}} = 4808,2 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

Formel 87: Der mittlere Wärmeübergangskoeffizient [53]

Schließlich lässt sich die Temperaturdifferenz im Kühlkanal (mittleres Temperaturgefälle zwischen mittlerer Kühlwassertemperatur und der Wandtemperatur des Kühlkanals) mit der Formel 88 berechnen.

$$\Delta T_{\text{Kühlka.}} = \frac{P_{\text{Ein_Max}}}{\alpha_m * A_{\text{Kegel}}} = 6,38 \text{ [K]}$$

Formel 88: Die Temperaturdifferenz im Kühlkanal [30]

Die sich darauf einstellende mittlere Wandtemperatur des Kühlkanals wird mithilfe der Formel 89 errechnet.

$$\Delta T_{\text{Kühlka.}} = \frac{(t_{\text{wm}} - t_{\text{Ein}}) - (t_{\text{wm}} - t_{\text{Aus}})}{\ln \left(\frac{t_{\text{wm}} - t_{\text{Ein}}}{t_{\text{wm}} - t_{\text{Aus}}} \right)}$$

$$t_{\text{wm}} = \frac{\exp \left[\frac{-(t_{\text{Ein}} - t_{\text{Aus}})}{\Delta T_{\text{Kühlka.}}} \right] * t_{\text{Aus}} - t_{\text{Ein}}}{\exp \left[\frac{-(t_{\text{Ein}} - t_{\text{Aus}})}{\Delta T_{\text{Kühlka.}}} \right] - 1} = 32,67 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Formel 89: Die mittlere Wandtemperatur des Kühlkanals [2]

Nun ermöglicht sich die erste Interpolation, mit der in der unteren Abbildung 60 errechneten Parameter, um die tatsächliche Prandtl-Zahl an der Wandtemperatur iterativ zu bestimmen. Hierbei wird die Prandtl-Zahl von 2,58 [8] aus dem SunCatch II benötigt.

	t _{wm} =X _M	X ₁	X ₂	Y ₁	Y ₂	Y _m
ρ _{Ww} [Kg/m ³]	32,67	30	35	995,65	994,04	994,791
cp _{Ww} [kJ/KgK]	32,67	30	35	4,18	4,179	4,179
η _{Ww} [10 ⁻⁶ Pa s]	32,67	30	35	797,2	719,1	755,532
λ _{Ww} [mW/mK]	32,67	30	35	615	622	618,735
Pr _{Ww}	5,10					

Abbildung 60: Die erste Interpolation der Prandtl-Zahl [Eigene Darstellung]

In der ersten Interpolation ergibt sich eine Prandtl-Zahl von 5,10. Demnach wird der eben durchgeführte Rechenweg wiederholt und analysiert, ob mit der gerade ermittelten Prandtl-Zahl $Pr_{Ww} = 5,10$ nach erneuter Interpolation eine Näherung entsteht. Ansonsten wird weiterhin iterativ gerechnet, bis die Werte der Prandtl-Zahlen übereinstimmen. Die nachfolgende Abbildung 61 ist ein erneuter iterativer Rechenschritt in Verbindung mit einer erneuten Interpolation.

	t _{wm} =X _M	X ₁	X ₂	Y ₁	Y ₂	Y _m
ρ _{Ww} [Kg/m ³]	33,19	30	35	995,65	994,04	994,624
cp _{Ww} [kJ/KgK]	33,19	30	35	4,18	4,179	4,179
η _{Ww} [10 ⁻⁶ Pa s]	33,19	30	35	797,2	719,1	747,431
λ _{Ww} [mW/mK]	33,19	30	35	615	622	619,461
Pr _{Ww}	5,04					

Abbildung 61: Die zweite Interpolation der Prandtl-Zahl [Eigene Darstellung]

Schließlich veranschaulicht folgende Abbildung 62 die iterative Lösung der tatsächlichen Wandtemperatur der Prandtl-Zahl mit einer Übereinstimmung des eingesetzten Pr_{Ww} und des interpolierten Pr_{Ww} .

	t _{wm} =X _M	X ₁	X ₂	Y ₁	Y ₂	Y _m
ρ _{Ww} [Kg/m ³]	33,18	30	35	995,65	994,04	994,627
cp _{Ww} [kJ/KgK]	33,18	30	35	4,18	4,179	4,179
η _{Ww} [10 ⁻⁶ Pa s]	33,18	30	35	797,2	719,1	747,582
λ _{Ww} [mW/mK]	33,18	30	35	615	622	619,447
Pr _{Ww}	5,04					

Abbildung 62: Die dritte Interpolation der Prandtl-Zahl [Eigene Darstellung]

Oberflächentemperatur Absorber:

Im Nächsten Schritt wird die Berechnung der Oberflächentemperatur des Absorbers angestrebt. Zuerst wird dafür der effektive Wärmedurchgangskoeffizient mithilfe der Formel 90 bestimmt.

$$k_{\text{eff}} = \frac{1}{\frac{\delta_{\text{Kupfer}}}{\lambda_{\text{Kupfer}}} + \frac{1}{\alpha_m}} = 4339,2 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \right]$$

Formel 90: Der effektive Wärmedurchgangskoeffizient [53]

Mit der folgenden Formel 91 wird das mittlere treibende Temperaturgefälle für die Kühlung durch die Bauteilschicht berechnet, welches zwischen der mittleren Kühlwassertemperatur und der Wandtemperatur des Kühlkanals auftritt.

$$\Delta T_{\text{Kühlung}} = \frac{P_{\text{Ein_Max}}}{k_{\text{eff}} * A_{\text{Kegel}}} = 17,9 \text{ [K]}$$

Formel 91: Das mittlere treibende Temperaturgefälle der Kühlung [30]

Mit dem mittleren treibenden Temperaturgefälle für die Kühlung, ermöglicht sich die Berechnung der Oberflächentemperatur des Absorbers in der Formel 92, welche für die Berechnung der Emissionsverluste und der Verluste der freien Konvektion benötigt wird.

$$\Delta T_{\text{Kühlung}} = \frac{(t_{\text{Oberf.}} - t_{\text{Ein}}) - (t_{\text{Oberf.}} - t_{\text{Aus}})}{\ln \left(\frac{t_{\text{Oberf.}} - t_{\text{Ein}}}{t_{\text{Oberf.}} - t_{\text{Aus}}} \right)} \text{ [K]}$$

$$t_{\text{Oberf.}} = \frac{\exp \left[\frac{-(t_{\text{Ein}} - t_{\text{Aus}})}{\Delta T_{\text{Kühlung}}} \right] * t_{\text{Aus}} - t_{\text{Ein}}}{\exp \left[\frac{-(t_{\text{Ein}} - t_{\text{Aus}})}{\Delta T_{\text{Kühlung}}} \right] - 1} = 43,4 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$T_{\text{Oberf.}} = 43,4 \text{ [}^\circ\text{C]} + 273,15 \text{ [K]} = 316,5 \text{ [K]}$$

Formel 92: Die Oberflächentemperatur des Absorbers in K und °C [2]

Wärmeverluste:

Für die Reflexionsverluste lässt sich der Steigungswinkel des Kegels mit den zwei Formeln 93 und 94 im Gradmaß und im Bogenmaß bestimmen, um die Einstrahlzahlen berechnen zu können.

$$\alpha_{\text{Kegel}} = \arctan\left(\frac{D_{\text{Kegel}}}{2 * L_{\text{Kegel}}}\right) = 14,036 [^\circ]$$

Formel 93: Der Steigungswinkel des Kegels in Gradmaß [41]

$$\text{Radiant}_{\text{Kegel}} = \frac{\pi}{180} * \alpha_{\text{Kegel}} = 0,245 [-]$$

Formel 94: Der Steigungswinkel des Kegels in Bogenmaß [41]

Für die Berechnung der reflektierten Leistung vom Absorber sind die Einstrahlzahlen notwendig. Zunächst einmal wird die Einstrahlzahl vom Kegel auf die Basis (Blende) mit der folgenden Formel 95 bestimmt.

$$F_{\text{Kegel}_\text{Basis}} = \frac{1}{2} \left[\cos(\alpha_{\text{Kegel}}) + \cos(\alpha_{\text{Kegel}}) * (2 * \sin(\alpha_{\text{Kegel}})^2 - 1) \right] = 0,057 [-]$$

Formel 95: Die Einstrahlzahl von Kegel auf Basis [24]

Schließlich die Einstrahlzahl von Kegel auf Kegel:

$$F_{\text{Kegel}_\text{Kegel}} = 1 - F_{\text{Kegel}_\text{Basis}} = 0,943 [-]$$

Formel 96: Die Einstrahlzahl von Kegel auf Kegel [24]

Reflektierte Leistung des Absorbers:

Als nächstes wird mit der Formel 97 die reflektierte Leistung auf die Blende und durch die Blendenöffnung nach der ersten diffusen Reflexion berechnet.

$$\dot{Q}_{\text{Refl.1}} = P_{\text{Ein}_\text{max}} * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel}_\text{Basis}} = 0,454 [\text{W}]$$

Formel 97: Die reflektierte Leistung auf die Blende und durch die Blendenöffnung [53]

Daraufhin wird die auf sich selbst geworfene Strahlung und die reflektierte Leistung durch die Blende nach der zweiten Reflexion berechnet.

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Refl.2}} &= P_{\text{Ein}_\text{max}} * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel}_\text{Kegel}} * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel}_\text{Basis}} \\ &= 0,021 [\text{W}] \end{aligned}$$

Formel 98: Die reflektierte Leistung von Kegel zu Kegel und durch die Blende [53]

Schließlich folgt die Berechnung der dritten Reflexion, welche äußerst gering ausfällt:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{Refl.3}} &= P_{\text{Ein,max}} * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel_Kegel}} * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel_Kegel}} \\ &\quad * (1 - \varepsilon_{\text{Konus}}) * F_{\text{Kegel_Basis}} = 0,001 \text{ [W]} \end{aligned}$$

Formel 99: Die dritte Reflexion [53]

Somit stellt die Formel 100 die gesamten Reflexionsverluste dar.

$$\dot{Q}_{\text{Refl. Ges.}} = \dot{Q}_{\text{Refl.1}} + \dot{Q}_{\text{Refl.2}} + \dot{Q}_{\text{Refl.3}} = 0,476 \text{ [W]}$$

Formel 100: Die gesamte Reflexion [53]

Daraufhin wird berechnet, welchen Anteil die Blende von der reflektierten Strahlung absorbiert.

$$A_{\text{Basis}} = \frac{\pi}{4} * D_{\text{Kegel}}^2 = 1256,6 \text{ [mm}^2\text{]}$$

$$A_{\text{Blende}} = \frac{\pi}{4} * D_{\text{Blende}}^2 = 63,6 \text{ [mm}^2\text{]}$$

Formel 101: Die Fläche der Basis und der Blendenöffnung [41]

$$\dot{Q}_{\text{Abs.ref.}} = \dot{Q}_{\text{Refl. Ges.}} * \frac{A_{\text{Basis}} - A_{\text{Blende}}}{A_{\text{Basis}}} * \varepsilon_{\text{Blende}} = 0,018 \text{ [W]}$$

Formel 102: Die Absorption der reflektieren Strahlung von der Blende [53]

Nun folgt die Berechnung, welchen Anteil die Blende von der vom Absorber reflektierten Strahlung, reflektiert.

$$\dot{Q}_{\text{Refl. Ble.}} = \dot{Q}_{\text{Refl. Ges.}} * \frac{A_{\text{Basis}} - A_{\text{Blende}}}{A_{\text{Basis}}} * (1 - \varepsilon_{\text{Blende}}) = 0,434 \text{ [W]}$$

Formel 103: Die reflektierte Leistung der Blende von der vom Absorber reflektierten Leistung [53]

Absorptionsverluste:

Für die Berechnung der Emissionsverluste auf die Blende, wird folgende Formel 104 benötigt.

$$\dot{Q}_{\text{Emis. Ble.}} = (A_{\text{Basis}} - A_{\text{Blende}}) * \sigma * (T_{\text{Oberf.}}^4 - T_{\text{U}}^4) = 0,143 \text{ [W]}$$

Formel 104: Die Emissionsverluste auf die Blende [2]

Zudem folgt die Berechnung, der reflektierten Leistung der Blende von der emittierten Strahlung:

$$\dot{Q}_{\text{Refl. Ble.2}} = \dot{Q}_{\text{Emis. Ble.}} * (1 - \varepsilon_{\text{Blende}}) = 0,137 \text{ [W]}$$

Formel 105: Die reflektierte Leistung der Blende von der emittierten Strahlung [53]

Wärmeleitungsverluste:

$$D_{\text{Zyl. Innen}} = D_{\text{a}} - 2 * \delta_{\text{Kupfer}} = 0,031 \text{ [m]}$$

$$D_{\text{Zyl. Außen}} = D_{\text{a}} + 2 * \delta_{\text{Iso.}} = 0,113 \text{ [m]}$$

Formel 106: Der Innen- und Außendurchmesser des Ersatzzylinders [22]

$$\beta = \frac{1}{T_{\text{U}}} = 0,003354 \left[\frac{1}{\text{K}} \right]$$

Formel 107: Der räumliche Wärmeausdehnungskoeffizient [53]

Für die Grashof-Zahl wird die Konstante der Gravitationskraft mit $g = 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2}$ [54] und der räumliche Wärmeausdehnungskoeffizient β benötigt.

$$Gr = \frac{g * D_{\text{Zyl. Außen}}^3 * \beta * (T_{\text{Zyl.}} - T_{\text{U}})}{\nu_{\text{L}}^2} = 1.451.481,1 \text{ [-]}$$

Formel 108: Die Grashof-Zahl [53]

Daraufhin wird für die Berechnung der Nußelt-Zahl die Rayleigh-Zahl benötigt:

$$Ra = Gr * Pr_{\text{L}} = 1.028.236,2 \text{ [-]}$$

Formel 109: Die Rayleigh-Zahl [53]

Des Weiteren ist für die Berechnung der Nußelt-Zahl der Beiwert f_3 erforderlich:

$$f_3 = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{0,559}{Pr_L}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{16}{9}}} = 0,33 [-]$$

$$Nu_{Zyl.} = \left[0,752 + 0,387 * (Ra * f_3)^{\frac{1}{6}}\right]^2 = 15,83 [-]$$

Formel 110: Die Nußelt-Zahl [53]

Anschließend wird der Wärmeübergangskoeffizient des Ersatzzylinders (außen) und der Wärmedurchgangskoeffizient bestimmt:

$$\alpha_{Außen} = Nu_{Zyl.} * \frac{\lambda_L}{D_{Zyl_Außen}} = 3,62 \left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Formel 111: Der äußere Wärmeübergangskoeffizient des Ersatzzylinders [53]

$$k_{Iso.} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_m * D_{Zyl_In.}} + \frac{1}{2} * \left(\frac{1}{\lambda_{Kupfer}} * \ln\left(\frac{D_a}{D_{Zyl_In.}}\right) + \frac{1}{\lambda_{Iso.}} * \ln\left(\frac{D_{Zyl_Auß.}}{D_a}\right)\right) + \frac{1}{\alpha_{Auß.} * D_{Zyl_Auß.}}} = 0,046 \left[\frac{W}{m^2K}\right]$$

Formel 112: Der Wärmedurchgangskoeffizient des Ersatzzylinders [53]

Wärmekonvektionsverluste:

Die Berechnungen für die Wärmekonvektionsverluste beinhalten dieselbe Reihenfolge, wie die der Wärmeleitungsverluste:

$$T_{Platte} = T_{Oberfläche}$$

$$Gr_{Platte} = \frac{g * D_{Blende}^3 * \beta * (T_{Platte} - T_U)}{\nu_L^2} = 1925,9 [-]$$

Formel 113: Die Grashof-Zahl der Platte [53]

$$Ra_{\text{Platte}} = Gr_{\text{Platte}} * Pr_L = 1364,4 [-]$$

Formel 114: Die Rayleigh-Zahl der Platte [53]

$$f_1 = \frac{1}{\left[1 + \left(\frac{0,492}{Pr_L}\right)^{\frac{9}{16}}\right]^{\frac{16}{9}}} = 0,35 [-]$$

$$Nu_{\text{Platte}} = \left[0,825 + 0,387 * (Ra_{\text{Platte}} * f_1)^{\frac{1}{4}}\right]^2 = 3,6 [-]$$

Formel 115: Die Nußelt-Zahl der Platte [53]

$$\alpha_{\text{Platte}} = Nu_{\text{Platte}} * \frac{\lambda_L}{D_{\text{Kegel}}} = 2,3 \left[\frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}}\right]$$

Formel 116: Der Wärmeübergangskoeffizient der Platte [53]

Wärmeleitungsverluste durch die Isolationselemente:

Isolationsscheibe:

- $\lambda_{\text{PTFE},25\% \text{ GF}} = 0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$ [48]
- $\lambda_{\text{Aluminium}_{20^\circ\text{C}}} = 237 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$ [2]
- $\lambda_{\text{Wasser}_{20^\circ\text{C}}} = 0,59 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]$ [53]

$$\dot{Q}_{\text{VG}} = \frac{7,2 * 10^{-5} [\text{m}^2] * (43,4 - t_2) [\text{K}]}{\frac{0,002 [\text{m}]}{0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]}}$$

$$t_2 = t_{\text{wi}} - \frac{0,08 [\text{W}]}{7,2 * 10^{-5} [\text{m}^2]} * \frac{0,002 [\text{m}]}{0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]} = 36,79 [^\circ\text{C}]$$

$$t_3 = 36,79 - \frac{0,08 [\text{W}]}{7,2 * 10^{-5} [\text{m}^2]} * \frac{0,002 [\text{m}]}{237 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}}\right]} = 36,78 [^\circ\text{C}]$$

$$t_4 = 36,78 - \frac{0,08 \text{ [W]}}{7,2 * 10^{-5} \text{ [m}^2\text{]}} * \frac{0,006 \text{ [m]}}{0,59 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]} = 25,01 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Formel 117: Die Bestimmung der Temperaturen in den einzelnen Wandschichten [5]

Isolationsaufsatz:

- $\lambda_{\text{Stahl}} = 15 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]$ [2]

$$t_2 = t_{\text{wi}} - \frac{0,92 \text{ [W]}}{0,00042 \text{ [m}^2\text{]}} * \frac{0,002 \text{ [m]}}{0,35 \left[\frac{\text{W}}{\text{mK}} \right]} = 30,88 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Formel 118: Die Temperatur zwischen den Wandschichten [5]

Anhang 4: Fehlerrechnung

Abweichung der Temperatur:

$$\Delta T_{\text{Ein}} = 0,15 + 0,0020 * 20 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,19 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{Aus}} = 0,15 + 0,0020 * 25 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,2 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{Aus}} = 0,15 + 0,0020 * 30 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,21 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{Aus}} = 0,15 + 0,0020 * 35 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,22 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{Aus}} = 0,15 + 0,0020 * 40 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,23 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta T_{\text{Aus}} = 0,15 + 0,0020 * 45 \text{ } ^\circ\text{C} = 0,24 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{0,19^2 + 0,2^2} = 0,276 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{0,19^2 + 0,21^2} = 0,283 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{0,19^2 + 0,22^2} = 0,291 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{0,19^2 + 0,23^2} = 0,298 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

$$\Delta\Delta T_{\text{H}_2\text{O}} = \sqrt{0,19^2 + 0,24^2} = 0,306 \text{ } [^\circ\text{C}]$$

Formel 119: Die Messabweichung der Temperatur [1]

```
In [1]: import numpy as np

# Daten vorbereiten: Zwei Listen werden definiert: temperature und density.
temperature = [20, 25, 30, 35, 40, 45]
density = [998.21, 997.05, 995.65, 994.04, 992.22, 990.22]

# Polynomfunktion für die Dichte anpassen
# Hier wird die Funktion np.polyfit() aus der numpy-Bibliothek verwendet, um eine Polynom-Anpassung durchzuführen.
# Ein Polynom mit dem Grad 4 wird an die gegebenen Datenpunkte (Temperatur und Dichte) angepasst.
# Die Koeffizienten des Polynoms werden in coefficients_density gespeichert.
coefficients_density = np.polyfit(temperature, density, 4)

# Auswertung der Ergebnisse
print("Koeffizienten für die Dichte:", coefficients_density)

Koeffizienten für die Dichte: [-1.37259928e-17  2.22222222e-05 -6.36666667e-03  2.03253968e-02
 1.00017262e+03]
```

Abbildung 63: Der Code für die Dichte des Wassers [Eigene Darstellung]

```
In [2]: # Daten vorbereiten
temperature = [20, 25, 30, 35, 40, 45]
specific_heat_capacity = [4185, 4182, 4180, 4179, 4179, 4179]

# Polynomfunktion für die spezifische Wärmekapazität anpassen
coefficients_specific_heat_capacity = np.polyfit(temperature, specific_heat_capacity, 4)

# Auswertung der Ergebnisse
print("Koeffizienten für die spezifische Wärmekapazität:", coefficients_specific_heat_capacity)

Koeffizienten für die spezifische Wärmekapazität: [-3.33333333e-05  3.96296296e-03 -1.53055556e-01  1.78624339e+00
 4.18412302e+03]
```

Abbildung 64: Der Code für die spezifische Wärmekapazität des Wassers [Eigene Darstellung]

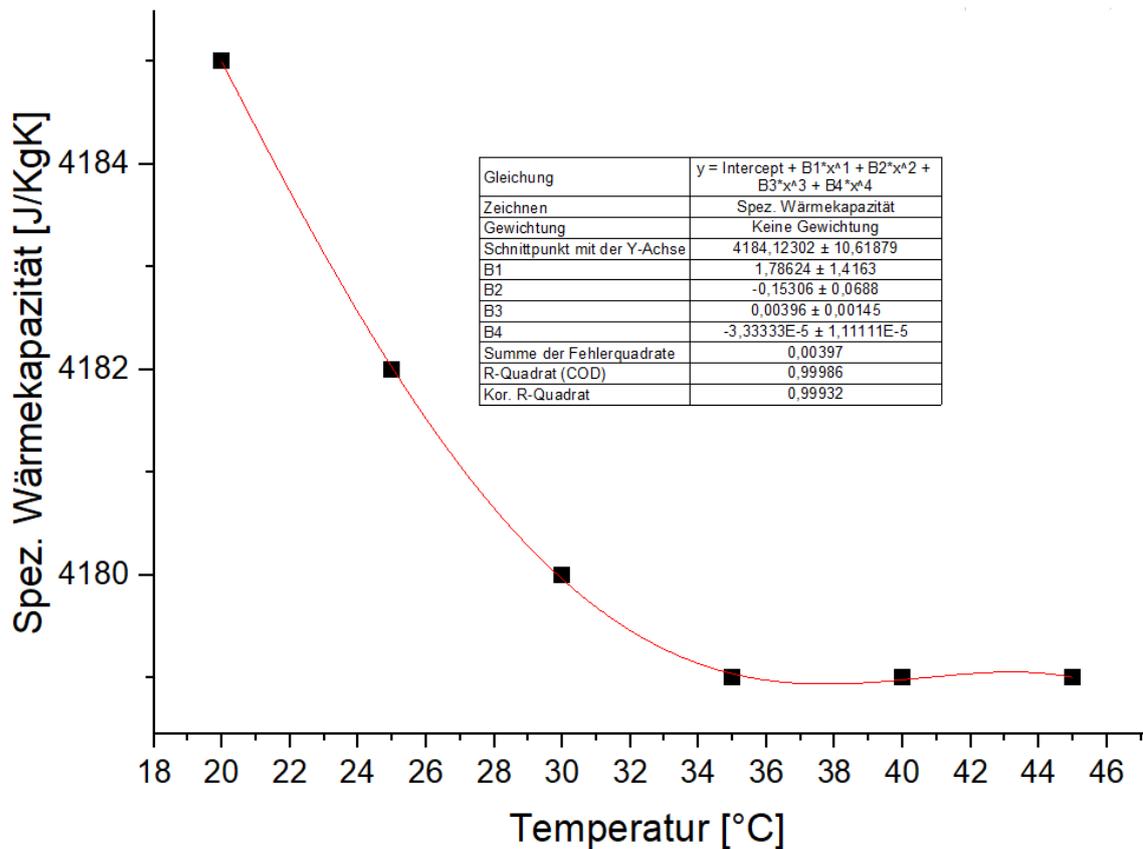


Abbildung 65: Die Bestimmung der Koeffizienten mit der Origin © Software für die spezifische Wärmekapazität [39]

Abweichung der spezifischen Wärmekapazität:

$$\text{Für } 25 \text{ [}^\circ\text{C]} = 4182,01 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 30 \text{ [}^\circ\text{C]} = 4179,94 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 35 \text{ [}^\circ\text{C]} = 4179,01 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 40 \text{ [}^\circ\text{C]} = 4178,95 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 45 \text{ [}^\circ\text{C]} = 4178,96 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

Für die Ableitung der spezifischen Wärmekapazität, wird die mittlere Temperatur berücksichtigt:

$$T_m = \frac{T_{Aus} - T_{Ein}}{2} + T_{Ein}$$

Formel 120: Die mittlere Temperatur [54]

$$\text{Für } 25 \text{ }^\circ\text{C}, T_m = 22,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 30 \text{ }^\circ\text{C}, T_m = 25 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 35 \text{ }^\circ\text{C}, T_m = 27,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 40 \text{ }^\circ\text{C}, T_m = 30 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 45 \text{ }^\circ\text{C}, T_m = 32,5 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\Delta T_m = 0,15 + 0,0020 * T_m$$

Formel 121: Die Abweichung der mittleren Temperatur [1]

$$\text{Für } 25 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_m = 0,195 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 30 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_m = 0,2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 35 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_m = 0,205 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 40 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_m = 0,21 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 45 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta T_m = 0,215 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

$$\text{Für } 25 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta C_{p_{H_2O}} = -0,117 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 30 \text{ }^\circ\text{C}, \Delta C_{p_{H_2O}} = -0,104 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 35 \text{ } ^\circ\text{C}, \Delta C_{p_{H_2O}} = -0,08 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 40 \text{ } ^\circ\text{C}, \Delta C_{p_{H_2O}} = -0,06 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

$$\text{Für } 45 \text{ } ^\circ\text{C}, \Delta C_{p_{H_2O}} = -0,03 \left[\frac{\text{J}}{\text{kgK}} \right]$$

Abweichung der Gesamtleistung:

$$\dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = \dot{V}_{H_2O} * \rho_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}}) * (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})$$

$$\text{Für } 25 \text{ } [^\circ\text{C}], \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = 79,3 \text{ [W]}$$

$$\text{Für } 30 \text{ } [^\circ\text{C}], \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = 158,5 \text{ [W]}$$

$$\text{Für } 35 \text{ } [^\circ\text{C}], \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = 237,8 \text{ [W]}$$

$$\text{Für } 40 \text{ } [^\circ\text{C}], \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = 317 \text{ [W]}$$

$$\text{Für } 45 \text{ } [^\circ\text{C}], \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = 396,3 \text{ [W]}$$

Formel 122: Die Gesamtleistung [11]

$$\Delta \dot{Q}_{H_2O}(T_{\text{Aus}}) = \dot{V}_{H_2O} * \rho_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}}) * (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})$$

$$a = \Delta \dot{V}_{H_2O} * \rho_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}}) * (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})$$

$$b = \Delta \rho_{H_2O} * \dot{V}_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}}) * (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})$$

$$c = \Delta c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}}) * \dot{V}_{H_2O} * \rho_{H_2O} * (T_{\text{Aus}} - T_{\text{Ein}})$$

$$d = \Delta \Delta T_{H_2O} * \dot{V}_{H_2O} * \rho_{H_2O} * c_{p_{H_2O}}(T_{\text{Aus}})$$

$$\sqrt{a^2 + b^2 + c^2 + d^2}$$

Formel 123: Die Gesamtleistungsabweichung [11]

Nachfolgend werden in der Tabelle 7 die Parameter **a** bis **d** für den bestimmten Messfehler wie bei **a** die Messabweichung des Volumenstroms, **b** die Messabweichung der Dichte und so weiter bestimmt.

Tabelle 7: Die Variablen-Identifizierung [Eigene Darstellung]

	a	b	c	d
25 [°C]	0,6	$-3,1 \cdot 10^{-3}$	$-2,21 \cdot 10^{-3}$	4,4
30 [°C]	1,27	$-6,2 \cdot 10^{-3}$	$-3,9 \cdot 10^{-3}$	4,5
35 [°C]	1,9	$-9,3 \cdot 10^{-3}$	$-4,55 \cdot 10^{-3}$	4,6
40 [°C]	2,5	-0,012	$-4,55 \cdot 10^{-3}$	4,7
45 [°C]	3,17	-0,015	$-2,8 \cdot 10^{-3}$	4,85

Für 25 [°C], $\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 4,4$ [W]

Für 30 [°C], $\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 4,67$ [W]

Für 35 [°C], $\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 4,97$ [W]

Für 40 [°C], $\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 5,3$ [W]

Für 45 [°C], $\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 5,79$ [W]

Prozentuale Abweichung:

$$P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = \frac{\Delta\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}})}{\dot{Q}_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}})} * 100 \text{ [%]}$$

Für 25 [°C], $P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 5,5$ [%]

Für 30 [°C], $P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 2,9$ [%]

Für 35 [°C], $P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 2,08$ [%]

Für 40 [°C], $P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 1,67$ [%]

Für 45 [°C], $P_{\text{H}_2\text{O}}(T_{\text{Aus}}) = 1,46$ [%]

Formel 124: Die prozentuale Abweichung [11]

Anhang 5: Kostenanalyse

Die nachfolgende Tabelle 8 fasst alle Kosten inklusive Mehrwertsteuer zusammen, die sich für dieses Projekt ergeben haben.

Für die Teflonhülse besteht die Möglichkeit einen PTFE-Schlauch mit einem Außendurchmesser von 10 mm zu bestellen. Hiernach wird in der Werkstatt vom DLR der gewünschte Innendurchmesser von 3 mm eingebohrt und bei einer Länge von 13 mm abgeschnitten. Dieses Verfahren wird für vier Hülsen wiederholt.

Des Weiteren wird für die zwei Isolationsscheiben und die zwei Isolationaufsätze ein PTFE-Block mit 25 % Glasfaser-Verstärkung angeboten, welcher in der institutseigenen Werkstatt in die gewünschten Maße bearbeitet wird.

Tabelle 8: Die Kostenanalyse [Eigene Darstellung]

Produkt	Kosten
Durchflussmessgerät + Zahnradpumpe	9199,89 € (Preis laut Angebot)
Heizstab	19,55 € [45]
Thyristor	35,02 € [43]
5 x PT1000	112 € [47]
3 x Thermoelement Typ K	36,9 € [46]
4 x Steckverbinder T-Stück	35 € [33]
2 x Steckverbinder L-Stück	83,02 € (Preis laut Angebot)
4 x Steckverbinder I- Stück	13,72 € [34]
1 x Teflonschlauch für die Teflonhülsen	59,50 € (Preis laut Angebot)
2 x Doppelnippel	4,20 € [10]
2 x Gehäuse Edelstahlblech	315,35 € (Preis laut Angebot)
1 x PTFE-Block mit 25 % GF natur	60,21 € (Preis laut Angebot)

20 x Klemmringe	106,8 € + 71,20 € [37]
2 x Aluminiumblende	2994,04 € (Preis laut Angebot)
2 x Kupferkonus	20468 € (Preis laut Angebot)
18 x Muttern + 8 x Unterlegscheiben + 4 Schrauben	Vorhanden
Pyromark 2500	Vorhanden
Thermolackspray	Vorhanden
Glaswolle	Vorhanden
8 x Wasserschläuche	Vorhanden
8 x M4 Gewindestangen	Vorhanden
2 x M10 Gewindestange	Vorhanden
Gesamt	33614,4 €

Literaturverzeichnis

1. Alexander Wiegand SE & Co. KG: „Einsatzgrenzen und Genauigkeiten von Platin-Widerstandsthermometern nach DIN EN IEC 60751“, WIKA Datenblatt IN 00.17, 2020, [online] https://www.wika.com/media/Technical-information/German/ds_in0017_de_de.pdf (abgerufen am 08.03.2024).
2. Baehr, H. D. und Stephan, K.: „Wärme- und Stoffübertragung“, 7., neu bearbeitete Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer, 2010, ISBN: 9783642101946, DOI: 10.1007/978-3-642-10194-6.
3. Ballestrìn, J.; Estrada, C. A.; Rodríguez-Alonso, M.; Pérez-Rábago, C.; Langley, L. W. und Barnes, A.: „Heat flux sensors: Calorimeters or radiometers“, Vol. 80 (10), Solar Energy 80, Elsevier Ltd. 2006, S. 1314-1320, <https://doi.org/10.1016/j.solener.2006.03.005>.
4. Bronkhorst Deutschland Nord GmbH: „ES-FLOW™ Low-Flow Ultrasonic Flow Meters / Controllers for Liquids“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://www.bronkhorst.com/Bronkhorst.com/media/Bronkhorst/Product%20-%20Downloads/Liquid/ES-FLOW/ES-FLOW%20brochure/ES-FLOW-German.pdf> (abgerufen am 04.05.2024).
5. Böge, A. und Eichler, J.: „Physik für technische Berufe: Physikalisch-technische Grundlagen, Formelsammlung, Versuchsbeschreibungen, Aufgaben mit ausführlichen Lösungen“, 11., aktualisierte und erw. Aufl., Wiesbaden: Vieweg+Teubner, 2008, ISBN: 9783834894786, DOI: 10.1007/978-3-8348-9478-6.
6. Bürger, C. K.: „Entwicklung und Bau eines Präzisionskalorimeters mit variabler Apertur zur Messung konzentrierter Solarstrahlung“, Institut für Technische Thermodynamik, RWTH Aachen, 1996.
7. Csóka, M. N.: „Thermisches Management elektrischer Maschinen: Messung, Modell und Energieoptimierung“, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2018, ISBN: 9783658201333, DOI: 10.1007/978-3-658-20133-3.
8. Didi, M.: „Konstruktion, Bau und Inbetriebnahme eines Hochleistungskalorimeters Sun Catch II“, Hochschule für Technik und Wirtschaft, Saarland, 2008.
9. Duffie, J. A. und Beckman, W. A.: „Solar engineering of thermal processes“, 4. Aufl., Hoboken, New Jersey: John Wiley & Sons, Inc., 2013, ISBN: 9781118671603, DOI: 10.1002/9781118671603.
10. EBS Elektrobstandteile: „Schlauchverbinder Kunststoff 8 / 8mm“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://webshop.ebs-co.at/Schlauchverbinder-Kunststoff-8-8mm> (abgerufen am 16.05.2024).
11. Eden, K. und Gebhard, H.: „Dokumentation in der Mess- und Prüftechnik“, 2 korrigierte und verbesserte Auflage, Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014, ISBN: 9783658061142, DOI: 10.1007/978-3-658-06114-2.
12. Estep, D.: „Angewandte Analysis in einer Unbekannten“, Berlin, Heidelberg: Springer-Verlag, 2005, ISBN: 9783540267102, DOI: 10.1007/b137975.

13. Fraunhofer Institut für Produktionstechnik und Automatisierung IPA: „Galvanotechnik; Prozesse und Anlagen für eine robuste Produktion“, Stuttgart, (kein Datum vorhanden), [online]
https://www.ipa.fraunhofer.de/content/dam/ipa/de/documents/Kompetenzen/Galvanotechnik/Abteilungsbroschuere_Galvanotechnik.pdf (abgerufen am 24.06.2024).
14. Frenzel, F.; Grothey, H.; Habersetzer, C.; Hiatt, M.; Hogrefe, W.; Kirchner, M.; Lütkepohl, G.; Marchewka, W.; Mecke, U.; Ohm, M.; Otto, F.; Rackebrandt, K. -H.; Sievert, D.; Thöne, A.; Wegener, H. -J.; Buhl, F.; Koch, C.; Deppe, L.; Horlebein, E.; Schüssler, A.; Pohl, U.; Jung, B.; Lawrence, H.; Lohrengel, F.; Rasche, G.; Paganano, S.; Kaiser, A. und Mutongo, T.: „Industrielle Durchfluss-Messtechnik: Grundlagen und Praxis“, ABB Measurement & Analytics: ABB Automation Products GmbH, 2011, [online]
https://library.e.abb.com/public/7463a3f3abab45bfc1257b0c005512af/D184B075U01-06-12_2010_secure.pdf (abgerufen am 25.03.2024).
15. Fristam Pumpen KG (GmbH & Co.): „Pumpen_1x1“, 2016, [online]
https://www.fristam.de/wp-content/uploads/2016/03/Pumpen_1x1.pdf (abgerufen am 15.03.2024).
16. Gardon, R.: „An Instrument for Direct Measurement of Intense Thermal Radiation“, Vol. 24, No. 5, Massachusetts Institute of Technology, Cambridge, Massachusetts: The Review of Scientific Instruments 24, 1953, S. 366-370,
<https://doi.org/10.1063/1.1770712>.
17. Giglberger, S.; Lange, C. und Scheuck, M.: „Anleitung zum Anfängerpraktikum B: Versuch „se“: Seebergeffekt“, 2. Auflage, Universität Regensburg, Naturwissenschaftliche Fakultät II - Physik, 2019, [online] <https://www.uni-regensburg.de/assets/physik/praktika/B/se.pdf> (abgerufen am 26.03.2024).
18. Gold.de: „Aktuelle Edelmetallpreise“, Kurse, 2024, [online]
<https://www.gold.de/kurse/> (abgerufen am 18.03.2024).
19. Hartwig, G.: „Eigenschaftsvergleich verschiedener Materialien: Metalle, Keramiken, Polymere, Faserverbundwerkstoffe“, 1. Auflage, Bad Saulgau: Leuze Verlag, 2008, S. 14-21, ISBN 9783874802437.
20. Helbig, W.: „Praxiswissen in der Messtechnik: Arbeitsbuch für Techniker, Ingenieure und Studenten“, Wiesbaden: Springer Vieweg, 2021, ISBN: 9783658278021.
21. Helzel, A.: „Elektrodynamik an Schule und Hochschule: Eine Analyse der fachlichen Hintergründe und Wege der Elementarisierung“, Erstausgabe, Berlin, Heidelberg: Springer Berlin Heidelberg, Imprint: Springer Spektrum, 2020, ISBN: 9783662618424, DOI: 10.1007/978-3-662-61842-4.
22. Herwig, H. und Moschallski, A.: „Wärmeübertragung: Physikalische Grundlagen - Illustrierende Beispiele - Übungsaufgaben mit Musterlösungen“, 3., erw. und überarb. Aufl., Wiesbaden: Springer Vieweg, 2014, ISBN: 9783658062088, DOI: 10.1007/978-3-658-06208-8.
23. Ho, C. K.; Mahoney, A. R.; Ambrosini, A.; Bencomo, M.; Hall, A. und Lambert, T. N.: „Characterization of Pyromark 2500 Paint for High-Temperature Solar Receivers“, Vol. 136 (1): 014502. ASME. J. Sol. Energy Eng. 2014. Journal of Solar Energy Engineering, (2013), <https://doi.org/10.1115/1.4024031>.

24. Howell, J. R.: „A Catalog of Radiation Configuration Factors“, McGraw-Hill, New York, 1982, ISBN: 9780070306066.
25. Ingersoll Rand: „TECHNAFLO; Precise Flow Rate; Magnetically Coupled Precision Pumps“, Illinois, USA, 2023, [online]
<https://www.tuthillpump.com/content/published/api/v1.1/assets/CONT61A0EAE4DEC94EDCBCEBFCD97B4B467A/native/technaflo-brochure-final-nov21.pdf?channelToken=4d06ae127d814c25b74a591af838a139> (abgerufen am 04.05.2024).
26. Kaiser, C.; Niklasch, W.; Schöpgens, H.; Spritzendorfer, J. und Tuschinski, M.: „Marktübersicht: Dämmstoffe aus nachwachsenden Rohstoffen“, Fachagentur Nachwachsende Rohstoffe e.V., 2019, [online]
https://www.fnr.de/fileadmin/allgemein/pdf/broschueren/Brosch_Daemmstoffe_2020_web.pdf (abgerufen am 25.03.2024).
27. Kendall, J. M. Sr.: „Primary Absolute Cavity Radiometer“, National Aeronautics and Space Administration: JPL Technical Report 32-1396, Jet Propulsion Laboratory, California Institute of Technology, Pasadena, 1969, [online]
<https://ntrs.nasa.gov/api/citations/19690022578/downloads/19690022578.pdf> (abgerufen am 26.03.2024).
28. Kendall, J. M., Sr. und Berdahl, C. M.: „Two Blackbody Radiometers of High Accuracy“, Vol. 9, No. 5: Applied Optics, 1970, S. 1082-1091, DOI: 10.1364/AO.9.001082.
29. Korat, F.: „Wasserfilter gegen Kalk – wie kann man Kalk aus dem Wasser entfernen?“, 2024, [online] <https://riva-filter.de/wasserfilter-gegen-kalk/> (abgerufen am 02.04.2024).
30. Kurzweil, P.; Frenzel, B. und Gebhard, F.: „Physik Formelsammlung: Für Ingenieure und Naturwissenschaftler“, Wiesbaden: Friedr. Vieweg & Sohn Verlag/GWV Fachverlage GmbH, 2008, ISBN: 9783834894496, DOI: 10.1007/978-3-8348-9449-6.
31. K&B Kunststoffdreherei GmbH: „Teflon (PTFE) – Standardqualitäten; Physikalische Eigenschaften“, 2017, [online] <https://kb-kunststoffdreherei.de/wp-content/uploads/2016/03/TD-PTFE.pdf> (abgerufen am 22.05.2024).
32. Lindemann, C.: „Dämmstoffe im Überblick“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://www.sanier.de/wp-content/uploads/ebooks/ebook-daemmstoffe-sanier.de.pdf> (abgerufen am 25.03.2024).
33. Maku Industrie GmbH & Co. KG: „3104 - T-Steckverbinder“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://maku-industrie.de/shop/de/3104-t-steckverbinder/> (abgerufen am 15.05.2024).
34. Maku Industrie GmbH & Co. KG: „3106 - Gerade Steckverbinder“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://maku-industrie.de/shop/de/3106-gerade-steckverbinder/> (abgerufen am 22.05.2024).
35. Mertens, K.: „Photovoltaik: Lehrbuch zu Grundlagen, Technologie und Praxis“, 5., aktualisierte Auflage, München: Hanser Fachbuchverlag, 2020, ISBN: 9783446465060, DOI: 10.3139/9783446465060.

36. Messlinger, S.: „Zur Temperaturmessung mit Platin-Widerstandsthermometern und Prema 5017 DMM“, Universität Bayreuth, 2013, [online] <https://epub.uni-bayreuth.de/id/eprint/43> (abgerufen am 26.03.2024).
37. Modellbau Berthold: „Klemmringe Stellring Alu (5 Stück) in 2,0-3,0-4,0-5,0-6,0-8,0 -10,0 oder 12 mm“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://modellbau-berthold.de/p/klemmringe-stellring-alu-5-stueck-in-2-0-3-0-4-0-5-10-0-mm-rem-30137> (abgerufen am 16.05.2024).
38. Mühl, T.: „Einführung in die elektrische Messtechnik“, 4., aktualisierte und erw. Aufl., Wiesbaden: Springer Fachmedien, 2014, ISBN: 9783834820631, DOI: 10.1007/978-3-8348-2063-1.
39. OriginLab Corporation: „Origin Pro Graphing & Analysis“, Version 2024. [Computer Software] <https://www.originlab.com/demodownload.aspx> (abgerufen am 29.04.2024).
40. Osram GmbH: „XBO® – Kinolampen: Technologie und Anwendung“, 2016, [online] http://kinograph.de/Xenonlampen/123W97DE_Brosch%C3%BCre_XBO.pdf (abgerufen am 25.03.2024).
41. Papula, L.: „Mathematische Formelsammlung: Für Ingenieure und Naturwissenschaftler“, 12. Auflage, Wiesbaden: Springer Fachmedien, Imprint: Springer Vieweg, 2017, ISBN: 9783658161958, DOI: 10.1007/978-3-658-16195-8.
42. Pohltechnic.com GbR: „Montage-, und Betriebsanleitung Thyristorsteller“, (kein Datum vorhanden), [online] https://www.pohltechnik.com/media/files_public/f153a97b81a1ade20f75a785b6731fba/A-senco_SSR-80x_Bedienungsanleitung.pdf (abgerufen am 14.04.2024).
43. Pohltechnic.com GbR: „Thyristorsteller 1 x Phasenanschnitt 230V 0 - 10V DC / 25 A“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://www.pohltechnik.com/de/scr-thyristorsteller/thyristorsteller-1-x-phasenanschnitt-230v-0-10v-dc-25-a> (abgerufen am 16.05.2024).
44. Precision Ceramics Europa: „Vergleichstabelle für Keramik Materialien“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://precision-ceramics.com/de/materialien/eigenschaften/keramik-waermeleitfaehigkeit/> (abgerufen am 22.05.2024).
45. RS Components GmbH: „RS PRO Heizelement Heizpatrone 200 W / 220 V ac, Ø 10 mm, Länge 50mm“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://de.rs-online.com/web/p/heizelemente/8606912> (abgerufen am 14.05.2024).
46. RS Components GmbH: „RS PRO Thermoelement Typ K, Ø 1/0.2mm x 1m -75°C → +250°C“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://de.rs-online.com/web/p/thermoelemente/3630250> (abgerufen am 14.05.2024).
47. Sensorshop24: „Kabelfühler - Durchmesser Ø3mm“, 2020, [online] <https://www.sensorshop24.de/kabelfuehler-durchmesser-3mm> (abgerufen am 14.04.2024).
48. TEKU GmbH Fluorkunststoffe: „PTFE-Compounds“, Eigenschaften und Kenndaten (kein Datum vorhanden), [online] <https://www.teku->

- gmbh.com/download/pdf_de/DE_PFTE_Compounds_s.pdf (abgerufen am 22.05.2024).
49. Thelen, M.; Raeder, C.; Willsch, C.; und Dibowski, G.: „A high-resolution optical measurement system for rapid acquisition of radiation flux density maps”, SolarPACES. 2016. AIP Conference Proceedings 1850, 150005, (2017), <https://doi.org/10.1063/1.4984534>.
 50. Thermocontrol GmbH: „Temperaturmessung: THERMOCOAX: Mantelthermoelemente Auswahl und Anwendung“, (kein Datum vorhanden), [online] <https://www.thermocontrol.ch/fileadmin/Dateien/Downloads/Thermoelemente/Thermocoax-Auswahl-Anwendung.pdf> (abgerufen am 08.03.2024).
 51. Vatell Corporation: „Use of the Thermogage Circular Foil Heat Flux Gauge“, 2017, [online] <https://vatell.com/images/Use%20of%20Thermogage%20v2.pdf> (abgerufen am 05.03.2024).
 52. Verein Deutscher Ingenieure (VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen): „VDI-Wärmeatlas“, 10., bearbeitete und erweiterte Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer, 2006, ISBN: 9783540322184, DOI: 10.1007/978-3-540-32218-4.
 53. Verein Deutscher Ingenieure (VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen): „VDI-Wärmeatlas“, 11., bearbeitete und erweiterte Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer Vieweg, 2013, ISBN: 9783642199813, DOI: 10.1007/978-3-642-19981-3.
 54. Von Böckh, P.: „Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis“, 2., bearbeitete Aufl., Berlin, Heidelberg: Springer, 2006, ISBN: 9783540314332, DOI: 10.1007/3-540-31433-4.
 55. Watlow Electric Manufacturing Company: „Thermoelementtypen“, 2024, [online] <https://www.watlow.com/de-de/resources-and-support/engineering-tools/reference-data/thermocouple-types> (abgerufen am 12.03.2024).
 56. Wieghardt, K.; Funken, K.-H.; Dibowski, G.; Hoffschmidt, B.; Laaber, D.; Hilger, P. und Eßer, K. P.: „SynLight – The World’s Largest Artificial Sun“, SolarPACES. 2015. AIP Conference Proceedings 1734, 030038 (2016), <https://doi.org/10.1063/1.4949090>.
 57. Wieghardt, K.; Laaber, D.; Hilger, P.; Dohmen, V.; Funken, K.-H. und Hoffschmidt, B.: „Engineering and Erection of a 300 kW High-Flux Solar Simulator“, SolarPACES. 2016. AIP Conf. Proc. 1850, 130013 (2017), DOI: <https://doi.org/10.1063/1.4984507>.

Eidesstattliche Erklärung

„Ich versichere, die von mir vorgelegte Arbeit selbstständig verfasst zu haben. Alle Stellen, die wörtlich oder sinngemäß aus veröffentlichten oder nicht veröffentlichten Arbeiten anderer entnommen sind, habe ich als entnommen kenntlich gemacht. Sämtliche Quellen und Hilfsmittel, die ich für die Arbeit benutzt habe, sind angegeben. Die Arbeit hat mit gleichem Inhalt beziehungsweise in wesentlichen Teilen noch keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegen.“

Köln, 12.07.2024

A handwritten signature in blue ink, consisting of a large, stylized initial 'S' followed by a more complex, cursive signature.

Ort, Datum

Rechtsverbindliche Unterschrift