



Bachelorarbeit

Thermo-optische Simulationen am Testreceiver des
STERN-Konzeptes für Solarturmkraftwerke mit
Flüssigsalz

Maschinenbau B.Sc.

Vorgelegt von

Felix Schloms

Matr.-Nr. 859337

Ausgabedatum: 07.06.2021

Abgabeatum: 30.08.2021



Betreuung Hochschule:
Prof.-Dr.Ing. Markus Eck



Betreuung DLR:
Dipl.-Ing. Cathy Frantz

Eidesstattliche Erklärung

Ich erkläre hiermit an Eides statt, dass die vorliegende Arbeit selbstständig und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt wurde. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht. Es wurden keine anderen als die angegebenen Quellen und Hilfsmittel benutzt. Die Arbeit wurde bisher in gleicher oder ähnlicher Form keiner anderen Prüfungsbehörde vorgelegt und auch nicht veröffentlicht.

Stuttgart, 26.08.21

Ort, Datum

Schloms

Unterschrift

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei all denjenigen bedanken, die mich während der Anfertigung der Bachelorarbeit unterstützt und motiviert haben.

Besonderer Dank gilt dabei Dipl.-Ing. Cathy Frantz für die umfassende fachliche und persönliche Betreuung während des gesamten Abschlussessemesters. Außerdem möchte ich mich bei allen Mitarbeiter*innen des DLR bedanken, die sich immer Zeit genommen haben, mir bei jeglichen Fragen weiterzuhelfen und mir einen Einblick in Ihren Arbeitsalltag gegeben haben.

Ein weiter Dank gilt ebenfalls Prof. Eck für die Betreuung und Inspiration während des Studiums, die wesentlich zum Interesse des Fachbereichs und zur Themenwahl beigetragen haben.

Einen abschließenden Dank gilt meinen engsten Freunden und meiner Familie für die Unterstützung während des gesamten Studiums.

Kurzfassung

Ziel des am DLR entwickelten Konzeptes eines STERN-Receivers für Solarturmkraftwerke mit Flüssigsalz ist es, durch eine zweiseitige Bestrahlung der Absorberrohre die verbaute Absorberfläche und damit die Kosten zu reduzieren. Zur Demonstration der grundsätzlichen Funktionalität soll ein Prototyp entwickelt und im Multifokusturm des Versuchskraftwerkes in Jülich eingesetzt werden. Im Rahmen dieser Arbeit wurde mit Hilfe von thermischen und optischen Simulationstools ein Modell des Testreceivers aufgesetzt und ausgewertet. Es wurden Geometriespezifikationen vorgenommen und über optische Simulationen konnte bestätigt werden, dass eine geforderte thermische Leistung von 1 MW mit der angenommenen Receivergeometrie erreichbar ist. In den darauf folgenden thermischen Simulationen wurden unter verschiedenen Lastfällen im stationären Design Point und im transienten Fall einer Receivernotspülung die maximal auftretenden Temperaturen und Temperaturgradienten identifiziert und lokalisiert. Die erzeugten Ergebnisse dienen als Input für strukturelle Bewertungen der Absorberrohre durch den Projektpartner MAN. Weiter wurde eine Leistungsbilanz des Testreceivers aufgestellt und ein Vergleich zu einem Testreceiver mit einseitig bestrahlten Absorberrohren gezogen. Der Vergleich der Simulationsergebnisse bestätigt, dass durch die zweiseitige Bestrahlung die verbaute Fläche im Vergleich zur einseitigen Bestrahlung für die gleiche Leistung deutlich reduziert werden kann.

Abstract

The DLR developed a novel concept for the molten salt receiver in concentrating solar power plants. The goal is to reduce the built-up absorber surface and thus the costs by irradiating the absorber pipes on both sides. To demonstrate the basic functionality a prototype is about to be developed and used in the multi-focus tower of the experimental power plant in Jülich. Within the scope of this thesis a model of the test receiver was set up and evaluated with optical and thermal simulation tools. Geometry specifications were made and optical simulations confirmed that the required thermal output of 1 MW can be achieved. In the subsequent thermal simulations the maximum temperatures and temperature gradients that occurred were identified and localized under various load cases. The simulations were performed in the stationary design point and in the transient case of an emergency cooling. The results generated serve as input for mechanical evaluations of the absorber pipes by the project partner MAN. In the end a performance record of the test receiver was drawn up and a comparison was made with a test receiver with one side irradiated absorber tubes. The comparison of the simulation results confirms that the two-sided irradiation can significantly reduce the built-up surface for the same performance.

Aufgabenstellung

Eine vielversprechende Technologie zur nachhaltigen Energiebereitstellung in sonnenreichen Regionen sind Solarturmkraftwerke, die eine Salzschnmelze als Wärmeträgerfluid nutzen. Dabei wird die einfallende Solarstrahlung über eine Vielzahl von Spiegeln, sogenannten Heliostaten, auf einen im Turm sitzenden Receiver konzentriert. Die Salzschnmelze zirkuliert durch die Absorberrohre des Receivers, nimmt die Wärme der konzentrierten Solarstrahlung auf und erreicht Temperaturen bis 565 °C. Auf diesem Temperaturniveau kann die übertragene Wärme bei hohen Wirkungsgraden mehrere Stunden gespeichert werden und unabhängig von der aktuellen Solarstrahlung in einem nachgeschalteten Wärme-Kraft-Prozess verstromt werden. Eine große Herausforderung für Solarturmkraftwerke stellen die hohen Investitionskosten dar. Durch das am DLR entwickelte neuartige Receiverkonzept des STERN-Receivers können die Absorberrohre zweiseitig bestrahlt werden. Damit wird sich eine Halbierung der verbauten Absorberfläche im Vergleich zum Stand der Technik versprochen und eine Reduktion der Kosten. Zur Demonstration der grundsätzlichen Machbarkeit des Konzeptes wird ein Testreceiver entwickelt, der im Versuchskraftwerk Jülich des DLR eingesetzt werden soll. Im Rahmen dieser Bachelorarbeit soll mit Hilfe von Simulationstools das Konzept des Testreceivers hinsichtlich der erreichbaren Leistung und der auftretenden Temperaturen untersucht werden. Dabei soll die Fragestellung beantwortet werden, inwieweit 1 MW_{th} Leistung erreicht werden kann. Außerdem soll die Geometrie spezifiziert und über thermische FEM-Simulationen lokale Temperaturmaxima und -differenzen identifiziert werden, die als Input für eine strukturmechanische Bewertung durch den Projektpartner MAN dienen.

Inhaltsverzeichnis

Eidesstattliche Erklärung	I
Danksagung	II
Kurzfassung.....	III
Abstract	IV
Aufgabenstellung	V
Inhaltsverzeichnis.....	VI
Abbildungsverzeichnis.....	9
Diagrammverzeichnis.....	11
Tabellenverzeichnis.....	13
Symbolverzeichnis	15
1. Einleitung.....	18
2. Solarthermische Kraftwerke	21
2.1. Funktionsweise solarthermischer Kraftwerke.....	21
2.2. Solarturmkraftwerke.....	23
2.2.1. Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als WTM.....	24
2.3. Receiver	25
2.3.1. STERN-Receiver	26
3. Theoretische Hintergründe	30
3.1. Wärmeübertragung	30
3.2. Finite Elemente Methode	32
3.3. Strahlenverfolgung	32
3.3.1. Maximale Flussdichte	33
4. Testreceiver STERN-Konzept	34

5. Optisches Berechnungsmodell	38
5.1. Geometrie und Materialeigenschaften	38
5.2. Randbedingungen	39
5.2.1. Erforderliche Strahlenanzahl	40
5.2.2. Plausibilitätsprüfung	41
5.3. Ergebnisse	41
5.3.1. Ergebnisse spezifizierte Geometrie	43
6. Thermisches Berechnungsmodell	44
6.1. Geometrie und Materialdaten	44
6.2. Lastfälle	46
6.3. Randbedingungen Lastfall 1 (stationär)	47
6.3.1. Solar absorbierte Flussdichte	47
6.3.2. Konvektion	48
6.3.3. Strahlung	52
6.4. Randbedingungen Lastfall 2 (transient)	53
6.4.1. Solar absorbierte Flussdichte	54
6.4.2. Konvektion	54
6.4.3. Strahlung	57
6.5. Qualitätskontrolle	57
6.6. Ergebnisse	60
6.6.1. Lastfall 1a:	61
6.6.2. Lastfall 1b:	67
6.6.3. Lastfall 2a:	69
6.6.4. Lastfall 2b:	74
6.6.5. Anpassungen: Lastfall 3	74
6.6.6. Facettenkrümmung	78
6.7. Vergleich STERN und HPMS-II: Extern	79
7. Fazit	82
8. Ausblick	84
Literaturverzeichnis	85

9. Anhang..... 89

Abbildungsverzeichnis

1-1: Globaler Primärenergieverbrauch [2].....	20
1-2: Globale durchschnittliche Stromgestehungskosten von Photovoltaik, CSP und Wind, 2010 bis 2019 [3].....	20
2-1: Globaler Ausbau von solarthermischer Leistung [5].....	21
2-2: Schematische Darstellung unterschiedlicher solarthermischer Stromerzeugungstechnologien [12]	23
2-3: Polarfeld (links) und Rundumfeld (rechts) [1]	23
2-4: Schematische Darstellung Solarturmkraftwerk mit Salz als Wärmeträgerfluid	24
2-5: Externer Receiver [7].....	25
2-6: Strömungsweg externer Receiver [14].....	25
2-7: Prinzipskizze Extern (links) und Kavität (rechts) [16]	26
2-8: Flächenvergleich Extern und Stern [15].....	27
2-9: HPMS-STERN	28
2-10: Aktuelle STERN-Variante.....	28
2-11: Strömungsweg des Salzes durch den STERN-Receiver	29
4-1: Testreceiver im Multifokusturm des Versuchskraftwerk Jülich.....	34
4-2: Schematische Darstellung des Receiver-Systems im SALSA-Testlauf [25]	35
4-3: Horizontale Stütze am Testreceiver: Isometrisch (links) und im Querschnitt (rechts) ..	37
5-1: Geometrie des TestSTERN (links); Absorber mit Stütze (rechts)	39
5-2: Abbildung der Ergebnisse aus Variante 1 bis 4	42
6-1: LF1a: Flussdichte-Randbedingung	48
6-2: LF1b: Flussdichte-Randbedingung.....	48
6-3: LF1: Randbedingungen Konvektion Salz.....	49
6-4: Abbildung der Randbedingungen des Luftstroms	50
6-5: Konvektionsrandbedingung zur Umgebung	51
6-6: IR-RB: Hüllkörpertyp 1	53
6-7: IR-RB: Hüllkörpertyp 5 und 6	53
6-8: LF1a: Temperaturverteilung Absorber	61
6-9: LF1a: Flussdichteverteilung Absorber.....	61
6-10: Temperaturverteilung Stütze LF1a.....	63
6-11: Bilanzraum Absorber	66

6-12: Temperaturverteilung Stütze LF3	76
9-1: LF1 & 2: Zielpunktgruppierung der Heliostaten.....	91
9-2: Emissivität Pyromark [26].....	97
9-3: Eigenschaften Microtherm [31].....	98
9-4: Materialeigenschaften Dothem 1100 [32].....	99
9-5: Datenblatt RAPOX [33].....	100
9-6: IR-RB: Hüllkörpertyp 2	102
9-7: IR-RB: Hüllkörpertyp 3	102
9-8: IR-RB: Hüllkörpertyp 4	103
9-9: IR-RB: An Umgebung	103
9-10: Flächen zur analytischen Abschätzung des Strahlungsaustausches	104
9-11: Modellannahme zur analytischen Abschätzung der Leistung durch Strahlungsaustausch	109
9-12: Sichtfaktorlösungen für zwei rechteckige Flächen mit gemeinsamer Kante in einem Winkel von 45°	111
9-13: Modell 2: Flächenannahme für analytische Berechnung der Wärmestrahlung.....	111
9-14: Lösungen zum Sichtfaktor von rechtwinkligem Dreieck zu Rechteck mit gemeinsamer Kante	111
9-15: Position des globalen KOS	112
9-16: LF1a: Temperaturverteilung Stützenisolierung	113
9-17: LF1a: Temperaturverteilung Dothem-Isolierung	113
9-18: LF1a: Temperaturverteilung Strahlungsschutz.....	114
9-19: LF1b: Temperaturverteilung Absorber	114
9-20: LF1b: Flusssdichteverteilung Absorber	114
9-21: LF1b : Temperaturverteilung Stütze.....	116
9-22: LF1b: Temperaturverteilung Stützenisolierung	116
9-23: LF1b: Temperaturverteilung Dothem.....	116
9-24: LF1b: Temperaturverteilung Strahlungsschutz	117

Diagrammverzeichnis

4-1: Druckverlust Stütze in Abhängigkeit von der Kantenlänge bei verschiedenen Massenströmen.....	36
5-1: Plot Heliostatenfeld Jülich	40
5-2: Leistung und Flussdichte in Abhängigkeit der Strahlen pro Element	41
6-1: Temperaturdifferenzen der Temperaturproben bei verschiedenen Netzen im Vergleich zum feinsten Netz Mesh05	58
6-2: Temperaturprobe an der Isolierung bei verschiedenen Zeitschrittparametern im Zeitraum von 4 s bis 8 s	59
6-3: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz über dem Querschnitt an Rohr 8 über dem Umfang	62
6-4: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz über dem Querschnitt an Rohr 8 über der Länge.....	62
6-5: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz des passiven Zylinders auf der Nord- und Südseite	64
6-6: LF1a: Salztemperatur über der Rohrlänge.....	65
6-7: LF2a: Absolute Temperatur an Rohraußen- und Rohrrinnenwand, Temperaturdifferenz über dem Querschnitt am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit	70
6-8: LF2a: Temperaturtransienten Rohraußenwand über der Zeit	71
6-9: LF2a: Luftaustrittstemperatur und maximale Stützentemperatur über der Zeit	72
6-10: LF2a: Austrittstemperatur und Temperaturhub des Salzes über der Zeit.....	73
6-11: LF2a: Temperaturproben Strahlungsschutz, passiver Zylinders, Isolierung und Dotherm über der Zeit	74
6-12: LF3: Maximale Temperatur der Stütze über der Zeit	77
6-13: Maximale Flussdichte und Leistung in Abhängigkeit von der Anzahl der Heliostaten mit gekrümmten Facetten	79
9-1: LF3: Zielpunktgruppierung der Heliostaten	91
9-2: Temperaturprobe an Rohrwand bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit	106
9-3: Salzaustrittstemperatur bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit	107
9-4: Temperaturprobe an Isolierung bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit	107

9-5: Temperaturprobe passiver Zylinder bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit.....	108
9-6: Maximaltemperatur Strahlungsschutz bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit.....	108
9-7: LF1b: Temperatur Rohr 8 über der Länge	115
9-8: LF1b: Temperatur Rohr 8 über dem Umfang	115
9-9: LF1b: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz des passiven Zylinders auf der Nord- und Südseite	117
9-10: LF1b: Salztemperatur über der Rohrlänge.....	118
9-11: LF2a: Maximale Flussdichte Absorber über der Zeit.....	118
9-12: LF2b: Absolute Temperatur an Rohraußen- und Rohrrinnenwand, Temperaturdifferenz über dem Querschnitt am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit	119
9-13: LF2b: Temperaturtransienten am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit.....	120
9-14: LF2b: Austrittstemperatur und Temperaturhub des Salzes über der Zeit	120
9-15: LF2b: Temperaturproben Strahlungsschutz, passiver Zylinder, Isolierung und Dotherm über der Zeit	121
9-16: LF2b: Luftaustrittstemperatur und maximale Stützentemperatur über der Zeit	121
9-17: LF2b: Maximale Temperatur der Stütze über der Zeit von 60 min	122

Tabellenverzeichnis

2-1: Formeln für Flächenvergleich Extern und Stern	27
2-2: Randbedingungen aktuelle STERN-Variante „2+1“	29
4-1: In Abbildung 4-1 betrachtete Massen- bzw. Volumenströme mit entsprechendem WÜK	37
5-1: Ergebnisse der verschiedenen Varianten.....	42
5-2: Absorbierte Leistung und maximale Flussdichte aus optischer Simulation	43
6-1: RB solar absorbierte Flussdichte Lastfall 1	47
6-2: Randbedingungen Luftstrom	49
6-3: Berechnung WÜK Strahlungsschutz bei freier Konvektion.....	50
6-4: Berechnung WÜK Absorber bei freier Konvektion	51
6-5: Randbedingungen zur Wärmestrahlung.....	52
6-6: RB solar absorbierte Flussdichte Lastfall 2	54
6-7: LF2: Salzmassenstrom zum jeweiligen Zeitpunkt.....	55
6-8: Annahmen zum Luftstrom im Lastfall 2.....	56
6-9: Randbedingungen Luftstrom in Stütze zum jeweiligen Zeitpunkt	56
6-10: Vergleich der Wärmeströme ANSYS und analytische Berechnung	60
6-11: Leistungsbilanz LF1a.....	66
6-12: Leistungsbilanz LF1b	69
6-13: Anpassung der RB des Luftstroms in der Stütze für LF3.....	75
6-14: Volumenstrom, Druckverlust und Gebläseleistung des Luftstroms für LF1a und LF376	
6-15: Leistungsbilanz LF3	78
6-16: Vergleich HPMS-II Extern [29] mit TestSTERN.....	81
9-1: Randbedingungen Heliostaten.....	89
9-2: Abmaße und Position des angenommenen Turms	90
9-3: LF1 & 2: Zielpunktkoordinaten.....	90
9-4: LF3: Zielpunktkoordinaten	91
9-5: Abmaße Absorberrohre.....	92
9-6: Varianten der Stützengestaltung.....	92
9-7: Modellabmaße TestSTERN thermische Simulation.....	92
9-8: Zusammenfassung RB Lastfall 1a	93
9-9: Zusammenfassung RB Lastfall 1b	94

9-10: Zusammenfassung RB Lastfall 2a	94
9-11: Zusammenfassung RB Lastfall 2b	95
9-12: Dichte, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit DMV310N [30]	95
9-13: Wärmeleitfähigkeit DMV310N [30]	95
9-14: Skalierte und in ANSYS implementierte Wärmeleitfähigkeit Microtherm	98
9-15: Materialwerte Baustahl [30]	98
9-16: Stoffwerte Luft bei einem Druck von 1 bar [27]	99
9-17: Annahme von Materialeigenschaften Dotherm 1100	100
9-18: Dichte und spezifische Wärmekapazität des Solarsalzes bei verschiedenen Temperaturen [34]	100
9-19: Randbedingungen Solarsalz Lastfall 1	101
9-20: Wärmeübergangskoeffizienten Lastfall 1	101
9-21: Wärmeübergangskoeffizienten im Lastfall 2	102
9-22: Annahmen zur analytischen Abschätzung des Strahlungsaustausches	104
9-23: Koordinaten ausgewählter Temperaturproben zur Qualitätssicherung	104
9-24: Spezifikation zur Netzstudie	105
9-25: Übersicht Parameter der Zeitschrittstudie	105
9-26: Parameter Modell 1 zur Berechnung des Sichtfaktors	110
9-27: Parameter Modell 2 zur Berechnung des Sichtfaktors	110
9-28: LF1: Definition signifikanter Orte zur Temperatúrauswertung	112
9-29: LF1a: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen	113
9-30: LF1b: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen	114
9-31: LF2: Definition Orte maximaler Flussdichte zur Temperatúrauswertung	118
9-32: LF2: Koordinaten der Temperaturproben	119
9-33: LF3: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen	122

Symbolverzeichnis

Symbol	Einheit	Beschreibung
Nu	-	Nusselt-Zahl
Re	-	Reynolds-Zahl
$\dot{Q}$	W	Wärmestrom
P	W	Leistung
$\dot{q}$	W/m ²	Flussdichte
c_p	J/kg/K	Spezifische Wärmekapazität
Δp	Pa	Druckdifferenz
$\dot{m}$	kg/s	Massenstrom
$\dot{V}$	m ³ /h	Volumenstrom
T	°C	Temperatur
ΔT	K	Temperaturdifferenz
A	m ²	Fläche
u	m/s	Strömungsgeschwindigkeit
d_i	m	Hydraulischer Durchmesser
r	m	Radius
H	m	Höhe
x	m	x-Koordinate
y	m	y-Koordinate
z	m	z-Koordinate
Δx	m	Abstand
t	s	Zeit
g	m/s ²	Erdbeschleunigung
F_{12}	-	Sichtfaktor

Griechische Symbole

Symbol	Einheit	Beschreibung
α	W/m ² /K	Wärmeübergangskoeffizient
λ	W/m/K	Wärmeleitfähigkeit
ρ	m ³ /kg	Dichte
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
ε	-	Hemisphärische Emissivität
σ	W/m ² /K ⁴	Stefan-Boltzmann-Konstante
ω	W/m ³	Quelldichte
φ	°	Winkel
π	-	Kreiszahl Pi
η	-	Wirkungsgrad

Abkürzungen

Abkürzung	Beschreibung
WÜK	Wärmeübergangskoeffizient
FEM	Finite Elemente Methode
HPMS	High Performance Molten Salt
LCOE	Levelized Cost of Electricity
CSP	Concentrating Solar Power
PV	Photovoltaik
WTM	Wärmeträgermedium
RB	Randbedingung
IR	Wärmestrahlung (Infrarotstrahlung)

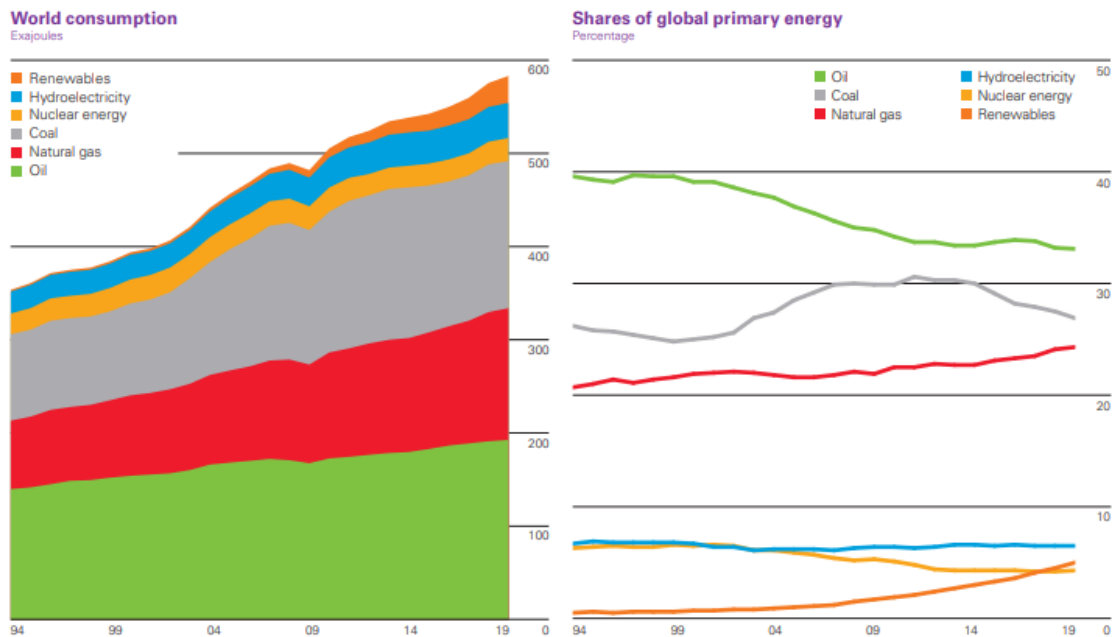
DNI Direktstrahlung

LF Lastfall

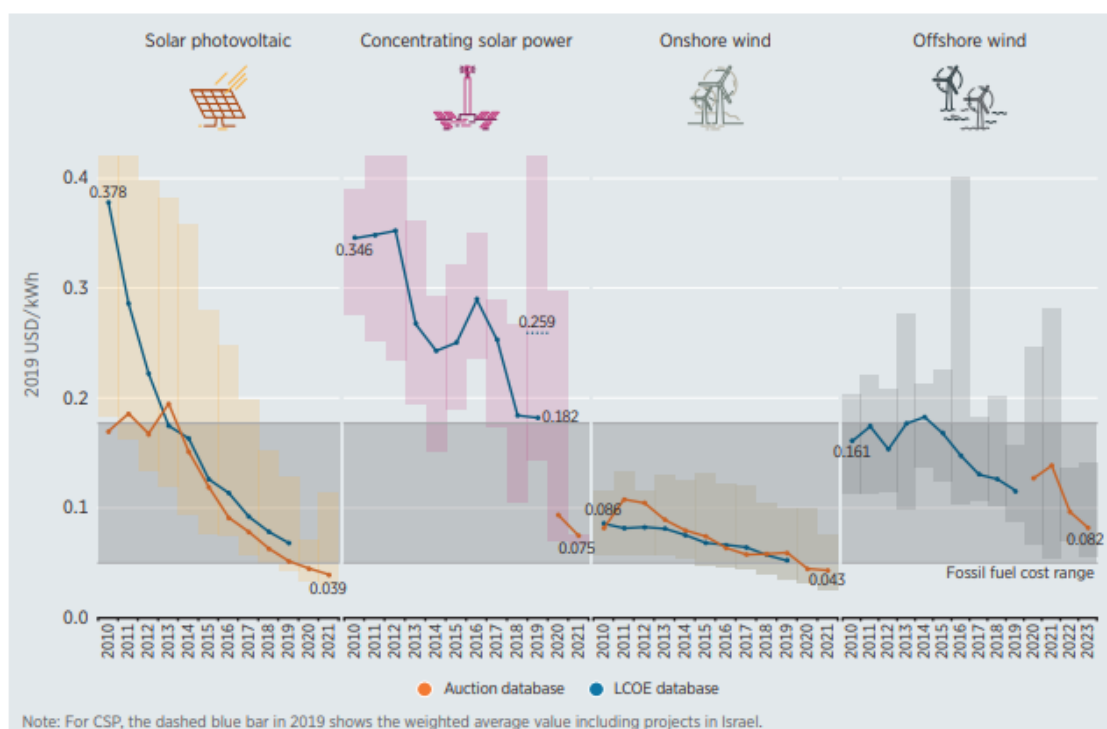
1. Einleitung

Eine der größten Herausforderungen für das 21. Jahrhundert besteht, neben der Versorgung der stetig steigenden Weltbevölkerung mit Nahrungsmitteln und Trinkwasser ausreichender Menge und Qualität, in der Bereitstellung von Energie. Der Bevölkerungszuwachs und der ansteigende Wohlstand führen zu einem ständigen Anstieg der Energienachfrage. Gleichzeitig sind dabei die Belange des Klima- und Umweltschutzes zu berücksichtigen, um nachhaltigen Fortschritt erzielen zu können. So ist politisch erklärtes Ziel, die Treibhausgasemissionen durch Energiegewinnung weltweit zu reduzieren und die Grundlagen für eine nachhaltige Energieversorgung zu schaffen. Schon heute sind die Überlagerungen des anthropogenen mit dem natürlichen Treibhauseffekt deutlich messbar. Der globale Temperaturanstieg führt zum Abschmelzen der Eiskappen und damit zum Anstieg des Meeresspiegels. Darüber hinaus nimmt die Häufigkeit von meteorologischen, hydrologischen und klimatologischen Ereignissen wie Stürmen, Überflutungen, Erdbeben, Dürren oder Kälte- und Hitzewellen zu. Es besteht langfristig die Gefahr, das globale Ökosystem erheblich und irreversibel zu beeinträchtigen mit teilweise unvorhersehbaren Folgen. Technologien zur Nutzung erneuerbarer Energiequellen sind daher unverzichtbar und werden mittel- sowie langfristig noch mehr an Bedeutung gewinnen [1]. Abbildung 1-1 zeigt den Primärenergieverbrauch in Exajoule ($1 \text{ EJ} = 10^{18} \text{ J}$) weltweit von 1994 bis 2019 und die Verteilung auf die verschiedenen Energiequellen. Deutlich wird, dass der Bedarf stetig zunimmt und dass die fossilen Energieträger den größten Beitrag liefern. Es ist aber auch der Trend zu den Erneuerbaren zu erkennen. Der weltweite Primärenergieverbrauch lag 2019 bei 583,9 EJ, wovon 66,6 EJ, also etwa 11,4% auf Erneuerbare und Wasserkraft fallen [2]. Diese Entwicklung zeigt sich auch in den Stromgestehungskosten der Technologien. Durch mehr Wettbewerb, Massenfertigung und Innovation sinken die Kosten der Energiebereitstellung und liegen bereits teilweise unterhalb von fossilen Energieträgern. In Abbildung 1-2 sind die durchschnittlichen Stromgestehungskosten (LCOE) von Photovoltaik, CSP, Onshore und Offshore Wind über die Jahre 2010 bis 2019 dargestellt. Der graue Balken stellt den Bereich dar, in dem die Kosten von fossilen Energieträgern liegen. Deutlich wird, dass Photovoltaik und Wind kostentechnisch bereits teilweise günstiger sind als fossile Energieträger. Auch der Trend, den es in der solarthermischen Stromgewinnung gibt, ist zu erkennen und so werden die Kosten in den nächsten Jahren auf das heutige Niveau von Photovoltaik und Wind geschätzt

[3]. Von 2010 bis 2019 sind die Stromgestehungskosten solarthermischer Anlagen bereits um 47% gefallen und liegen heute bei ca. 0,182 USD/kWh, was in etwa 0,149 €/kWh entspricht [3]. Nach der IRENA (International Renewable Energy Agency) [3] zeigen aktuelle Projekte in 2021 eine weitere Reduktion der Stromkosten auf 0,075 USD/kWh (0,062 €/kWh). Um fossile Energieträger langfristig ersetzen zu können, muss die Regelbarkeit der Energieversorgung auch durch erneuerbare Energien gewährleistet werden können. So erfordern fluktuierende Energieträger wie Wind und Photovoltaik eine Ergänzung durch regelbare Kraftwerke, um jederzeit genau die aktuell nachgefragte Strommenge bereitstellen zu können. Einen Lösungsansatz dafür bieten, gerade in sonnenreichen Ländern, solarthermische Kraftwerke mit integriertem Wärmespeicher.



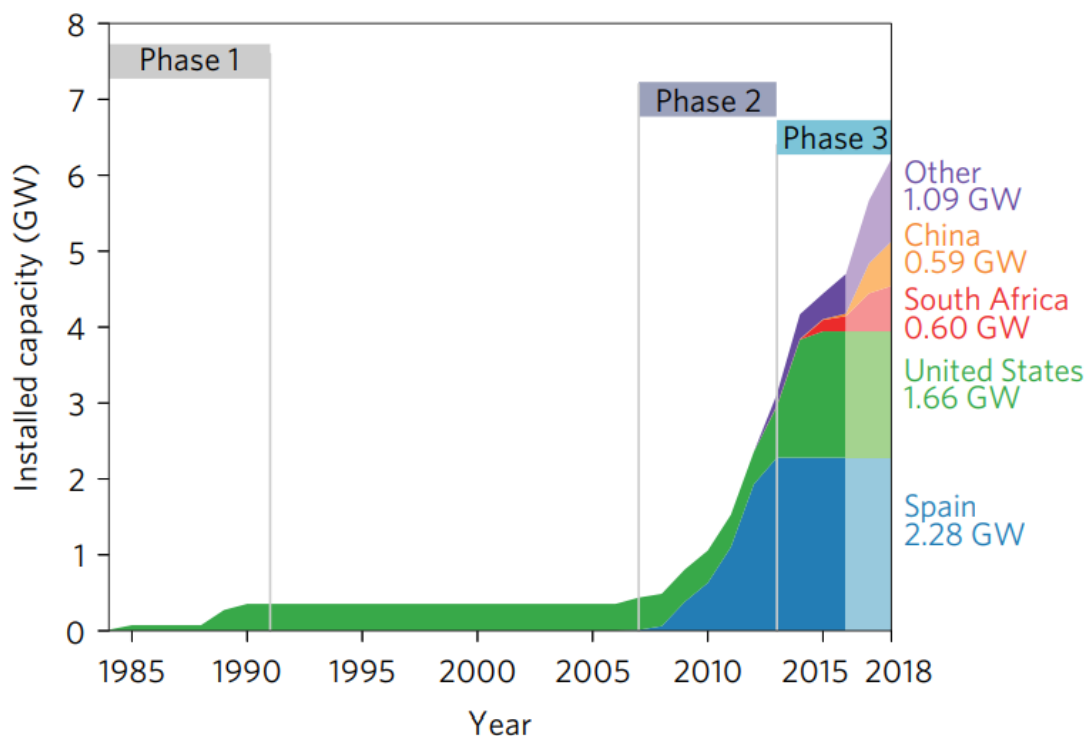
1-1: Globaler Primärenergieverbrauch [2]



1-2: Globale durchschnittliche Stromgestehungskosten von Photovoltaik, CSP und Wind, 2010 bis 2019 [3]

2. Solarthermische Kraftwerke

Weltweit werden heute ca. 6,2 GW_e Leistung in solarthermischen Kraftwerken produziert (Stand Ende 2019) [4]. Damit steht die Technologie noch am Anfang, wie die Photovoltaik etwa vor 15 Jahren und Kostensenkungspotenziale durch Innovationen, Massenfertigung und Wettbewerb sind noch lange nicht ausgeschöpft. Die bisherige Entwicklung lässt sich in drei Phasen einteilen (Abbildung 2-1). Die erste Phase beginnt in den 1980er Jahren als in Kalifornien erste solarthermische Kraftwerke installiert wurden. Durch die sinkenden Ölpreise in den 1990er Jahren ist die Technologie bis zu Beginn der zweiten Phase aus dem Fokus geraten und hat kaum weiter nennenswerte Fortschritte verzeichnet. Ab 2007 erfolgte vor allem in den USA und in Spanien durch staatliche Fördermaßnahmen von erneuerbaren Energien eine großtechnische Markteinführung. Phase drei läuft seit 2013 mit dem weiteren Ausbau in Ländern des Sonnengürtels [5] [6].

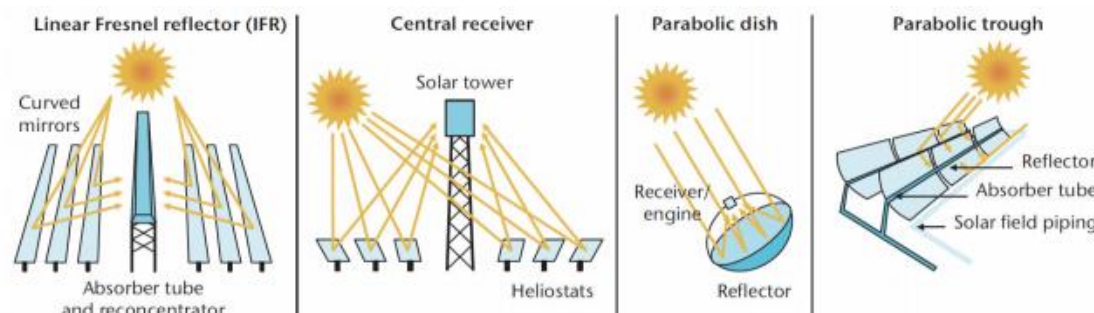


2-1: Globaler Ausbau von solarthermischer Leistung [5]

2.1. Funktionsweise solarthermischer Kraftwerke

In solarthermischen Kraftwerken wird die Energie der Sonnenstrahlung über einen konventionellen Wärme-Kraft-Prozess in nutzbare, elektrische Energie umgewandelt. Um

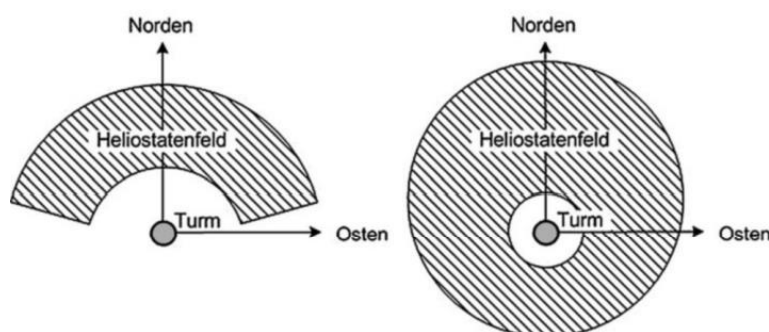
die dafür hohen Temperaturen zu erreichen, wird die Solarstrahlung mit Hilfe von Spiegeln konzentriert [1]. Diese Spiegel werden dem Lauf der Sonne nachgeführt und fokussieren die Strahlung auf einen Brennpunkt oder eine Brennpunktlinie. Anschließend wird die Wärme genutzt, indem sie in einem nachgeschalteten Kraftwerksprozess verstromt wird. Dabei liegen heutige solarthermische Kraftwerke mit der Nennleistung in einem Bereich von 50 bis zu 200 MW_e. Der große Vorteil von solarthermischen Kraftwerken liegt in dem integrierten thermischen Speicher, der eine Regelbarkeit ermöglicht. Somit können heutige Kraftwerke bis zu 15 Stunden nach Sonnenuntergang oder während Wolkendurchgängen weiterhin Strom produzieren und eine Grundlastfähigkeit gewährleisten [7]. Das konnte bereits in den 1990-Jahren mit dem Solar Two Projekt demonstriert werden [8]. Die Technologie kann über die Anordnung ihrer Konzentratorspiegel in linienfokussierend und punktfokussierend differenziert werden [9]. Zu den linienfokussierenden Systemen gehören die **Parabolrinnenkraftwerke** sowie die **Fresnel-Kollektoren**. Dabei wird die Sonnenstrahlung hundertfach konzentriert. Parabolrinnenkraftwerke sind die heute am meisten eingesetzte Technologie der solarthermischen Kraftwerke und gelten als ausgereift. Hierbei werden parabolisch geformte Spiegel einachsiger der Sonne nachgeführt und fokussieren die Strahlung auf ein Absorberrohr, in dem ein spezielles Thermalöl, das Betriebstemperaturen bis ca. 390 °C zulässt, die Wärme aufnimmt [10]. Das Absorberrohr ist von einem Glasrohr umgeben mit dazwischenliegendem Vakuum um, thermische Verluste zu minimieren. Die Funktionsweise der Fresnel-Kollektoren ist sehr ähnlich, allerdings sind die Absorberrohre ortsfest installiert und werden von konkav gewölbten Spiegeln bestrahlt. Die optischen Verluste sind zwar deutlich höher als bei Parabolrinnen, allerdings ist die Umsetzung aufgrund der geringen Windlasten besonders günstig realisierbar [4]. Zu den punktfokussierenden Systemen gehören die **Parabolspiegel-Systeme** und **Turmkraftwerke**. Hierbei werden die Spiegel zweiachsig der Sonne nachgeführt und können damit die Strahlung auf ein tausendfaches fokussieren. Die Parabolspiegel-Systeme mit Stirling-Motor weisen eine ähnliche Systemcharakteristik auf wie Photovoltaik-Anlagen und eine Integration thermischer Speicher ist schwer umsetzbar. Es müssten allerdings noch erhebliche Kostenreduktionen stattfinden, um gegenüber von PV-Systemen konkurrenzfähig zu werden [11]. Auf die genaue Funktionsweise von Turmkraftwerken wird im nächsten Kapitel eingegangen, da sie die wesentliche Technologie im Zusammenhang dieser Arbeit darstellen. In Abbildung 2-2 sind die vier genannten Technologien schematisch dargestellt.



2-2: Schematische Darstellung unterschiedlicher solarthermischer Stromerzeugungstechnologien [12]

2.2. Solarturmkraftwerke

In Solarturmkraftwerken wird die Solarstrahlung mit Hilfe von mehreren tausend beweglichen Spiegeln, den Heliostaten, auf die Spitze eines Turms konzentriert. In der Turmspitze befindet sich ein Strahlungsempfänger, der Receiver, in dem die Strahlungsenergie in Wärme umgewandelt wird. Übliche Turmhöhen liegen bei 50 bis 250 m [7]. Über ein Wärmeträgermedium (Wasserdampf, Luft oder Flüssigsalz) wird die Wärme abtransportiert und kann je nach System gespeichert oder direkt über einen nachgeschalteten Clausius-Rankine-Prozess verstromt werden. Abhängig von der geografischen Breite des Standortes und der Receiverleistung werden die Heliostaten als Rundumfeld oder als Polarfeld angeordnet (Abbildung 2-3). Bei dem Polarfeld befinden sich die Heliostaten auf der Nordhalbkugel im Norden und auf der Südhalbkugel im Süden. Dabei ist die Reflektorfläche der einzelnen Heliostaten zwischen 1 und 200 m² groß, wobei der Trend aufgrund von wirtschaftlichen Überlegungen zu größeren Heliostatenflächen geht [7]. Ein großer Vorteil im Vergleich zu linienfokussierenden Systemen ist der höhere Konzentrationsfaktor. So können höhere Temperaturen erreicht werden und damit ein besser Wirkungsgrad im anschließenden Wärme-Kraft-Prozess.

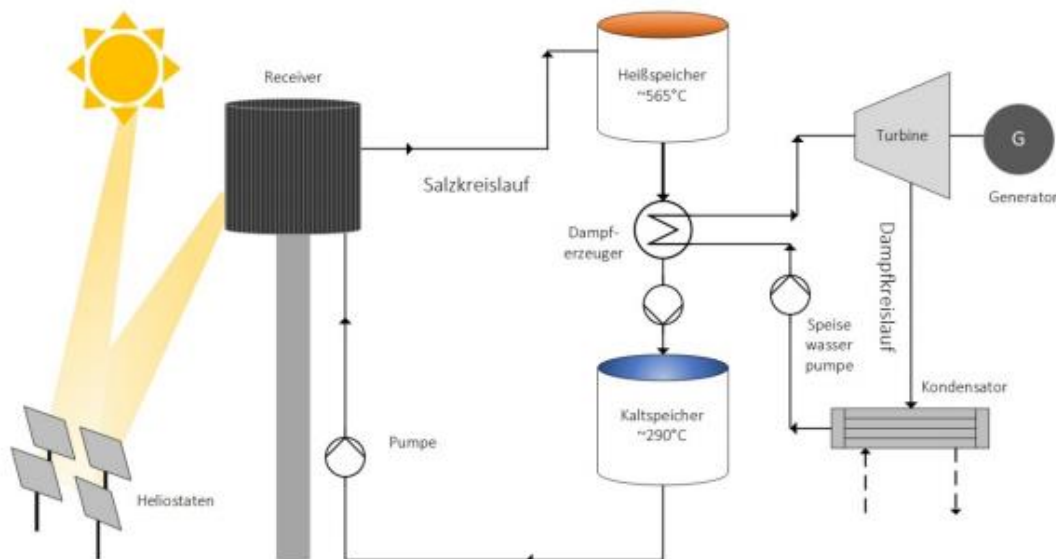


2-3: Polarfeld (links) und Rundumfeld (rechts) [1]

Im Jahr 2006 ging mit Planta Solar 10 in der Nähe von Sevilla (Spanien) das erste kommerzielle Solarturmkraftwerk mit einer Leistung von 11 MW_e ans Netz. Als Wärmeträgermedium wurde Wasserdampf verwendet. Das erste Kraftwerk mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium, Gemasolar, ging ebenfalls in der Nähe von Sevilla 2011 mit einer Leistung von 20 MW_e in Betrieb [1].

2.2.1. Solarturmkraftwerk mit Flüssigsalz als WTM

Der Wärmeträger im Receiverkreislauf sollte eine gute Wärmeleitfähigkeit und eine hohe Wärmekapazität haben. Das wird vor allem durch ein Wärmeträgermedium begünstigt, welches keinen Phasenwechsel im Receiver durchläuft. Salzschnmelzen erfüllen genau diese Anforderungen und können gleichzeitig als Speichermedium verwendet werden [7]. Die folgende Abbildung zeigt den schematischen Aufbau eines Turmkraftwerkes mit Flüssigsalz als Wärmeträgermedium.



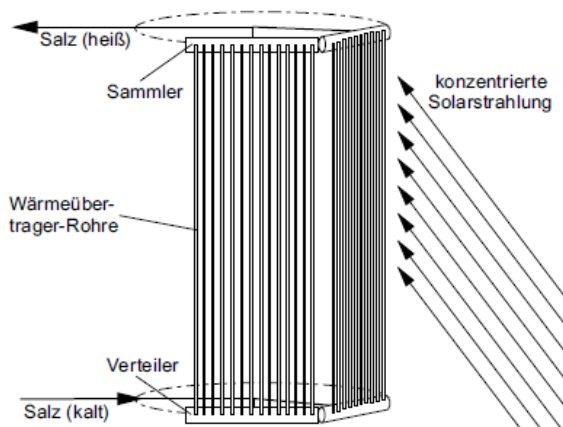
2-4: Schematische Darstellung Solarturmkraftwerk mit Salz als Wärmeträgerfluid

Das Flüssigsalz wird aus dem Kaltspeicher mit einer Temperatur von ca. 290 °C durch den Receiver gepumpt, nimmt dabei die Wärme der fokussierten Strahlung auf und tritt am Ende mit einer Temperatur von ca. 565 °C aus. Im Heißspeicher wird das Salz zwischengelagert und kann, je nach Bedarf, über einen Dampferzeuger wieder in den Kaltspeicher überführt werden. Der erzeugte Wasserdampf wird über einen Clausius-Rankine Prozess genutzt, um in einer Turbine die Wärme in mechanische Energie und dann

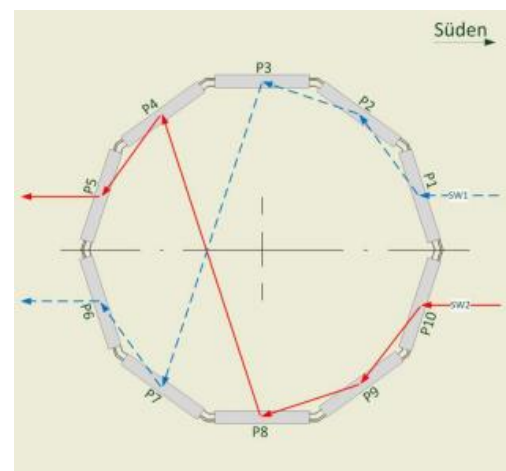
in einem Generator in elektrische Energie umzuwandeln. Als Salzschnelze wird ein sogenanntes Solar Salt verwendet, das zu 60 Gew.% aus Natriumnitrat und zu 40 Gew.% aus Kaliumnitrat besteht. Nach der Ausarbeitung von Zavoica et al. liegt das Salz im Temperaturbereich von 238°C bis 621 °C in flüssiger Form vor [13]. Der Einsatzbereich für technische Anwendungen ist allerdings aufgrund der chemischen Stabilität auf 565°C begrenzt. Ab ca. 221°C liegt das Salz komplett in fester Form vor [13]. Trotz der Temperaturbegrenzung bietet das Salz den Vorteil, dass es im Einsatzbereich thermisch stabil, kostengünstig und umweltfreundlich ist.

2.3. Receiver

Der Receiver stellt die zentrale Komponente der Wärmeübertragung dar. Die vom Heliostatenfeld konzentrierte Solarstrahlung wird in technisch nutzbare Wärme umgewandelt. Dabei liegen übliche Strahlungsflussdichten im Bereich von 300 bis ca. 1000 kW/m² [7]. Receiver können über das Wärmeträgerfluid (Luft, Salz, Wasser/Dampf, Flüssigmetall, Partikel) und die Geometrie (Kavität, zylindrischer Rundumreceiver) differenziert werden. Stand der Technik bei Turmkraftwerken mit Flüssigsalz ist ein sogenannter Externer Receiver [7] (Abbildung 2-5).



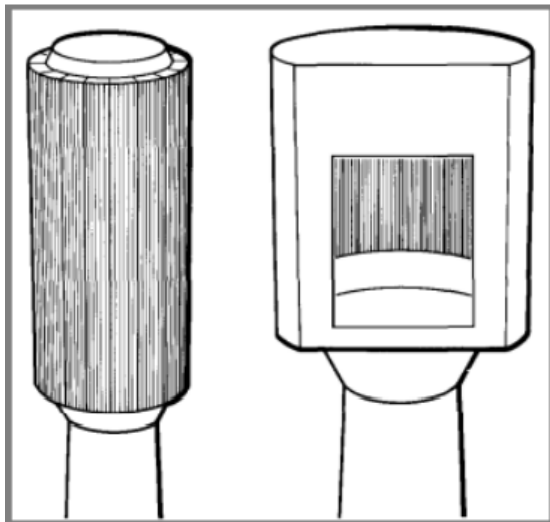
2-5: Externer Receiver [7]



2-6: Strömungsweg externer Receiver [14]

Die Absorbermodule sind um eine Haltestruktur befestigt und werden über einen Polyeder einem Zylinder angenähert. Die einzelnen Module bestehen aus mehreren vertikal verlaufenden und parallel verschalteten Absorberrohren, die in zwei parallelen Strömungswegen im Serpentinfluss durchströmt werden [15] (Abbildung 2-6). Der Einlass befindet sich auf der Polseite des Receivers, wo aufgrund des höheren Feldwirkungsgrades

eine größere solare Leistung erreicht werden kann [14]. Die Absorberfläche stellt die Fläche dar, welche direkt von der solaren Strahlung getroffen wird. Die Apertur bezeichnet in der Optik die Öffnungsweite. Beim externen Receiver gilt Absorberfläche gleich Aperturfläche. Bei Receivern mit einer Kavität liegt die Absorberfläche innerhalb der Kavität und damit ist die Aperturfläche in der Regel kleiner als die Absorberfläche.



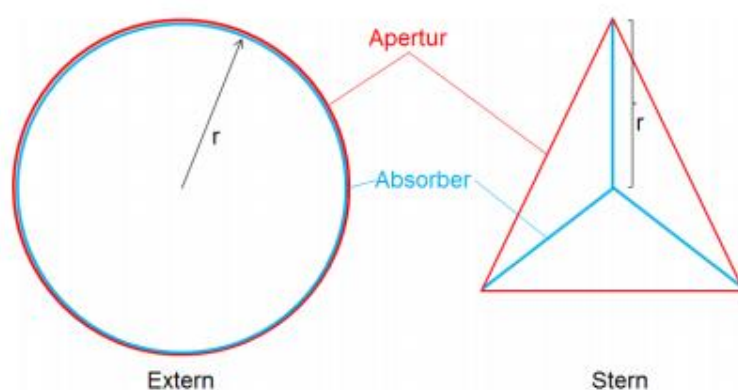
2-7: Prinzipskizze Extern (links) und Kavität (rechts) [16]

Der Receiver ist hohen thermischen Belastungen ausgesetzt und soll dabei einer angestrebten Lebensdauer von ca. 30 Jahren standhalten. Das entspricht ungefähr 36.000 - 100.000 thermischen Lastzyklen durch Tag/Nacht oder Wolkendurchzügen und dadurch hervorgerufenen Verschattungen [17]. Zusätzlich muss er korrosionsbeständig gegenüber der Salzsäure sein. Für solche Anwendungen werden in kommerziellen Anlagen heute hochwertige Nickelbasis-Legierungen verwendet [7].

2.3.1. STERN-Receiver

Auf den Receiver fallen etwa 15-20 % der Investitionskosten eines Solarturmkraftwerkes [18]. Somit haben Kosteneinsparungen am Receiver einen signifikanten Einfluss auf die Stromgestehungskosten einer solchen Anlage. Einen Lösungsansatz zur Kostenreduktion stellen zweiseitig bestrahlte Absorberrohre dar. Dabei kann die Leistung bei gleicher verbauter Absorberfläche verdoppelt werden, ohne die maximal zulässigen Strahlungsflussdichten zu überschreiten. Ein solches Konzept kann mit dem STERN-Receiver umgesetzt werden. Bei dem STERN-Receiver sind die Absorbermodule vertikal aufgehängt und werden im Serpentinfluss durchströmt. Die Module sind frei aufgehängt und können

somit zweiseitig bestrahlt werden. Die zweiseitig bestrahlten Absorbermodule werden als drei Ausleger um einen Mittelpylon „sternförmig“ angeordnet und stehen in einem Winkel von 120° zueinander. Somit kann die verbaute Absorberfläche, bei nur geringfügiger Verkleinerung der Apertur, deutlich reduziert werden [15]. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 2-8 und Tabelle 2-1 dargestellt.



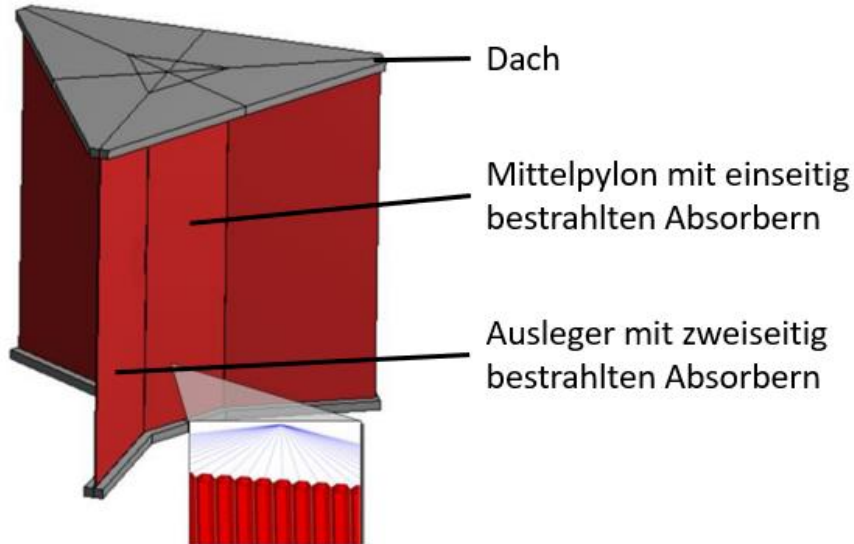
2-8: Flächenvergleich Extern und Stern [15]

2-1: Formeln für Flächenvergleich Extern und Stern

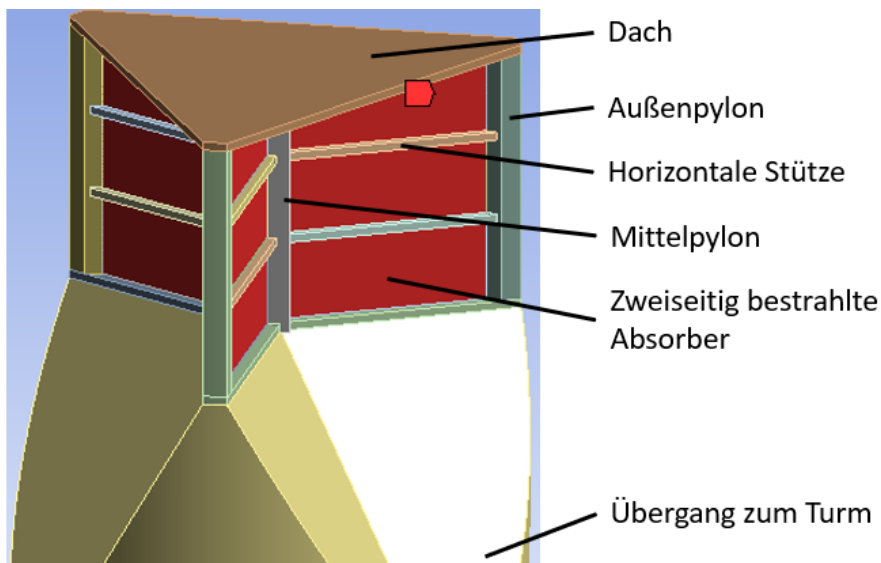
	Extern	STERN
Aperturfläche	$2\pi * r * H \approx 6,3 * r * H$	$3 * \sqrt{3} * r * H \approx 5,2 * r * H$
Genutzte Absorberfläche	$2\pi * r * H \approx 6,3 * r * H$	$6 * r * H$
Verbaute Absorberfläche	$2 * 2\pi * r * H \approx 12,6 * r * H$	$6 * r * H$

Im HPMS-Projekt (High Performance Molten Salt) wurde ein Konzept des STERN-Receivers mit einem externen Receiver unter den Aspekten der technischen und ökonomischen Eigenschaften verglichen. Die Ergebnisse zeigen, dass der thermische Wirkungsgrad des STERN-Receivers über einen breiten Lastenbereich um ca. 1 % höher ausfällt und die Kosten ca. 9 % geringer. Die Kostenersparnis ist vor allem durch die kleinere verbaute Absorberfläche zu erklären [15]. Im HPMS-Projekt wurde ein STERN-Receiver mit einem großen Mittelpylon zur Stabilisierung betrachtet, an dem einseitig bestrahlte Module angebracht sind (Abbildung 2-9). In der aktuellen Variante ist die Größe des Mittelpylonen reduziert und alle verbauten Module werden zweiseitig bestrahlt. Zur Stabilisierung sind Außenpylone und horizontale Stützen vorgesehen (Abbildung 2-10). Die horizontalen

Stützen werden als Vierkantprofil mit aktiver Kühlung durch einen Luftstrom und einer Isolierung außen rum ausgeführt.

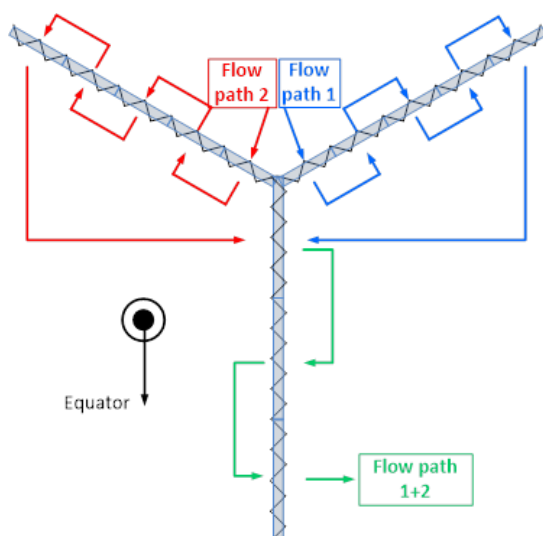


2-9: HPMS-STERN



2-10: Aktuelle STERN-Variante

Die Salzschnmelze tritt mit 290 °C in den Receiver ein und wird im Serpentinestrom über zwei parallele Strömungswege durch die beiden polseitigen Ausleger geführt. Anschließend wird der Massenstrom wieder zusammengeführt und durchströmt den dritten äquatorseitigen Ausleger. Am Austritt wird eine Salztemperatur von ca. 565 °C erreicht. Der Strömungsweg durch den Receiver ist in der folgenden Abbildung dargestellt. Die Randbedingungen aus der thermohydraulischen Auslegung zu der aktuellen Variante sind in der folgenden Tabelle zusammengefasst.



2-11: Strömungsweg des Salzes durch den STERN-Receiver

2-2: Randbedingungen aktuelle STERN-Variante „2+1“

Randbedingungen aktuelle STERN-Variante „2+1“

Receiver-Leistung	700 MW _{th}
Salztemperatur	290 °C – 565 °C
Höhe Absorber	15,4 m
Breite Absorber	12,7 m
Anzahl Rohre pro Ausleger	192
Rohrinnendurchmesser	60 mm
Strömungswege	2 parallele polseitig, Zusammenführung im 3. Ausleger (äquatorseitig)

Die konkrete Pylon- und Stützengestaltung steht noch aus. Bevorzugte Geometrien und eine Größenordnung der Komponenten konnten aber bereits in vorangegangenen Simulationen festgelegt werden. So hat sich gezeigt, dass ein möglichst kleiner Mittelpylon mit dreieckigem Querschnitt optisch ideal ist. Die Außenpylone werden möglichst schmal ausgeführt, um wenig Strahlung am Eintritt in die Apertur zu blockieren. Im weiteren Verlauf des Projektes wird ein Testreceiver entwickelt, an dem die grundsätzliche Machbarkeit demonstriert werden soll. In dieser Arbeit wird sich auf den Testreceiver konzentriert, deshalb wird darauf in einem zusätzlichen Kapitel eingegangen.

3. Theoretische Hintergründe

Zum Lösen der Problemstellungen in dieser Arbeit wurden verschiedene analytische und numerische Methoden verwendet, die im Folgenden kurz erläutert werden.

3.1. Wärmeübertragung

Ein Energietransport, der allein durch einen Temperaturunterschied zwischen System und seiner Umgebung abläuft, wird in der Thermodynamik als Wärme definiert. Dabei fließt Wärme nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik stets in Richtung des kleineren Temperaturniveaus. Nach welchen Gesetzmäßigkeiten der Prozess abläuft, ist Lehre der Wärmeübertragung. Grundsätzlich kann der Wärmetransport in drei Kategorien eingeteilt werden: Wärmeleitung, konvektiver Wärmeübergang, Wärmestrahlung [19].

Wärmeleitung:

Die Wärmeleitung beschreibt den Energietransport in Festkörpern oder Fluiden durch diffusive Transportprozesse, getrieben durch einen Temperaturgradienten. Die Wärme wird in Fluiden durch Atome bzw. Moleküle, in Festkörpern durch Gitterschwingungen oder durch freie Elektronen in elektrisch leitenden Medien transportiert [20]. Diese Zusammenhänge erkannte der französische Physiker und Mathematiker Fourier bereits 1822 und formulierte sie wie folgt [19]:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = -\lambda * \frac{T_1 - T_2}{\Delta x} * A \quad (1)$$

Die Wärmeleitfähigkeit λ ist materialabhängig und eine Funktion der Temperatur. Für die Wärmebilanz an einem infinitesimalen, kartesischen Volumenelement ergibt sich die Fourier'sche Differentialgleichung, mit der unter der Definition von Randbedingungen räumlich-zeitliche Veränderungen der Temperatur bestimmt werden können [20].

$$\rho c_p \frac{\delta T}{\delta t} = \frac{\delta}{\delta x} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta x} \right) + \frac{\delta}{\delta y} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta y} \right) + \frac{\delta}{\delta z} \left(\lambda \frac{\delta T}{\delta z} \right) + \dot{\omega} \quad (2)$$

Konvektiver Wärmeübergang:

Konvektion ist der Wärmeübergang zwischen einem Körper und einem Fluid, welche sich relativ zueinander bewegen. Es kann zwischen gezwungener Konvektion (Bewegung des Fluid wird von außen zugeführt) und freier Konvektion (Strömung durch Temperatur- oder

Dichteunterschiede) unterschieden werden. Analytisch wird der konvektive Wärmeübergang wie folgt beschrieben:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = \alpha * A * (T_W - T_F) \quad (3)$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α ist kein Stoffwert, sondern abhängig von der Körpergeometrie, sowie der Geschwindigkeitsverteilung im Fluid [20].

Wärmestrahlung:

Für die Wärmestrahlung wird kein Transportmedium benötigt. Die Energieabgabe erfolgt in Form von elektromagnetischen Wellen und entsteht immer bei einer positiven thermodynamischen Temperatur eines Körpers. Der Wärmestrom, den ein Körper in Form von Strahlung abgibt, kann wie folgt beschrieben werden [19]:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = \varepsilon * \sigma * A * T^4 \quad (4)$$

Der Emissionsgrad $\varepsilon \leq 1$ ist eine temperaturabhängige Material- und Oberflächeneigenschaft, die als verkleinernder Korrekturfaktor zum idealen Strahler, dem schwarzen Körper, dient. Da alle Körper strahlen, findet ein ständiger Strahlungsaustausch statt und ein Körper mit niedriger Temperatur überträgt auch Energie an einen Körper mit höherer Temperatur. Es kommt zu einem Wechselspiel zwischen Emission, Absorption, Reflexion und Transmission. Für die Wärmeübertragung ist dabei aber vor allem der Wärmestrom interessant, der netto übertragen wird. Vereinfachend für einen diffus-grauen Oberflächenstrahler mit einem Transmissionsgrad $\tau = 0$ ergibt sich die Strahlungsaustauschbeziehung zu [19]:

$$\dot{Q} = \frac{dQ}{dt} = F_{12} * \varepsilon_1 * \sigma * A_1 * (T_1^4 - T_2^4) \quad (5)$$

Mit F_{12} als Sichtfaktor, der den Einfluss von Form und relativer Orientierung der austauschenden Oberflächen erfasst. Der Sichtfaktor kann mit Formel (6) berechnet werden. Dabei stehen die Flächen A_1 und A_2 mit einem Abstand r unter den Winkeln ϕ_1 und ϕ_2 zueinander [19].

$$F_{12} = \frac{1}{A_1} \iint_{A_1 A_2} \frac{\cos \phi_1 \cos \phi_2}{\pi r^2} dA_1 dA_2 \quad (6)$$

Für viele gebräuchliche Konfigurationen gibt es in der Fachliteratur bereits ermittelte Sichtfaktoren [21].

3.2. Finite Elemente Methode

Die Finite Elemente Methode (FEM) erlaubt das Lösen von analytisch sehr schwer oder gar nicht lösbaren Problemstellungen. Dabei wird auf numerischem Weg eine stetige Näherungsfunktion für eine Lösungsgröße bestimmt. Die Berechnung wird über iterative Algorithmen solange durchgeführt, bis ein vorher definiertes Abbruchkriterium erfüllt ist. So kann mit Hilfe von Randbedingungen für jede beliebige Geometrie beispielsweise der Temperaturverlauf bestimmt werden. Dabei wird die Geometrie in eine Vielzahl kleiner Elemente unterteilt, für die eine Näherung durch ein einfaches Polynom (1. oder 2. Ordnung) angesetzt wird. Die Schnittstellen zwischen den Elementen werden Knoten genannt. Über die Definition der Randbedingungen, wie Materialeigenschaften, Temperatur oder Wärmeübertragung, kann der Verlauf der Zielparameter für jedes Element angenähert werden. Am Ende erhält man die orts aufgelösten Lösungsgrößen über der Geometrie [20]. Für die thermischen Simulationen innerhalb dieser Arbeit wird die Software ANSYS Mechanical APDL genutzt. ANSYS ist eine FEM-Software, die zum Lösen von linearen und nichtlinearen Problemstellungen in Bereichen der Mechanik und Thermodynamik dient.

3.3. Strahlenverfolgung

In der strukturellen Berechnung ist es wichtig, die maximal auftretenden Temperaturen und gegebenenfalls Temperaturgradienten zu kennen. Dafür ist es notwendig, die lokale Flussdichteverteilung auf dem Receiver zu bestimmen. Numerisch kann das mit der Monte Carlo Methode zur Strahlenverfolgung erfolgen. Dabei werden analytisch unlösbare Probleme mit Hilfe der Wahrscheinlichkeitstheorie numerisch lösbar. Wenn die Simulation häufig genug durchgeführt wird, wird angenommen, dass die relative Häufigkeit eines Zufallsergebnisses gegen die theoretische Wahrscheinlichkeit des Ergebnisses konvergiert [22]. In diesem Fall wird zur Strahlensimulation die vom DLR entwickelte Software SPRAY verwendet. SPRAY ist ein Solar Power Raytracing Tool, das unter Eingabeparametern wie Standort, Jahres- und Tageszeit für ein bestimmtes Heliostatenfeld die Strahlungskonzentration simulieren kann. Es wird direkt von der Reflektorfläche der Heliostaten eine bestimmte Anzahl Strahlen losgeschickt. Über die Hottel-Korrelation wird die Leistung der Strahlen, in Abhängigkeit von der direkten Einstrahlung (DNI), bestimmt [23]. Die in der Receiver-Region ankommenden Strahlen werden über einen Faktor reduziert, der die Verlustmechanismen wie Verschattung und

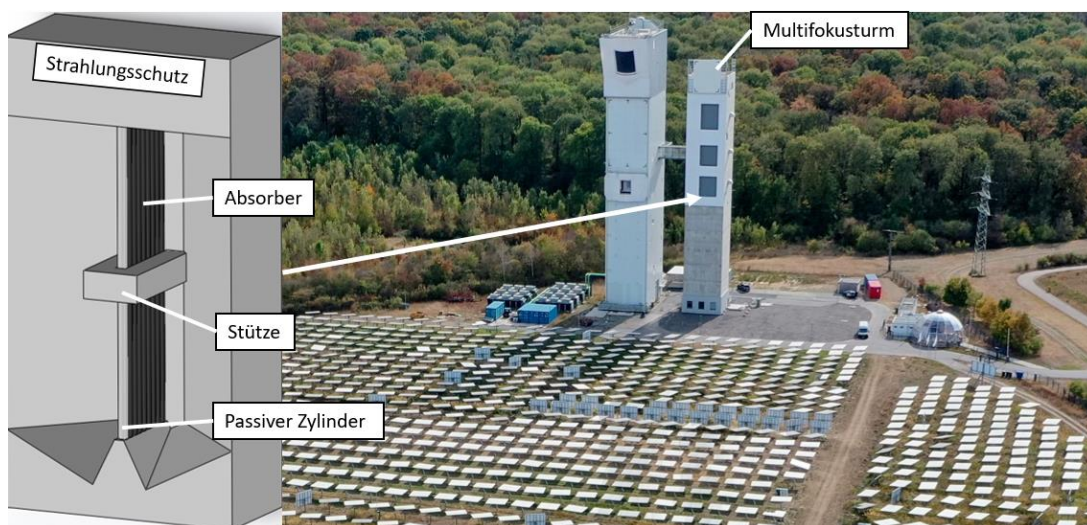
atmosphärische Absorption berücksichtigt. Über die DLR Schnittstelle FEMRAY kann die resultierende Flussdichteverteilung auf das Netz des FEM-Modells des Receivers aufgeprägt werden. Dabei wird die Geometrie in einzelne bins (Felder) diskretisiert, auf die eine bestimmte Anzahl Strahlen trifft. Die Summe über ein bin ergibt jeweils die lokale Flussdichte.

3.3.1. Maximale Flussdichte

Die Flussdichte, die maximal auf der Receiveroberfläche erreicht werden sollte, ist durch die verwendeten Materialien begrenzt. Zum einen gibt es Grenzwerte aufgrund von maximal zulässigen Thermospannungen und Kriechvorgängen in den Absorberrohren und zum anderen ist die Filmtemperatur der Salzschnmelze auf ca. 600 °C begrenzt, um thermisch stabil zu bleiben [24]. Ziel ist es, am Ende einen Kompromiss aus maximal absorbierter Leistung, minimalen optischen Verlusten und möglichst gleichmäßiger Flussdichteverteilung unter ständiger Einhaltung der Materiallimits zu finden.

4. Testreceiver STERN-Konzept

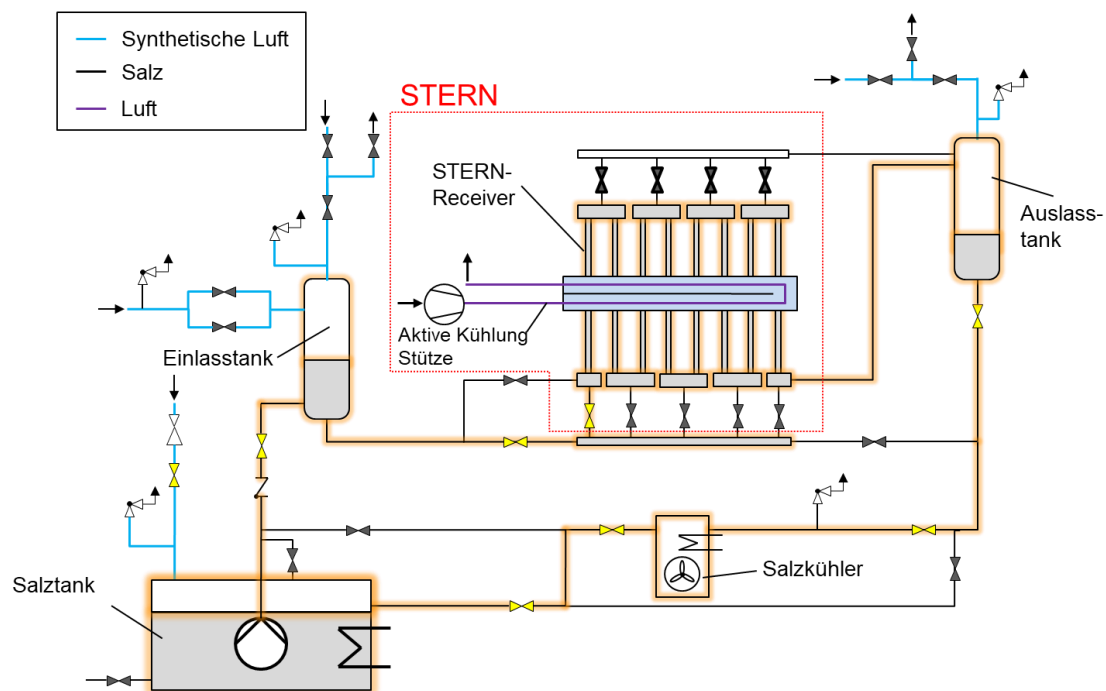
Im weiteren Verlauf des STERN-Projektes wird ein Testreceiver des Konzeptes entwickelt. Ziel ist es, die Funktionalität des kommerziellen Receivers zu validieren und zu demonstrieren, dass durch die zweiseitige Bestrahlung der Absorberrohre die Leistung pro Absorberrohr im Vergleich zur einseitigen Bestrahlung deutlich erhöht werden kann. Der Testreceiver wird im Versuchskraftwerk des DLR in Jülich im Multifokusturm innerhalb des SALSA-Testlaufes eingesetzt. Um eine zweiseitige Bestrahlung zu erreichen, werden die Absorber frei in Richtung Norden der Versuchsebene aufgehängt. Die Abmaße der Absorberrohre wurden durch eine thermo-hydraulische Dimensionierung in Abstimmung mit der Fa. MAN unter mehreren Varianten ausgewählt und sind im Anhang unter ii: Testreceiver Geometrie in Tabelle 9-5 aufgeführt. Dabei sind 8 Absorberrohre vorgesehen, die seriell durchströmt werden. Das Salz tritt im südlichsten Absorberrohr ein und fließt im Serpentinestrom bis zum nördlichsten Absorberrohr durch den Receiver. Stirnseitig wird zur Verschattung des letzten Rohres ein passiver Zylinder eingesetzt. In der Mitte der Absorber ist eine horizontale Stütze vorgesehen, welche innen aktiv durch Luft gekühlt wird. Um die Rohre befindet sich eine Haltestruktur mit einem Strahlungsschutz und reflektiver Beschichtung, damit der Wärmeeintrag an dahinterliegende Komponenten reduziert wird. Die Haltestruktur wird so gestaltet, dass möglichst wenig Strahlung am Eintritt in die Apertur blockiert wird und gleichzeitig möglichst viel Strahlung auf die Absorberfläche reflektiert werden kann. Abbildung 4-1 zeigt die grundsätzliche Geometrie und die Position des Receivers im Multifokusturm.



4-1: Testreceiver im Multifokusturm des Versuchskraftwerk Jülich

SALSA-Testlauf

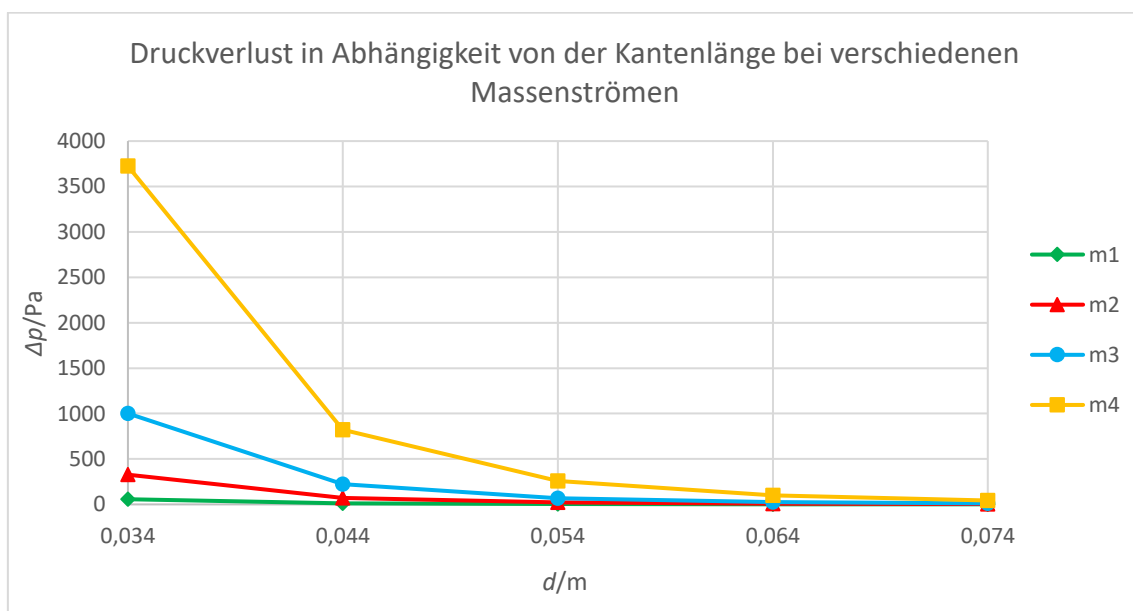
Der schematische Aufbau des SALSA-Testlaufes ist in Abbildung 4-2 dargestellt und wird nach Frantz et. al. [25] wie folgt beschrieben. Die Salzschnmelze wird zunächst über einen elektrischen Heizer auf eine gewünschte Temperatur gebracht und anschließend über die Steigleitung in den druckbeaufschlagten Einlasstank gepumpt. Über das Hauptregelventil kann der Salzmassenstrom im Receiver gesteuert werden, um die Auslasstemperatur variieren zu können. Beim Durchströmen des Receivers nimmt das Salz Wärme durch die solare Einstrahlung auf und läuft über den druckbeaufschlagten Auslasstank in den Salztank zurück. In der Fallleitung zwischen Auslasstank und Salztank befindet sich ein Salz-Luft-Kühler, der das Salz auf die gewünschte Salztanktemperatur runter kühlt. An allen Rohren und Tanks wird während des Versuchs die Temperatur gemessen, um ein Einfrieren der Salzschnmelze verhindern zu können. Über Nacht und während längeren Pausen wird der gesamte Salzkreislauf drainiert und kann im Salztank gespeichert werden. Über den Einlasstank ist sichergestellt, dass auch nach einem Ausfall der Pumpe im Salztank der Receiver zur Kühlung weiterhin mit Salz durchströmt werden kann, bis die Heliostaten defokussiert sind. Damit wird möglichen Überhitzungsschäden vorgebeugt.



4-2: Schematische Darstellung des Receiver-Systems im SALSA-Testlauf [25]

Horizontale Stütze

Im kommerziellen Receiver werden die Ausleger über aktiv gekühlte, horizontale Stützen, die über den Absorbern liegen, stabilisiert. Zwischen Stütze und Absorber ist eine druckfeste thermische Isolierung aus Dotherm eingesetzt und außen wird eine Microtherm-Isolierung mit reflektiver Beschichtung angebracht. Auch dieses Konzept soll im Testreceiver erprobt werden. Im kommerziellen Receiver werden die horizontalen Stützen über einen Luftstrom gekühlt, der über den Außenpylon nach oben in die Umgebung strömt. Im Testreceiver ist kein Außenpylon vorgesehen, deshalb gibt es für die Stützengestaltung die Möglichkeiten den Luftstrom jeweils über zwei parallele Wege durch eine Stütze rein und wieder raus zu führen oder den Luftstrom einmal um die Absorber herumzuführen. Eine Übersicht der Varianten ist in im Anhang in Tabelle 9-6 skizziert. In diesem Fall wurde sich für das dritte Konzept entschieden, da die stirnseitige Stütze hierbei im Strahlungsfokus steht und die gewählte Durchströmungsvariante einen Extremfall abbildet. Zum Abschätzen der Größenordnung des Luftkanals wird der Druckverlust bei verschiedenen Massenströmen für ein gerades Vierkantprofil berechnet (Diagramm 4-1). Dabei werden Massenströme betrachtet, durch die ein Wärmeübergangskoeffizient im Bereich zwischen 20 und 100 W/m²/K erreicht wird. Die Stütze soll so klein wie möglich ausgeführt werden, aber keine unnötig großen Druckverluste verursachen. Demnach wird sich für eine Kantenlänge von 54 mm entschieden.

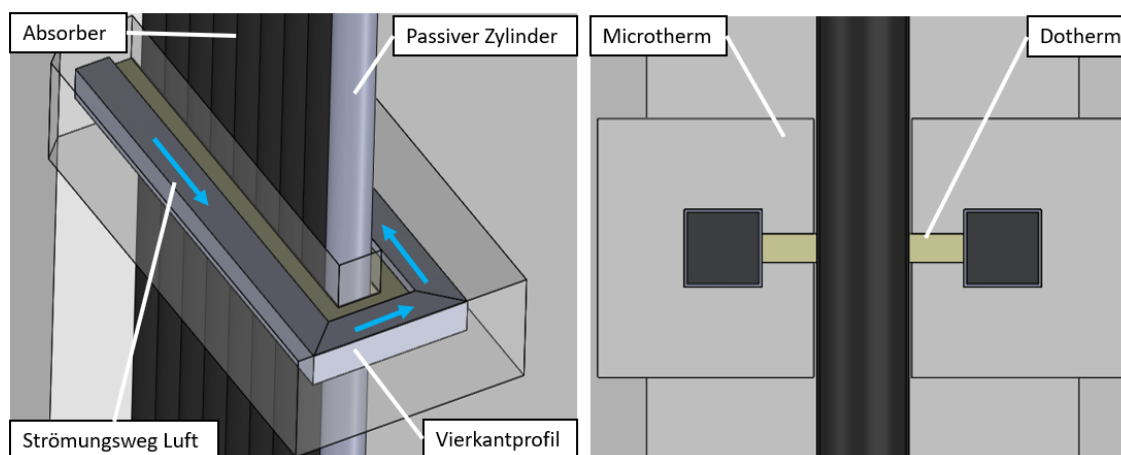


4-1: Druckverlust Stütze in Abhängigkeit von der Kantenlänge bei verschiedenen Massenströmen

4-1: In Abbildung 4-1 betrachtete Massen- bzw. Volumenströme mit entsprechendem WÜK

	m1	m2	m3	m4
Massenstrom	0,01 kg/s	0,024 kg/s	0,042 kg/s	0,081 kg/s
Volumenstrom	34 m³/h	83 m³/h	145 m³/h	279 m³/h
WÜK	20 W/m²/K	40 W/m²/K	60 W/m²/K	100 W/m²/K

In der folgenden Abbildung ist die angenommene Geometrie der Stützen am Testreceiver dargestellt.



4-3: Horizontale Stütze am Testreceiver: Isometrisch (links) und im Querschnitt (rechts)

5. Optisches Berechnungsmodell

Ziel der optischen Simulation ist, zunächst festzustellen, unter welchen Voraussetzungen der Testreceiver die geforderte Nennleistung von 1 MW_{th} erreichen kann. Dafür wurde vorab ein vereinfachtes, vorläufiges CAD-Modell erstellt. Dabei hat die Spezifikation der Stützen nach Abschnitt 4: Horizontale Stütze noch nicht stattgefunden und auch der passive Verschattungszylinder ist noch nicht berücksichtigt. Im Anschluss wird unter Berücksichtigung der Ergebnisse und mit der spezifizierten Stützengeometrie erneut die Flussdichteverteilung auf dem Receiver simuliert.

5.1. Geometrie und Materialeigenschaften

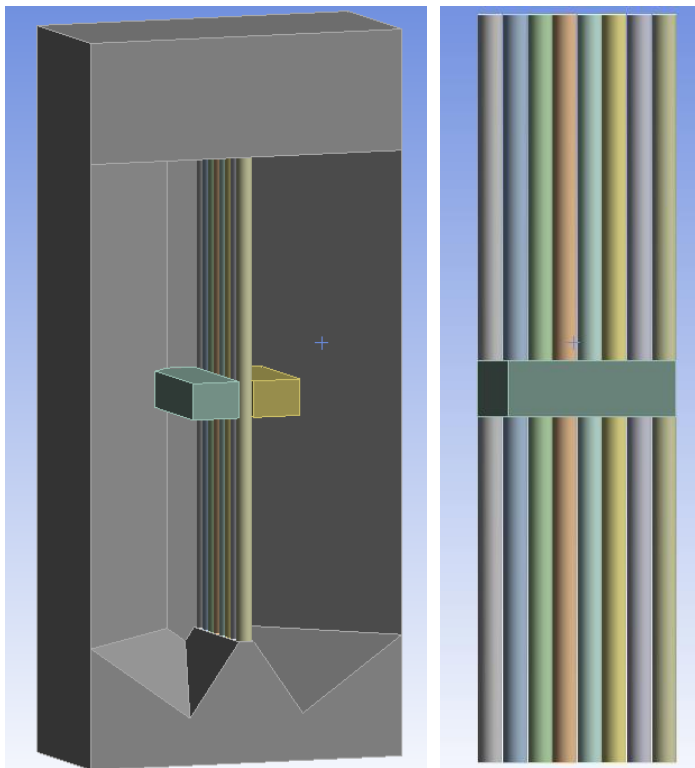
Die Abmaße der Absorberrohre sind nach Tabelle gewählt 9-5 und um den Einfluss der horizontalen Stütze zu berücksichtigen, wird für die ersten optischen Bewertungen zur erreichbaren Leistung eine erste Querschnittsannahme getroffen, die sich im Nachhinein als aussagekräftig erwiesen hat. Um die Absorber wird eine Haltestruktur angebracht, die zum einen möglichst wenig Strahlung am Eintritt in die Apertur blockiert und zum anderen möglichst viel Strahlung auf die Absorber reflektiert. Abbildung 5-1 zeigt die angenommene Geometrie für die optische Vorauslegung.

Absorberrohre:

Die Absorberrohre werden mit Pyromark 2500 beschichtet und es werden für die Berechnung die optischen Eigenschaften dieser Beschichtung verwendet. Die solar gewichtete gerichtete Absorbtivität variiert je nach Einfallswinkel zwischen 0,8 und 0,97 [26]. Dies wird allerdings aus Rechenzeitgründen vernachlässigt. Es wird eine solar gewichtete hemisphärische Absorbtivität von 0,93 angenommen [13].

Strahlungsschutz:

Es wird angenommen, dass alle anderen Komponenten mit einem Strahlungsschutz umgeben sind. Der Strahlungsschutz wird mit einem ASW-Coating beschichtet. Die Vermessung des Coatings mittels UV-VIS-IR Spektrometers im Quarzlabor des DLR Köln ergab eine solar gewichtete hemisphärische Reflektivität von 77,7%. Damit wird für die solar gewichtete hemisphärische Absorbtivität des Strahlungsschutzes ein Wert von 0,223 angenommen.

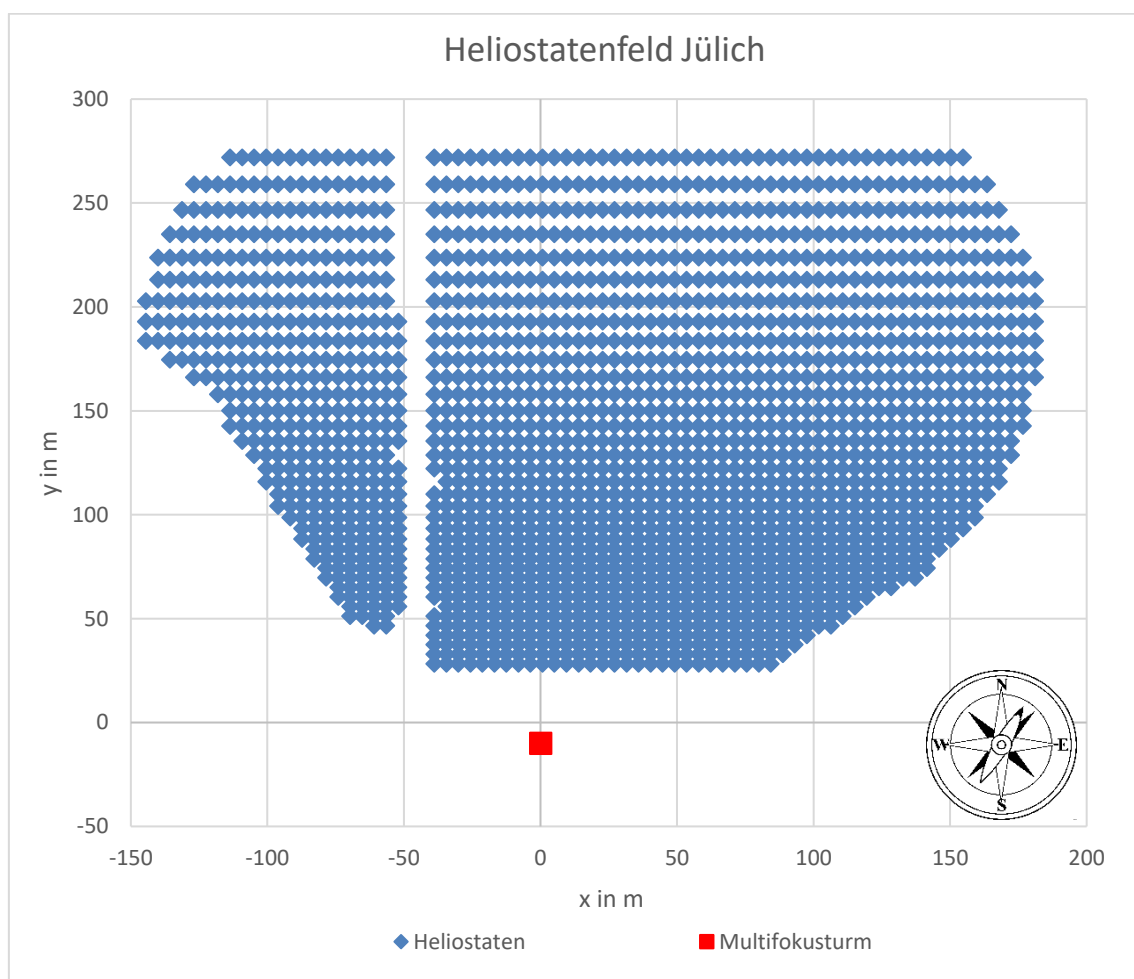


5-1: Geometrie des TestSTERN (links); Absorber mit Stütze (rechts)

5.2. Randbedingungen

Zur Simulation wird das Heliostatenfeld des Versuchskraftwerkes in Jülich angenommen, welches in einer Nordfeldkonfiguration ausgerichtet ist. Dort stehen 1996 rechteckige, aktive Heliostaten, die jeweils in vier Facetten unterteilt sind. Eine Facette ist 1,275 m breit und 2,705 m hoch. Damit ergibt sich pro Heliostat eine Reflektorfläche von etwa 8,19 m². Flache Facetten lenken die einfallende Solarstrahlung in eine definierte Richtung um, abhängig davon, in welchem Winkel sie zur Einstrahlung stehen. Bei gekrümmten Facetten ergibt sich ein Brennpunkt, in dem alle reflektierten Strahlen einer einzelnen Facette zusammentreffen. Durch die Krümmung der Facetten kann die lokale Leistung erhöht werden. Da sich in Vorabauslegungen gezeigt hat, dass bei ausschließlich flachen Facetten nicht die geforderte Leistung von 1 MW erreicht werden kann, wird zunächst davon ausgegangen, dass alle Facetten gekrümmt sind. Die Position der Komponenten wird über ein Koordinatensystem definiert, dessen Ursprung sich bezüglich der x- und y-Achse in der Mitte des stirnseitigen Absorberrohres vom Receiver und bezüglich der z-Achse auf der Bodenfläche befindet. Um den Einfluss der Verschattung des Heliostatenfeldes durch die

Türme zu berücksichtigen, werden neben den Koordinaten noch die Abmaße implementiert. In SPRAY kann nur ein Turm simuliert werden, deshalb werden der Solarturm und der Multifokusturm vereinfachend als ein Verschattungselement zusammengefasst. Als Jahres- und Tageszeit wird der 21.03., 12:00 Uhr festgelegt. Wenn für diesen Zeitpunkt der Receiver im Design-Point betrieben werden kann, steht mit ca. einem halben Jahr ein großer Zeitraum zum Fahren von Versuchen zur Verfügung. Die konkreten Randbedingungen für SPRAY sind im Anhang unter Tabelle 9-1 und 9-2 zusammengefasst. Die folgende Abbildung zeigt das Heliostatenfeld und die Position des Multifokusturms.

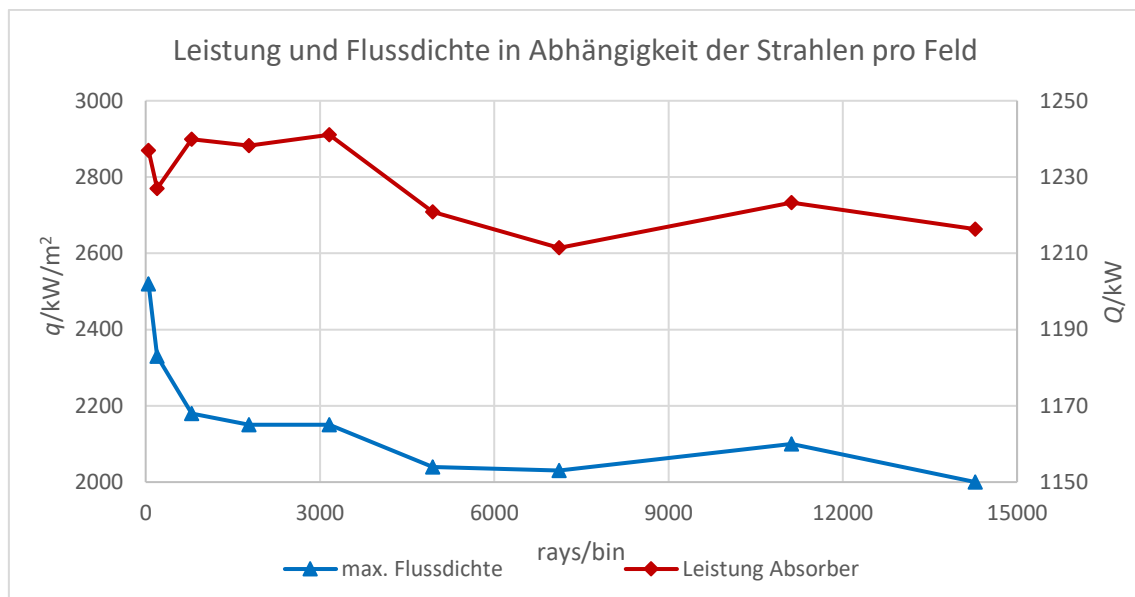


5-1: Plot Heliostatenfeld Jülich

5.2.1. Erforderliche Strahlenanzahl

SPRAY verwendet ein statistisches Verfahren zur Strahlensimulation, welches zu einer statistischen Streuung der Strahlen führt (Abschnitt 3.3). Um genaue und reproduzierbare Ergebnisse zu erhalten, ist eine große Anzahl an Strahlen nötig. Um eine Aussage darüber

treffen zu können, wann die Ergebnisse unabhängig von der Anzahl der Strahlen pro bin (rays/bin) sind, wird im Folgenden die Anzahl jeweils erhöht und es werden die absorbierte Leistung, sowie die maximal auftretende Flussdichte betrachtet. Diagramm 5-2 zeigt die Ergebnisse dazu. Ab ca. 5000 rays/bin streuen die beiden Auswertungsgrößen um einen Mittelwert. Die größte Abweichung der Leistung liegt bei 0,5 % und bei der Flussdichte beträgt die maximale Abweichung 2,8 %. Damit wird die Strahlenanzahl als ausreichend hoch angenommen.



5-2: Leistung und Flussdichte in Abhängigkeit der Strahlen pro Element

5.2.2. Plausibilitätsprüfung

Als Plausibilitätsprüfung wird der Heliostatenzielpunkt variiert, um zu bestätigen, dass sich die Flussdichteverteilung der Erwartung entsprechend ändert. Dabei wird als Zielpunkt einmal die Absorberhälfte oberhalb und einmal unterhalb der horizontalen Stütze definiert und jeweils eine Simulation durchgeführt. Mit den Ergebnissen konnte bestätigt werden, dass die definierte mit der tatsächlichen Receiverposition übereinstimmt.

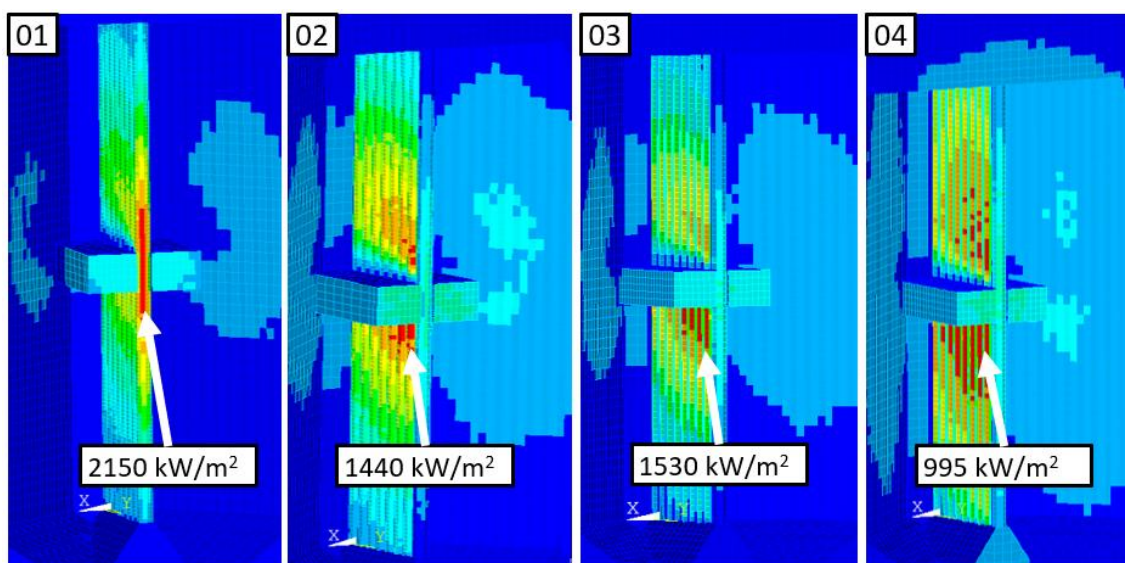
5.3. Ergebnisse

In der ersten Simulation (Variante 1) zeigt sich bereits, dass 1 MW_{th} mit der aktuellen Geometrievariante absorbiert werden kann. Die maximal zulässige Flussdichte aufgrund von Materiallimits von 1 MW/m² wird dabei aber um mehr als das Doppelte überschritten. Die maximale Flussdichte wird auf dem ersten außenstehenden Rohr erreicht. Als

Lösungsvorschlag werden zunächst zwei konstruktive Änderungen untersucht. Zum einen eine reflektive Beschichtung des stirnseitigen Rohres (Variante 2) und zum anderen ein zusätzliches passives Rohr in Form eines reflektiv beschichteten Keramik-Zylinders, der zur Verschattung dienen soll (Variante 3). In beiden Fällen wird als reflektive Beschichtung das ASW-Coating nach Abschnitt 5.1 angenommen. Die maximale Flussdichte kann zwar deutlich reduziert werden, liegt allerdings nach wie vor oberhalb der zulässigen Flussdichte. Da die maximale Flussdichte am Zielpunkt der Heliostaten auftritt, werden vier weitere Zielpunkte definiert (Anhang Tabelle 9-3) und dazu jeweils eine Gruppe Heliostaten (Anhang Abbildung 9-1). Dabei werden die Heliostaten dicht am Turm für die am Rand des Receivers liegenden Zielpunkte verwendet und die am weitesten entfernten Heliostaten zielen in die Mitte. In Kombination mit den Varianten 2 und 3 kann die maximal zulässige Flussdichte von 1 MW/m^2 eingehalten und trotzdem 1 MW_{th} absorbiert werden. Die Ergebnisse sind im Folgenden dargestellt. Die Variante mit einem zusätzlichen Zylinder ist dabei praktisch besser realisierbar und kann mehr Leistung absorbieren. Daher stellt die Variante 4 das gewählte Konzept für die nachfolgenden Berechnungen dar.

5-1: Ergebnisse der verschiedenen Varianten

	Variante 1	Variante 2	Variante 3	Variante 4
Absorbierte Leistung	1241 kW	1039 kW	1140 kW	1100 kW
Maximale Flussdichte	2150 kW/m ²	1440 kW/m ²	1530 kW/m ²	995 kW/m ²



5-2: Abbildung der Ergebnisse aus Variante 1 bis 4

5.3.1. Ergebnisse spezifizierte Geometrie

Nachdem bestätigt werden konnte, dass mit der grundsätzlichen Receivergeometrie 1 MW Leistung absorbiert werden kann, wurde nach Abschnitt 4 die Stützegeometrie spezifiziert und ein zusätzliches passives Rohr nach Abschnitt 5.3 eingesetzt. Durch die stirnseitige Stütze wird ein größerer Teil der Absorberfläche verschattet und damit eine geringere absorbierte Leistung erwartet. In einer weiteren Simulation soll der Einfluss auf die Flussdichteverteilung und die absorbierte Leistung untersucht werden. Dazu werden die gleichen Randbedingungen aus Abschnitt 5.2 verwendet und die festgelegten Zielpunkte nach Tabelle 9-3. Die Ergebnisse sind in der folgenden Tabelle dargestellt. Es wird nach wie vor 1 MW an Leistung erreicht und die maximal zulässige Flussdichte eingehalten. Damit bauen die folgenden thermischen Simulationen auf den Ergebnissen auf.

5-2: Absorbierte Leistung und maximale Flussdichte aus optischer Simulation

Absorbierte Leistung	Maximale Flussdichte
1075,2 kW	971,4 kW/m ²

6. Thermisches Berechnungsmodell

Für die thermische Simulation werden zunächst Materialannahmen getroffen und Lastfälle definiert. Es soll bei verschiedenen Salzeinlasstemperaturen der stationäre Design-Point im Solarbetrieb und in einem transienten Modell der Fall einer Notspülung betrachtet werden. Bei der Notspülung treten in kurzer Zeit große Temperaturänderungen auf. Ziel ist es, kritische Orte und Zeitpunkte durch hohe Temperaturen und Temperaturgradienten an der Receivergeometrie für eine strukturelle Betrachtung durch den Projektpartner MAN zu identifizieren. Im folgenden Abschnitt werden Randbedingungen festgelegt und die Ergebnisse ausgewertet.

6.1. Geometrie und Materialdaten

Für das thermische Modell werden zunächst einige Vereinfachungen getroffen. Die Header und Verbindungsbögen werden vernachlässigt. Vom Strahlungsschutz der Haltestruktur um die Absorber werden nur die Oberflächen abgebildet, um einen IR-Strahlungsaustausch mit den Absorbern simulieren zu können.

Absorberrohre

Für die Absorberrohre wird das Material DMV310N angenommen. DMV310N ist ein austenitischer rostfreier Stahl, der für den Einsatz im Hochtemperaturbereich ausgelegt ist. Im Anhang sind angenommenen Materialdaten unter Tabelle 9-12 und 9-13 aufgeführt. Die optischen Eigenschaften, sowie die hemisphärische Emissivität der Absorberrohre werden über die Eigenschaften der Pyromark-Beschichtung definiert. Im Anhang unter Abbildung 9-2 ist hemisphärische Emissivität über der Temperatur von Pyromark 2500 entsprechend Cliff Ho [26] dargestellt. Konservativ wird für die Emissivität der kleinste gemessene Wert von 0,8 angenommen.

Strahlungsschutz

Auf der horizontalen Stütze wird eine thermische Isolierung aufgebracht. Außerdem wird davon ausgegangen, dass die gesamte Haltestruktur um die Absorber mit einer thermischen Isolierung ausgeführt wird. Als Isolierungsmaterial wird Microtherm -1200 der Fa. PROMAT angenommen. Im Datenblatt (Anhang: Abbildung 9-3) sind die Angaben zur Wärmeleitfähigkeit und spezifischen Wärmekapazität auf den Temperaturbereich von

200°C bis 800°C begrenzt. Da sich gezeigt hat, dass die Isolierung im Modell Temperaturen von 40°C bis ca. 1400°C erfährt, werden die Materialdaten für diese Temperaturen durch konservative Extrapolation abgeschätzt. Die Isolierwirkung ist abhängig von der Montage und kann daher stark schwanken. Deshalb wird die Wärmeleitfähigkeit konservativ mit dem Faktor 2 für die thermische Simulation skaliert. Die in ANSYS implementierten Daten sind im Anhang unter Tabelle 9-14 dargestellt. Es wird angenommen, dass sämtliche Isolierung mit einem reflektiven ASW-Coating beschichtet wird, deshalb werden für die optischen Eigenschaften, sowie für die hemisphärische Emissivität die Eigenschaften dieser Beschichtung verwendet. Die Vermessung des Coatings im Labor des DLR in Köln ergab eine solar gewichtete hemisphärische Emissivität von 76,4 %.

Luftkanal

Die horizontale Stütze wird als Vierkantprofil ausgeführt, dabei wird zunächst angenommen, dass Baustahl verwendet wird, da dies eine kostengünstige Variante darstellt. Die verwendeten Materialdaten befinden sich im Anhang unter Tabelle 9-15.

Dotherm

Zwischen der horizontalen Stütze und den Absorberrohren wird eine thermische Isolierung eingesetzt. Angenommen wird dafür das Material Dotherm. Im Datenblatt ist die Wärmeleitfähigkeit von 23 – 400 °C angegeben, in der Simulation erfährt das Material aber deutlich höhere Temperaturen, deshalb wird die Wärmeleitfähigkeit extrapoliert und in ANSYS eingetragen. Auch die spezifische Wärmekapazität ist nicht angegeben und es wird eine Annahme eines typischen Wertes für Calciumsilikate, nach dem VDI-Wärmeatlas, getroffen [21]. Die implementierten Materialdaten sind im Anhang unter Abbildung 9-4 und Tabelle 9-17 zu finden.

Keramik-Zylinder

Um die maximale Flussdichte auf dem stirnseitigen Absorberrohr zu reduzieren, wird zur Verschattung ein passives Element in Form eines Zylinders eingesetzt. Aufgrund der extremen thermischen Belastung wird eine technische Keramik für Hochtemperaturbereiche angenommen. In diesem Fall werden Materialdaten von Rapox mit 95% Aluminiumoxid für die thermische Simulation verwendet. Für die spezifische Wärmekapazität wird im

Datenblatt (Anhang: Abbildung 9-5) keine Angabe gemacht und es wird der Wert 1150 J/kg/K für Aluminiumoxid nach dem VDI-Wärmeatlas angenommen [21]. Der Keramik-Zylinder wird ebenfalls mit einem ASW-Coating beschichtet.

Stoffwerte Luft und Solarsalz

Eine Übersicht der verwendeten Stoffwerte für Luft findet sich im Anhang unter Tabelle 9-16. Für das Solarsalz werden die Stoffwerte nach BASF verwendet. Eine Übersicht dazu befindet sich ebenfalls im Anhang unter Tabelle 9-18.

6.2. Lastfälle

Um den Festigkeitsnachweis des Testreceivers durchzuführen, müssen die Temperaturverläufe in den Absorberrohren und der Stütze unter verschiedenen Randbedingungen berechnet werden. Den Ausgangspunkt stellt der stationäre Solarbetrieb dar. Dabei strömt das Salz im Serpentinestrom durch die 8 Absorberrohre und wird durch die einfallende Solarstrahlung erhitzt. Für den ersten Lastfall wird dieser stationäre Design Point bei zwei verschiedenen Salzeinlasstemperaturen (290 °C und 509 °C) berechnet. Den zweiten Lastfall stellt eine Notspülung des Receivers dar. Bei der Notspülung erfolgt sprunghaft ein Anstieg des Massenstroms auf Maximalmassenstrom und eine Defokussierung aller Heliostaten und somit ein vollständiger Abfall der solaren Heizleistung. Ausgangspunkt der Simulation ist wieder der stationäre Solarbetrieb bei zwei verschiedenen Salzeinlasstemperaturen (290 °C und 509 °C). Im Anschluss wird innerhalb von 0,1 Sekunden der Salzmassenstrom erhöht und innerhalb von 1 Sekunde fällt die solare Flussdichte auf der Receiveroberfläche linear auf null ab. Die absorbierte Ausgangsflussdichte wird über das Raytracing-Modell SPRAY berechnet und durch FEMRAY auf die vernetzte Geometrie in ANSYS als Wärmestromdichte-Randbedingung aufgeprägt. Es werden alle weiteren thermischen Randbedingungen (Konvektion, IR-Strahlung, Wärmeleitung) auf das FEM-Modell aufgeprägt und die lokalen Temperaturen ausgewertet. Eine Übersicht der Randbedingungen für jeden Lastfall ist im Anhang unter iii Übersicht Lastfälle aufgeführt.

6.3. Randbedingungen Lastfall 1 (stationär)

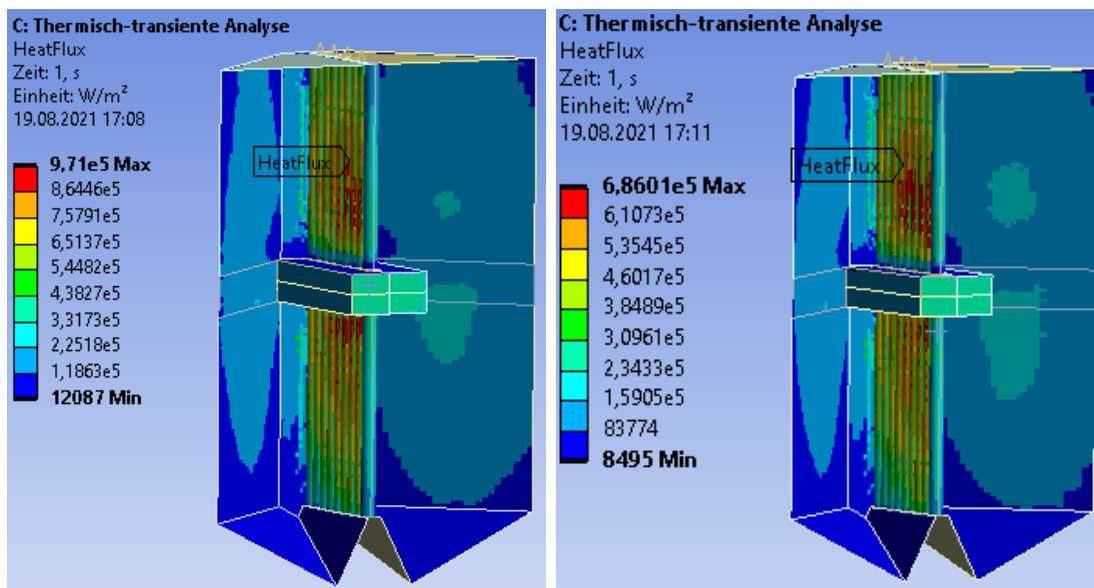
Den ersten Lastfall stellt der stationäre Design-Point im Solarbetrieb dar. Es werden zwei verschiedene Salzeinlasstemperaturen betrachtet und die angenommenen Randbedingungen im Folgenden erläutert.

6.3.1. Solar absorbierte Flussdichte

Die maximal zulässigen Flussdichten, die an das Salz übertragen werden können, liegen für die zweiseitig bestrahlten Absorber noch nicht vor, da diese ein Ergebnis der strukturmechanischen Betrachtung sind, der diese Berechnungen zugrunde liegen. Für die Erstausslegung werden deshalb zunächst die maximal zulässigen Flussdichten angenommen, die für die einseitig bestrahlten Absorberrohre im HPMS-II Projekt ermittelt wurden. Die optische Simulation wird mit der angepassten Receiver-Geometrie nach Kapitel 5.3.1 durchgeführt und die resultierende Flussdichtevertelung wird als Wärmestromdichte-Randbedingung in ANSYS implementiert. In den folgenden Abbildungen ist die implementierte Randbedingung dargestellt. In Tabelle 6-1 sind die Annahmen zur maximalen Flussdichte aufgeführt.

6-1: RB solar absorbierte Flussdichte Lastfall 1

Parameter	Einheit	LF1a	LF1b
Ziel max. Flussdichte solar absorbiert (Nach HPMS-II)	kW/m ²	978	691
Skalierungsfaktor	-	1	0,71
Implementierte max. solare Flussdichte	kW/m ²	971	686



6-1: LF1a: Flusssichte-Randbedingung

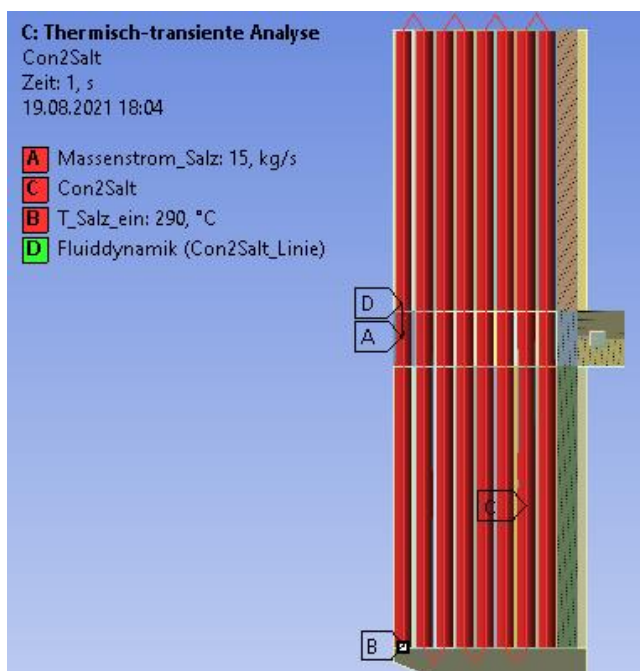
6-2: LF1b: Flusssichte-Randbedingung

6.3.2. Konvektion

Es soll Konvektion an das Salz, Konvektion zur Umgebung und Konvektion an den Luftstrom innerhalb der horizontalen Stütze betrachtet werden. Die Annahmen zum Bestimmen der Randbedingungen werden im Folgenden dargestellt.

Konvektion zum Salz

Basierend auf den Gnielinski-Korrelationen [27] wird die Nusselt-Zahl und anschließend der Wärmeübergangskoeffizient bei folgenden Annahmen berechnet und auf die gesamte Rohrrinnenfläche der Absorber aufgeprägt. Es wird vereinfachend angenommen, dass das Salz im Lastfall 1a 1 MW Leistung und im Lastfall 1b 710 kW Leistung absorbiert. Mit dem resultierenden Temperaturhub, dem Massenstrom, sowie der Rohrgeometrie können die Wärmeübergangskoeffizienten abgeschätzt werden. Die berechneten Werte dazu befinden sich im Anhang unter Tabelle 9-20. Als Stoffwerte werden die des Salzes nach Abschnitt 6.1 verwendet. Das Salz wird über einen Strömungsfaden simuliert und entsprechend nach Lastfall 1a oder 1b wird eine Eintrittstemperatur in das erste Absorberrohr definiert. Die folgende Abbildung zeigt exemplarisch den Receiver im Schnitt mit den aufgeprägten Randbedingungen anhand des Lastfalls 1a.



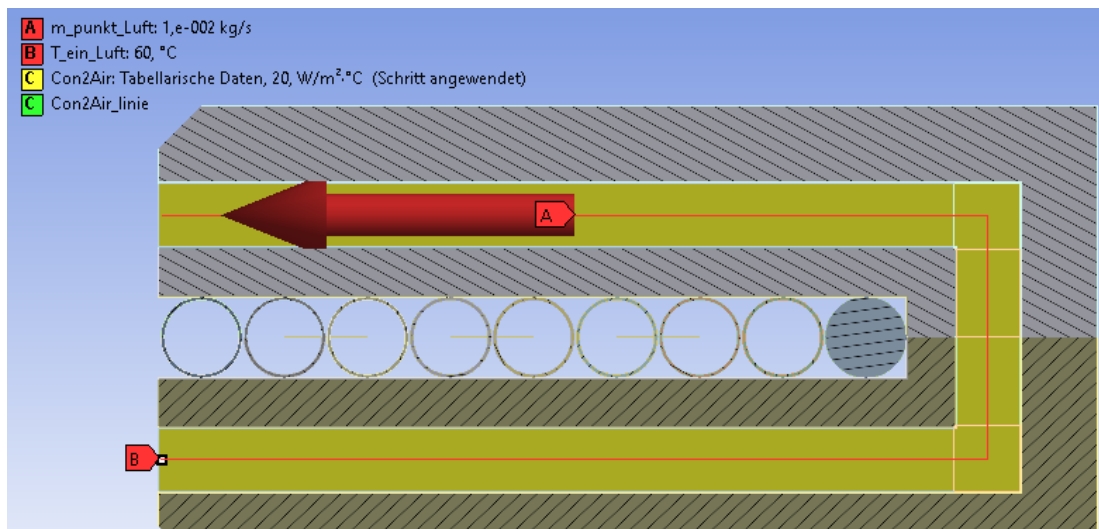
6-3: LF1: Randbedingungen Konvektion Salz

Konvektion zum Luftstrom

Innerhalb der Stütze strömt zur Kühlung ein Luftstrom. Im thermischen Modell wird die Luft über einen Strömungsfaden simuliert. Dabei wird als Eintrittstemperatur konservativ eine Temperatur von 60 °C angenommen. Als Massenstrom wird m1 aus Tabelle 4-1 gewählt. Damit wird ein Wärmeübergangskoeffizient von 20 W/m²/K erreicht.

6-2: Randbedingungen Luftstrom

Parameter	Einheit	Wert
Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² /K	20
Reynolds-Zahl	-	10000
Strömungsgeschwindigkeit	m/s	3,8
Massenstrom	kg/s	0,01
Volumenstrom	m ³ /h	34,4
Eintrittstemperatur	°C	60



6-4: Abbildung der Randbedingungen des Luftstroms

Konvektion zur Umgebung

Je nach Umgebungsbedingungen kann die Konvektion der Oberflächen zur Umgebung als freie oder als erzwungene Konvektion stattfinden. Bei freier Konvektion treten minimale Verluste und damit die höchsten Temperaturen auf. Für den Festigkeitsnachweis sind die maximalen Temperaturen interessant, da sie die größte Belastung darstellen. Demnach wird im Weiteren ausschließlich von freier Konvektion ausgegangen. Zum Abschätzen des Wärmeübergangskoeffizienten werden einige vereinfachende Annahmen zur Geometrie getroffen. Es wird der Wärmeübergangskoeffizient für den Strahlungsschutz unter Annahme einer vertikalen Fläche bestimmt. Die Fläche hat eine Höhe von 2 m, eine Breite von 0,9 m und eine gleichförmige Oberflächentemperatur von 1000 °C. Die Umgebungstemperatur wird mit 40 °C angenommen. Nach dem VDI-Wärmeatlas für den Wärmeübergang durch freie Konvektion [21] ergeben sich folgende Werte.

6-3: Berechnung WÜK Strahlungsschutz bei freier Konvektion

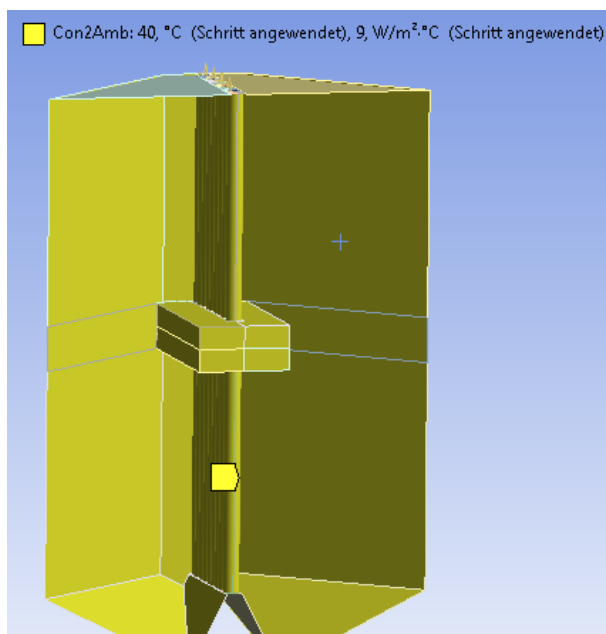
Parameter	Einheit	Wert
Grashof-Zahl	-	$3,38 \cdot 10^{10}$
Rayleigh-Zahl	-	$2,43 \cdot 10^{10}$
$f_1(Pr)$	-	0,349
Nusselt-Zahl	-	335,2
Wärmeübergangskoeffizient	W/m²/K	9,5

Analog dazu wird für die Absorber ein horizontaler Zylinder angenommen mit einer Länge von 2 m, einem Außendurchmesser von 64 mm und einer gleichförmigen Oberflächentemperatur, im Lastfall 1a von 390 °C und im Lastfall 1b von 570 °C. Der Einfluss der horizontalen Stütze wird vernachlässigt. Zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten ergeben sich folgende Werte.

6-4: Berechnung WÜK Absorber bei freier Konvektion

Parameter	Einheit	LF1a	LF1b
Grashof-Zahl	-	$8,05 \cdot 10^6$	$6,79 \cdot 10^6$
Rayleigh-Zahl	-	$3,72 \cdot 10^5$	$4,81 \cdot 10^5$
$f_3(Pr)$	-	0,326	0,327
Nusselt-Zahl	-	25,4	24,3
Wärmeübergangskoeffizient	W/m ² /K	9,8	10,7

Die bestimmten Werte unterscheiden sich nicht wesentlich voneinander und es wird für alle Bauteiloberflächen und Lastfälle konservativ der Wärmeübergangskoeffizient von **9 W/m²/K** angenommen und aufgeprägt. Im Zwischenraum der horizontalen Stütze wird keine Konvektion betrachtet, da die resultierenden Konvektionsverluste verhältnismäßig gering ausfallen.



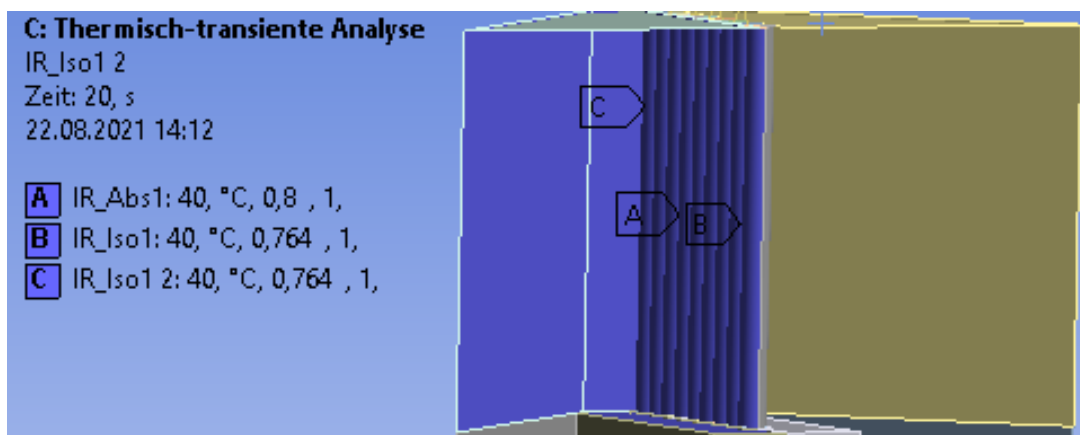
6-5: Konvektionsrandbedingung zur Umgebung

6.3.3. Strahlung

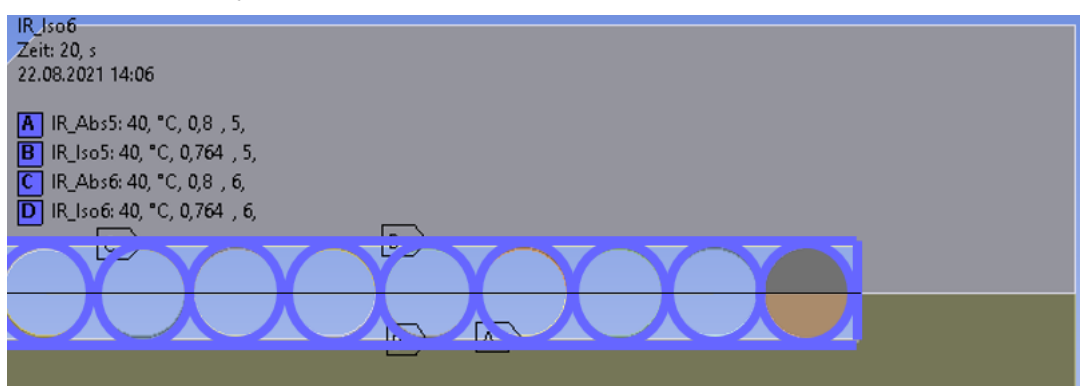
Im weiteren Verlauf werden die grundsätzlichen Strahlungsrandbedingungen erfasst. Hierfür wird Strahlung an die Umgebung und die gegenseitige Bestrahlung der Receiverkomponenten untereinander betrachtet. Die hemisphärische Emissivität der Komponenten ergibt sich, wie in Abschnitt 6.1 beschrieben, über die Oberflächenbeschichtungen. Dabei ist vor allem die zusätzliche Leistung an die Absorber interessant. Um Rechenzeit zu sparen, werden jeweils verschiedene Hüllkörpertypen definiert, in denen ein IR-Strahlungsaustausch stattfinden soll. Abbildung 6-6 zeigt exemplarisch den ersten Hüllkörpertypen, in dem Absorberrohre, Strahlungsschutz, passiver Zylinder und die horizontale Stütze im Strahlungsaustausch stehen. Analog dazu wird für die anderen bestrahlten Absorberflächen ein Hüllkörper angenommen. Im Zwischenraum der horizontalen Stütze wird der Strahlungsaustausch von Absorber, Isolierung und des passiven Zylinders betrachtet (Abbildung 6-7). Die weiteren Hüllkörper sind im Anhang unter v: Thermisches Modell: Randbedingungen dargestellt. Die seitliche Fläche der horizontalen Stütze und die angrenzende Fläche des Strahlungsschutz werden vereinfachend als Strahlung an die Umgebung modelliert. In einer analytischen Abschätzung wurde mit Hilfe von Sichtfaktoren entsprechend Howell [28] die durch IR-Strahlung übertragene Leistung abgeschätzt. Dabei hat sich gezeigt, dass durch die annähernd gleichen Oberflächentemperaturen die übertragene Leistung vernachlässigbar gering ist (Anhang v: Analytische Abschätzung des Strahlungsaustausch der seitlichen Stützenisolierung und dem angrenzenden Strahlungsschutz).

6-5: Randbedingungen zur Wärmestrahlung

Komponente	Emissivität	Umgebungstemperatur
Absorberrohre	0,8	40 °C
Haltestruktur, Isolierung, passiver Zylinder	0,764	40 °C



6-6: IR-RB: Hüllkörpertyp 1



6-7: IR-RB: Hüllkörpertyp 5 und 6

6.4. Randbedingungen Lastfall 2 (transient)

Im zweiten Lastfall soll eine Notspülung des Receivers simuliert werden. Eine Notspülung wird bei verschiedenen Störungen im Salzkreislauf ausgelöst und sorgt dafür, dass der Solarbetrieb eingestellt wird. Dafür werden sämtliche Heliostaten defokussiert. Die Heliostatenbewegung erfolgt über einen lokalen Motor und dauert einige Sekunden. Für die Simulation wird konservativ angenommen, dass der Vorgang 1 s dauert. Damit ist die Änderung der Flussdichte über der Zeit größer und damit die Änderung der Temperaturen. Über den druckbeaufschlagten Einlasstank und die Öffnung aller Regelventile wird gewährleistet, dass für den Defokussivvorgang eine weiterhin ausreichende Kühlung der Absorberrohre durch den Salzmassenstrom stattfinden kann. Hierfür wurde in Abhängigkeit von Füllstand und Druck im Einlasstank zum Startzeitpunkt der Notspülung und unter Berücksichtigung von Sicherheitsventilen und Blenden, sowie dem Füllstand und Gegendruck im Auslasstank berechnet, welcher Massenstrom sich einstellen wird. Daraus wurde die konservative Annahme abgeleitet, dass sich der Massenstrom nach Beginn der

Notspülung innerhalb von 0,1 s auf 30 kg/s erhöht. Die Aussage dabei ist, dass die starke Änderung der Wärmeübergangskoeffizienten zu hohen Änderungen der Temperaturdifferenzen führt. Ebenfalls soll simuliert werden, wie sich die Stütztemperatur verhält, wenn während der Notspülung die Kühlung der horizontalen Stütze ausfällt, was zum Beispiel während eines Stromausfalls passieren könnte.

Die Simulation wird folgenden Ablauf haben:

- Der erste Zeitschritt ist der stationäre Design Point aus Abschnitt 6.3.
- Mit dem zweiten Zeitschritt wird die Notspülung eingeleitet: Innerhalb von 0,1 s wird der Massenstrom auf 30 kg/s erhöht. Gleichzeitig wird der Luftmassenstrom in der Stütze abgesenkt und es wird nur noch natürliche Konvektion betrachtet.
- Im dritten Zeitschritt werden innerhalb von 1 s alle Heliostaten defokussiert, was sich in der Simulation als linearen Abfall der solaren Flussdichte auf null widerspiegelt.
- Danach wird 18 s lang der Temperatenausgleich simuliert bis die Komponenten einen nahezu stationären Zustand erreicht haben.

6.4.1. Solar absorbierte Flussdichte

Die solar absorbierte Flussdichte wird analog zu Abschnitt 6.3.1 bestimmt und innerhalb von 1 s im Zeitschritt 3 auf null linear abgesenkt.

6-6: RB solar absorbierte Flussdichte Lastfall 2

Zeitschritt	Zeitpunkt	LF2a	LF2b
1	1s (stationär)	955 kW/m ²	678 kW/m ²
2	1s – 1,1s	955 kW/m ²	678 kW/m ²
3	1,1 – 2,1s	Lineare Abnahme auf 0	Lineare Abnahme auf 0
4	2,1s – 20s	0	0

6.4.2. Konvektion

Konvektion zum Salz

Im Design Point strömt das Salz mit 15 kg/s durch den Receiver. Dies ist die Ausgangssituation für alle Lastfälle. Für die Notspülung wird der Massenstrom innerhalb

von 0,1s auf 30 kg/s erhöht, unabhängig vom Lastfall 2a oder 2b. Die folgende Tabelle fasst die Massenströme zu den jeweiligen Zeitpunkten zusammen.

6-7: LF2: Salzmassenstrom zum jeweiligen Zeitpunkt

Zeitschritt	Zeitpunkt	Massenstrom
1	1s (stationär)	15 kg/s
2	1s – 1,1s	Lineare Zunahme von 15 kg/s auf 30 kg/s
3	1,1 – 2,1s	30 kg/s
4	2,1s – 20s	30 kg/s

Die Wärmeübergangskoeffizienten bei 15 kg/s Salzmassenstrom werden aus Abschnitt 0 übernommen. Dabei wurde mit einer Annahme der absorbierten Leistung und einem daraus resultierenden Temperaturanstieg die Veränderung der mittleren Wärmeübergangskoeffizienten über den Absorberrohren berücksichtigt. Zum Berechnen der Wärmeübergangskoeffizienten bei einem Salzmassenstrom von 30 kg/s wird vereinfachend angenommen, dass die Salztemperatur über den Absorberrohren konstant der Einlasstemperatur entspricht. Tatsächlich ändert sich die absorbierte Leistung über der Zeit. Zum einen durch den Massenstromanstieg und zum anderen durch das Absenken der solaren Flussdichte. Insgesamt wird sich die Temperaturdifferenz des Salzes über den Absorbern im Vergleich zum stationären Zustand reduzieren und die absoluten Wärmeübergangskoeffizienten werden erhöht. Demnach reduziert sich die relative Abweichung der Wärmeübergangskoeffizienten und die Annahme der konstanten Salztemperatur darf gemacht werden. Die Werte dazu befinden sich im Anhang unter Tabelle 9-21.

Konvektion zum Luftstrom

Es wird ebenfalls eine Lufteintrittstemperatur von 60 °C und der gleiche Massenstrom wie im Design Point aus Abschnitt 0 angenommen. Ab dem Beginn der Notspülung wird der Kühlungsausfall simuliert. Dabei wird der Luftmassenstrom soweit gesenkt, dass nur noch natürliche Konvektion stattfindet. Um den Luftdurchsatz bei natürlicher Konvektion in der Stütze abschätzen zu können, wird über die Annahme eines Kamineffektes eine Druckdifferenz berechnet. Die Luft soll am unteren Teil der Absorber einströmen und am oberen Teil nach einer Erwärmung in der horizontalen Stütze mit ca. 130 °C wieder

ausströmen. Demnach ergibt sich nach der folgenden Formel eine treibende Druckdifferenz, mit der auf einen resultierenden Massenstrom geschlossen werden kann.

$$\begin{aligned}\Delta p &= (\rho(T_{\text{Eintritt}}) - \rho(T_{\text{Austritt}})) * g * h \\ &= (1,046 - 0,864) \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} * 9,81 \frac{\text{m}}{\text{s}^2} * 2\text{m} \\ &= 3,6 \text{ Pa}\end{aligned}\quad (7)$$

6-8: Annahmen zum Luftstrom im Lastfall 2

Parameter	Einheit	Wert
Temperatur Eintritt	°C	60
Temperatur Austritt	°C	130
Höhendifferenz Austritt - Eintritt	m	2
Reynolds-Zahl	-	4538
Strömungsgeschwindigkeit	m/s	2,1
Wärmeübergangskoeffizient	W/m²/K	7,6

Konservativ wird für die Simulation ein Wärmeübergangskoeffizient von **7 W/m²/K** angenommen und der erforderliche Massenstrom berechnet. Die folgende Tabelle fasst die Annahmen zu den jeweiligen Zeitpunkten zusammen.

6-9: Randbedingungen Luftstrom in Stütze zum jeweiligen Zeitpunkt

Zeitschritt	Zeitpunkt	Massenstrom	Wärmeübergangskoeffizient
1	1s (stationär)	0,01 kg/s	20 W/m²/K
2	1s – 1,1s	Lineare Abnahme auf 0,0018 kg/s	Lineare Abnahme auf 7 W/m²/K
3	1,1 – 2,1s	0,0018 kg/s	7 W/m²/K
4	2,1s – 20s	0,0018 kg/s	7 W/m²/K

Konvektion an Umgebung

Es werden die gleichen Randbedingungen wie in Abschnitt 0 angenommen.

6.4.3. Strahlung

Als Strahlungsrandbedingungen werden die gleichen Annahmen wie für den stationären Fall aus Abschnitt 6.3.3 angenommen und aufgeprägt.

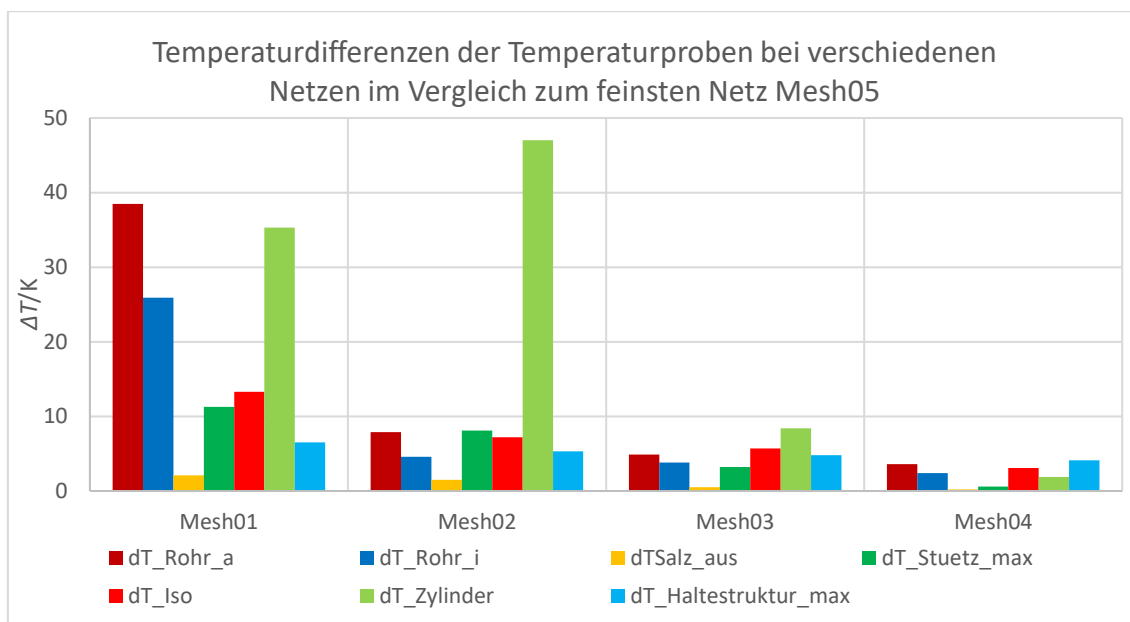
6.5. Qualitätskontrolle

Netzstudie

Um die Unabhängigkeit der berechneten Temperaturen zur Netzauflösung zu bestätigen, wird eine Netzstudie durchgeführt. Dafür wird an dem Modell nach Lastfall 1a mit einem Netz (Mesh01) mit ca. 66 Tausend Knoten begonnen und 7 verschiedene Temperaturproben erfasst. Die Temperaturproben repräsentieren für die Auswertung relevante Datenpunkte. Ausgewählt wurden die folgenden Temperaturen:

- Absorberrohr außen und innen am Ort der maximal auftretenden Flusssichte
- Salzaustrittstemperatur
- Maximal auftretende Stützentemperatur
- Punkt auf der Außenfläche der stirnseitigen Stützenisolierung
- Punkt auf der stirnseitigen Außenfläche des passiven Zylinders
- Maximal auftretende Strahlungsschutztemperatur

Die Knotenanzahl wird viermal verdoppelt und an den Temperaturproben werden die Veränderungen über der Knotenanzahl betrachtet. Im folgenden Diagramm ist jeweils die Differenz der Temperaturproben aus den Netzen 1 bis 4 zum feinsten Netz (Mesh05) mit ca. 1,5 Millionen Knoten dargestellt. Insgesamt ist durch die Netzverfeinerung erwartungsgemäß ein Trend zu geringeren Temperaturdifferenzen erkennbar. Die Differenz aller Proben von Mesh04 zu Mesh05 liegt unterhalb von 5 K, die Rechenzeit hat sich allerdings mit insgesamt 7 Stunden verdoppelt. Da Temperaturdifferenzen von 5 K bei Absoluttemperaturen dieser Größenordnung in den Bereich der Messunsicherheit fallen können, wird die Knotenanzahl nach Mesh04 als ausreichend genau angenommen, um eine Netzunabhängigkeit zu bestätigen. Die Koordinaten im globalen Koordinatensystem der Orte der ausgewählten Temperaturproben, sowie die Spezifikationen zur Netzdefinition, befinden sich im Anhang unter vi: Qualitätskontrolle (Tabelle 9-23 und 9-24).

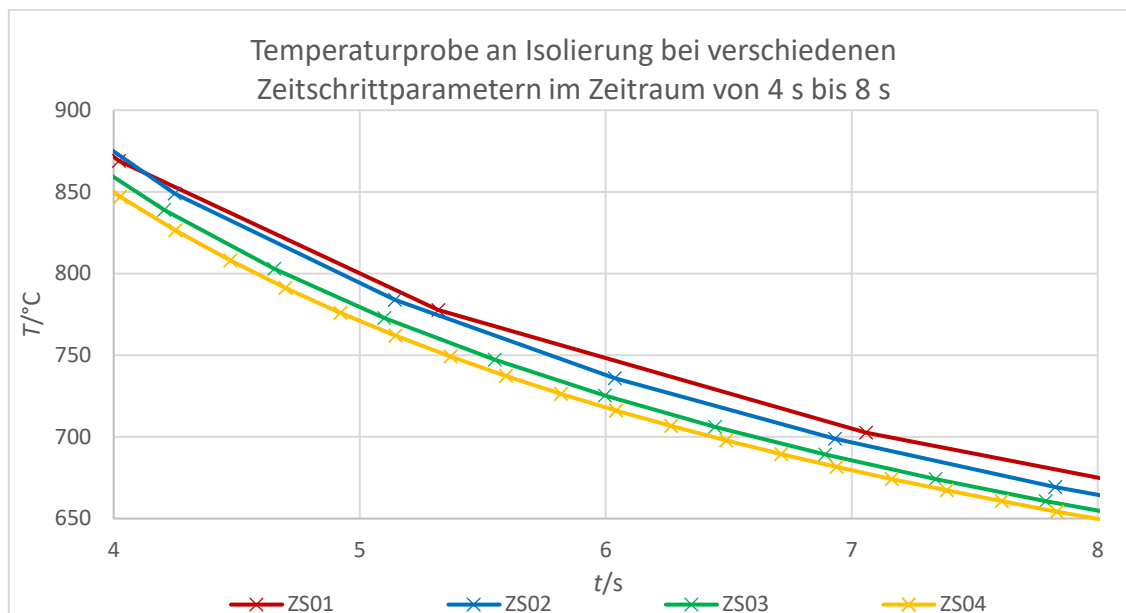


6-1: Temperaturdifferenzen der Temperaturproben bei verschiedenen Netzen im Vergleich zum feinsten Netz Mesh05

Zeitschrittstudie

Für die Zeitschrittstudie werden vier Sätze an Zeitschrittparametern untersucht. Ziel dabei ist es zu bestätigen, dass die Auswertungsgrößen unabhängig vom gewählten Zeitschritt sind. Zur Berechnung wird das Modell nach Lastfall 2a verwendet mit der Ausgangssituation der automatisch ausgewählten Zeitschrittweite und -kontrolle. Für die weiteren Simulationen werden die Parameter jeweils um den Faktor 2 reduziert. Im Anhang unter vi: Qualitätskontrolle in Tabelle 9-25 sind die konkreten Zeitschrittparameter aufgeführt. Analog zur Netzstudie werden Temperaturproben erfasst und über der Zeit bei den unterschiedlichen Zeitschrittparametern aufgetragen. Die größten Diskrepanzen treten bei allen Temperaturproben im Zeitraum zwischen 4 s und 8 s auf. Dabei sind die konkreten Temperaturdifferenzen aufgrund der unterschiedlichen Zeitpunkte nicht direkt vergleichbar. Eine graphische Abschätzung lässt zwischen den größten und feinsten Zeitschrittparametern auf eine maximale Temperaturdifferenz an der Stichprobe der Isolierung von ca. 30 K schließen. Bereits im Modell mit den Parametern nach ZS02 ist die Differenz auf ca. 20 K reduziert, was bezogen auf die Absoluttemperaturen etwa 2,8 % entspricht (Diagramm 6-2). Insgesamt konvergieren aber alle Endtemperaturdifferenzen gegen null und die Rechenzeiten erhöhen sich deutlich. Demnach werden Zeitschrittparameter nach ZS02 als ausreichend klein angenommen. Die Diagramme der

Temperaturverläufe weiterer Stichproben nach Tabelle 9-23 sind im Anhang unter vi: Qualitätssicherung: Zeitschrittstudie aufgeführt



6-2: Temperaturprobe an der Isolierung bei verschiedenen Zeitschrittparametern im Zeitraum von 4 s bis 8 s

Plausibilitätskontrolle

Um grobe Fehler in der Lösung des FEM-Modell ausschließen zu können, werden die Ergebnisse aus ANSYS mit analytisch berechneten Wärmeströmen verglichen. Die folgende Tabelle zeigt die Wärmeströme an den Absorbern im Vergleich. Verwendet wurde dabei das Modell nach Lastfall 1a. Für die analytische Abschätzung des IR-Strahlungsaustausches wurden einige Vereinfachungen vorgenommen. Die konkrete analytische Berechnung, sowie die Annahmen dazu befinden sich im Anhang unter vi Qualitätssicherung: Plausibilitätskontrolle. Der Wärmestrom an das Salz aus der Simulation wird über den ausgelesenen Temperaturhub, den Massenstrom und die mittlere Wärmekapazität bestimmt. Die vorhandenen Abweichungen können durch Vereinfachungen in der analytischen Berechnung erklärt werden. Es wurde für sämtliche Oberflächen eine gleichmäßige Temperatur angenommen und in der Berechnung des IR-Austausches Geometrievereinfachungen vorgenommen. Der Vergleich zeigt aber, dass die Wärmeströme in der Größenordnung gut übereinstimmen. Demnach wird die Lösung des FEM-Modell als plausibel angenommen.

6-10: Vergleich der Wärmeströme ANSYS und analytische Berechnung

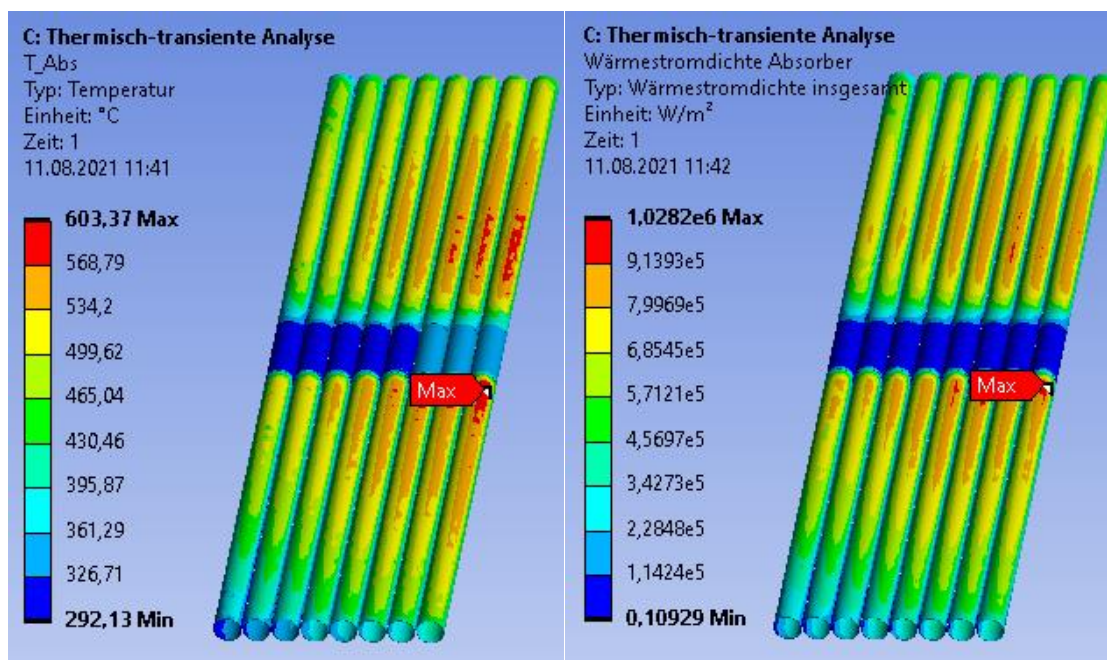
Parameter	Einheit	FEM Simulation	Analytische Berechnung
Leistung an Salz	kW	1252	1230
Konvektion an Umgebung	kW	10,4	9,4
Nettowärmestrom an Absorber durch IR-Austausch	kW	187	222
Leistung an Luftstrom in Stütze	kW	0,54	0,54

6.6. Ergebnisse

Im folgenden Kapitel sollen die Ergebnisse aus den Lastfällen der FEM-Simulation bewertet und gegebenenfalls Anpassungsvorschläge gemacht werden. Ziel ist es, die Zeitpunkte und Orte der maximal auftretenden Temperaturgradienten und -transienten zu identifizieren und an MAN weiterzuleiten. Für die kritischen Fälle werden durch MAN strukturmechanische Berechnungen zur Festigkeitsbewertung durchgeführt. Außerdem sollen die maximal auftretenden Temperaturen der Receiverkomponenten unter den angenommenen Randbedingungen betrachtet werden und eine Leistungsbilanz des Testreceivers aufgestellt werden. Für die Auswertung werden verschiedene Punkte am Receiver betrachtet, die über das globale Koordinatensystem definiert sind (Anhang Abbildung 9-15). Zum Bestimmen der maximalen Temperaturgradienten und -transienten wurde eine Strategie herausgearbeitet: Es wird in den Absorberrohren nach den größten lokalen und zeitlichen Flussdichten gesucht. An den identifizierten Stellen werden auch die größten Temperaturdifferenzen erwartet. Außerdem soll betrachtet werden, welche Auswirkungen die Verschattung der Absorber durch die horizontalen Stütze auf den Temperaturverlauf hat.

6.6.1. Lastfall 1a:

Absorberrohre

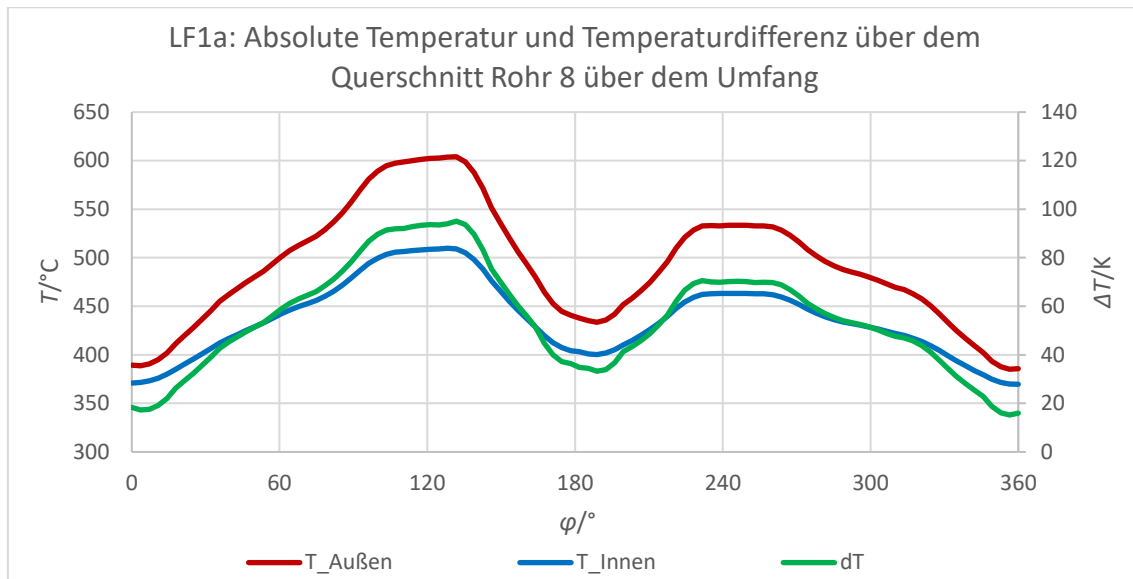


6-8: LF1a: Temperaturverteilung Absorber

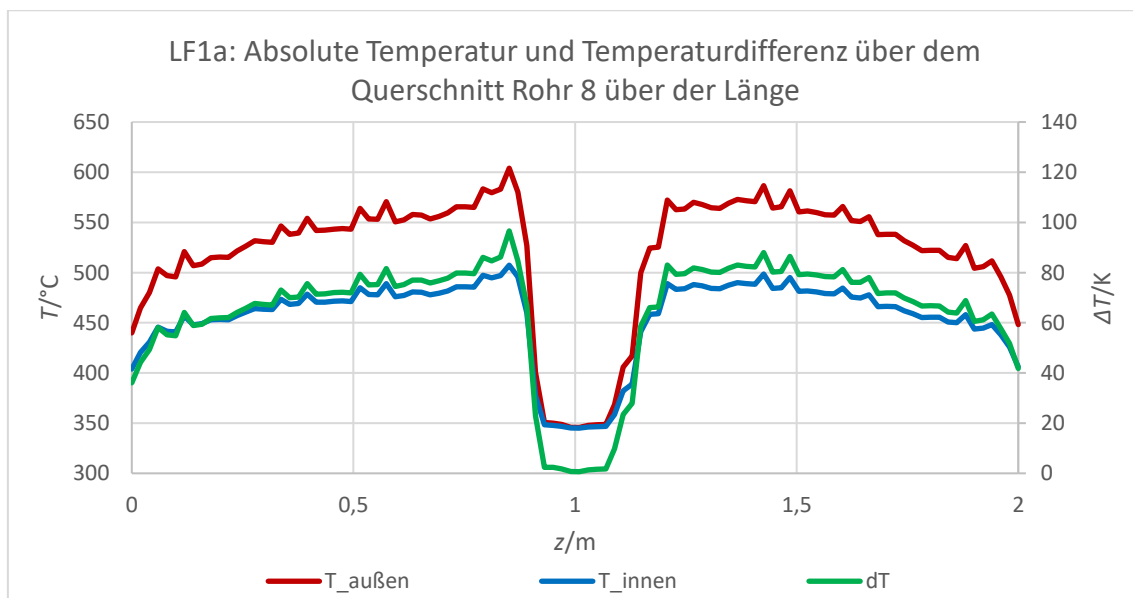
6-9: LF1a: Flussdichteverteilung Absorber

Die maximale Flussdichte tritt auf dem letzten stirnseitigen Absorberrohr unterhalb der horizontalen Stütze auf. An der gleichen Position tritt auf der Rohraußenwand auch die Maximaltemperatur von 603,4 °C auf. Es werden die Koordinaten für diesen Ort ausgelesen und der Temperaturverlauf, sowie die -differenz über dem Querschnitt, über dem Umfang und über der Rohrlänge betrachtet. Eine Übersicht der konkreten Koordinaten, sowie lokalen Temperaturen und Temperaturdifferenzen befindet sich im Anhang unter vii: Auswertung: Lastfall 1a. In Diagramm 6-3 sind die Temperaturen der Rohraußen- und Rohrrinnenwand, sowie die Differenz über dem Umfang aufgetragen. Dabei fällt auf, dass die Temperaturen auf der östlichen Rohrseite höher sind. Diese Beobachtung ist repräsentativ für die gesamte Absorberfläche. Da der Multifokusturm leicht versetzt in westlicher Richtung steht (Diagramm 5-1), fokussieren mehr Heliostaten auf ist die östlich ausgerichtete Absorberfläche, womit die Flussdichte und damit auch die Temperaturen insgesamt höher sind. Über dem Umfang ändert sich die Temperatur vom Maximum auf die südlichste Position um 214,7 K. Das ist dadurch zu erklären, dass auf der südlichsten Rohrseite durch die Verschattung der anderen Rohre deutlich weniger Flussdichte auftrifft. Die Temperaturdifferenz zwischen Rohrrinnen- und Rohraußenwand beträgt an der Stelle der maximalen Flussdichte 93,4 K. In Diagramm 6-4 sind die Temperaturen der Rohraußen-

und Rohrrinnenwand, sowie die Differenz über der Absorberlänge aufgetragen. Die Temperaturänderungen über der Länge sind durch die variable Flussdichtevertelung zu erklären. Aufgrund der Verschattung durch die horizontale Stütze fällt die Rohraußenwandtemperatur vom Maximum innerhalb von knapp 8,6 cm über der Höhe um 259,7 K ab.



6-3: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz über dem Querschnitt an Rohr 8 über dem Umfang



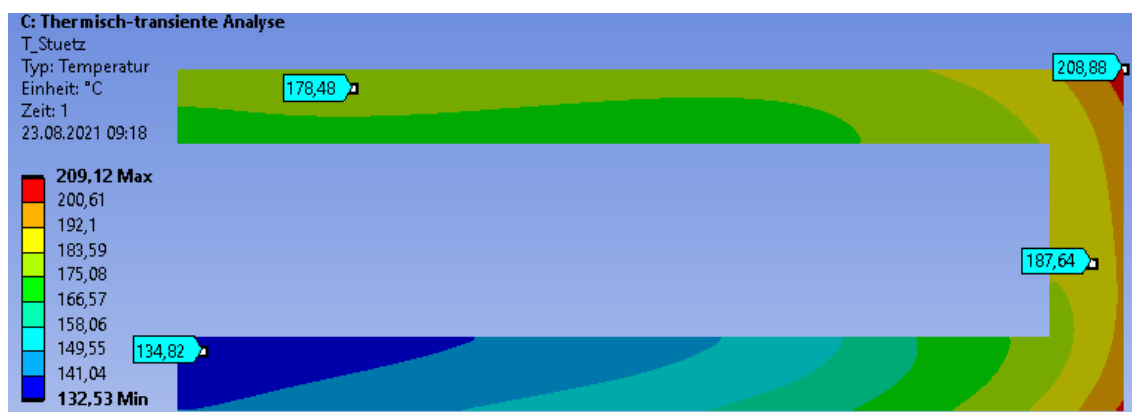
6-4: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz über dem Querschnitt an Rohr 8 über der Länge

Weiter fällt auf, dass die maximale Flussdichte in Abbildung 6-9 ca. 1028 kW/m^2 beträgt, obwohl über die optische Simulation bestimmt wurde, dass die maximale solare Flussdichte

971 kW/m² beträgt. Damit ist die tatsächliche maximale Flussdichte ca. 5 % höher als die solar aufgeprägte Flussdichte. Durch die Flächenausrichtung und die hohen Oberflächentemperaturen des Strahlungsschutzes kommt es zu einem signifikanten IR-Strahlungsaustausch mit den Absorberrohren. Die Flussdichten und Leistungen, die an den Absorbern übertragen werden, werden dadurch insgesamt erhöht.

Horizontale Stütze

Auf der Isolierung der horizontalen Stütze tritt die größte Flussdichte an der stirnseitigen Fläche (Richtung Norden) auf. Die Isolierung erreicht dabei eine Maximaltemperatur von 1444,5 °C (Anhang Abbildung 9-16). Über die Wandstärke, die Temperaturdifferenz über der Wandstärke und die thermischen Eigenschaften der Isolierung wird ein Wärmestrom an die Stütze übertragen. In Abbildung 6-10 ist die Temperaturverteilung der horizontalen Stütze dargestellt. Dabei ist zu erkennen, dass die größten Temperaturen mit knapp 209 °C an der stirnseitigen Fläche über den Kontakt mit der Isolierung auftreten. Damit ist die Temperatur deutlich zu hoch, um die Stütze aus Baustahl ausführen zu können. Für die zunächst festgelegte Geometrie und Randbedingungen müsste ein Hochtemperaturstahl gewählt werden. Der Luftstrom in der Stütze nimmt beim Durchströmen 544 W auf und tritt mit knapp 110 °C aus der Stütze aus. Die Dotherm-Isolierung zwischen den Absorbern und der horizontalen Stütze erreicht eine Maximaltemperatur von 708 °C im Kontaktbereich mit dem passiven Verschattungszylinder (Anhang Abbildung 9-17).

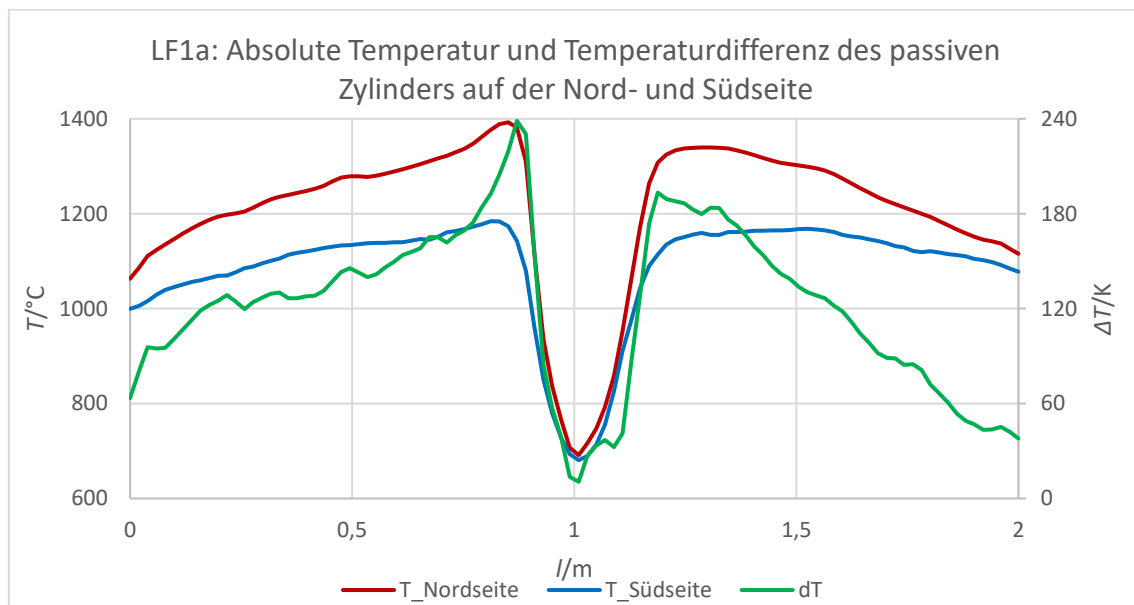


6-10: Temperaturverteilung Stütze LF1a

Strahlungsschutz & passiver Zylinder

Die Temperaturverteilung des Strahlungsschutzes der Haltestruktur ist im Anhang unter Abbildung 9-18 dargestellt. Ein großer Teil der Oberfläche erreicht Temperaturen im Bereich

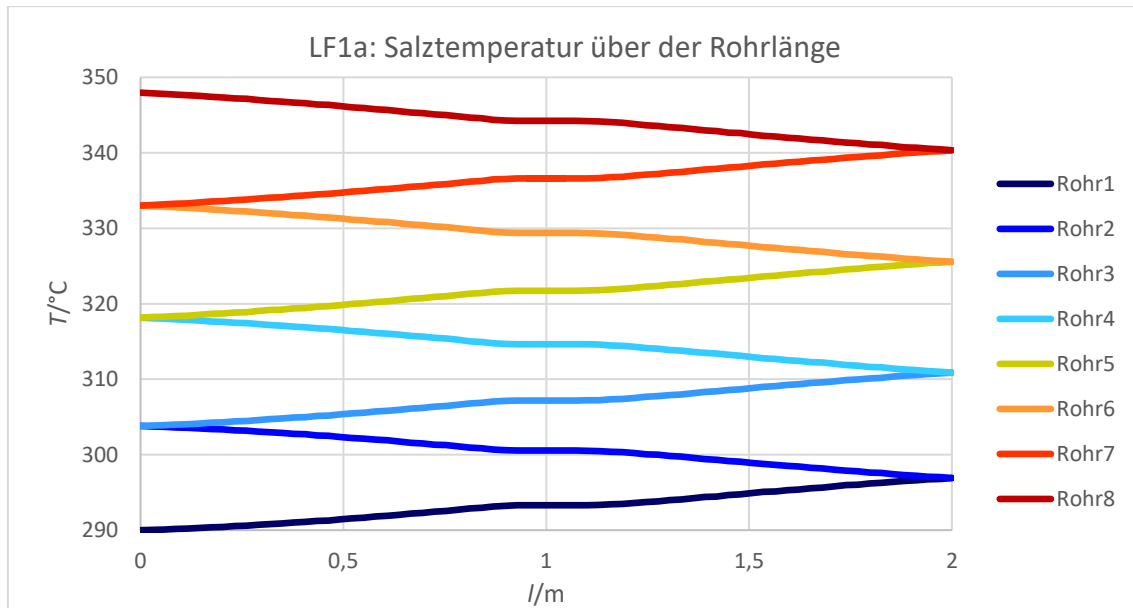
von 800 °C bis maximal 1548 °C, wodurch eine hohe Emissionsleistung erwartet wird. Für den passiven Verschattungszylinder werden Temperaturen in einer ähnlichen Größenordnung erreicht. In dem folgenden Diagramm sind die Temperaturen auf Nord- und Südseite des Zylinders, sowie die resultierende Differenz über der Länge aufgetragen. Auch hier ist der Bereich, der durch die horizontale Stütze verschattet wird, über die lokalen Temperaturen erkennbar. Auf der Nordseite wird kurz unterhalb der horizontalen Stütze eine Temperatur von knapp 1400 °C erreicht, bevor die Temperatur im Bereich der Verschattung um die Hälfte abfällt. Über dem Umfang tritt dabei eine maximale Temperaturdifferenz kurz unterhalb der horizontalen Stütze von ca. 240 K auf.



6-5: LF1a: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz des passiven Zylinders auf der Nord- und Südseite

Flüssigsalz

Im folgenden Diagramm ist die Salztemperatur über der Rohrlänge in den einzelnen Absorbern dargestellt. Das Salz strömt bei $l = 0$ mit 290 °C in das erste Absorberrohr und wird über die absorbierte Leistung erwärmt. Deutlich wird, dass die Steigung im Bereich der horizontalen Stütze abfällt, da die lokale Flussdichte durch die Verschattung abfällt. Der gesamte Temperaturhub nach 8 Absorberrohren beträgt 58 K.



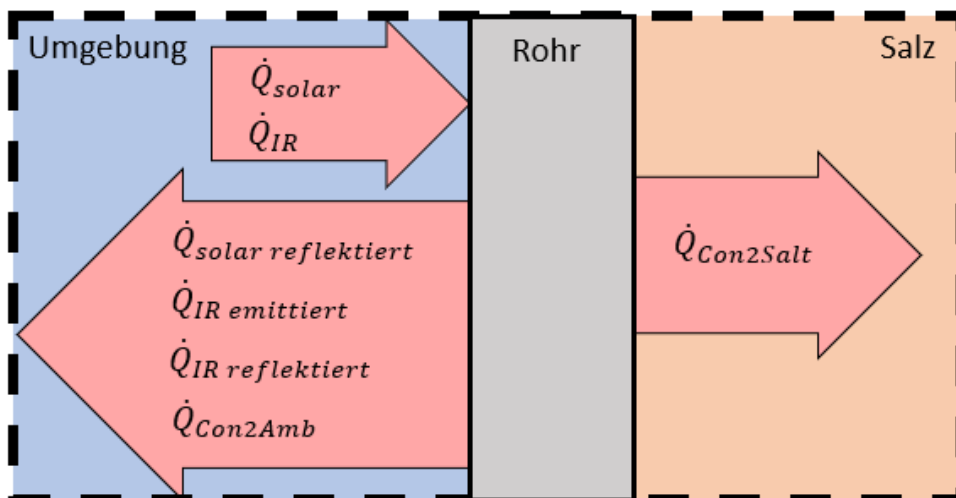
6-6: LF1a: Salztemperatur über der Rohrlänge

Leistungsbilanz

Über die optische Simulation wurde bereits bestimmt, dass durch die Absorberrohre 1 MW an solarer Leistung absorbiert wird. Für die thermische Simulation wird eine Leistungsbilanz aufgestellt um beurteilen zu können, wie viel Leistung vom Salz tatsächlich absorbiert wird. Dafür sollen folgende Wärmeströme an den Absorbern betrachtet werden:

- Wärmeströme durch Solarstrahlung
- Wärmeströme durch IR-Strahlungsaustausch
- Konvektion an das Salz und an die Umgebung

Die Wärmeleitungsverluste von den Absorbern über die Dotherm-Isolierung werden abgeschätzt, indem die mittlere Wärmestromdichte an dem absorberseitigen Dotherm ausgelesen und mit der Fläche multipliziert wird. Die Verluste liegen in einer Größenordnung von etwa 40 W und werden in den folgenden Betrachtungen aufgrund des geringen Einflusses vernachlässigt. In Abbildung 6-11 ist der betrachtete Bilanzraum der Absorber dargestellt.



6-11: Bilanzraum Absorber

6-11: Leistungsbilanz LF1a

Beschreibung	Parameter	Wert
Auf Absorber solar einfallende Leistung	$\dot{Q}_{solar}$	1156,9 kW
Von Absorbern solar reflektierte Leistung	$\dot{Q}_{solar,reflektiert}$	-81 kW
Auf Absorber einfallende IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR}$	279,3 kW
Von Absorbern reflektierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,reflektiert}$	-55,9 kW
Von Absorbern emittierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,emittiert}$	-36,4 kW
Konvektion an Salz	$\dot{Q}_{Con2Salt}$	-1252 kW
Konvektion an Umgebung	$\dot{Q}_{Con2Amb}$	-10,4 kW

Die Leistungen werden direkt aus den Ergebnissen des gelösten FEM-Modell ausgelesen. Dabei kommt es bei der Bilanzierung zu einer Abweichung zwischen der vom Salz absorbierten Leistung und der Summe aller anderen Leistungen von 0,03 %, welche als vernachlässigbar gering betrachtet wird. Aufgrund der Geometrie des Strahlungsschutzes und der dort auftretenden Oberflächentemperaturen wird die Leistung, die auf die Absorber trifft, durch einen IR-Strahlungsaustausch nochmal deutlich erhöht. Ca. 15 % der vom Salz absorbierten Leistung entsprechen dabei dem Nettowärmestrom durch einen Strahlungsaustausch mit dem Strahlungsschutz. Um also 1 MW Leistung an das Salz zu übertragen, kann der solare Eintrag direkt auf den Absorbern um den Eintrag der einfallenden IR-Strahlung reduziert werden. Abschließend sollen noch der

Heliostatenfeldwirkungsgrad und der thermische Receiverwirkungsgrad betrachtet werden. Der Heliostatenfeldwirkungsgrad ergibt sich nach der folgenden Formel über die auf der Absorberfläche zur Verfügung stehende Leistung, dividiert durch die auf das Heliostatenfeld treffende Leistung:

$$\eta_{\text{Helio}} = \frac{\dot{Q}_{\text{solar}} + \dot{Q}_{\text{IR}}}{A_{\text{Reflektor}} * DNI} = \frac{(1156,9 + 279,3) * 10^3 \text{ W}}{16338 \text{ m}^2 * 750,4 \frac{\text{W}}{\text{m}^2}} = 0,1171 \quad (8)$$

Die DNI und die Reflektorfläche werden aus dem Input der optischen Simulation verwendet (Anhang Tabelle 9-1) und die Leistungen auf den Absorbern werden entsprechend aus Tabelle 6-11 verwendet. Der geringe Heliostatenfeldwirkungsgrad von 11,7 % lässt sich dadurch erklären, dass das Heliostatenfeld nicht für den verwendeten Turm und Receiver ausgelegt ist. Dadurch kann von der zur Verfügung stehenden Leistung durch die Sonne nur verhältnismäßig wenig genutzt werden. Der thermische Wirkungsgrad wird über die vom Salz absorbierte Leistung, dividiert durch die auf den Absorbern zur Verfügung stehende Leistung berechnet und beträgt im Lastfall 1a ca. 87,2 %.

$$\eta_{\text{th}} = \frac{\dot{Q}_{\text{Con2Salt}}}{\dot{Q}_{\text{solar}} + \dot{Q}_{\text{IR}}} = \frac{1252 \text{ kW}}{(1156,9 + 279,3) \text{ kW}} = 0,8721 \quad (9)$$

6.6.2. Lastfall 1b:

Qualitativ sind die Ergebnisse des Lastfall 1b vergleichbar mit den Ergebnissen aus Lastfall 1a. Deshalb werden Diagramme und Abbildungen der Auswertung in den Anhang verlegt und nur auf die Unterschiede zum Lastfall 1a eingegangen.

Absorberrohre

Die Auswertung des Lastfall 1b erfolgt analog zu Lastfall 1a an den spezifizierten Orten (Tabelle 9-28). Dabei sind erwartungsgemäß die absoluten Temperaturen größer und die Temperaturdifferenzen geringer als im Lastfall 1a. Das ist durch die erhöhte Salzeintrittstemperatur und reduzierte solare Flussdichte zu erklären. So hat das Salz bereits zu Beginn eine deutlich höhere Temperatur und die Absorber erreichen trotz reduzierter absorbierter Leistung eine Maximaltemperatur von 682 °C. Die Temperaturdifferenz über dem Querschnitt beträgt dabei 58 K. Analog zu Lastfall 1a werden die absoluten

Temperaturen und Temperaturdifferenzen geplottet und sind im Anhang unter vii: Auswertung Lastfall 1b: Absorberrohre dargestellt.

Horizontale Stütze

Die maximal auftretende Temperatur von 191 °C liegt ebenfalls in einem Temperaturbereich, für den ein Hochtemperaturstahl eingesetzt werden müsste, allerdings unterhalb der maximalen Temperatur aus Lastfall 1a. Das lässt sich erklären, wenn man die Flussdichte betrachtet. So wird die meiste Wärme von der Isolierung stirnseitig an die Stütze übertragen. Im Lastfall 1b ist die solare Flussdichte reduziert und damit auch die Flussdichte auf der Isolierung. Auch die maximal auftretende Temperatur der Isolierung ist mit 1320 °C geringer als im Lastfall 1a. Die Luft nimmt beim Durchströmen 489 W auf und erwärmt sich dabei auf 108 °C. Abbildungen 9-21, 9-22 und 9-23 im Anhang zeigen die Ergebnisse.

Strahlungsschutz & passiver Zylinder

Auch auf dem Strahlungsschutz und dem passiven Zylinder sind die maximalen Temperaturen geringer. Auf dem Strahlungsschutz liegt die Maximaltemperatur bei ca. 1406 °C und auf dem Keramik-Zylinder bei 1236 °C. Die Temperaturdifferenz zwischen Nord- und Südseite des passiven Zylinders fällt durch die reduzierte Flussdichte ebenfalls geringer aus und beträgt maximal 173 K. Abbildung 9-24 und Diagramm 9-9 im Anhang zeigen die Ergebnisse.

Flüssigsalz

Das Salz tritt mit 509 °C in das erste Absorberrohr und erwärmt sich bis auf 548 °C. Demnach beträgt der Temperaturhub für den Lastfall 1b 38,5 K. Der Temperaturverlauf ist unter Diagramm 9-10 im Anhang aufgetragen.

Leistungsbilanz

Es werden analog zum Lastfall 1a die Wärmeströme bilanziert und dabei die Wärmeleitung an die Dotherm-Isolierung vernachlässigt. Auch hier trägt der Nettowärmestrom durch den IR-Strahlungsaustausch der Absorber mit dem Strahlungsschutz zu ca. 14 % zusätzlich absorbierte Leistung bei. Die Bilanzierung ergibt eine Abweichung um 0,04 %, die ebenfalls als vernachlässigbar erachtet wird.

6-12: Leistungsbilanz LF1b

Beschreibung	Parameter	Wert
Auf Absorber solar einfallende Leistung	$\dot{Q}_{solar}$	823,8 kW
Von Absorbern solar reflektierte Leistung	$\dot{Q}_{solar,reflektiert}$	-57,7 kW
Auf Absorber einfallende IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR}$	229,5 kW
Von Absorbern reflektierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,reflektiert}$	-45,7 kW
Von Absorbern emittierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,emittiert}$	-79,7 kW
Konvektion an Salz	$\dot{Q}_{Con2Salt}$	-855,4 kW
Konvektion an Umgebung	$\dot{Q}_{Con2Amb}$	-14,5 kW

Der Heliostatenfeldwirkungsgrad nach Formel (8) ist für Lastfall 1b mit 8,6 % nochmal geringer, da die solare Receiverleistung über einen Skalierungsfaktor reduziert wurde, die DNI und die Reflektorfläche aber konstant bleiben. Auch der thermische Wirkungsgrad nach Formel (9) fällt in diesem Fall mit 81,3 % geringer aus. Das lässt sich durch die lokal höheren Temperaturniveaus und damit größeren thermischen Verluste erklären.

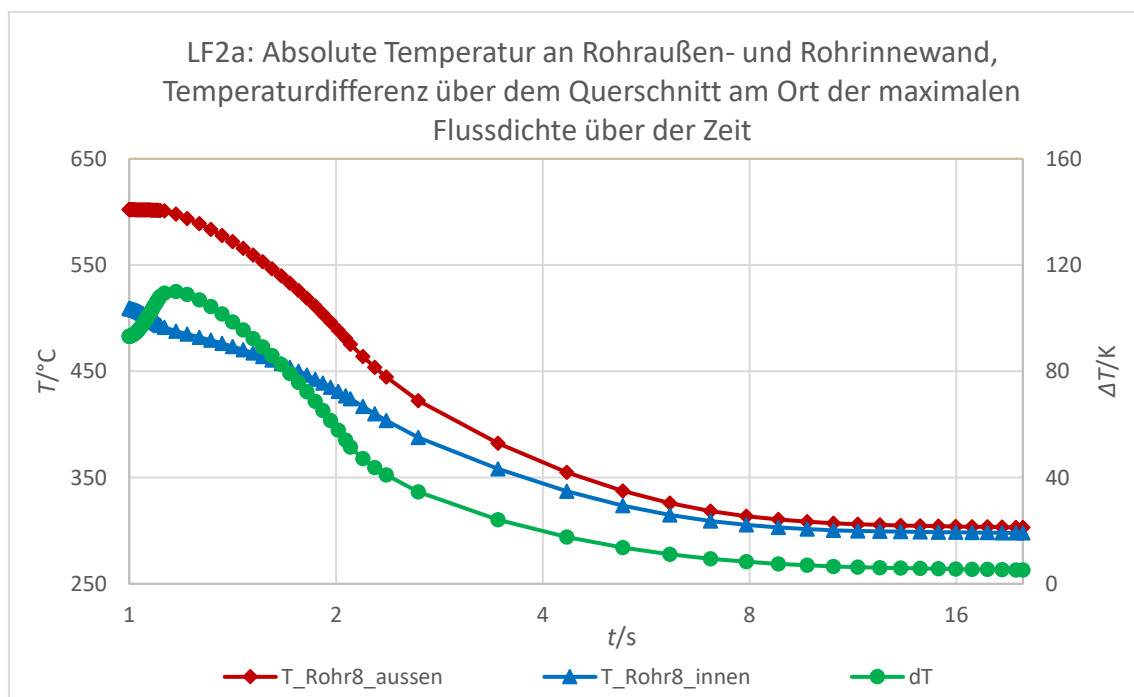
6.6.3. Lastfall 2a:

Die Simulation des transienten Falls wurde jeweils über einen Zeitraum von 20 s durchgeführt, die größten Veränderungen in den Auswertungsgrößen resultieren aus den Laständerungen im Zeitraum von 1 s bis 2,1 s. Um die Änderungen besser nachverfolgen zu können, werden für die folgenden Diagramme alle Zeitachsen im logarithmischen Maßstab dargestellt.

Absorberrohre

Für die transiente Simulation wird zunächst der Zeitpunkt der maximal auftretenden Flussdichte auf den Absorbern bestimmt (Anhang Diagramm 9-11). Im zweiten Schritt wird an dem gewählten Zeitpunkt der Ort der maximalen Flussdichte ausgelesen. Nach 1,18 s wird die maximale Flussdichte an der gleichen Position wie in Lastfall 1a erreicht. Die Koordinaten zur Position der Auswertung sind ebenfalls im Anhang in Tabelle 9-31 aufgeführt. In Diagramm 6-7 sind die Absoluttemperaturen an der Rohraußen- und Rohrrinnenwand, sowie die Differenz über der Zeit dargestellt. Strahlung trifft die Oberfläche

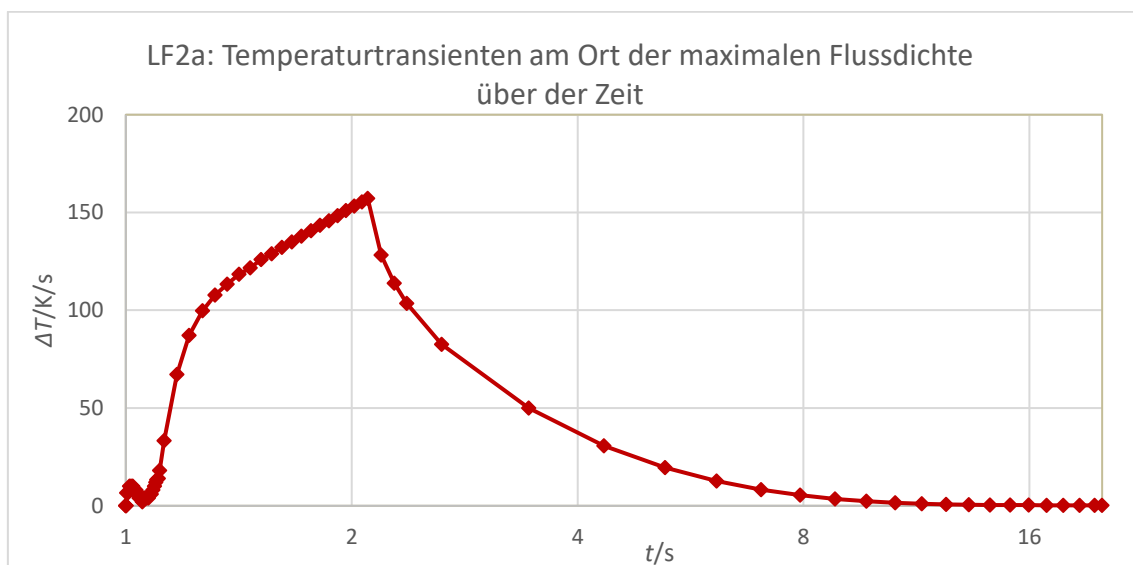
der Absorberrohre, wird teilweise absorbiert und fließt durch den Rohrquerschnitt in Richtung des kühlenden Salzes. Daher besteht ein Temperaturunterschied zwischen Rohraußen- und Rohrrinnenwand. Innerhalb von 0,1 s wird der Massenstrom des Salzes verdoppelt, der konvektive Wärmeübergang an der Rohrrinnenwand steigt deutlich an und es strömt mehr kaltes Salz nach. An der Rohrrinnenwand wird kurzzeitig mehr Wärme abgeführt als über den Querschnitt nachströmen kann und die Temperaturdifferenz steigt auf ein Maximum von 113 K an. Das ist in Diagramm 6-7 daran erkennbar, dass die Absoluttemperatur der Rohrrinnenwand direkt zu Beginn der Datenaufzeichnung abfällt. Nach 0,1 s fällt innerhalb von 1 s die solare Flussdichte auf null ab, was in dem starken Temperaturabfall der Rohraußenwand ab 1,1 s erkennbar ist. Über der Zeit nähern sich die Rohrtemperaturen der Salzeinlasstemperatur von 290 °C. Die Temperaturdifferenz liegt aber auch nach 20 s noch bei 5,5 K, da weiterhin IR-Strahlung von den Oberflächen des Strahlungsschutzes auf die Absorber trifft.



6-7: LF2a: Absolute Temperatur an Rohraußen- und Rohrrinnenwand, Temperaturdifferenz über dem Querschnitt am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit

Im folgenden Diagramm werden die Temperaturtransienten der Rohraußenwand am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit betrachtet. Dabei handelt es sich um den Betrag der Temperaturdifferenz über einem Zeitschritt dividiert durch die Größe des Zeitschrittes. Der anfängliche Anstieg der Transienten ist das Resultat der Massenstromerhöhung bis zu

einem Maximum nach 2,1 s von 158 K/s (9480 K/min). Nach 2,1 s beträgt die solare Flussdichte gleich Null und die Temperaturtransienten beginnen wieder abzunehmen. Für das Absorbermaterial gibt es Versuche, die Temperaturtransienten dieser Größenordnung als unkritisch einstufen. Die Pyromark-Beschichtung ist silikatbasiert und hat damit andere thermische Eigenschaften als die metallischen Absorberrohre. Durch große Temperaturänderungen in kurzer Zeit könnten sich die Materialien unterschiedlich stark zusammenziehen oder ausdehnen, womit es zum Abplatzen der Pyromark-Beschichtung kommen kann. In vorherigen Arbeiten einer solaren Vorwärmung eines Receivers mit der gleichen Absorberbeschichtung wurden maximal zulässige Temperaturtransienten von 30 K/min definiert. Diese Grenzwerte werden hier deutlich überschritten. Inwieweit dies als kritisch zu bewerten ist, ist allerdings nicht Bestandteil dieser Arbeit. Das Ergebnis bietet eine Grundlage, Untersuchungen durchzuführen, wie sich die Absorberbeschichtung bei Temperaturtransienten dieser Größenordnung verhält.

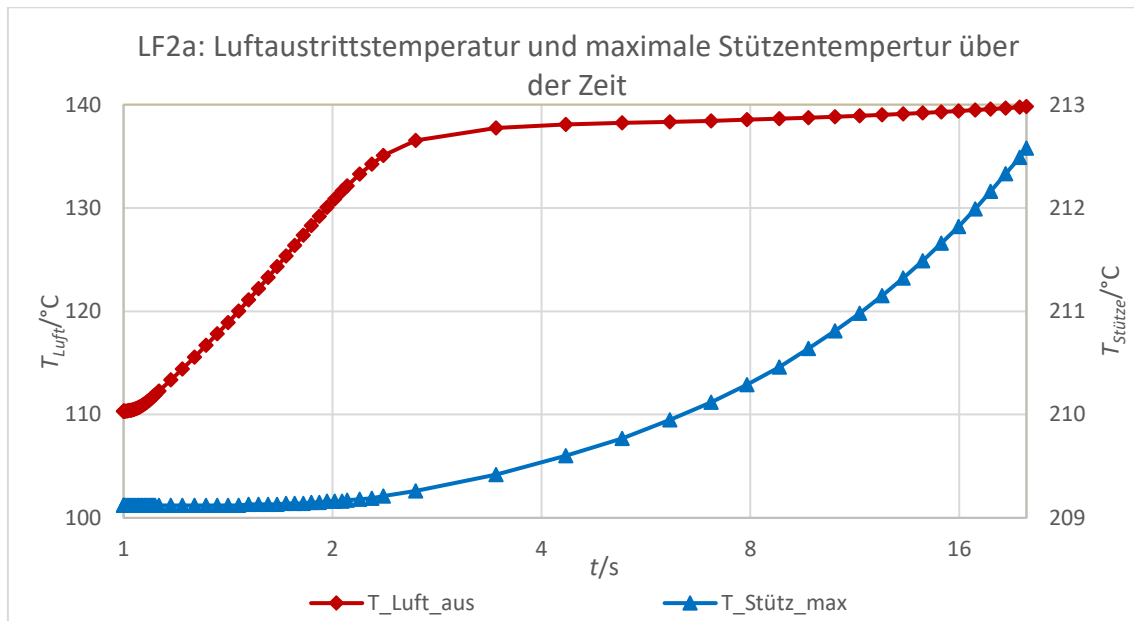


6-8: LF2a: Temperaturtransienten Rohraußenwand über der Zeit

Horizontale Stütze

Für die horizontale Stütze soll untersucht werden, wie sich ein Ausfall der Luftkühlung im Falle einer Notspülung auf die Temperaturen auswirkt. Dafür werden die Austrittstemperatur der Luft und die maximale Temperatur der Stütze über der Zeit aufgetragen. Durch die plötzliche Reduktion des Massenstroms auf 0,0018 kg/s steigt die Austrittstemperatur in kurzer Zeit stark an, scheint aber ab ca. 140 °C auf eine nahezu stationäre Maximaltemperatur zuzulaufen. Die solare Flussdichte beträgt zwar ab 2,1 s null,

die Maximaltemperatur der Stütze nimmt aber weiter linear zu und innerhalb des betrachteten Zeitfensters von 20 s wird keine stationäre Maximaltemperatur erreicht. Grund dafür ist, dass die Isolierung weiterhin Wärme an die Stütze überträgt, die Kühlleistung der Luft aber abnimmt. Im betrachteten Zeitfenster lässt sich keine Abschätzung über eine stationäre Maximaltemperatur treffen.

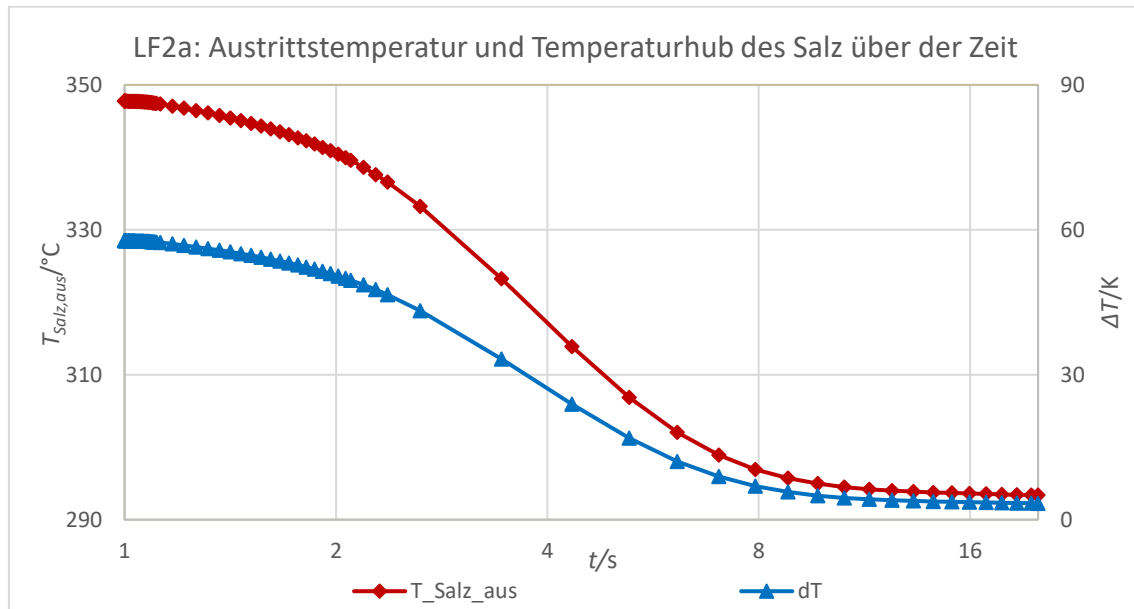


6-9: LF2a: Luftaustrittstemperatur und maximale Stützentemperatur über der Zeit

Flüssigsalz

Im folgenden Diagramm sind die Austrittstemperatur, sowie der Temperaturhub des Salzes über der Zeit aufgetragen. Bei gleichbleibender Leistungszufuhr und einer Verdopplung des Massenstroms halbiert sich der Temperaturhub unter der Annahme einer konstanten Wärmekapazität. In der Simulation wurde im ersten Schritt der Massenstrom innerhalb von 0,1 s verdoppelt und im Anschluss innerhalb von 1 s die solare Leistungszufuhr auf null reduziert. Da die Eintrittstemperatur konstant bei 290 °C gehalten wird, sind die Änderungen der Austrittstemperatur und des Temperaturhubes gleich. Demnach fallen der Temperaturhub und die Austrittstemperatur erwartungsgemäß ab. Da die Umgebung mit 40 °C deutlich kühler als das Salz ist, wird ohne Leistungszufuhr über die Absorber eine Verlustleistung an die Umgebung durch Konvektion und Strahlung erwartet. Im Diagramm ist aber auch nach 20 s, bei einem nahezu stationären Zustand, die Austrittstemperatur noch oberhalb der Eintrittstemperatur. Erklären lässt sich das über die emittierte Wärmestrahlung des Strahlungsschutzes, der auch nach 20 s noch eine gemittelte

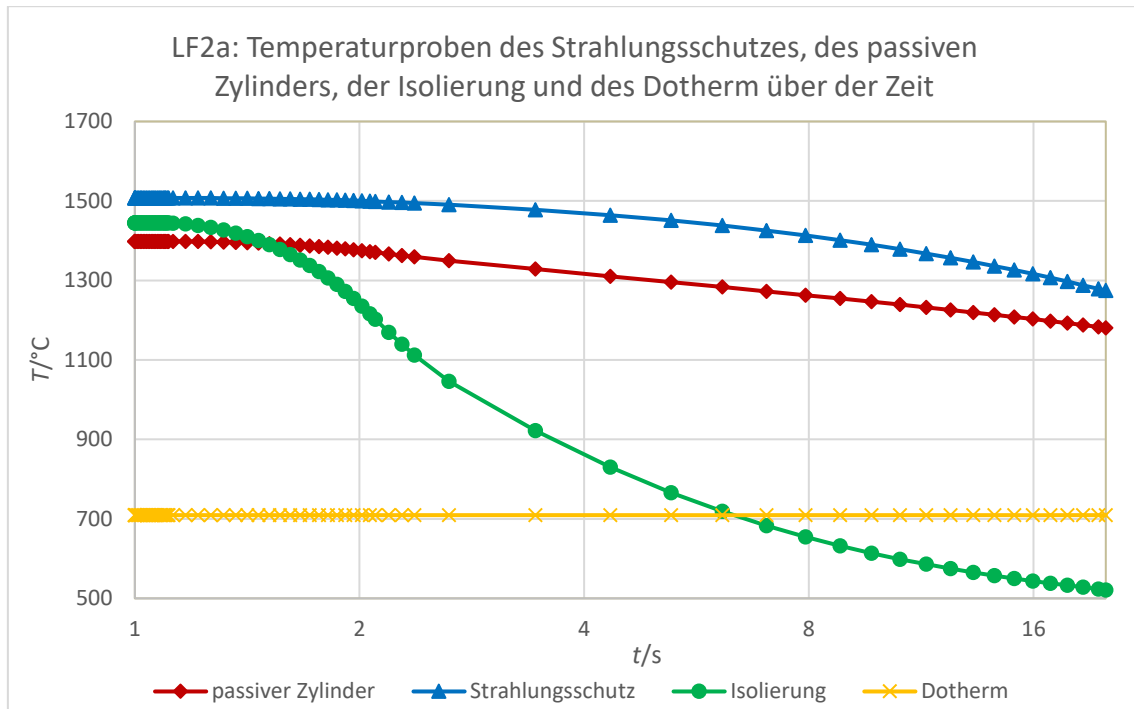
Oberflächentemperatur von 984 °C aufweist. Damit wird über die Absorberfläche durch IR-Strahlung des Strahlungsschutz weiterhin mehr Leistung aufgenommen, als über die Summe der Verluste abgegeben wird.



6-10: LF2a: Austrittstemperatur und Temperaturhub des Salzes über der Zeit

Strahlungsschutz & passiver Zylinder

Zum Darstellen der Temperaturänderungen am Strahlungsschutz, passiven Zylinder, Isolierung um die Stütze und Dotherm werden die Koordinaten der maximal auftretenden Temperatur jeweils im stationären Zustand ausgelesen. Für die identifizierten Koordinaten (Anhang Tabelle 9-32) werden die Temperaturverläufe über der Zeit in Diagramm 6-11 aufgetragen. Durch die Reduktion der solaren Flussdichte bis auf null zum Zeitpunkt 2,1 s wird vermehrt Wärme an die Umgebung abgegeben und die Temperatur nimmt erwartungsgemäß ab. Dabei kühlt die Isolierung der horizontalen Stütze zu Beginn am stärksten ab, da zusätzlich zu IR-Strahlungs- und Konvektionsverlusten an die Umgebung noch Wärme an die horizontale Stütze über Wärmeleitung abgegeben wird. Die Temperatur des Dotherm bleibt über den 20 s konstant bei ca. 709 °C. Dadurch, dass das Dotherm im verschatteten Bereich in Kontakt mit den Absorberrohren liegt und die Salzeintrittstemperatur konstant bleibt, hat die Flussdichteänderung im betrachteten Zeitraum so gut wie keinen Einfluss auf die Temperatur des Dotherm.



6-11: LF2a: Temperaturproben Strahlungsschutz, passiver Zylinders, Isolierung und Dotherm über der Zeit

6.6.4. Lastfall 2b:

Die Auswertung erfolgt analog zum Lastfall 2a. Qualitativ sind die Ergebnisse identisch, deshalb wird auf eine ausführliche Beschreibung verzichtet. Insgesamt sind an den Absorbern erwartungsgemäß die auftretenden Temperaturdifferenzen und -transienten kleiner, aber die absoluten Temperaturen größer. Erklären lässt sich das durch die höhere Salzeintrittstemperatur und die geringere Flusssdichte. Für die Stütze und die anderen im Lastfall 2a betrachteten Receiverkomponenten wird aufgrund der insgesamt geringeren Flusssdichte eine geringere Maximaltemperatur erreicht, der zeitliche Verlauf ist qualitativ ebenfalls analog zum Lastfall 2a. Die Diagramme mit den Auswertungsgrößen über der Zeit befinden sich im Anhang unter vii: Auswertung Lastfall 2b.

6.6.5. Anpassungen: Lastfall 3

Da die zu Beginn angenommenen Randbedingungen den kritischsten Fall mit den höchsten Flusssdichten und Temperaturen darstellen, wurde die Auswertung zunächst für die aufgeführten Randbedingungen vervollständigt. Im folgenden Abschnitt sollen einige Anpassungsvorschläge der Randbedingungen gemacht werden. Dafür wird das Modell nach Lastfall 1a/2a verwendet mit den folgenden Änderungen. Nach der Leistungsbilanz

aus Abschnitt 6.6.1 werden vom Salz 1252 kW absorbiert, wovon ca. 15 % durch den IR-Strahlungsaustausch mit dem Strahlungsschutz zustande kommen. Auch die maximalen Flussdichten auf den Absorbern werden durch die zusätzliche Wärmestrahlung erhöht. Das Ziel ist es, 1000 kW an das Salz zu übertragen, deshalb wird die solare Leistung mit dem Faktor 0,85 skaliert. Dabei reduziert sich auch die maximale Flussdichte. Um allerdings trotzdem noch ca. 1 MW/m² Peak-Flussdichte auf den Absorbern erreichen zu können, werden die vergebenen Zielpunkte aus Abschnitt 5.3 reduziert. Es wird ein Zielpunkt oberhalb und ein Zielpunkt unterhalb der Stütze gesetzt und jeweils eine Gruppe Heliostaten verwendet. Die konkreten Annahmen dazu sind im Anhang unter i Anpassungen: Lastfall 3 aufgeführt. Zusätzlich wird der Luftmassenstrom in der horizontalen Stütze deutlich erhöht, um eine größere Kühlleistung zu erreichen. Ziel dabei ist es, eine maximale Stützentemperatur unterhalb von 100 °C zu erhalten, um die Stütze aus Baustahl ausführen zu können. Die Anpassung der Luftkühlung ist in der folgenden Tabelle aufgeführt.

6-13: Anpassung der RB des Luftstroms in der Stütze für LF3

	Einheit	LF1a/LF2a	LF3
Massenstrom	kg/s	0,01	0,1
WÜK	W/m ² /K	20	120

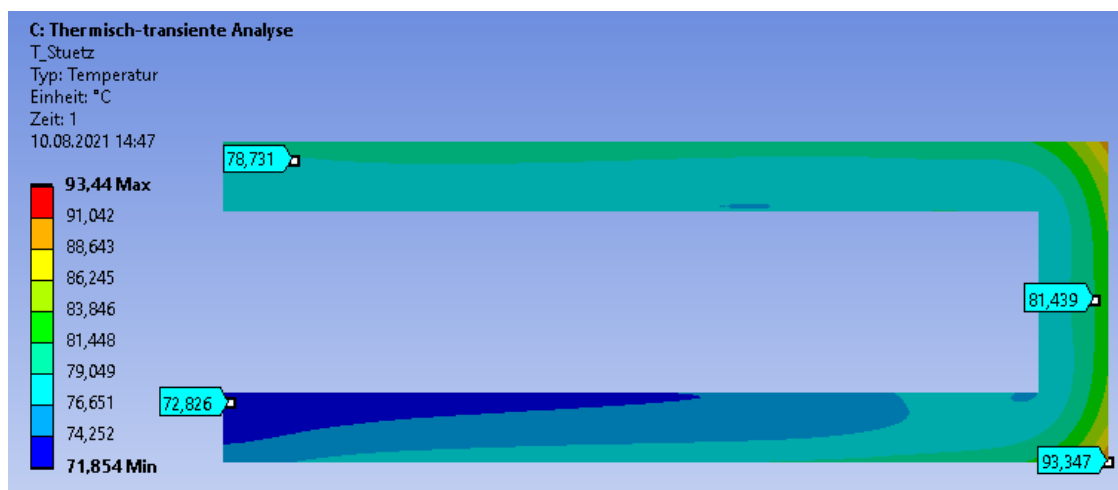
Für die vorgenommenen Änderungen erfolgt erneut eine kurze Auswertung, um die Effekte zu beurteilen.

Absorberrohre

Die Position der maximal auftretenden Flussdichte ist ähnlich zu der aus ersten Auswertung des LF1a und befindet sich am 8. Absorberrohr unterhalb der Stützenisolierung. Dabei beträgt die maximale Flussdichte 915 kW/m² und liegt damit unterhalb der maximal zulässigen Flussdichte von 978 kW/m². Die konkreten Koordinaten und Temperaturen der betrachteten Positionen sind im Anhang unter Tabelle 9-33 aufgeführt. Die Temperaturdifferenzen sind dabei nur geringfügig kleiner als im Lastfall 1a.

Horizontale Stütze

Für die Stütze konnte mit den angepassten Randbedingungen des Luftstroms das Ziel erreicht werden, eine maximale Temperatur von 100 °C nicht zu überschreiten. Die maximalen Temperaturen treten dabei weiterhin auf den stirnseitigen Ecken auf. Die Temperaturverteilung ist in der folgenden Abbildung dargestellt.



6-12: Temperaturverteilung Stütze LF3

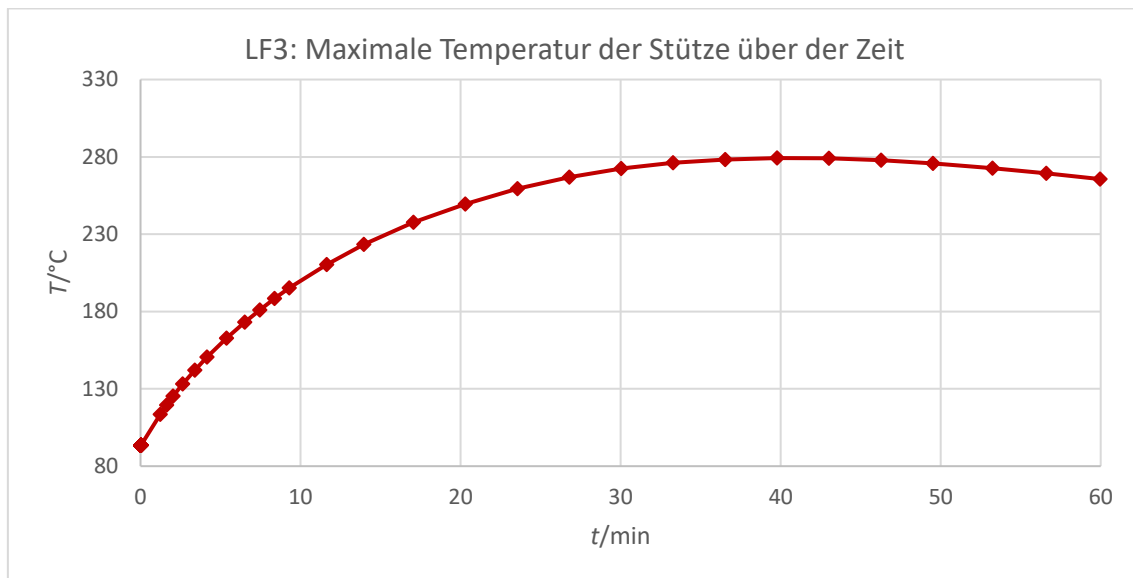
Weiter wird aufgrund des deutlich höheren Massenstroms eine Abschätzung getroffen, wie sich der Druckverlust erhöht und welche Gebläseleistung erforderlich ist. Die Abschätzung erfolgt analog zu der Auslegung in Abschnitt 6.1. Die Parameterannahmen sind in Tabelle 9-7 im Anhang zusammengefasst. Die Ergebnisse aus Tabelle 6-14 zeigen, dass die Massenstromerhöhung auch für ein gewöhnliches Gebläse realisierbar wäre.

6-14: Volumenstrom, Druckverlust und Gebläseleistung des Luftstroms für LF1a und LF3

	Einheit	LF1a	LF3
Volumenstrom	m³/h	34	353
Druckverlust	Pa	3,3	413
Wirkungsgrad (Annahme)	-	0,7	0,7
Gebläseleistung	W	0,04	58

Für den Ausfall der Kühlung war bereits im Lastfall 2a erkennbar, dass die Maximaltemperatur der Stütze kontinuierlich zunimmt. Um eine bessere Einschätzung von den erreichbaren Temperaturen zu bekommen, wird für den Lastfall 3 ebenfalls die Notspülung mit einem Ausfall der Kühlung simuliert. Allerdings wird der betrachtete

Zeitraum auf insgesamt 60 min erhöht. Ausgangspunkt ist der stationäre Fall mit dem Luftmassenstrom aus Tabelle 6-13. Innerhalb von 0,1 s wird der Massenstrom auf 0,0018 kg/s reduziert und die Maximaltemperatur der Stütze über der Zeit betrachtet. Der Verlauf ist im folgenden Diagramm aufgetragen.



6-12: LF3: Maximale Temperatur der Stütze über der Zeit

Deutlich wird, dass die Temperatur in kurzer Zeit stark ansteigt. Bereits 5 min nach dem Ausfall des Gebläses liegt die Temperatur deutlich oberhalb von 100 °C. Nach ca. 40 min ist mit knapp 280 °C eine Maximaltemperatur erreicht. Danach nimmt die Temperatur wieder ab, da die Isolierung abkühlt und der Wärmeeintrag an die Stütze abnimmt. Damit ist jeder Kühlaufwand, die Stützentemperatur unterhalb von 100 °C zu halten, hinfällig, sobald die Kühlung ausfallen sollte. Abschließend wird auch für Lastfall 2b die Temperatur der Stütze über einem Zeitraum von 60 min betrachtet (Anhang Abbildung 9-17). Die maximale Temperatur tritt nach ca. 35 min mit 300 °C auf, bevor die Temperatur wieder abnimmt. Dadurch, dass die Temperatur nach ca. 35 min wieder abnimmt und die Salztemperatur konstant bleibt, kann als entscheidender Parameter des Wärmeeintrages die Isolierung identifiziert werden und nicht der Wärmeeintrag der Absorberrohre über die Dotharm-Isolierung.

Leistungsbilanz

Aus der Leistungsbilanz im stationären Zustand in Tabelle

6-15 geht hervor, dass mit der reduzierten solaren Leistung trotzdem 1 MW vom Salz absorbiert werden kann. Dabei beträgt der Temperaturhub des Salzes 49 K.

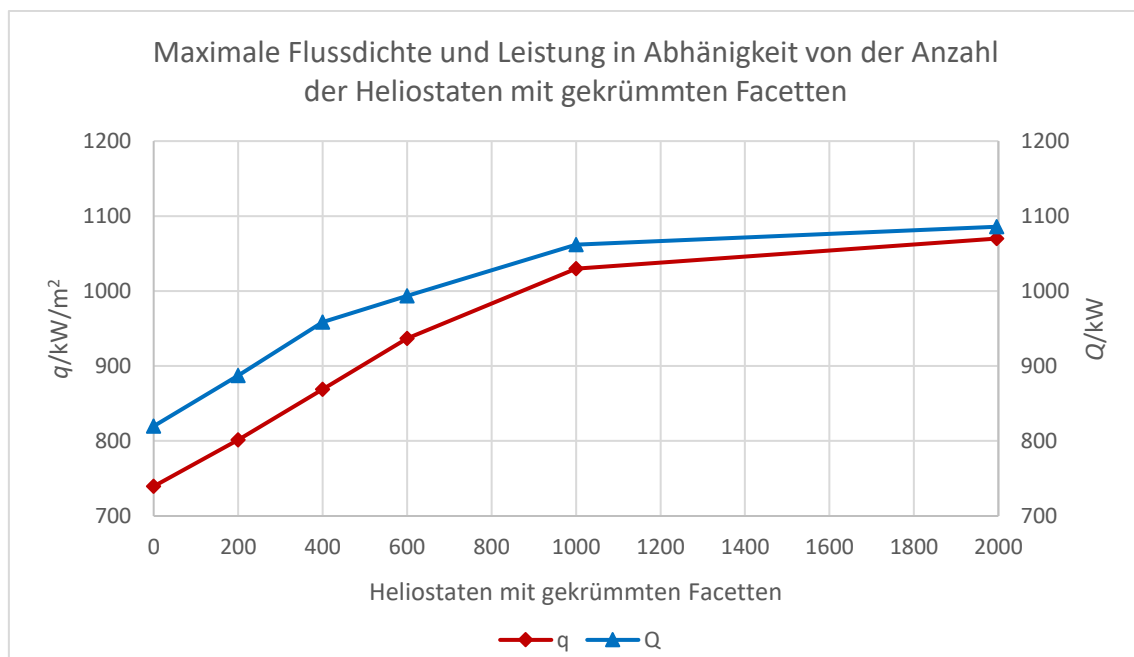
6-15: Leistungsbilanz LF3

Beschreibung	Parameter	Wert
Auf Absorber solar einfallende Leistung	$\dot{Q}_{solar}$	985,6 kW
Von Absorbern solar reflektierte Leistung	$\dot{Q}_{solar,reflektiert}$	-69 kW
Auf Absorber einfallende IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR}$	237,3 kW
Von Absorbern reflektierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,reflektiert}$	-47,2 kW
Von Absorbern emittierte IR-Strahlung	$\dot{Q}_{IR,emittiert}$	-30,7 kW
Konvektion an Salz	$\dot{Q}_{Con2Salt}$	-1065,7 kW
Konvektion an Umgebung	$\dot{Q}_{Con2Amb}$	-10,2 kW
Heliostatenfeldwirkungsgrad	η_{Helio}	9,97 %
Thermischer Wirkungsgrad	η_{th}	87,14 %

6.6.6. Facettenkrümmung

Im Heliostatenfeld Jülich sind pro Heliostat 4 Facetten verbaut, welche den direkten Reflektor der einfallenden Sonneneinstrahlung darstellen. Flache Facetten lenken die einfallende Solarstrahlung in eine definierte Richtung um, abhängig davon, in welchem Winkel sie zur Einstrahlung stehen. Werden die Facetten gekrümmt, ergibt sich ein Brennpunkt, in dem alle reflektierten Strahlen einer einzelnen Facette zusammentreffen. Durch die Krümmung der Facetten kann die lokale Leistung erhöht werden. Bisher wurde vereinfachend angenommen, dass alle Facetten gekrümmt sind und die Leistung wurde jeweils über einen Faktor skaliert. Tatsächlich können für das Heliostatenfeld Jülich aus finanziellen Gründen nicht alle Facetten gekrümmt werden, deshalb soll im Folgenden eine kurze Abschätzung getroffen werden, wie viele Facetten gekrümmt werden müssen, um die geforderten Leistungen und Flussdichten erreichen zu können. Ziel dabei ist es zu zeigen, dass es nicht erforderlich ist, alle Facetten zu krümmen. Es werden nach Lastfall 3 zwei Zielpunkte, jeweils einer oberhalb und einer unterhalb der horizontalen Stütze

angenommen. Bei einem Zielpunkt in der Mitte des Receivers geht verhältnismäßig viel solare Leistung über Reflektion der Stütze an die Umgebung verloren. Die konkreten Annahmen sind im Anhang unter i: Anpassungen: Lastfall 3 zu finden. Beginnend mit den südlichsten Heliostaten direkt vor dem Turm wird eine Gruppe Heliostaten ausgewählt und jeweils alle 4 Facetten pro Heliostat als gekrümmt simuliert. Betrachtet werden die maximale Flussdichte und die solar absorbierte Leistung auf den Absorbern in Abhängigkeit von der Anzahl der Heliostaten mit gekrümmten Facetten. Die Ergebnisse sind in dem folgenden Diagramm aufgetragen. Unter Berücksichtigung der Flussdichte- und Leistungserhöhung durch einen Wärmestrahlungsaustausch mit dem Strahlungsschutz kann angenommen werden, dass ca. bei 600 Heliostaten die Facetten gekrümmt werden sollten, um die geforderten Flussdichten zu erreichen. Die erreichbare Leistung liegt dabei mit knapp 1 MW solar absorbiert bereits leicht über der erforderlichen solaren Leistung.



6-13: Maximale Flussdichte und Leistung in Abhängigkeit von der Anzahl der Heliostaten mit gekrümmten Facetten

6.7. Vergleich STERN und HPMS-II: Extern

Ziel des STERN-Receiver Konzeptes ist es, durch die zweiseitige Bestrahlung der Absorberrohre die verbaute Absorberfläche und damit die Kosten zu reduzieren. Mit der Auswertung der thermischen Simulationen eines ersten Testreceivers kann eine Einschätzung getroffen werden, wie viel Leistung bei einem solchen Konzept umgesetzt

werden kann. Der Prototyp soll genutzt werden um, zu zeigen, dass die Absorberfläche gegenüber einem externen, einseitig bestrahlten Receiver halbiert werden kann. Anhand der Simulationsergebnisse soll geprüft werden, inwieweit der Prototyp diese Aussage erfüllt. Im HPMS-II-Projekt wurde unter vergleichbaren Randbedingungen ein Testreceiver mit einseitig bestrahlten Absorberrohren im Multifokusturm des Versuchskraftwerks in Jülich simuliert. Vom Salz wurden bei 290°C Einlasstemperatur insgesamt 980 kW Leistung absorbiert. Zum Vergleich werden die Ergebnisse aus der Simulation des Lastfall 3 herangezogen, da hier die vom Salz absorbierte Leistung in einer ähnlichen Größenordnung liegt. Im Flächenvergleich wird deutlich, dass für 1 MW absorbierte Leistung im STERN-Receiver nur 64 % der Absorberfläche verbaut werden müssen. Wenn der Teil der Absorberfläche, der durch die horizontale Stütze verdeckt wird, vernachlässigt wird und nur die zweiseitig bestrahlte Fläche betrachtet wird, sind sogar nur 58,2 %. Um den thermischen Wirkungsgrad der Receiver vergleichen zu können, wird die Berechnung des TestSTERN-Wirkungsgrades angepasst (Formel (10)). Würde nur die solar einfallende Leistung der vom Salz absorbierten Leistung gegenübergestellt, wäre der Wirkungsgrad des TestSTERN-Receivers größer als 1. Es wird angenommen, dass die zusätzliche Nettoleistung aus dem IR-Strahlungsaustausch ebenfalls solare Leistung darstellt. Mit der Absorbtivität der Pyromark-Beschichtung von 93 % wird auf eine solar einfallende Leistung geschlossen, die zur tatsächlich solar einfallenden Leistung addiert wird. Dem gegenüber steht die vom Salz absorbierte Leistung. Der angepassten Berechnungsgrundlage zufolge sind die thermischen Wirkungsgrade der Receiver in etwa gleich groß.

$$\eta_{th,STERN} = \frac{\dot{Q}_{con2Salt}}{\dot{Q}_{solar} + \frac{\dot{Q}_{IR,netto}}{0,93}} \quad (10)$$

$$= \frac{1065,7 \text{ kW}}{\left(985,6 + \frac{159,4}{0,93}\right) \text{ kW}} = 0,9211$$

6-16: Vergleich HPMS-II Extern [29] mit TestSTERN

Parameter	Einheit	Extern (HPMS-II)	STERN
Verbaute Absorberfläche	m ²	4,62	3,22
Bestrahlte Absorberfläche	m ²	2,31	2,93
Verhältnis bestrahlt/verbaut	%	50	91
Einfallende solare Leistung*	kW	1060	1157
Absorbierte Leistung Salz	kW	980	1062
Mittlere Flussdichte	kW/m ²	458	402
Thermischer Wirkungsgrad	%	92,4	92,1
A_{STERN}/A_{Extern} für 1 MW Leistung an Salz	%		63,97
$A_{STERN,bestrahlt}/A_{Extern}$ für 1 MW Leistung an Salz	%		58,21

*für STERN: IR- und Solarleistung als solar einfallende Leistung umgerechnet

7. Fazit

Innerhalb dieser Arbeit wurde ein thermo-optisches Modell eines Testreceivers des STERN-Konzeptes aufgesetzt und ausgewertet. Ziel des Testreceivers ist es, die Machbarkeit des kommerziellen STERN-Receivers demonstrieren zu können. In der Simulation soll voruntersucht werden, welche Leistungen bei einer zweiseitigen Bestrahlung der Absorberrohre am Multifokusturm in Jülich umgesetzt werden können und welche lokalen Temperaturen auftreten. Im kommerziellen Receiverdesign sind zur Verstärkung der Ausleger horizontale Stützen über der Absorberfläche vorgesehen. Auch deren Einfluss wurde innerhalb des aufgesetzten Modells berücksichtigt und untersucht. Es wurden zunächst die Geometrie der horizontalen Stütze spezifiziert und innerhalb von optischen Simulationen sichergestellt, dass über das Heliostatenfeld Jülich 1 MW an solarer Leistung von den Absorberrohren aufgenommen werden kann. Dabei wurde festgestellt, dass für das stirnseitige Absorberrohr eine konstruktive Anpassung vorgenommen werden muss, um unzulässig hohe Flussdichten zu vermeiden. Als Lösungsvorschlag wurde ein passiver Zylinder zur Verschattung gewählt. In den thermischen Simulationen wurde bei verschiedenen Salzeinlasstemperaturen der stationäre Solarbetrieb, sowie der transiente Fall einer Receivernotspülung betrachtet. Unter den anfänglich definierten Randbedingungen wurden die Orte und Zeitpunkte der maximalen Temperaturen, sowie Temperaturgradienten identifiziert. Die Bewertung hinsichtlich der Zulässigkeit erfolgt über strukturmechanische Berechnungen durch den Projektpartner MAN und ist nicht Teil dieser Arbeit. Den Input für die strukturmechanische Betrachtung bieten die Ergebnisse aus den thermischen Simulationen. Weiter wurden die Temperaturen der horizontalen Stütze, der Isolierung, des Strahlungsschutzes und des passiven Zylinders ausgewertet, sowie eine Leistungsbilanz des Receivers aufgestellt. Die Auswertung ergibt, dass durch den zusätzlichen Austausch von Wärmestrahlung der Absorber mit dem umgebenden Strahlungsschutz, eine zusätzliche Leistung an das Salz übertragen wird. Demnach stammen nur ca. 85 % der absorbierten Salzleistung direkt aus der Solarstrahlung. Außerdem erhöht sich die maximal auftretende Flussdichte auf den Absorbern durch die zusätzliche Wärmestrahlung des Strahlungsschutzes. Es wurde ein weiterer Lastfall definiert, für den die solare Leistung und solare Flussdichte über einen Faktor unterhalb der Zielgrößen reduziert wurden. Dabei konnte gezeigt werden, dass trotzdem 1 MW Salzleistung bei zulässigen Flussdichten erreicht werden kann. Um die horizontale Stütze aus Baustahl

fertigen zu können, ist die Vorgabe eine Maximaltemperatur von 100 °C nicht zu überschreiten. Im ersten Lastfall erreicht die Stütze Temperaturen über 200 °C und wäre damit deutlich über der geforderten Maximaltemperatur. Im Lastfall 3 wurde zusätzlich zur reduzierten solaren Leistung die Kühlleistung innerhalb der horizontalen Stütze deutlich erhöht. Dabei kann die Maximaltemperatur der horizontalen Stütze auf unter 100 °C reduziert werden. Im Lastfall 2 wurde während der Notspülung ein Ausfall der Kühlung simuliert. Dabei hat sich gezeigt, dass durch die hohen Temperaturen der Isolierung auch nach der Defokussierung weiter Wärme an die Stütze übertragen wird und die Stütztemperatur ohne Kühlung stark ansteigt. Deshalb wurde der Lastfall 3 zusätzlich als Notspülung mit einem Ausfall der Kühlung über einen Zeitraum von 60 min simuliert. Bereits nach 5 min liegt die Temperatur der Stütze weit über 100 °C. Nach ca. 40 min ist mit 280 °C eine maximale Temperatur erreicht. Demnach kann die Temperaturgrenze von 100 °C nur eingehalten werden, wenn die Kühlung dauerhaft funktionsfähig ist. Durch eine längere Betrachtung des Abkühlvorgangs in verschiedenen Lastfällen hat sich gezeigt, dass die maximal auftretenden Temperaturen in einem Bereich von 300 °C liegen und nicht primär von der Salztemperatur abhängen. Sinnvoller ist es daher, direkt ein Material zu verwenden, welches für den identifizierten Temperaturbereich zulässig ist. Abschließend wurde für die zweiseitig bestrahlten Absorberrohre ein Vergleich mit dem einseitig bestrahlten Receiver des HPMS-II Projekt aufgestellt. Es hat sich gezeigt, dass selbst durch die Verschattung der Stütze bei den zweiseitig bestrahlten Absorbern nur ca. 64 % der Fläche verbaut werden müssen, um 1 MW Salzleistung zu erreichen bei etwa gleichem thermischem Wirkungsgrad. Demnach kann durch die zweiseitige Bestrahlung der Absorberrohre die verbaute Fläche nicht halbiert, aber dennoch signifikant reduziert werden.

8. Ausblick

Im weiteren Verlauf des Projektes werden strukturmechanische Berechnungen der Absorberrohre mit Hilfe der thermischen Simulationsergebnisse durch den Projektpartner MAN durchgeführt. Außerdem stehen noch Detailfragen zur Materialwahl aus. Anhaltspunkte dafür bieten die identifizierten Temperaturniveaus der thermischen Simulationen. Eine aktuell alternative Idee zum Ausführen der horizontalen Stützen ist ein CFC-Werkstoff. Damit sind deutlich höhere Temperaturen zulässig und es könnte gegebenenfalls die Isolierstärke reduziert werden, womit das Verhältnis von bestrahlter zu verbauter Absorberfläche optimiert wird. Damit treten auch höhere Lufttemperaturen auf, wodurch eine Verstärkung des Kamineffektes erwartet wird. Eine weitere Frage ist der Werkstoff des stirnseitigen passiven Verschattungszylinders, der keine Lasten trägt aber lokal Temperaturen bis 1500 °C erreicht. Weiter muss spezifiziert werden, welche Heliostaten gekrümmte Facetten erhalten sollen. Dabei ist auch zu berücksichtigen, dass aufgrund der Position des Multifokusturms die Flussdichteverteilung auf den beiden Absorberflächen unsymmetrisch ist. Bei einer idealen Auswahl der Heliostaten mit gekrümmten Facetten könnte die unterschiedliche Flussdichteverteilung ausgeglichen werden. Außerdem wurden in den bisherigen Simulationen die Header des Receivers vernachlässigt. Für die Header können thermische Simulationen durchgeführt werden, sobald weitere Detailfragen beantwortet sind und durch MAN eine vollständige Receivergeometrie in CAD erstellt wurde.

Literaturverzeichnis

- [1] G. Reich und M. Reppich, „Regenerative Energietechnik: Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung,“ Springer Vieweg, Augsburg, 2017.
- [2] BP p.l.c., „Statistical Review of World Energy 2020,“ London, 2020.
- [3] IRENA, „Renewable Power Generation Costs in 2019,“ International Renewable Energy Agency, Abu Dhabi, 2020.
- [4] D. Benitez, R. Buck, J. Dersch, H.-G. Dibowski, M. Eickhoff, K. Hennecke, T. Hirsch, D. Krüger, E. Lüpfer, M. O'Sullivan, A. Pfahl, R. Pitz-Paal, C. Richter, M. Roeb, A. Schlierbach, J. Stengler und K. Wieghardt, „Solarthermische Kraftwerke: Wärme, Strom und Brennstoffe aus konzentrierter Sonnenenergie,“ Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt e. V. (DLR), Köln, 2021.
- [5] J. Lilliestam, „Empirically observed learning rates for concentrating solar power and their responses to regime change,“ Nature Energie, 2017.
- [6] R. Pitz-Paal, „Innovationen für die Energiewende: Beiträge zur FVEE-Jahrestagung 2017,“ Forschung Verbund Erneuerbare Energien, Berlin, 2017.
- [7] M. Kaltschmitt, W. Streicher und A. Wiese, Erneuerbare Energien, Berlin: Springer Vieweg, 2014.
- [8] J. E. Pacheco, G. J. Kolb, H. E. Reilly, S. H. Showalter, R. W. Goods, D. B. Bradshaw, S. A. Dawson, M. J. Jones, R. L. Hale, M. R. Gilbert und P. E. Jacobs, „Final Test and Evaluation Results From the Solar Two Project,“ Sandia National Laborator Report, Albuquerque, 2002.
- [9] R. Pitz-Paal und P. Elsner, „Solarthermische Kraftwerke: Technologiesteckbrief zur Analyse "Flexibilitätskonzepte für die Stromversorgung 2050",“ Köln, 2015.
- [10] K. Hennecke, „Trends und Entwicklungen bei den Linienfokussierenden Systemen,“ Sonnenkolloquium, Köln, 2008.
- [11] R. Buck, „Carnotisierung von CSP: Punktfokussierende Systeme,“ Sonnenkolloquium, Köln, 2008.
- [12] International Energy Agency, „World Energy Outlook 2010,“ OECD/IEA, Paris, 2010.

-
- [13] A. B. Zavoico, „Solar Power Tower Design Basis Document,” Sandia National Laboratories, Albuquerque, New Mexico, 2001.
 - [14] DLR - Institut für Solarforschung; Babcock Borsing Steinmüller GmbH; Bilfinger Piping Technologies GmbH; M+W Germany GmbH; STEAG Energy Services GmbH; Salzgitter Mannesmann Forschung; Solar-Institut Jülich der FH Aachen; VDM Metals GmbH; BASF SE; Rhein Ruhr Power e.V.; „High Performance Molten Salt Tower Receiver System: Öffentlicher Schlussbericht,” 2017.
 - [15] C. Frantz, „HPMS-AP3: Receiverbewertung: Dokumentation, Vorgehensweise & Ergebnisse“.
 - [16] K. Battleson, „Solar power tower design guide: solar thermal central receiver power systems. A source of electricity and/or process heat,” Sandia National Laboratories, Livermore, 1981.
 - [17] J. M. Lata, M. Rodríguez und M. Álvarez de Lara, „High Flux Central Receivers of Molten Salts for the New Generation of Commercial Stand-Alone Solar Power Plants,” *Journal of Solar Energy Engineering*, 2008.
 - [18] M. Rodriguez-Sanchez, A. Sanchez-Gonzalez, C. Marugan-Cruz und D. Santana, „New designs of molten-salt tubular-receiver for solar power tower,” *SolarPACES*, Madrid, 2013.
 - [19] H. D. Baehr und K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*, Berlin: Springer Vieweg, 2019.
 - [20] W. Polifke und J. Kopitz, *Wärmeübertragung*, München: Pearson Studium, 2009.
 - [21] VDI Gesellschaft, *VDI-Wärmeatlas*, Berlin, Heidelberg: Springer, 2006.
 - [22] S. M. Besarati, D. Yogi Goswami und E. K. Stefanakos, „Optimal heliostat aiming strategy for uniform distribution of heat flux on the receiver of a solar power tower plant,” *Energy Conversion and Management*, 2014.
 - [23] R. Buck, „Solar Raytracing Tool SPRAY - User Manuel,” DLR, Stuttgart, 2011.
 - [24] L. L. Vant-Hull, „The Role of “Allowable Flux Density” in the Design and Operation of Molten-Salt Solar Central Receivers,” *Journal of Solar Energy Engineering*, Bd. 124, pp. 165-169, May 2002.
 - [25] C. Frantz und et al., „Basic Engineering of a High Performance Molten Salt Tower Receiver System,” *SolarPaces 2020*, Albuquerque, 2020.

-
- [26] C. Ho, „Characterization of Pyromark 2500 Paint for High-Temperature Solar-Receiver“.
- [27] VDI-Wärmeatlas, Berlin, Heidelberg: Springer, 2006.
- [28] R. H. John, „A catalog of radiation heat transfer configuration factors,“ University of Texas at Austin, [Online]. Available: <http://www.thermalradiation.net/tablecon.html#C1>. [Zugriff am 02 08 2021].
- [29] C. Frantz und K. Busch, „HPMS-II: Testreceiver: Lastfall 1: Solarer Betrieb Stationär,“ Stuttgart, 2020.
- [30] ASME BPV Code, „Fatigue Data at zero mean stress (Table 5-110.1.),“ 1998.
- [31] Etex Building Performance GmbH, „Promat,“ 2017. [Online]. Available: https://www.promat.com/siteassets/industry/downloads/technical-data-sheets-tds/microporous/de/promat_microtherm_quilted_technisches_datenblatt_de.pdf?v=48ff97/Download. [Zugriff am 21 07 2021].
- [32] MOESCHTER Group GmbH, „MOESCHTER Group,“ 2014. [Online]. Available: <https://www.moeschter-group.com/de/infocenter/mediathek/#c632>. [Zugriff am 21 07 2021].
- [33] Rauschert GmbH, „Rauschert,“ 03 2018. [Online]. Available: <https://rauschert.com/produktbereiche/technische-keramik/produkte/hochtemperaturkeramik/>. [Zugriff am 21 07 2021].
- [34] A. Bonk, S. Sau, N. Uranga, M. Hernaiz und T. Bauer, Advanced heat transfer fluids for direct molten salt line-focusing CSP plants, Progress in Energy and Combustion Science 67, 2018.
- [35] J. Ignacio Ortega, J. Ignacio Burgaleta und F. M. Téllez, „Central Receiver System Solar Power Plant Using Molten Salt as Heat Transfer Fluid,“ Journal of Solar Energy Engineering, 2008.
- [36] C. Frantz, C. Schwager und M. Aust, „Stand der Technik - Salzschnmelze-Receiver“.
- [37] C. Frantz, „HPMS – AP3: Receiverbewertung“.
- [38] J. Dersch, J. Paucar, C. Schuhbauer, A. Schweitzer und A. Stryk, „Blueprint for Molten Salt CSP Power Plant,“ Köln , 2021.
-

-
- [39] „Special metals - High Performance Alloys Literature,” [Online]. Available: <https://www.specialmetals.com/tech-center/alloys.html>. [Zugriff am 23 08 2020].
- [40] sbp sonne GmbH, [Online]. Available: <https://www.sbp.de/en/project/kumul-dongfang-tower-stellio/>. [Zugriff am 07 06 2021].

9. Anhang

i. Optische Simulation: Randbedingungen

9-1: Randbedingungen Heliostaten

Parameter	Einheit	Wert
Datum		21.03.
Uhrzeit		12:00
Site latitude	°	50,9134
Site longitude	°	6,3622
Site elevation	m	87
DNI	W/m ²	750,4
Number of tracking axes		2
Center of rotation axes	m; m; m	0,0; -0,10; -0,20
Vector of rotation axis 1	m; m; m	1,0; 0,0; 0,0
Displacement of center of rotation axis 2	m; m; m	0,0; 0,0; 0,0
Mirror displacement towards drive	m; m; m	0,0; 0,0; 0,177
Dimensions concentrator	m*m	3,22; 2,56
Dimension facet	m*m	1,605; 1,275
Facet contour		'sph'
Number of facets in x- and y-Direction		2, 2
mode_Canting		2
iformat		30
Aim point	x; y; z	0,0; 0,0; 28,55
Koordinaten Turm	x; y; z	0,0; -10,7; 0,0
Breite Turm	m	18,07
Tiefe Turm	m	15
Höhe Turm	m	60

Anzahl aktive Heliostaten

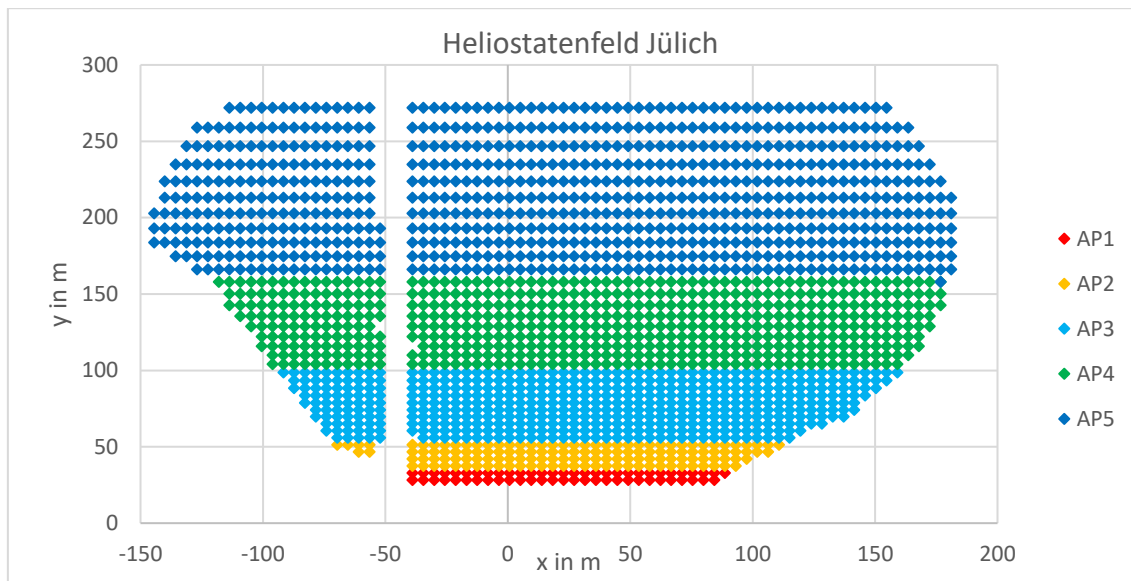
1996

9-2: Abmaße und Position des angenommenen Turms

Parameter	Einheit	Wert
Höhe	m	60
Breite	m	18,07
Tiefe	m	15
x-Koordinate	m	0
y-Koordinate	m	-10,7
z-Koordinate	m	0

9-3: LF1 & 2: Zielpunktkoordinaten

Beschreibung	Zielpunkt Koordinaten (x;y;z)
AP1	0,0; 0,0; 29,22
AP2	0,0; 0,0; 27,88
AP3	0,0; 0,0; 28,88
AP4	0,0; 0,0; 28,22
AP5	0,0; 0,0; 28,55

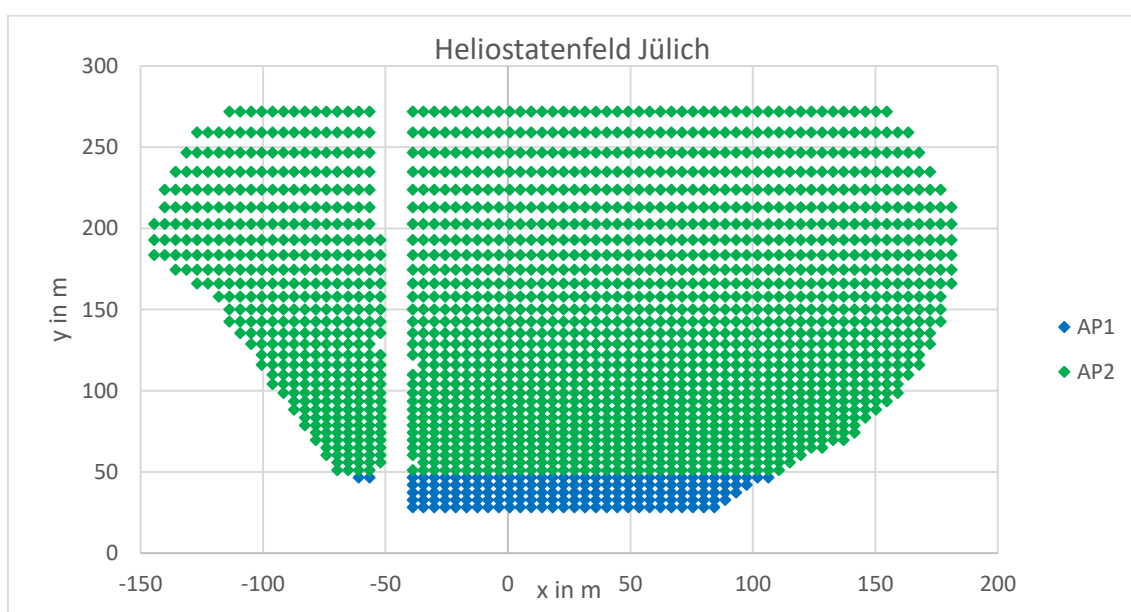


9-1: LF1 & 2: Zielpunktgruppierung der Heliostaten

Anpassungen: Lastfall 3

9-4: LF3: Zielpunktkoordinaten

Beschreibung	Zielpunkt Koordinaten (x;y;z)
AP1	0,0; 0,0; 27,90
AP2	0,0; 0,0; 28,80



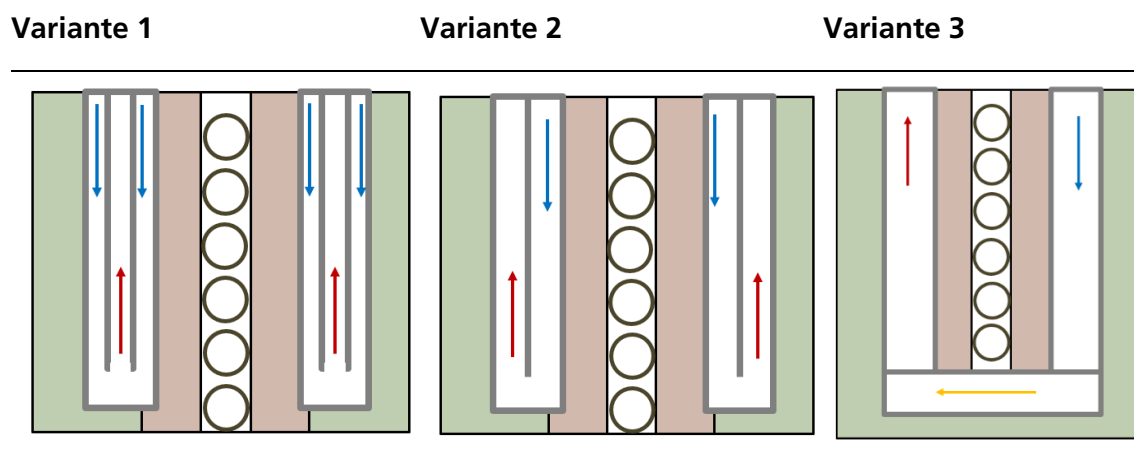
9-1: LF3: Zielpunktgruppierung der Heliostaten

ii. Testreceiver-Geometrie

9-5: Abmaße Absorberrohre

Parameter	Einheit	Wert
Innendurchmesser Absorberrohre	mm	60
Wandstärke	mm	2
Abstand zwischen Absorbern	mm	2
Länge Absorberrohre	mm	2000
Anzahl Absorberrohre	-	8

9-6: Varianten der Stützengestaltung



9-7: Modellabmaße TestSTERN thermische Simulation

Parameter	Einheit	Wert
Kantenlänge Stütze (außen)	mm	54
Wandstärke Stütze	mm	2
Höhe Dotherm-Isolierung	mm	20
Breite Dotherm-Isolierung	mm	38
Stärke Microtherm-Isolierung	mm	60
Querschnitt gesamte Stütze (b*h)	m ²	0,18*0,15

Absorbermaße (B*H)	m ²	0,526*2
Innendurchmesser Absorber	mm	60
Wandstärke Absorber	mm	2
Abstand zwischen Absorbern	mm	2
Anzahl Absorber	-	8

iii. Übersicht Lastfälle

Lastfall 1a: Ts_290_ms_15_qabs_955

9-8: Zusammenfassung RB Lastfall 1a

Randbedingung	Einheit	Wert
Salztemperatur Einlass	°C	290
Massenstrom Salz	kg/s	15
Maximal zulässige thermisch übertragene Flussdichte	kW/m ²	955
Flux Scale Factor	-	1
Wärmeübergangskoeffizient zur Umgebung	W/m ² /K	9
Wärmeübergangskoeffizient an Luftstrom	W/m ² /K	20
Eintrittstemperatur Luft in Stütze	°C	60
Umgebungstemperatur	°C	40
Solar gewichtete hemisphärische Absorptivität Absorberrohr- (Pyromark)		0,93
Solar gewichtete hemisphärische Absorptivität- Strahlungsschutz (ASW-coating)		0,223
Hemisphärische Emissivität Absorberrohr	-	0,8
Hemisphärische Emissivität Isolierung	-	0,764

Lastfall 1b: Ts_509_ms_15_qabs_677

9-9: Zusammenfassung RB Lastfall 1b

Randbedingung	Einheit	Wert
Salztemperatur Einlass	°C	509
Massenstrom Salz	Kg/s	15
Maximal zulässige thermisch übertragene Flussdichte	kW/m²	677
Flux Scale Factor	-	0,71
Wärmeübergangskoeffizient zur Umgebung	W/m²/K	9
Wärmeübergangskoeffizient an Luftstrom	W/m²/K	20
Eintrittstemperatur Luft in Stütze	°C	60
Umgebungstemperatur	°C	40
Solar gewichtete hemisphärische Absorptivität Absorberrohr- (Pyromark)		0,93
Solar gewichtete hemisphärische Absorptivität- Strahlungsschutz (ASW-coating)		0,223
Hemisphärische Emissivität Absorberrohr	-	0,8
Hemisphärische Emissivität Isolierung	-	0,764

Lastfall 2a: Ts_290_ms_15_qabs_955

9-10: Zusammenfassung RB Lastfall 2a

Zeitschritt	Zeitpunkt	Flussdichte	Massenstrom Salz	Salztemperatur	Massenstrom Luft
1	1s (stationär)	955 kW/m²	15 kg/s	290 °C	0,01 kg/s
2	1s – 1,1s	955 kW/m²	Lineare Zunahme auf 30 kg/s	290 °C	Lineare Abnahme auf 0,0018

3	1,1s – 2,1s	Lineare Abnahme auf 0	30 kg/s	290 °C	0,0018
4	2,1s – 20s	0	30 kg/s	290 °C	0,0018

Lastfall 2b: Ts_509_ms_15_qabs_677

9-11: Zusammenfassung RB Lastfall 2b

Zeitschritt	Zeitpunkt	Flussdichte	Massenstrom Salz	Salztemperatur	Massenstrom Luft
1	1s (stationär)	677 kW/m ²	15 kg/s	509 °C	0,01 kg/s
2	1s – 1,1s	677 kW/m ²	Lineare Zunahme auf 30 kg/s	509 °C	Lineare Abnahme auf 0,0018
3	1,1s – 2,1s	Lineare Abnahme auf 0	30 kg/s	509 °C	0,0018
4	2,1s – 20s	0	30 kg/s	509 °C	0,0018

iv. Materialeigenschaften

Absorberrohre

9-12: Dichte, Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit DMV310N [30]

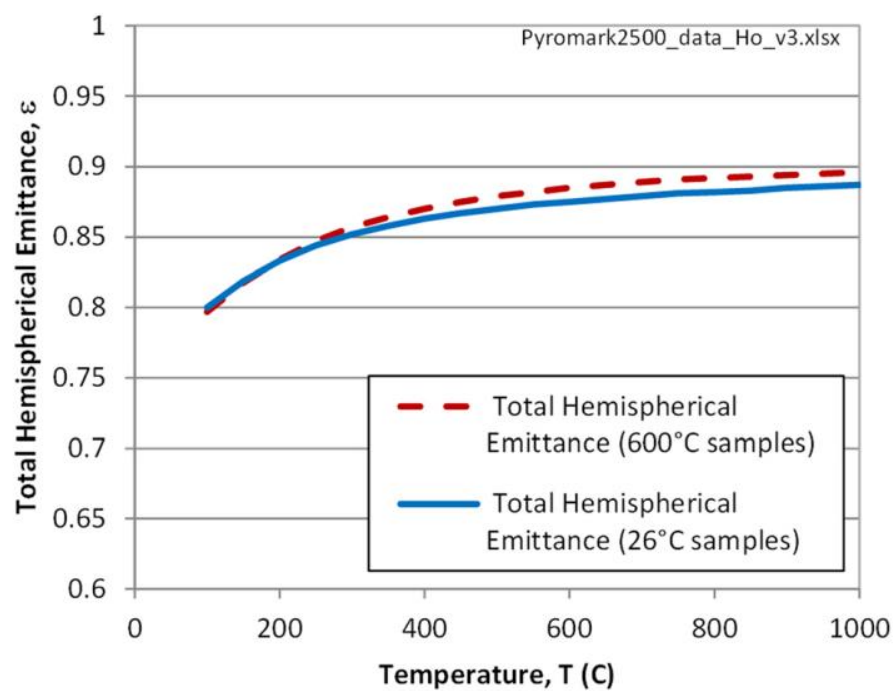
Parameter	Wert	Quelle
Dichte	8030 kg/m ³	ASME II [30]
Wärmekapazität	434 J/kg/K	MAN

9-13: Wärmeleitfähigkeit DMV310N [30]

Temperature (°C)	Wärmeleitfähigkeit (W/m/K)
20	14,1

50	14,6
75	15
100	15,4
125	15,7
150	16,1
175	16,5
200	16,8
225	17,2
250	17,6
275	17,9
300	18,3
325	18,7
350	19
375	19,4
400	19,7
425	20,1
450	20,5
475	20,8
500	21,2
525	21,5
550	21,9
575	22,2
600	22,6
625	22,9
650	23,2

675	23,6
700	23,9
725	24,2
750	24,6



9-2: Emissivität Pyromark [26]

Microtherm

Technische Daten				
Typ		-1000R	-1000R HY	-1200
Standardausführung		Glasgewebe (E-Glas)*		
Klassifikationstemperatur	°C	1000	1000	1200
Rohdichte	kg/m ³	240	260	400
Kaltdruckfestigkeit (ASTM C165)	MPa = N/mm ²	0,15	0,12	0,36
Wärmeleitfähigkeit (ISO 8302, ASTM C177)				
200 °C	W/m K	0,023	0,023	0,029
400 °C	W/m K	0,026	0,026	0,033
600 °C	W/m K	0,031	0,031	0,039
800 °C	W/m K	0,039	0,039	0,044
Spezifische Wärmekapazität				
200 °C	kJ/kg K	0,92	0,92	0,89
400 °C	kJ/kg K	1,00	1,00	0,99
600 °C	kJ/kg K	1,04	1,04	1,04
800 °C	kJ/kg K	1,08	1,08	1,07
Schwindung				
Einseitig nach 12 h bei 1000 °C	%	< 0,5	< 0,5	< 0,05
Allseitig nach 24 h bei 1000 °C	%	< 3	< 3	< 0,1
Allseitig nach 24 h bei 1150 °C	%	-	-	< 3

* Spezielle Kaschierungen und Oberflächenbeschichtungen auf Anfrage.

9-3: Eigenschaften Microtherm [31]

9-14: Skalierte und in ANSYS implementierte Wärmeleitfähigkeit Microtherm

Temperatur	In ANSYS implementierte Wärmeleitfähigkeit
40 °C	0,054 W/m/K
200 °C	0,058 W/m/K
400 °C	0,066 W/m/K
600 °C	0,078 W/m/K
800 °C	0,088 W/m/K
1400 °C	0,124 W/m/K

Horizontale Stütze

9-15: Materialwerte Baustahl [30]

Parameter	Wert
Dichte	7850 kg/m ³
Spezifische Wärmekapazität	434 J/kg/K
Thermische Leitfähigkeit	60,5 W/m/K

Stoffwerte Luft

9-16: Stoffwerte Luft bei einem Druck von 1 bar [27]

T [°C]	ρ [m ³ /kg]	c_p [kJ/kg/K]	λ [W/m/K]	ν [m ² /s]
40	1,112	1,007	0,0274	$2,44 \cdot 10^{-5}$
60	1,046	1,008	0,0288	$2,73 \cdot 10^{-5}$
80	0,986	1,010	0,0323	$3,04 \cdot 10^{-5}$
100	0,933	1,012	0,0316	$3,35 \cdot 10^{-5}$
120	0,886	1,014	0,0329	$3,68 \cdot 10^{-5}$
140	0,843	1,016	0,0343	$4,01 \cdot 10^{-5}$
200	0,736	1,025	0,0382	$5,07 \cdot 10^{-5}$

Dotherm

DOTHERM[®] 1100

Materialbeschreibung	Calcium-Silikat-Werkstoff mit Kohlefaser-Verstärkung
Farbe	weiß/grau
Anwendungen	Thermische Isolier-Bauteile für den Maschinen- und Anlagenbau
Lieferformen	Platten, Zuschnitte und Bauteile/Baugruppen nach Zeichnungen

Physikalische Eigenschaften

Eigenschaften	Prüfnorm	Einheit	Wert
Dichte	ISO 1183	g/cm ³	0,8
Wasseraufnahme	ISO 62	%	38

Thermische Eigenschaften

Eigenschaften	Prüfnorm	Einheit	Wert
Anwendungstemperatur, dauernd	–	°C	1100
Längenausdehnungs-Koeffizient	DIN 51045	$10^{-6} \times K^{-1}$	7
Schwindung bei max. Anwendungstemperatur	nach 12 h	%	0,35
Wärmeleitfähigkeit	DIN 52612	W/mK	23 °C: 0,1 / 400 °C: 0,16

9-4: Materialeigenschaften Dotherm 1100 [32]

9-17: Annahme von Materialeigenschaften Dotherm 1100

Parameter	Annahme
Wärmeleitfähigkeit bei 1100 °C	0,28 W/m/K
Spezifische Wärmekapazität	1000 J/kg/K

Keramik-Zylinder

Physikalische Eigenschaften nach DIN EN 60672

Material		RAPOX® 80	RAPOX® 95	RAPOX® 100
Al ₂ O ₃ -Gehalt	[%]	80	95	> 99,95
Farbe		weiß	weiß	weiß
Offene Porosität	[%]	0	0	0
Dichte	[g/cm ³]	3,1 - 3,2	> 3,63	> 3,9
Biegefestigkeit	[N/mm ²]	200	230	300
WAK 30-600	[°C 10 ⁻⁶ K ⁻¹]	6 - 8	7 - 9	7 - 9
Max. Einsatztemperatur	[°C]	1300	1600	1600
Wärmeleitfähigkeit	[W/m K]	10 - 16	16 - 28	19 - 35
Temperatur für Durchgangswiderstand 1MΩcm	[°C]	700	800	800
Temperaturwechselbeständigkeit		gut	gut	gut
Spez. Durchgangswiderstand bei 20 °C	[Ωcm]	10 ¹⁴	10 ¹⁴	10 ¹⁴
Spez. Durchgangswiderstand bei 600 °C	[Ωcm]	10 ⁷	10 ⁸	10 ⁸
Durchschlagsfestigkeit	[kV/mm]	10	≥ 15	17

9-5: Datenblatt RAPOX [33]

Annahme spezifische Wärmekapazität: 1150 J/kg/K

Stoffwerte Solarsalz

9-18: Dichte und spezifische Wärmekapazität des Solarsalzes bei verschiedenen Temperaturen [34]

T [°C]	ρ [m ³ /kg]	c _p [J/kg/K]
270	1922,9	1437,9
320	1890,8	1446,4
370	1858,9	1454,7
420	1826,7	1463,1

470	1794,7	1471,5
520	1762,6	1479,9
570	1730,6	1488,3
620	1698,5	1496,7

Wärmeleitfähigkeit Solarsalz: 0,473 W/m/K [34]

v. Thermisches Modell: Randbedingungen

Konvektion an Salz:

9-19: Randbedingungen Solarsalz Lastfall 1

Parameter	Einheit	LF1a	LF1b
Annahme Absorbierte Leistung Salz	kW	1000	710
Massenstrom	kg/s	15	15
Innendurchmesser Rohr	mm	60	60
Anzahl Rohre	-	8	8

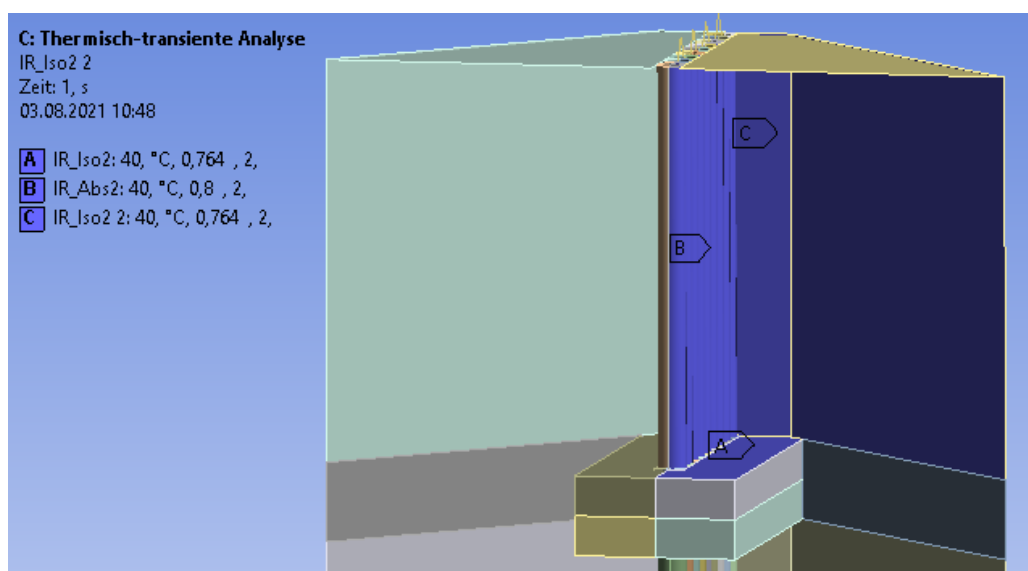
9-20: Wärmeübergangskoeffizienten Lastfall 1

Rohr-Nr.	LF1a	LF1b
1	5740 W/m ² /K	8652 W/m ² /K
2	5848 W/m ² /K	8674 W/m ² /K
3	5956 W/m ² /K	8697 W/m ² /K
4	6065 W/m ² /K	8720 W/m ² /K
5	6174 W/m ² /K	8744 W/m ² /K
6	6283 W/m ² /K	8768 W/m ² /K
7	6392 W/m ² /K	8792 W/m ² /K
8	6500 W/m ² /K	8877 W/m ² /K

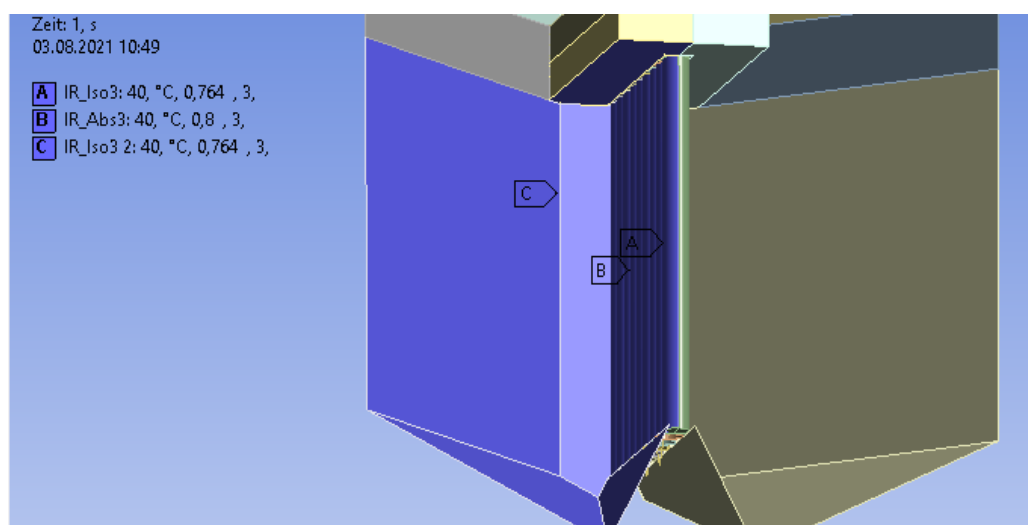
9-21: Wärmeübergangskoeffizienten im Lastfall 2

Zeitschritt	LF2a	LF2b
1	Tabelle 9-20	Tabelle 9-20
2	Lineare Zunahme auf 10371 W/m ² /K	Lineare Zunahme auf 15648 W/m ² /K
3	10371 W/m ² /K	15648 W/m ² /K
4	10371 W/m ² /K	15648 W/m ² /K

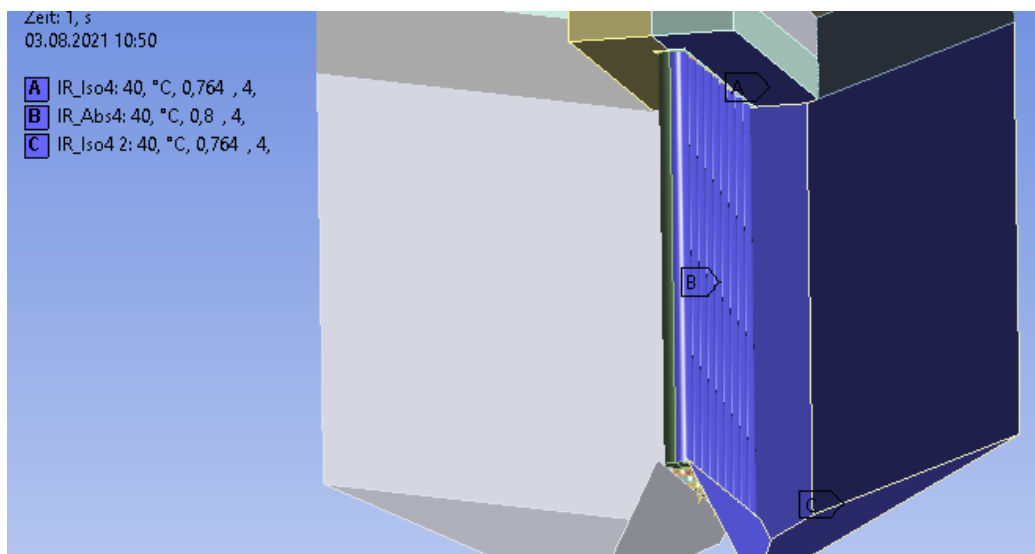
Strahlung:



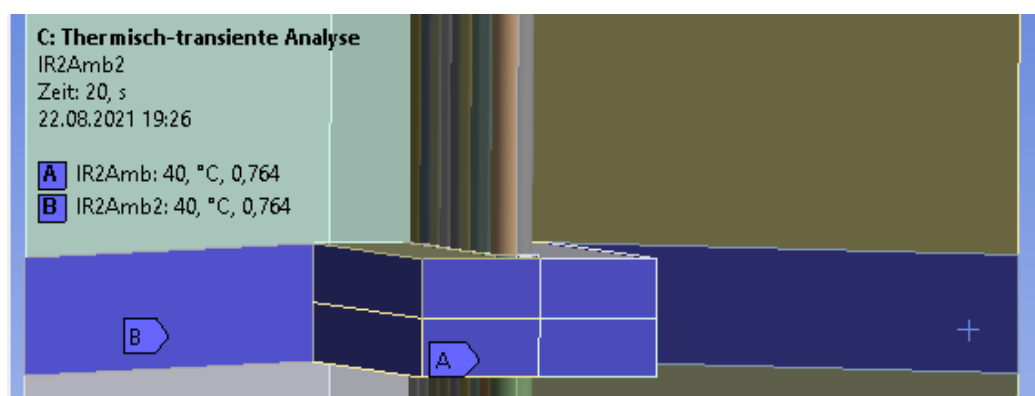
9-6: IR-RB: Hüllkörpertyp 2



9-7: IR-RB: Hüllkörpertyp 3



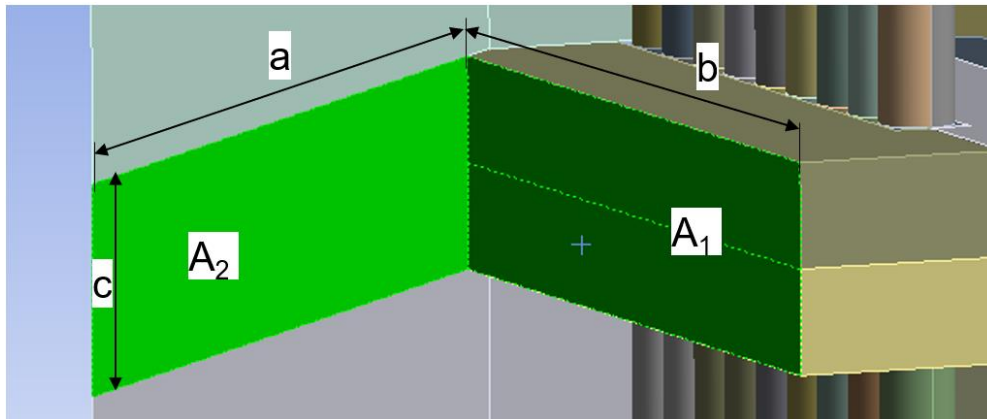
9-8: IR-RB: Hüllkörpertyp 4



9-9: IR-RB: An Umgebung

Analytische Abschätzung des Strahlungsaustausch der seitlichen Stützenisolierung und dem angrenzenden Strahlungsschutz:

Es werden nach Gleichung (12) und (13) die Parameter A und B mit den Annahmen aus Abbildung 9-10 und Tabelle 9-22 bestimmt. Vereinfachend wird nach Abbildung 9-12 ein Sichtfaktor von 0,29 angenommen und über die mittleren Oberflächentemperaturen aus dem gelösten FEM-Modell der Nettowärmestrom abgeschätzt. Im Verhältnis zum restlichen Modell ist der Wärmestrom mit 616 W vernachlässigbar gering und es wird angenommen, dass beide Oberflächen nur an die Umgebung Wärmestrahlung abgeben.



9-10: Flächen zur analytischen Abschätzung des Strahlungsaustausches

9-22: Annahmen zur analytischen Abschätzung des Strahlungsaustausches

Parameter	Einheit	Angenommene Werte
a	m	0,84
b	m	0,71
c	m	0,18
A	-	4,7
B	-	3,9
T_1	°C	1135
T_2	°C	1105
F_{12}	-	0,29
$\dot{Q}_{12}$	W	616

vi. Qualitätssicherung

9-23: Koordinaten ausgewählter Temperaturproben zur Qualitätssicherung

Probe	x [m]	y [m]	z [m]
Isolierung stirnseitig	0	0,71	1
Absorber außen@ q_{max}	0,0259	0,4808	0,8463
Absorber außen@ q_{min}	0,0243	0,4796	0,8463
Salzaustritt	0	0,462	0
Passiver Zylinder stirnseitig	0	0,56	0,8463

Netzstudie

9-24: Spezifikation zur Netzstudie

Beschreibung	Mesh01	Mesh02	Mesh03	Mesh04	Mesh05
Elemente über ½ Rohrumfang	4	6	8	10	12
Elemente über Rohrlänge ohne Stütze	15	30	40	50	70
Elemente über Rohrlänge hinter Stütze	5	8	10	12	16
Elemente über Höhe Dotherm	2	3	4	5	6
Elemente über Kantenlänge Stütze	5	8	10	12	16
Elementgröße lange Kante Stütze (m)	0,03	0,02	0,01	0,005	0,0025
Elemente über kleine Höhe Isolierung	2	4	6	8	12
Elemente über große Höhe Isolierung	1	2	3	4	6
Elementgröße Aussenkante Isolierung (m)	0,04	0,03	0,02	0,01	0,005
Knoten Insgesamt	65930	117691	255028	572550	1561282

Zeitschrittstudie

9-25: Übersicht Parameter der Zeitschrittstudie

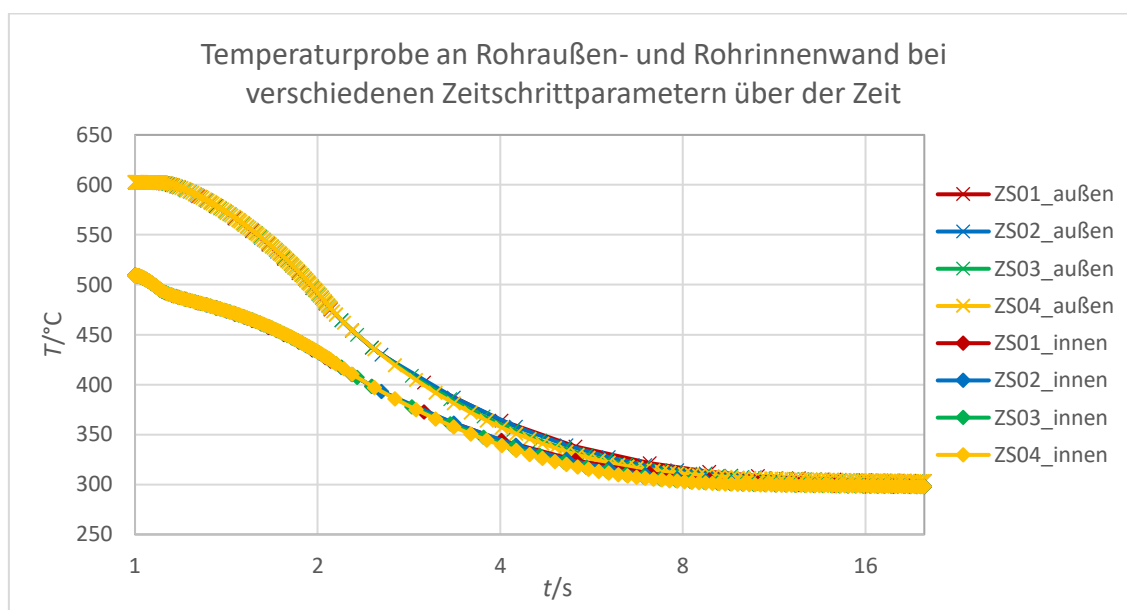
Zeitschritt	Parameter ANSYS	ZS01	ZS02	ZS03	ZS04
Step1	Zeitintegration aus				
	Anfänglicher Substep	100	100	100	100
	Min. Substep	10	10	10	10
	Max. Substep	1000	1000	1000	1000
Step2	Anfänglicher Zeitschritt	0,001	0,0005	0,00025	0,00125
	Min. Zeitschritt	0,0001	0,00005	0,000025	0,000125
	Max. Zeitschritt	0,01	0,005	0,0025	0,0125

Step3

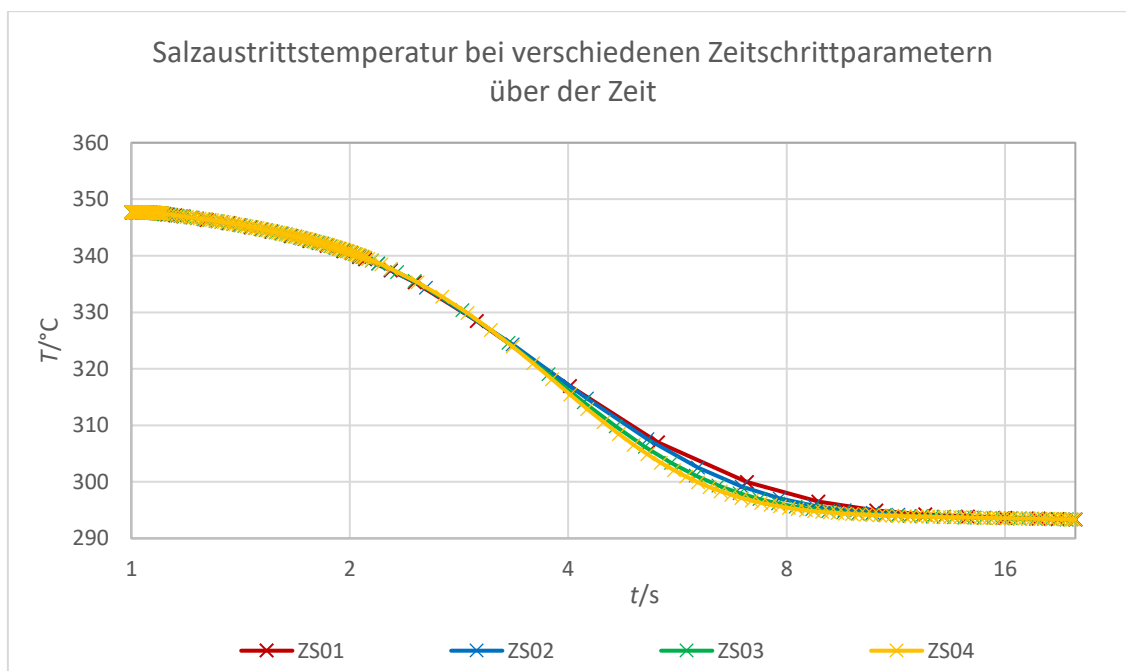
Anfänglicher Zeitschritt	0,01	0,005	0,00225	0,00125
Min. Zeitschritt	0,001	0,0005	0,00025	0,000125
Max. Zeitschritt	0,1	0,05	0,025	0,0125

Step4

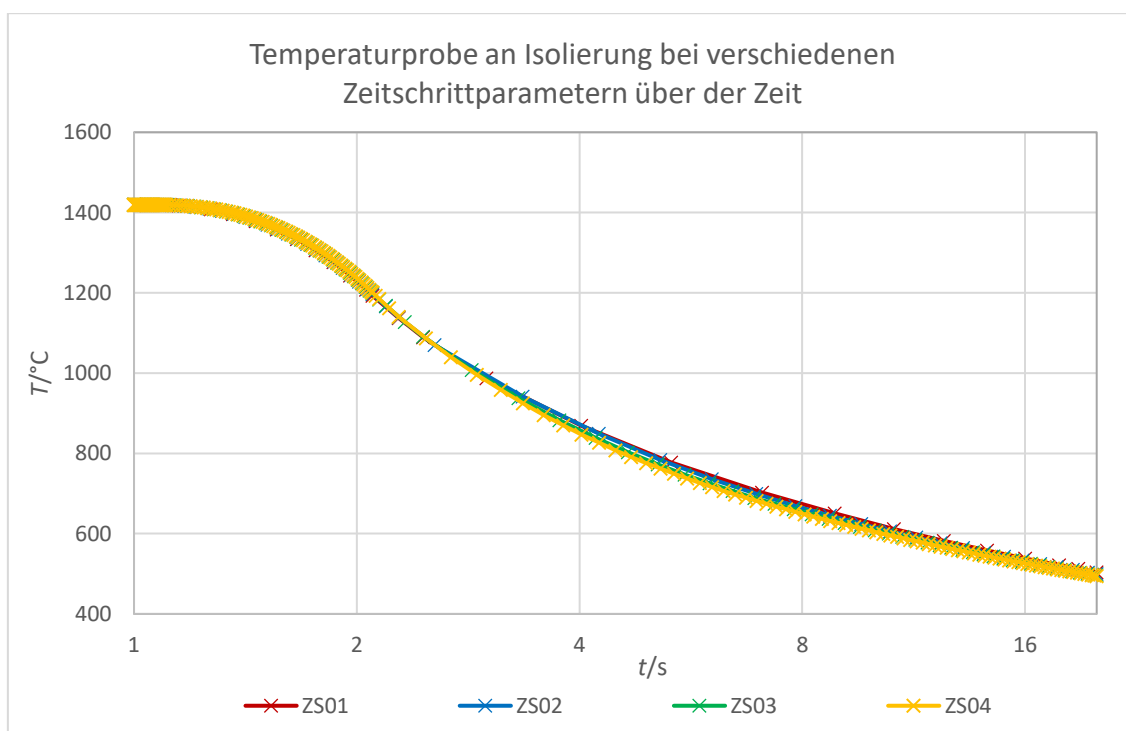
Anfänglicher Zeitschritt	0,18	0,09	0,045	0,0225
Min. Zeitschritt	0,018	0,009	0,0045	0,00225
Max. Zeitschritt	1,8	0,9	0,45	0,0225



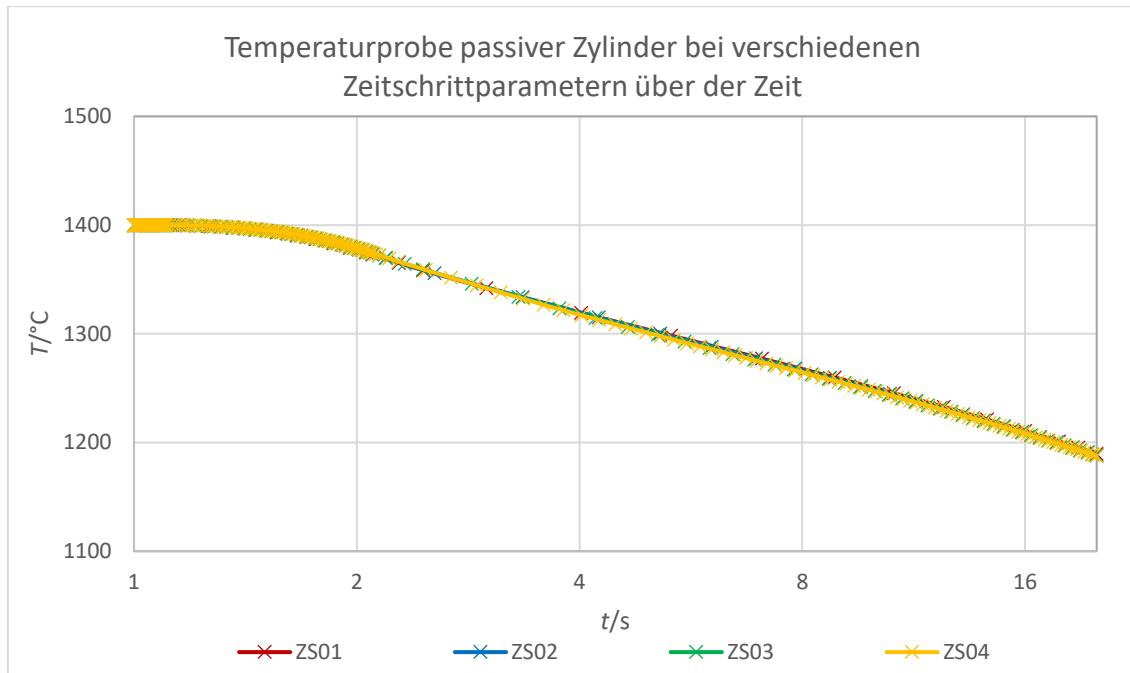
9-2: Temperaturprobe an Rohrwand bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit



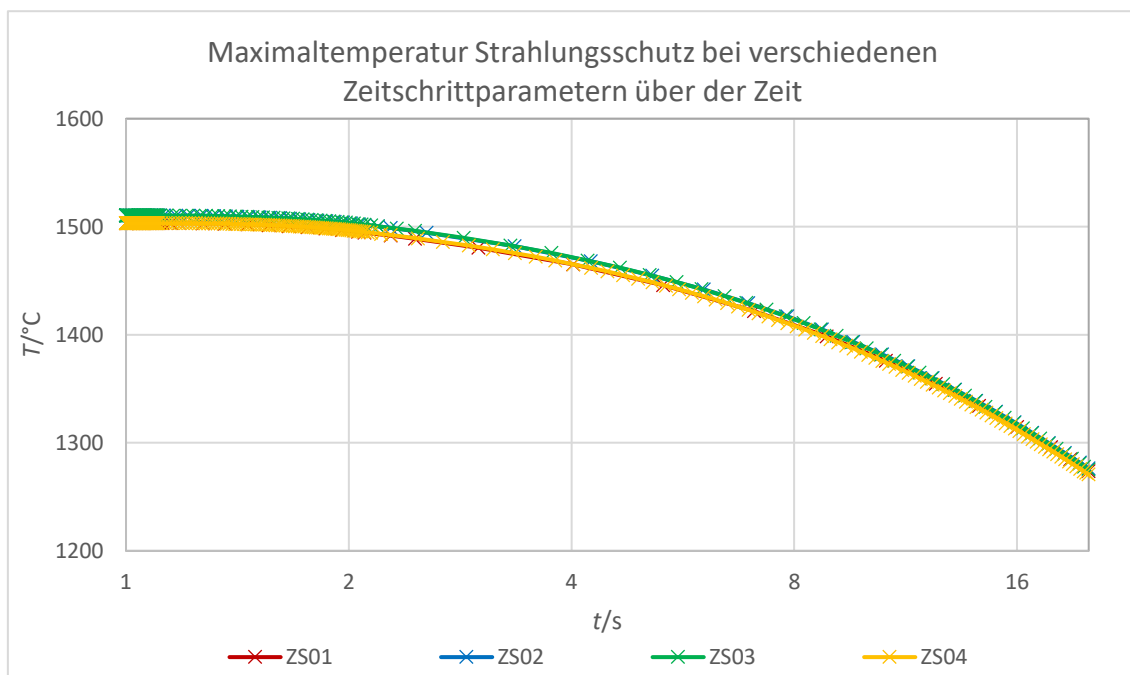
9-3: Salzaustrittstemperatur bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit



9-4: Temperaturprobe an Isolierung bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit



9-5: Temperaturprobe passiver Zylinder bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit



9-6: Maximaltemperatur Strahlungsschutz bei verschiedenen Zeitschrittparametern über der Zeit

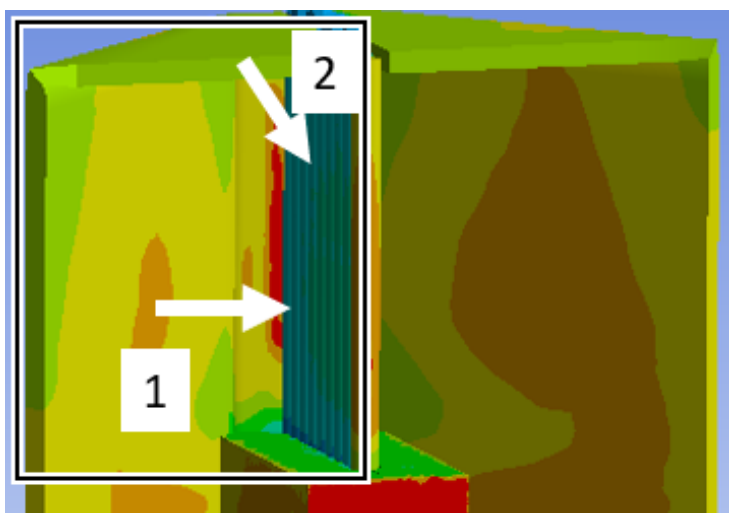
Plausibilitätskontrolle

Es wird analytisch abgeschätzt in welcher Größenordnung der zusätzliche Leistungseintrag an die Absorber durch den Strahlungsaustausch mit der Haltestruktur liegt. Dafür werden einige Vereinfachungen vorgenommen. Abbildung 9-11 zeigt eine Lösung des Modells aus Lastfall 1a. Für den eingerahmten Bereich soll der Wärmeaustausch von Fläche 1 und Fläche 2 mit den Absorbern betrachtet werden. Die Stütze wird vernachlässigt, da die Fläche verhältnismäßig klein ist und aufgrund der räumlichen Orientierung der Wärmeaustausch gering ist. Es werden zwei separate Modelle angenommen und die berechnete Leistung addiert. Für das erste Modell werden zwei Ebene Flächen angenommen, die in einem Winkel von 45° zueinander stehen. Es wird der Sichtfaktor nach Abbildung 9-12 bestimmt und mit Gleichung (11) kann die übertragene Leistung berechnet werden. Die angenommenen Oberflächentemperaturen sind Mittelwerte aus dem gelösten FEM-Modell.

$$\dot{Q} = F_{12} * \varepsilon_1 * \sigma * A_1 * (T_1^4 - T_2^4) \quad (11)$$

Analog dazu wird der Wärmestrom für Modell 2 berechnet. Als Modell werden eine dreieckige und eine rechteckige Fläche, die mit gemeinsamer Kante orthogonal zueinander stehen angenommen (Abbildung 9-13). Die konkreten Werte zu sämtlichen Annahmen sind in Tabelle

9-26 und 9-27 zusammengestellt. Es wird angenommen, dass über alle vier Bereiche die gleiche Leistung an die Absorber übertragen wird.



9-11: Modellannahme zur analytischen Abschätzung der Leistung durch Strahlungsaustausch

9-26: Parameter Modell 1 zur Berechnung des Sichtfaktors

Parameter	Einheit	Wert
T_2 (Haltestruktur)	°C	1000
T_1 (Absorber)	°C	440
A_2 (Haltestruktur)	m ²	0,81
A_1 (Absorber)	m ²	0,48
a (Breite Haltestruktur)	m	0,89
b (Breite Absorber)	m	0,53
c (Höhe)	m	0,91
Φ (Winkel von A_1 zu A_2)	°	45
Sichtfaktor F_{12}	-	0,61
Wärmestrom an Absorber $\dot{Q}_2$	kW	51

9-27: Parameter Modell 2 zur Berechnung des Sichtfaktors

Parameter	Einheit	Wert
T_2 (Haltestruktur)	°C	1000
T_1 (Absorber)	°C	440
A_2 (Haltestruktur)	m ²	0,20
A_1 (Absorber)	m ²	0,48
l (stirnseitige Kantenlänge Haltestruktur)	m	0,75
d (Breite Absorber)	m	0,53
w (Höhe)	m	0,91
Winkel von A_1 zu A_2	°	90
Sichtfaktor F_{12}	-	0,23
Wärmestrom an Absorber $\dot{Q}_2$	kW	4,6

$$A = a/c \quad (12)$$

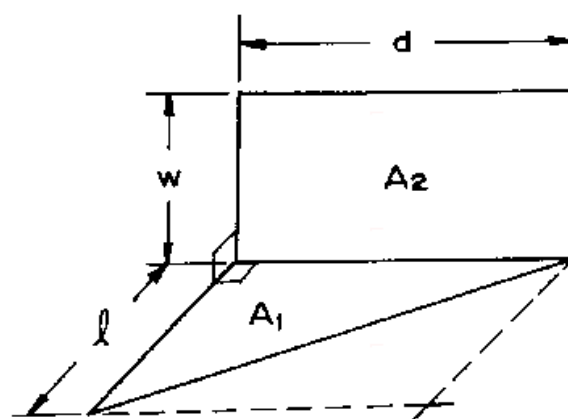
$$B = b/c \quad (13)$$

C-16: Two rectangles with one common edge and included angle of Φ .

Factors for $\Phi = 45^\circ$

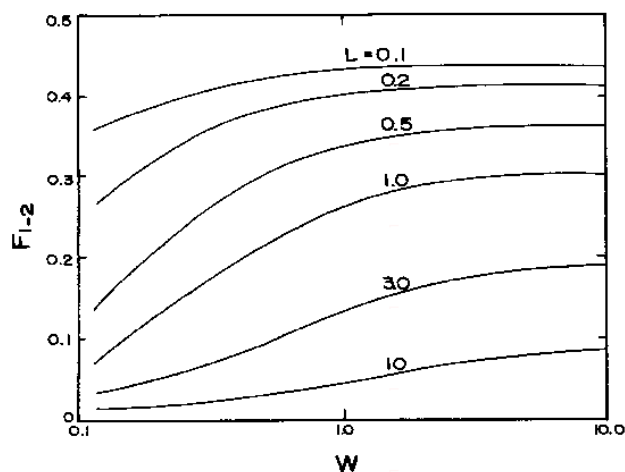
B	A = 0.05	A = 0.1	A = 0.2	A = 0.4	A = 0.6	A = 1.0	A = 2.0	A = 4.0	A = 6.0	A = 10.0	A = 20.0
0.1	0.375581	0.602836	0.739178	0.784462	0.794799	0.800914	0.803820	0.804584	0.804725	0.840796	0.804820
0.2	0.200041	0.369589	0.588433	0.715476	0.743645	0.758908	0.765574	0.767215	0.767510	0.767658	0.767716
0.4	0.102175	0.196115	0.357738	0.560160	0.639400	0.683955	0.701380	0.705178	0.705816	0.706128	0.706253
0.6	0.068482	0.132467	0.247882	0.426267	0.533008	0.613844	0.646980	0.653563	0.654601	0.655093	0.655288
1.0	0.041226	0.080091	0.151782	0.273582	0.368306	0.483347	0.556138	0.570557	0.572588	0.573499	0.573844
2.0	0.020647	0.040191	0.076557	0.140276	0.194094	0.278069	0.388223	0.431687	0.437615	0.439975	0.440777
4.0	0.010328	0.020115	0.038361	0.070518	0.098034	0.142639	0.215844	0.280023	0.297844	0.305205	0.307359
6.0	0.006886	0.013412	0.025584	0.047054	0.065460	0.095431	0.145871	0.198563	0.221866	0.235558	0.239761
10.0	0.004132	0.008048	0.015353	0.028245	0.039306	0.057350	0.087995	0.122082	0.1441334	0.160116	0.169555
20.0	0.002066	0.004024	0.007677	0.014125	0.019659	0.028692	0.044078	0.061472	0.071928	0.084777	0.098507

9-12: Sichtfaktorlösungen für zwei rechteckige Flächen mit gemeinsamer Kante in einem Winkel von 45°



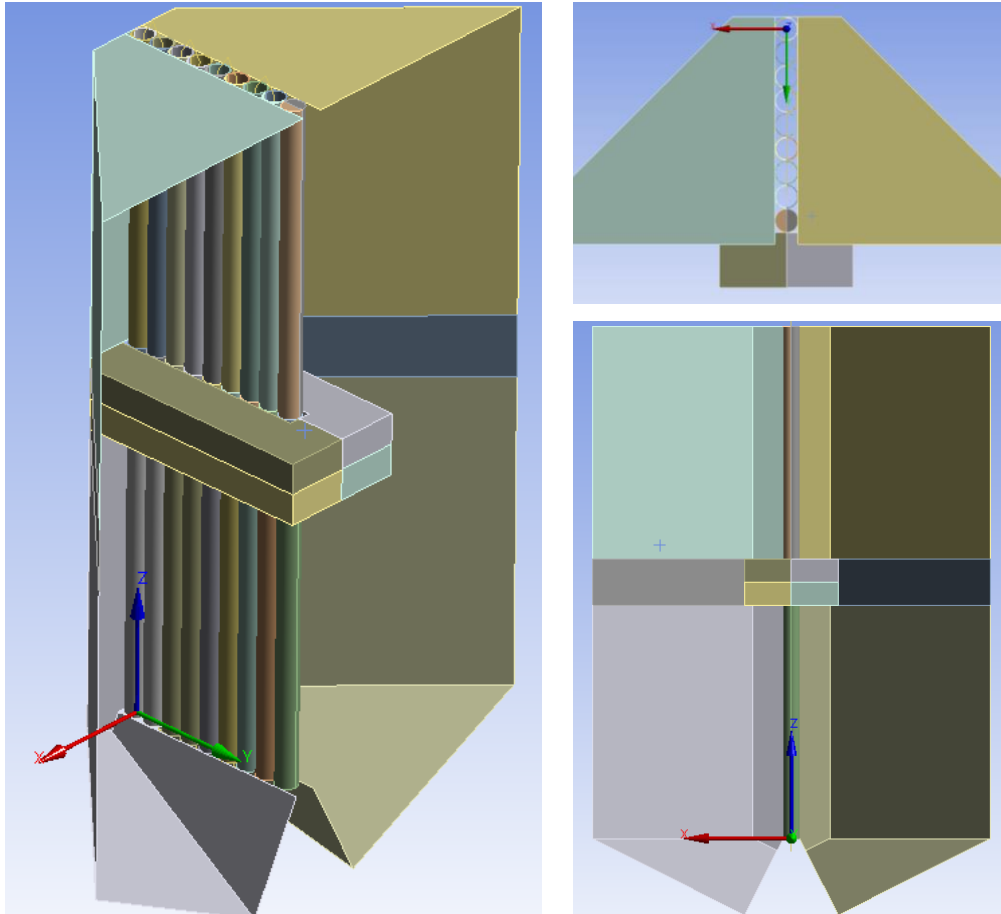
Definitions: $L = l/d$; $W = w/d$

9-13: Modell 2: Flächenannahme für analytische Berechnung der Wärmestrahlung



9-14: Lösungen zum Sichtfaktor von rechtwinkligem Dreieck zu Rechteck mit gemeinsamer Kante

vii. Auswertung



9-15: Position des globalen KOS

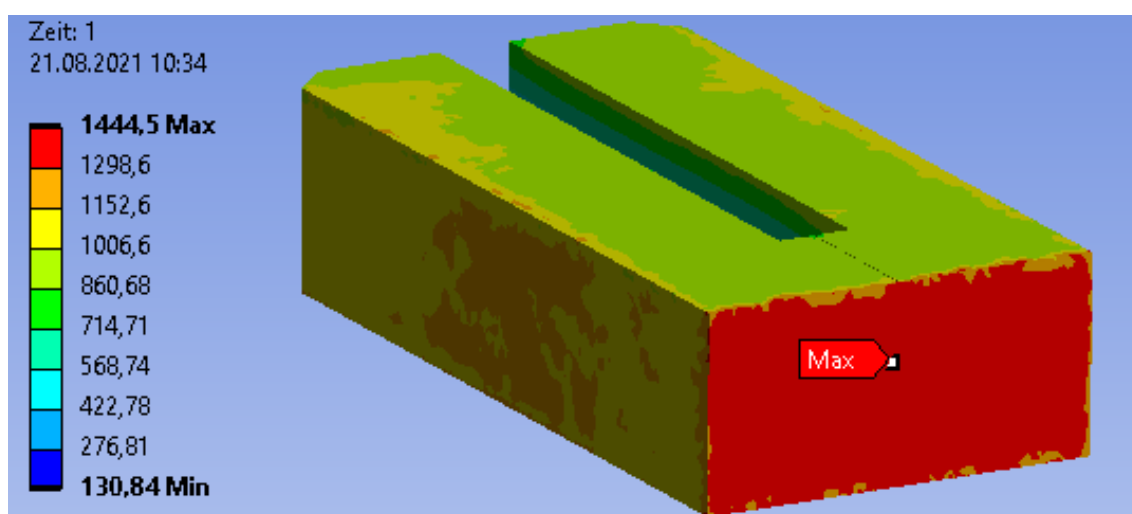
Lastfall 1a:

9-28: LF1: Definition signifikanter Orte zur Temperatursauswertung

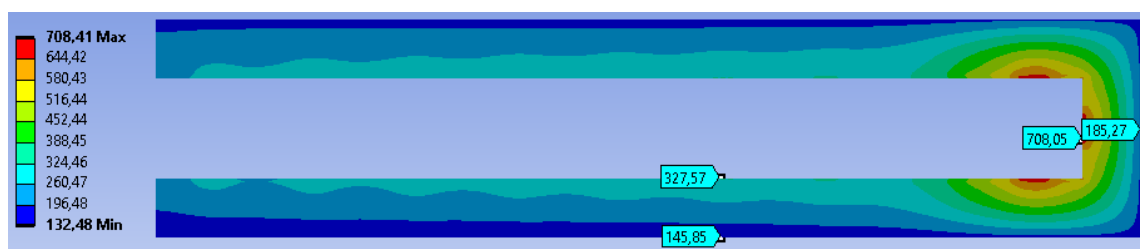
Beschreibung	Index	x [m]	y [m]	z [m]
Rohraußenwand @ q_{max}	1	0,0259	0,4808	0,8463
Rohrinnenwand @ q_{max}	2	0,0243	0,4796	0,8463
Rohraußenwand @ $\varphi=0^\circ$	3	0	0,43	0,8463
Rohraußenwand @Stuetze	4	0,0259	0,4808	0,9325

9-29: LF1a: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen

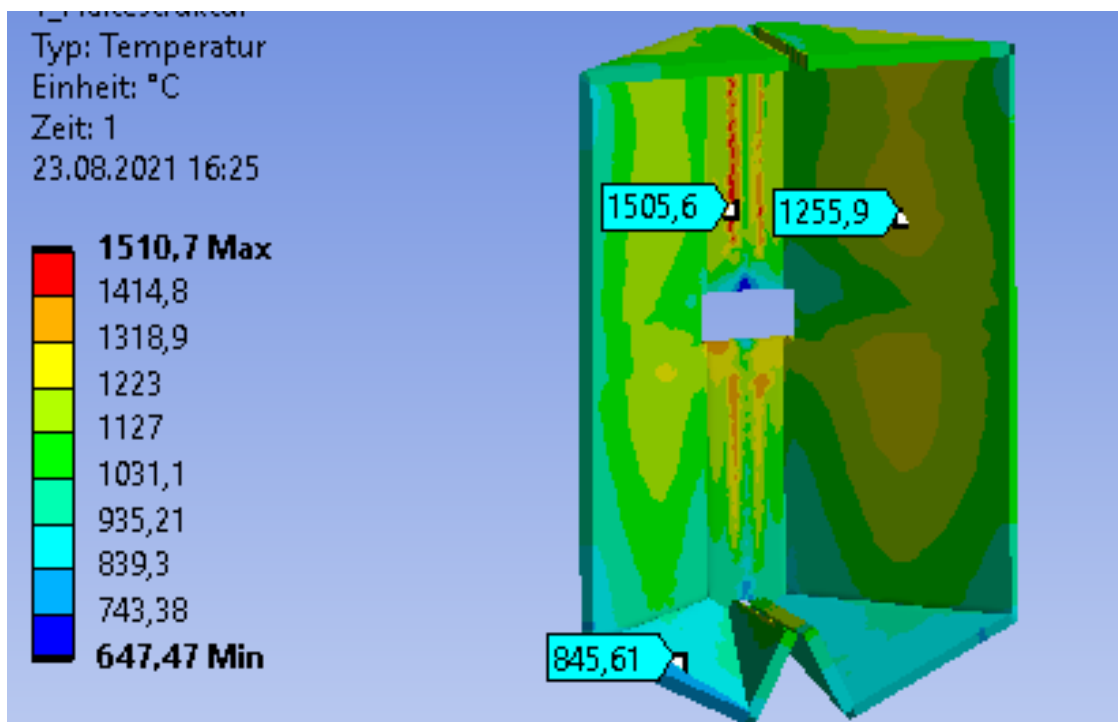
Beschreibung	Index	T [°C]	ΔT
Rohraußenwand @ q_{max}	1	603,4	-
Rohrinnenwand @ q_{max}	2	510,0	$T_1 - T_2 = 93,4 K$
Rohraußenwand @ $\varphi=0^\circ$	3	389,7	$T_1 - T_3 = 214,7 K$
Rohraußenwand @Stütze	4	343,7	$T_1 - T_4 = 259,7 K$



9-16: LF1a: Temperaturverteilung Stützenisolierung



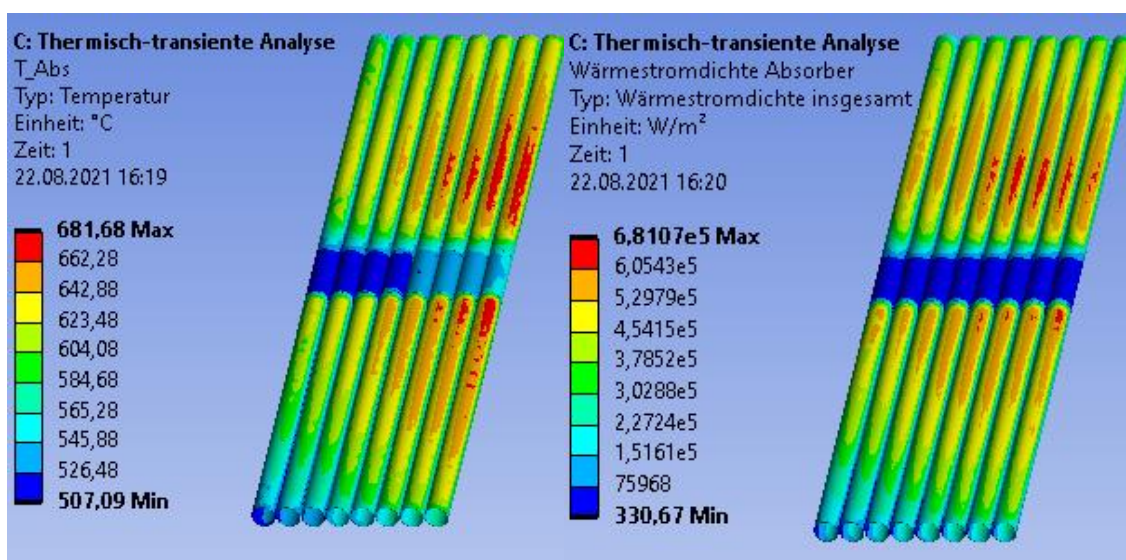
9-17: LF1a: Temperaturverteilung Dotherm-Isolierung



9-18: LF1a: Temperaturverteilung Strahlungsschutz

Lastfall 1b:

Absorberrohre



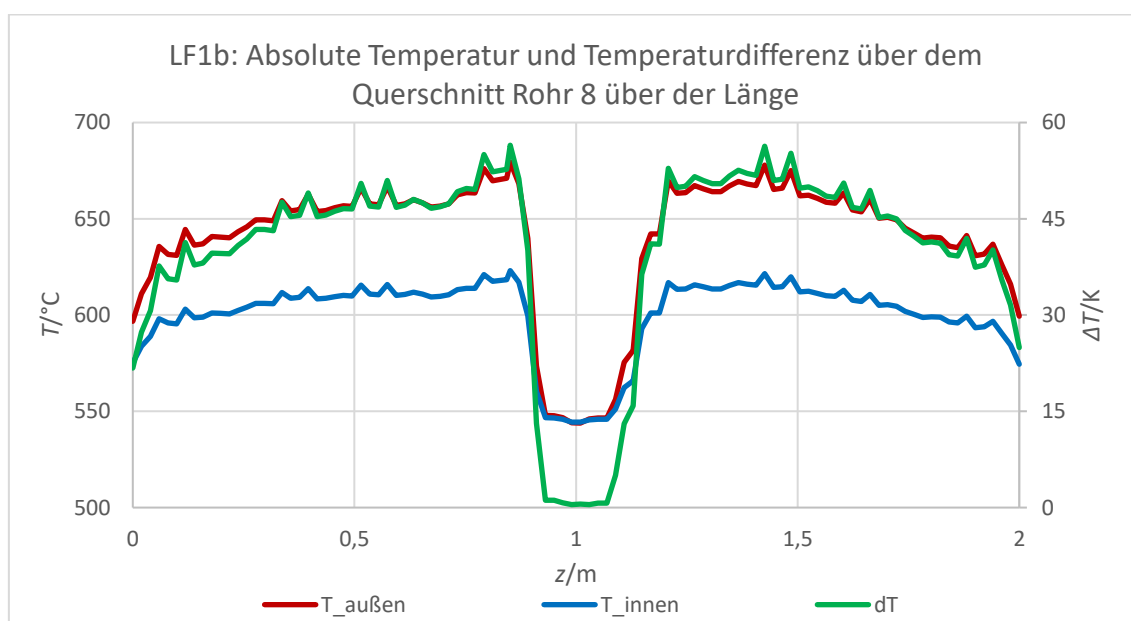
9-19: LF1b: Temperaturverteilung Absorber

9-20: LF1b: Flussdichteverteilung Absorber

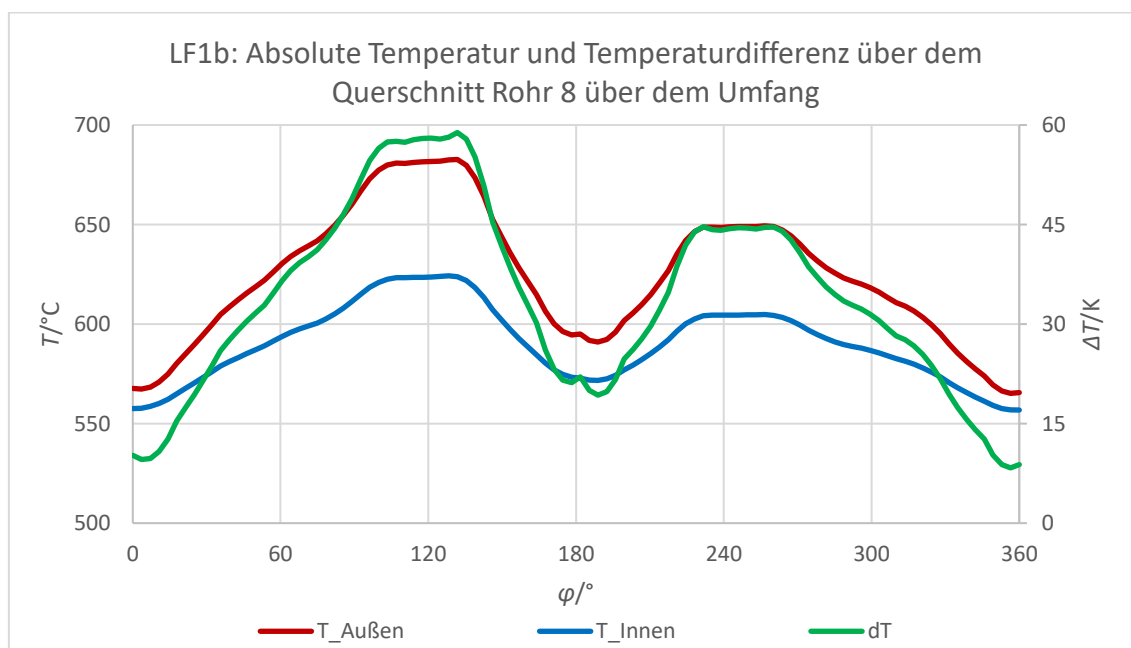
9-30: LF1b: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen

Beschreibung	Index	T [°C]	ΔT
--------------	-------	--------	----

Rohraußenwand @ q_{max}	1	681,7	-
Rohrrinnenwand @ q_{max}	2	624,8	$T_1 - T_2 = 57,9 \text{ K}$
Rohraußenwand @ $\varphi=0^\circ$	3	568,3	$T_1 - T_3 = 114,4 \text{ K}$
Rohraußenwand @Stuetze	4	544,9	$T_1 - T_4 = 137,8 \text{ K}$

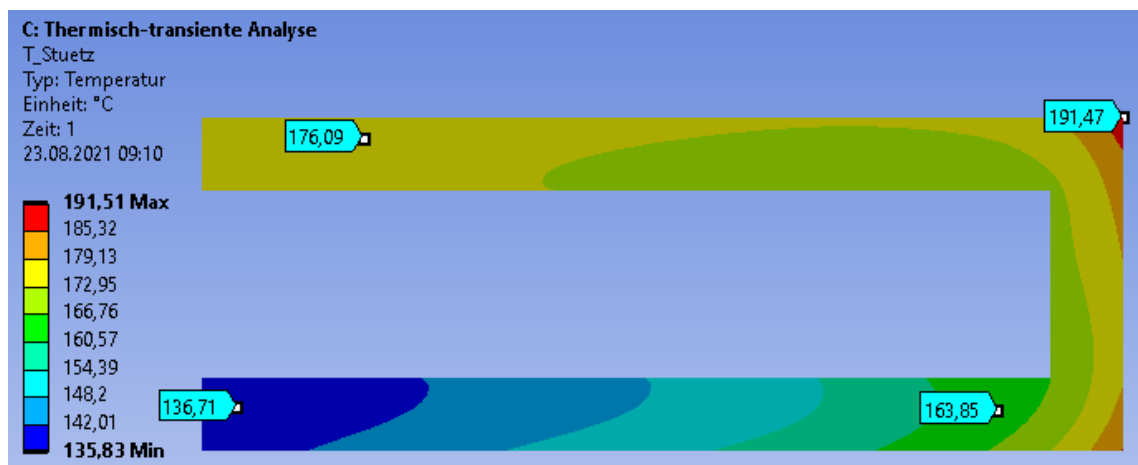


9-7: LF1b: Temperatur Rohr 8 über der Länge

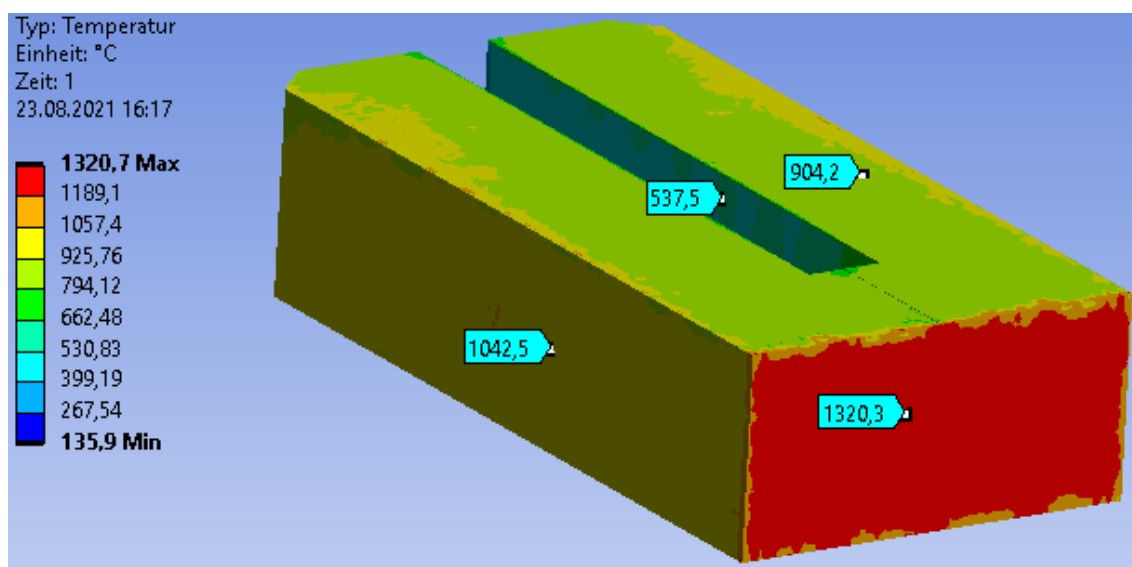


9-8: LF1b: Temperatur Rohr 8 über dem Umfang

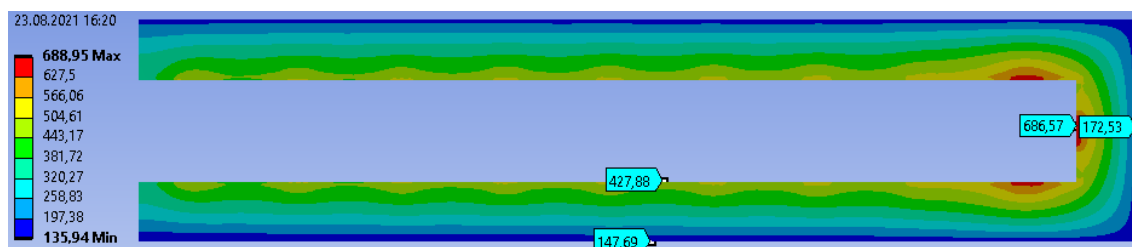
Horizontale Stütze



9-21: LF1b : Temperaturverteilung Stütze

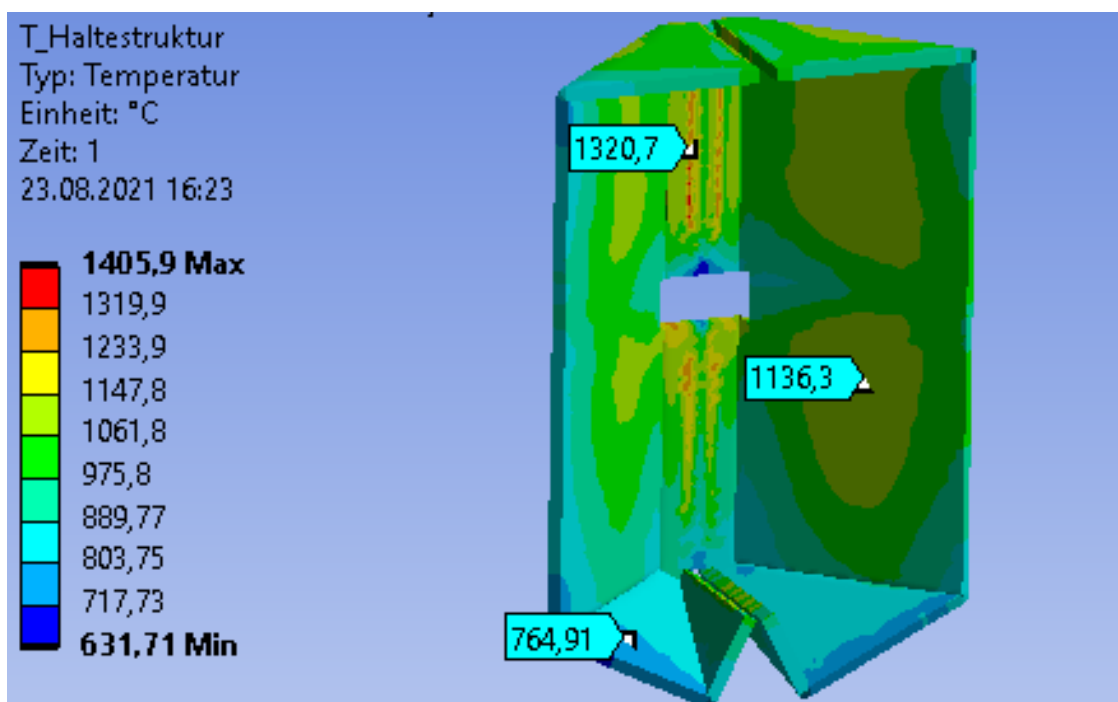


9-22: LF1b: Temperaturverteilung Stützenisolierung

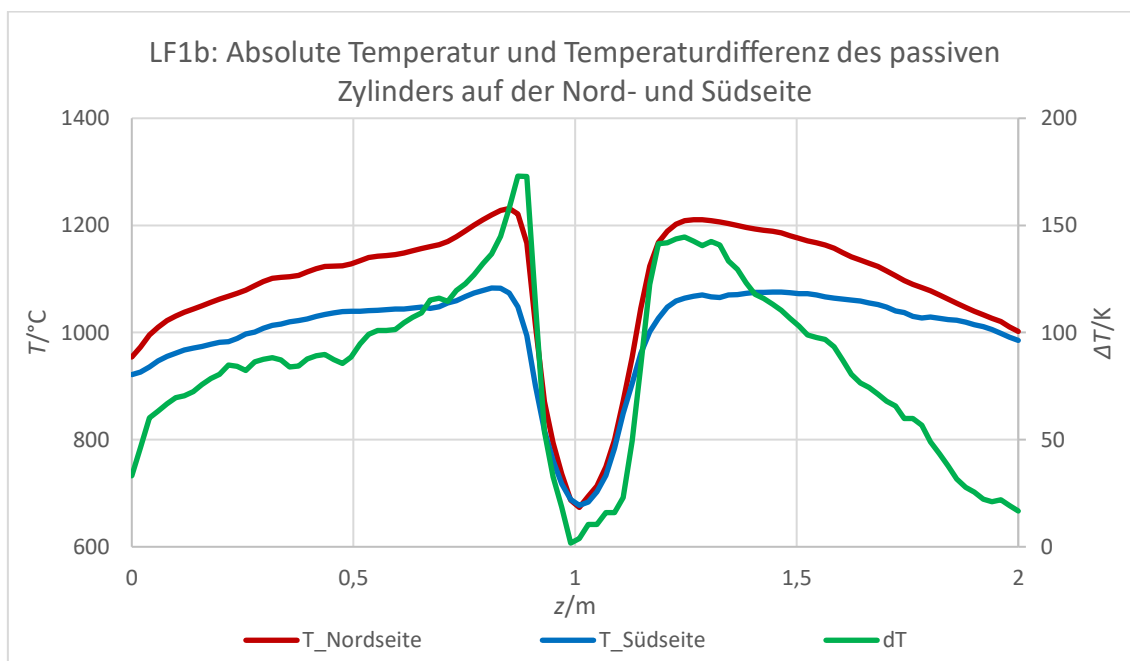


9-23: LF1b: Temperaturverteilung Dotherm

Strahlungsschutz & passiver Zylinder

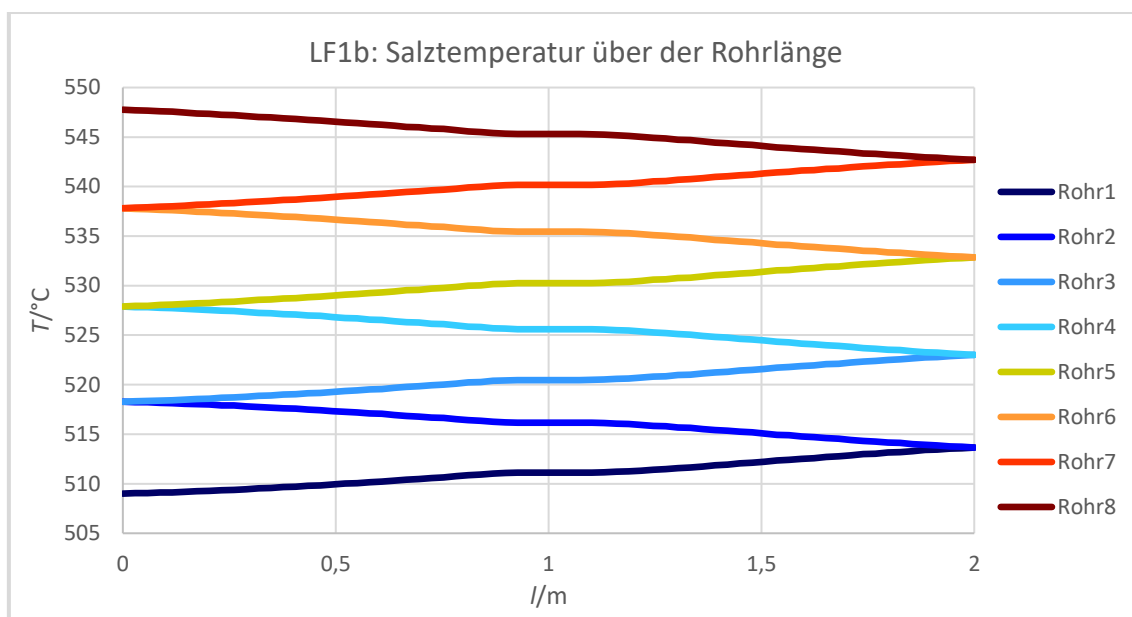


9-24: LF1b: Temperaturverteilung Strahlungsschutz



9-9: LF1b: Absolute Temperatur und Temperaturdifferenz des passiven Zylinders auf der Nord- und Südseite

Flüssigsalz

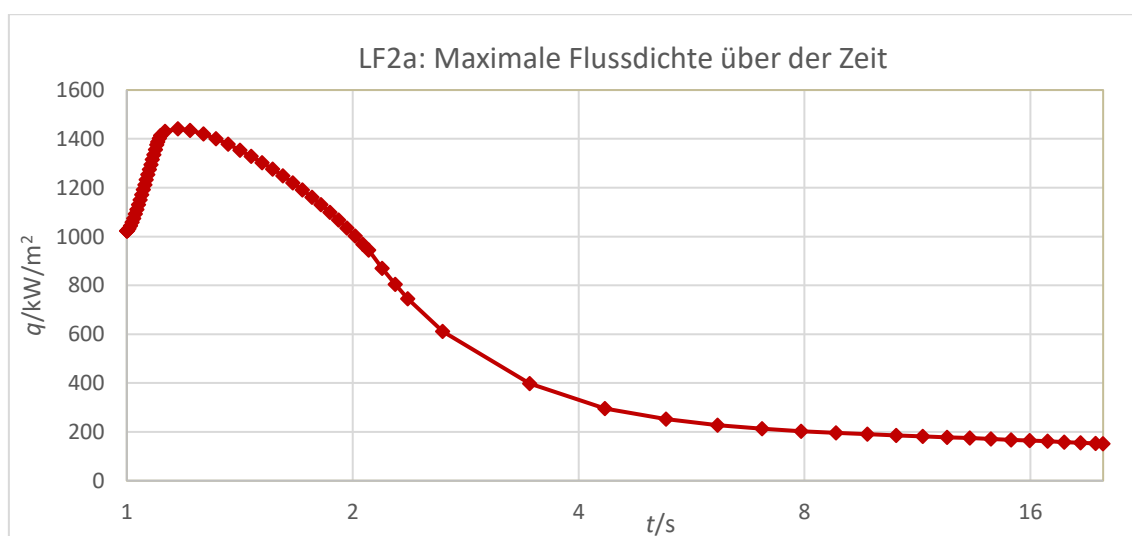


9-10: LF1b: Salztemperatur über der Rohrlänge

Lastfall 2a:

9-31: LF2: Definition Orte maximaler Flussdichte zur Temperatúrauswertung

Beschreibung	x [m]	y [m]	z [m]
Rohraußenwand @ q_{max}	0,0259	0,4808	0,8463
Rohrinnenwand @ q_{max}	0,0243	0,4796	0,8463

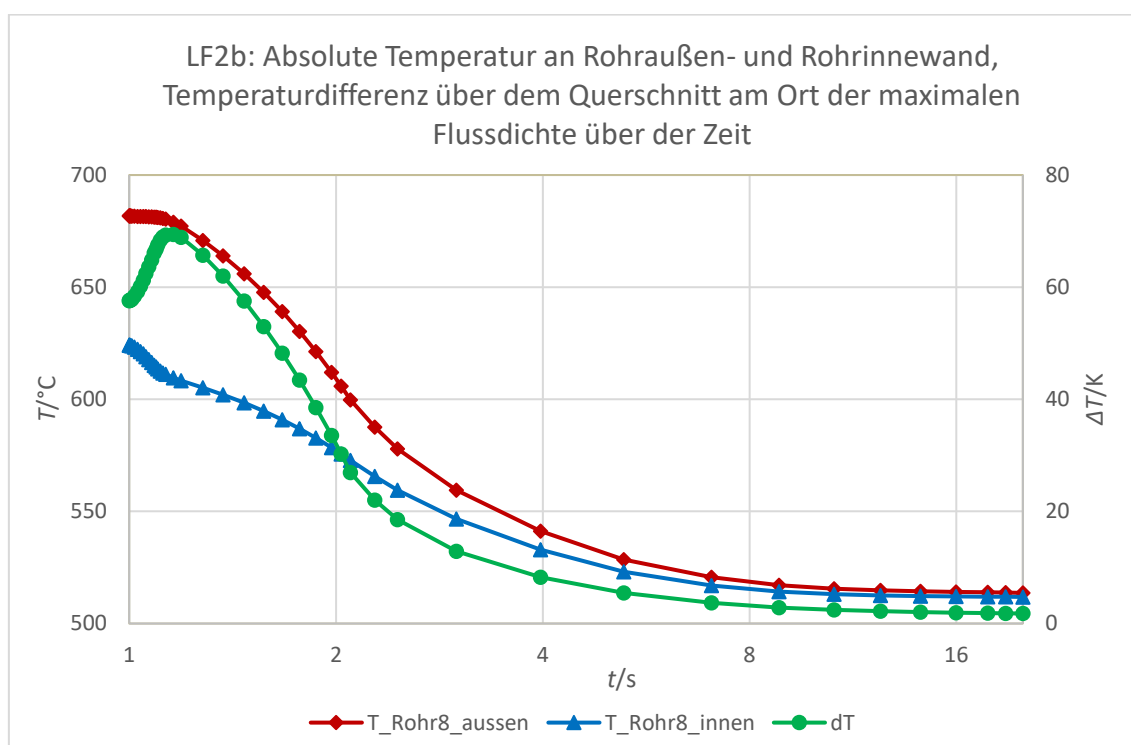


9-11: LF2a: Maximale Flussdichte Absorber über der Zeit

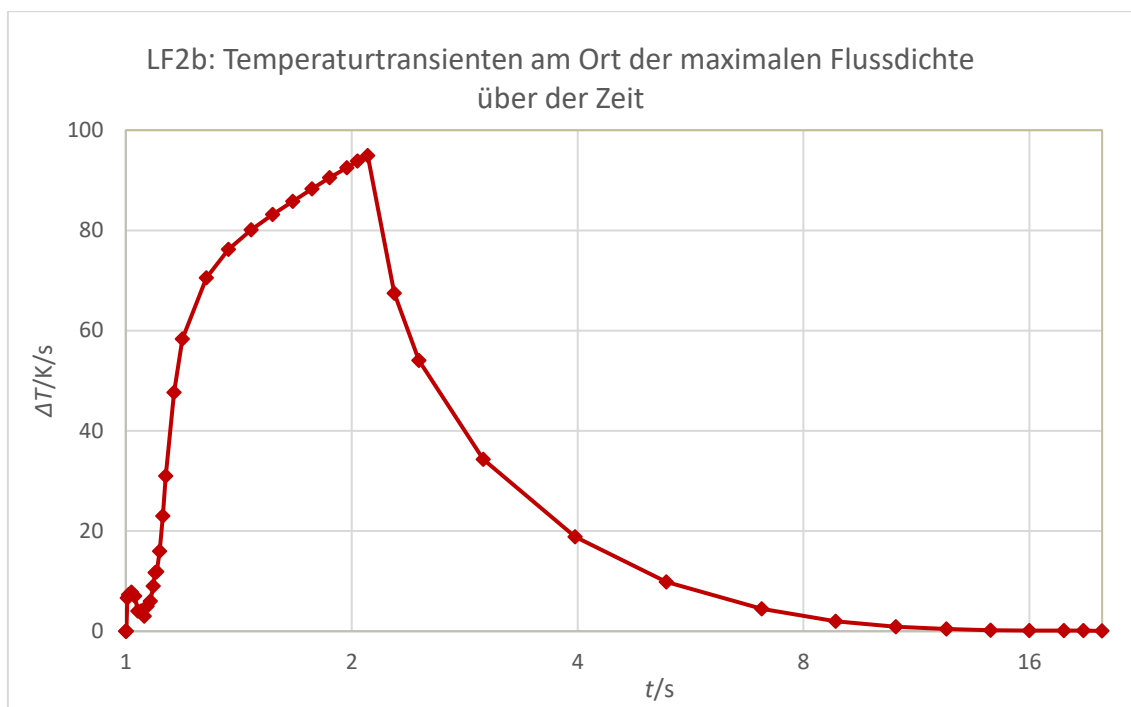
9-32: LF2: Koordinaten der Temperaturproben

Komponente	x [m]	y [m]	z [m]
Passiver Zylinder	0	0,5596	0,8555
Strahlungsschutz	0,058	0	1,363
Isolierung	0	0,712	1,021
Dothem	0	0,56	1

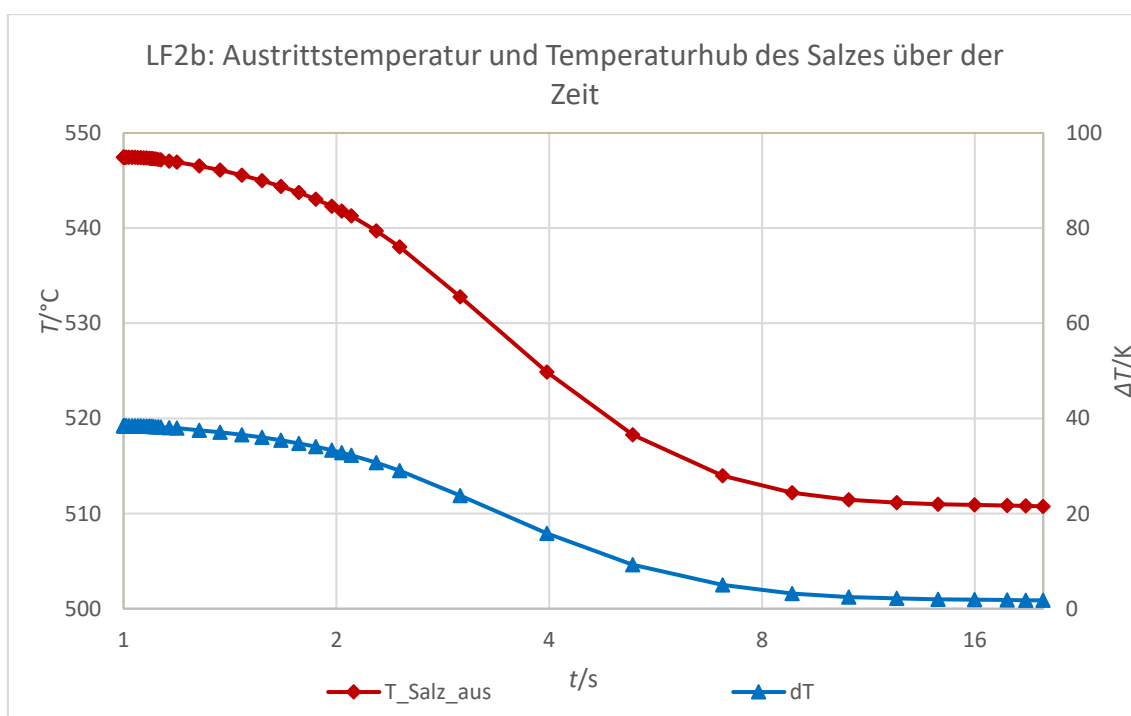
Lastfall 2b:



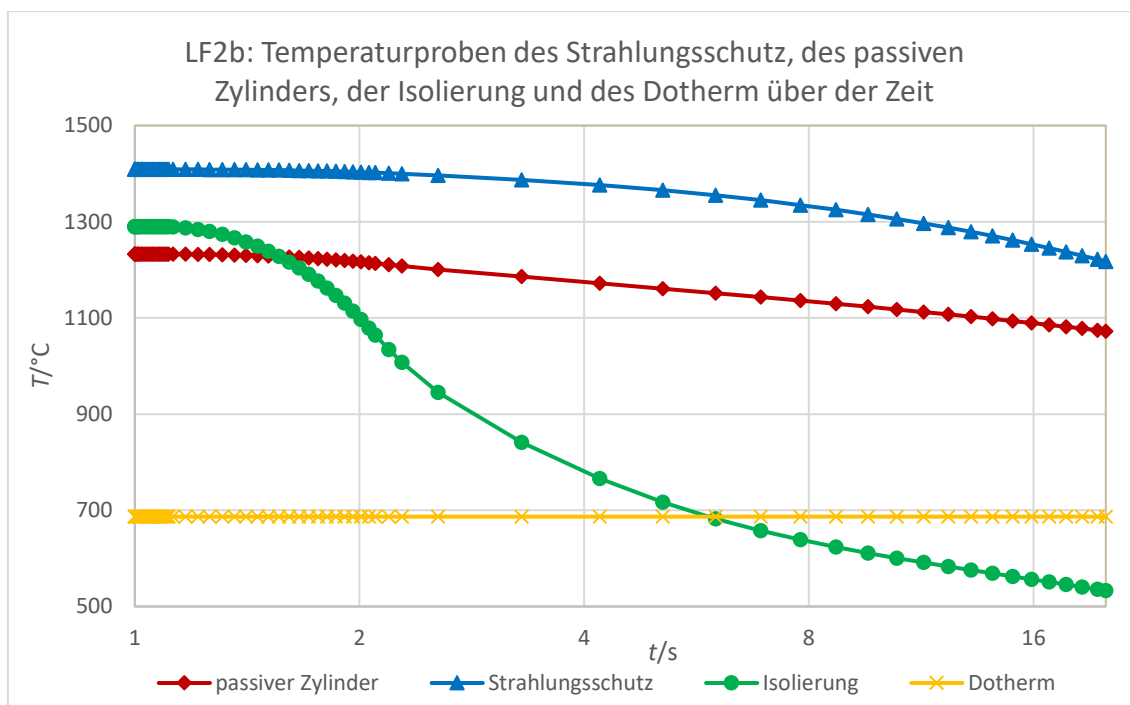
9-12: LF2b: Absolute Temperatur an Rohraußen- und Rohrinnewand, Temperaturdifferenz über dem Querschnitt am Ort der maximalen Flussdichte über der Zeit



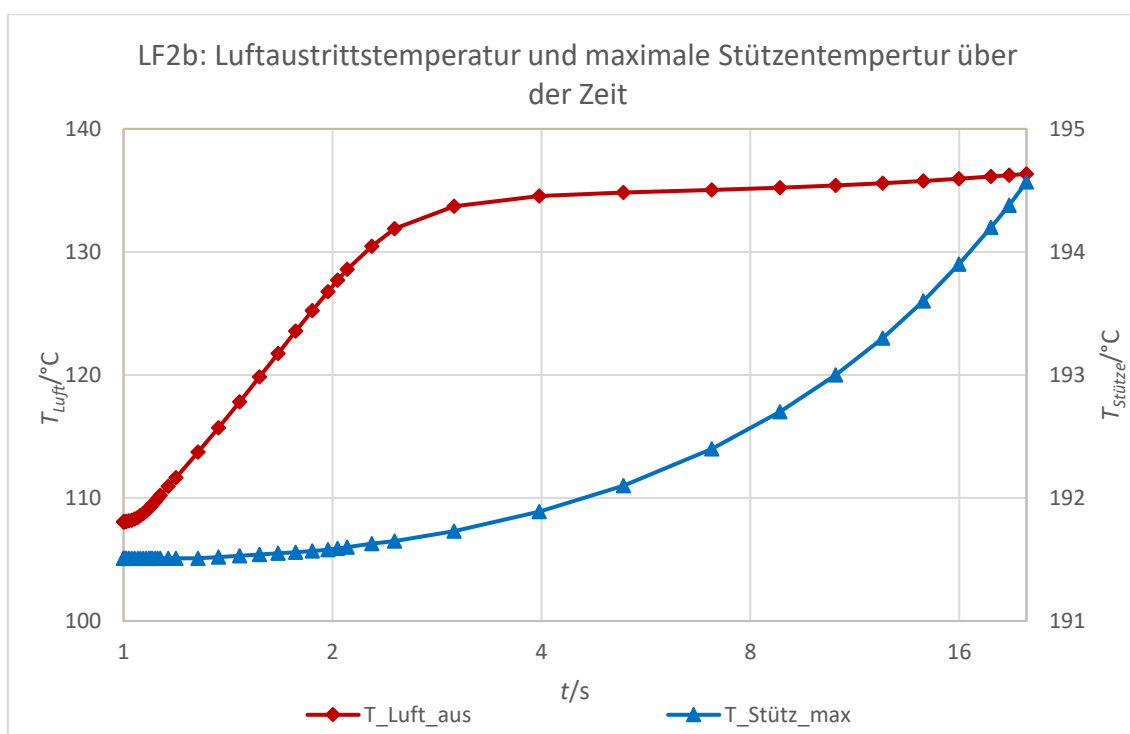
9-13: LF2b: Temperaturtransienten am Ort der maximalen Flusssdichte über der Zeit



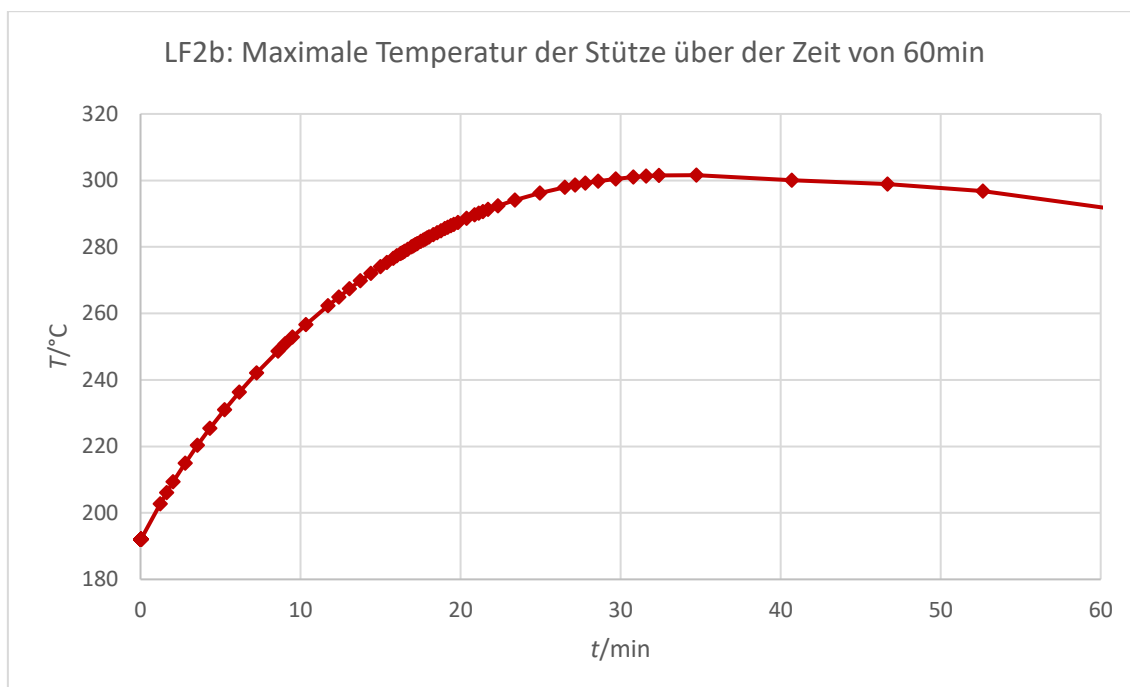
9-14: LF2b: Austrittstemperatur und Temperaturhub des Salzes über der Zeit



9-15: LF2b: Temperaturproben Strahlungsschutz, passiver Zylinder, Isolierung und Dotherm über der Zeit



9-16: LF2b: Luftaustrittstemperatur und maximale Stützentemperatur über der Zeit



9-17: LF2b: Maximale Temperatur der Stütze über der Zeit von 60 min

Lastfall 3:

Absorberrohre

9-33: LF3: absolute Temperatur und -differenz an den definierten Positionen

Beschreibung	x [m]	y [m]	z [m]	T [°C]	ΔT_1 [K]
Rohraußenwand @ q_{max}	0,0259	0,4908	0,8827	568,8	-
Rohrinnenwand @ q_{max}	0,0243	0,4796	0,8827	482,4	86,4
Rohraußenwand @ $\varphi=0^\circ$	0	0,43	0,8827	369,6	199,2
Rohraußenwand @Stuetze	0,0259	0,4908	0,9325	335,5	233,3