

# **Experimentelle Untersuchung der thermischen Leistung eines Direktkontakt-Partikel-Luft Riesel- Wärmeübertragers für Solarturmkraftwerke**

Masterarbeit

**Jakob Technau, B.Sc.**

KIT-Fakultät für  
Chemieingenieurwesen und Verfahrenstechnik

Institut für Thermische Verfahrenstechnik

01.01.2022 – 01.07.2022

Gutachter:

Prof. Dr.-Ing. Thomas Wetzel (Karlsruher Institut für Technologie - TVT)

Prof. Dr.-Ing. Steffen Grohmann (Karlsruher Institut für Technologie - TTK)

Betreuer:

Markus Reichart, M.Sc.







# Eigenständigkeitserklärung

Hiermit versichere ich, Jakob Technau, die vorliegende Arbeit selbstständig angefertigt und nur die angegebenen Quellen und Hilfsmittel verwendet sowie die wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen als solche kenntlich gemacht zu haben. Die Satzung des Karlsruher Instituts für Technologie (KIT) zur Sicherung guter wissenschaftlicher Praxis in der aktuellen Fassung habe ich beachtet.

Ich erkläre mich damit einverstanden, dass meine Masterarbeit in die Institutsbibliothek eingestellt und kopiert werden darf.

---

Karlsruhe, 01.07.2022

# Inhaltsverzeichnis

Eigenständigkeitserklärung .....	I
Inhaltsverzeichnis .....	II
Symbolverzeichnis .....	IV
1 Motivation und Ziel.....	1
2 Solare Energie.....	3
2.1 Von der Sonne zur Erdoberfläche .....	3
2.2 Vom Licht zur Wärme.....	4
2.2.1 Nicht konzentrierende Systeme.....	5
2.2.2 Linienkonzentrierende Systeme .....	6
2.2.3 Punktkonzentrierende Systeme.....	8
2.3 Transport der Wärme .....	10
2.3.1 Receivertypen .....	10
2.3.2 Wärmeträgermedien .....	12
2.4 Von der Wärme zur nutzbaren Energie .....	14
2.4.1 Indirekte Wärmeübertrager .....	14
2.4.2 Direkte Wärmeübertrager.....	14
2.4.3 Bauxit-Partikel.....	17
2.4.4 Trockene Luft .....	20
2.4.5 Wärmekraftmaschinen .....	22
2.4.6 Direktkontakt Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertrager.....	23
3 Prüfstand und Messmethoden .....	27
3.1 Aufbau des Prüfstands .....	28
3.1.1 Partikelzuführung und Luftauslassstrecke .....	30
3.1.2 Wärmeübertrager .....	31
3.1.3 Partikelauslass und Lufteinlassstrecke .....	33
3.1.4 Isolierung des Prüfstands.....	35
3.2 Messmethoden.....	35
3.2.1 Partikelmassenstrom.....	36
3.2.2 Partikelvolumenanteil .....	37
3.2.3 Luftmassenstrom.....	38
3.2.4 Druckverlust .....	39
3.2.5 Temperaturverteilung .....	39
3.2.6 Wärmefluss .....	39
3.3 Anpassung der Messprozedur.....	41

4	Ergebnisse .....	43
4.1	Hydrodynamisches Verhalten.....	44
4.2	Diskussion: Hydrodynamisches Verhalten.....	49
4.3	Thermisches Verhalten .....	51
4.4	Diskussion: Thermisches Verhalten .....	51
5	Analytisches Modell .....	53
5.1	Erstellung eines Python-Programms aus existierendem Modell .....	53
5.2	Modellvalidierung .....	56
5.3	Modellkalibrierung auf eigene Messdaten .....	60
5.4	Diskussion: Analytisches Modell .....	61
6	Zusammenfassung und Ausblick .....	63
	Literaturverzeichnis .....	65
	Abbildungsverzeichnis.....	70
	Tabellenverzeichnis.....	73
	Anhang.....	74

# Symbolverzeichnis

Lateinisches Symbol	Einheit	Größe
A	$m^2$	Fläche
Bi	–	Biot-Zahl
$c_p$	$J \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	isobare Wärmekapazität
C	–	Konzentrationsfaktor
$c_w$	–	Strömungswiderstandskoeffizient
d	m	Durchmesser
f	–	Korrekturfaktor
k	$W \cdot m^{-2} \cdot K^{-1}$	Wärmedurchgangskoeffizient
m	kg	gravimetrische Masse
M	mol	molare Masse
Nu	–	Nusselt-Zahl
Q	W	Wärme
r	m	Radius
Re	–	Reynolds-Zahl
T	K	Temperatur
u	$m \cdot s^{-1}$	
$\dot{W}$	$W \cdot K^{-1}$	Wärmekapazitätsstrom
z	m	Abstand

Griechisches Symbol	Einheit	Größe
$\alpha$	–	Absorptionsgrad
$\beta$	$m^3 \cdot m^{-3}$	Partikelvolumenanteil
$\delta$	m	Schicht-, Wandstärke
$\varepsilon$	–	Emissionsgrad, Hohlraumanteil, Betriebscharakteristik

Griechisches Symbol	Einheit	Größe
$\varepsilon/k$	K	Lennard-Jones Energieparameter
$\eta$	Pa · s, –	dynamische Viskosität, Wirkungsgrad
$\theta$	–	dimensionslose Temperatur
$\lambda$	W · m <sup>-1</sup> · K <sup>-1</sup>	Wärmeleitfähigkeit
$\rho$	kg · m <sup>-3</sup> , –	Dichte, Reflexionsgrad
$\sigma$		Unsicherheit, Lennard-Jones Größenparameter
$\tau$	–	Transmissionsgrad
$\Omega$	–	Kollisionsintegral

## Indexverzeichnis

Index	Größe
0	Initialwert
a	außen
abs	Absorber
bar	Steg (engl. <i>bar</i> )
c	kritisch (engl. <i>critical</i> )
cl	Geschlossen (engl. <i>close</i> )
dr	Drainage
dyn	dynamisch
eff	effektiv
eq	Geräte (engl. <i>equipment</i> )
g	Gas
HX	Wärmeübertrager (engl. <i>heat exchanger</i> )
i	Spezies, innen
L	Luft

Index	Größe
lam	laminar
loc	lokal (engl. <i>local</i> )
m	mittlere
max	maximal
min	minimal
op	Offen (engl. <i>open</i> )
p	Druck, Partikel
pac	Packung (engl. <i>package</i> )
R	Receiver
r	Strahlung (engl. <i>radiance</i> )
rd	Ablesen (engl. <i>reading</i> )
s	Sonne (engl. <i>Solar</i> ), Feststoff (engl. <i>Solid</i> )
S	Oberfläche (engl. <i>Surface</i> )
sm	Metallblech (engl. <i>sheet metal</i> )
stat	statisch
t	terminal
th	thermisch
theo	theoretisch
tot	total
ts	Tray-Support
turb	turbulent
void	Hohlraum (engl. <i>void</i> )
$\varepsilon$	Hohlraumanteil

## Abkürzungen

Symbol	Bezeichnung
AM	Luftmasse (engl. <i>air mass</i> )
CSP	konzentrierende Solarenergie (engl. <i>concentrated solar power</i> )
DLR	deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt
DNI	direkte Sonnenstrahlung (engl. <i>direct normal irradiance</i> )
HTF	Wärmeträgermedium (engl. <i>heat transfer fluid</i> )
WÜT	Wärmeübertrager
DPLR	Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager

## Naturkonstanten

Symbol	Zahlenwert	Einheit	Größe
R	8,314	$\text{J} \cdot \text{mol}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$	Universelle Gaskonstante
g	9,81	$\text{m} \cdot \text{s}^{-2}$	Schwerebeschleunigung



# 1 Motivation und Ziel

Eine der größten Herausforderungen dieses Jahrhunderts ist die Bewältigung des menschengemachten Klimawandels. Die globale Temperatur ist seit der industriellen Revolution durch Ausstoß von Treibhausgasen um mehr als 1 °C angestiegen [1]. Aufgrund des wachsenden Energiebedarfs der Weltbevölkerung durch Erhöhung des weltweiten Wohlstands, steigt die jährliche Menge klimaschädlicher Treibhausgase in der Atmosphäre kontinuierlich an [2]. Der Hauptanteil der Treibhausgasemissionen entsteht aus den Wandlungsprozessen von fossilen Energieträgern in nutzbare Energien [3, 4].

Das Ziel der Weltgemeinschaft muss es in den kommenden Jahrzehnten sein die Emissionen drastisch zu reduzieren um somit die Auswirkungen des Klimawandels abzuschwächen. Um dieses Ziel zu erreichen, werden vor allem neue und verbesserte Technologien im Bereich der Energieerzeugung benötigt. Wichtige Felder dabei sind die Erzeugung von elektrischem Strom beispielsweise mittels Photovoltaikanlagen oder Windkraft [5]. Bei der Erzeugung von Wärmeenergie können beide Technologien diese nur indirekt bereitstellen [6].

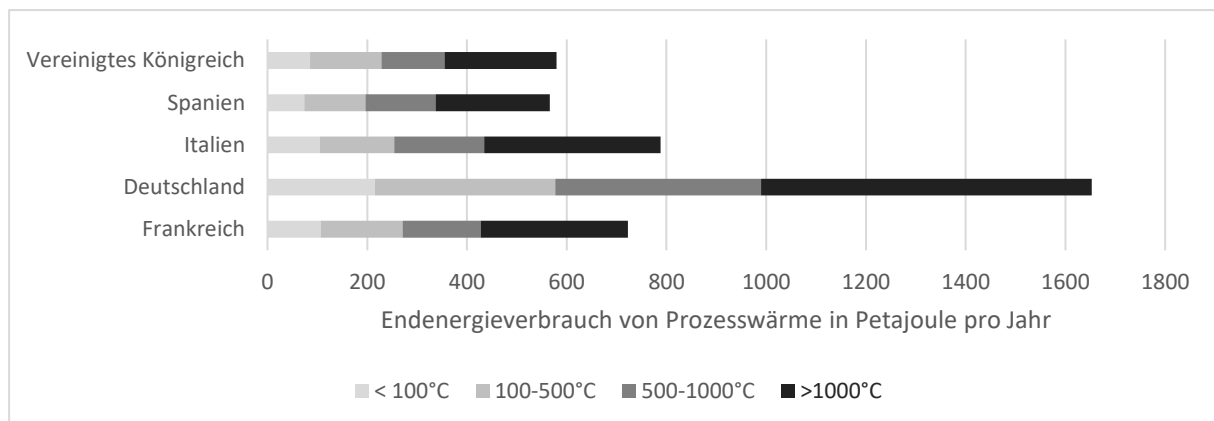


Bild 1: Endenergieverbrauch für Prozesswärme und in PJ/a in der Industrie in der EU28 für 2012, unterschieden nach Temperaturniveau, in Petajoule für 2019, basierend auf [6].

Eine mögliche entschiedene Technologie bei der Bereitstellung von benötigter Nutz- und Prozesswärme, vgl. Bild 1, ist die Solarthermie. In solarthermischen Anlagen wird direkte Solarstrahlung direkt in Wärmeenergie umgewandelt und kann beispielsweise angeschlossenen industriellen Prozessen zur Verfügung gestellt werden [7]. Auf dem Gebiet der konzentrierten Solarenergie (CSP, concentrated solar power) sind die Forschungsaktivitäten vor allem darauf fokussiert die Wettbewerbsfähigkeit gegenüber anderen regenerativen Technologien zu ver-

bessern. Ein Ansatz um den maximalen Wirkungsgrad zu erhöhen ist die maximale Prozesstemperatur des verwendeten Wärmeträgermediums (HTF, heat transfer fluid) in der solarthermischen Anlage zu erhöhen.

Keramische Feststoffpartikel sind eine Alternative zu den etablierten Wärmeträgermedien, da sie Prozesstemperaturen von bis zu 1000 °C ermöglichen [8]. Da der Einsatz von Proppant in der Facking Industrie weit verbreitet ist, führt dies zu relativ geringen Beschaffungskosten. Auch können die Partikel als thermisches Speichermedium eingesetzt werden [8]. Am deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt (DLR) wird an Einsatzmöglichkeiten von Bauxit-Granulat als Wärmeträgermedium geforscht [9]. An den entsprechenden Receivern wird bereits geforscht und Erfahrungen gesammelt [10-13].

Verschiedene Konzepte für Gas-Partikel Direktkontakt-Wärmeübertrager wurden am DLR bereits entwickelt [14-18]. Basierend auf diesen Arbeiten wurde ein Prototyp eines Partikel-Luft Direktkontakt-Rieselwärmeübertragers aufgebaut und im Kaltbetrieb in Betrieb genommen [17-20]. Dieser Rieselwärmeübertrager soll im Rahmen dieser Masterarbeit weiter experimentell untersucht werden. Dazu werden die experimentellen Arbeiten zum hydrodynamischen Verhalten des Partikelfilms im Kanal weitergeführt und die Heißeinbetriebnahme der Versuchsanlage vorbereitet. Zudem wird eine Testprozedur zur Bestimmung des globalen Wärmeübergangs im Riesel-Wärmeübertrager geplant und durchgeführt. Zusätzlich wird anhand der Ergebnisse aus den Experimenten ein analytisches Modell weiterentwickelt und kalibriert.

### Anmerkung

Dieses Projekt wurde im Rahmen des PreMa Projektes mit Mitteln aus dem Forschungs- und Innovationsprogramm der Europäischen Union unter der Finanzhilfvereinbarung Nr. 820561 gefördert.

## 2 Solare Energie

Der in dieser Arbeit untersuchte Wärmeübertrager (WÜT) soll in kommenden Entwicklungsstufen am DLR Standort Jülich in den dort vorhandenen Test-Solarturm im Systemverbund weiterentwickelt und erprobt werden. An dem in Jülich verbauten Keramikpartikelreceiver können Partikel auf bis zu 1000 °C erhitzt werden [10]. Der Riesel-Wärmeübertrager dient dazu die von den Partikeln aufgenommene Wärmeenergie für Folgeprozesse nutzbar zu machen, indem die Wärmeleistung an Luft übertragen wird. Das Ziel ist regenerative Prozesswärme zur Reduktion der CO<sub>2</sub>-Emissionen im Bereich bis zu 1000 °C bereitzustellen, vgl. Bild 1.

Daher werden im Folgenden die theoretischen Grundlagen und der Stand der Technik von der Erzeugung der Sonnenenergie bis zur Bereitstellung der Prozesswärme aufgezeigt.

### 2.1 Von der Sonne zur Erdoberfläche

Die wichtigste Energiequelle in unserem Sonnensystem ist die Sonne. In ihrem Kern herrschen Temperaturen von über 15 Millionen Grad Celsius, hervorgerufen durch die Fusionsreaktion von Wasserstoffatomen zu Heliumatomen. Dabei fusionieren vier Protonen unter immensem Druck und Hitze zu einem Heliumatom. Dabei ist die Masse aller Protonen und Neutronen größer als die tatsächlich gemessene Masse des Heliumatomkerns. Dieser Masseverlust wird durch freiwerdende Bindungsenergie kompensiert. Durch verschiedene Transportprozesse wird diese Energie an die Oberfläche geleitet und strahlt von dort in das Universum. [21]

Die freiwerdende Energie und die daraus emittierte Strahlungsleistung der Sonne lässt sich über den Masseverlust der Sonne berechnen. Bezogen auf ein Flächenelement wird dieser emittierte Energiestrom als die spezifische Ausstrahlung bezeichnet. Die Sonne besitzt eine spezifische Ausstrahlleistung von  $E_{\text{Sonnenoberfläche}} = 63,3 \text{ MW/m}^2$ . Die Oberflächentemperatur der Sonne von  $T = 5777 \text{ K}$  lässt sich mit Hilfe des Stefan-Boltzmann-Gesetz für ideale schwarze Körper bestimmen. [22, 23]

$$T_{\text{Sonnenoberfläche}} = \sqrt[4]{\frac{E_{\text{Sonnenoberfläche}}}{\sigma}} \quad \text{mit } \sigma = 5,67051 \cdot 10^{-8} \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}^4} \quad (2.1)$$

Die Strahlungsdichte, die von der Sonne unter einem Winkel auf die Erdatmosphäre trifft, nimmt aufgrund des mittleren Abstands zwischen Sonne und Erde von  $1,496 \cdot 10^{11} \text{ m}$  ab [7]. Die mittlere Sonnenbestrahlungsstärke schwankt somit über den Verlauf eines Jahres und liegt, gemessen senkrecht zur Strahlung auf der Atmosphäre, bei  $E_{\text{Erdatmosphäre}} = 1360,8 \pm 0,5 \text{ W/m}^2$  [23].

Beim Durchdringen der direkten Sonnenstrahlung durch die Erdatmosphäre wird die Strahlung zusätzlich reduziert. Diese Verluste werden durch Reflexion an der Atmosphäre, Absorption durch verschiedene Gasteilchen in der Atmosphäre und Rayleigh- sowie Mie-Streuung verursacht. Vorwiegend hängen diese Verluste von der Distanz, welche die Sonnenstrahlung durch die Atmosphäre zurücklegt, ab. Die zurückgelegte Distanz wird zur Distanz bei senkrechtem Einfall durch die Atmosphäre ins Verhältnis gesetzt und durch den Air-Mass-Faktor (AM) ausgedrückt. Somit ist die Sonnenbestrahlungsstärke auf der Erdoberfläche orts- und tageszeitabhängig. [7]

### 2.2 Vom Licht zur Wärme

Bei der technischen Umwandlung von solarer Energie wird im Gegensatz zu Photovoltaikanlagen, welche durch den photoelektrischen Effekt die Strahlungsenergie direkt in elektrische Energie umwandeln, die Solarstrahlung in solarthermischen Kraftwerken in Form von Wärmeenergie genutzt. Dabei werden solarthermische Anlagen grundsätzlich zwischen konzentrierenden und nicht-konzentrierenden Systemen unterschieden. Das einfallende Sonnenlicht wird von einem Solarabsorber, dem Receiver, aufgenommen. Im Falle von konzentrierenden Systemen wird zusätzlich die Sonnenstrahlung mit der Hilfe von Spiegeln auf den Receiver reflektiert und somit die Sonneneinstrahlung auf eine kleinere Fläche konzentriert. Ein wichtiger Vorteil solarthermischer Anlagen gegenüber Photovoltaikanlagen ist die Möglichkeit die überschüssige Energie einfach und kostengünstig zu speichern. [23-26].

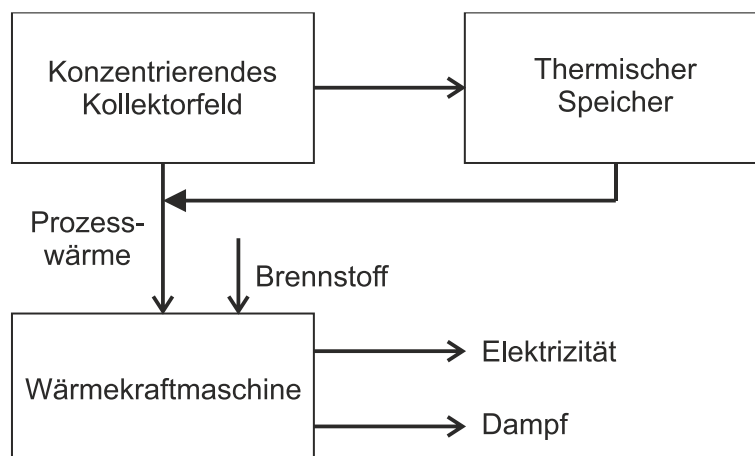


Bild 2: Vereinfachtes Schema eines solarthermischen Kraftwerks, [27]

CSP-Anlagen unterscheiden sich durch die Anordnung und Form der Solarfelder und den daraus resultierenden Konzentrationsfaktoren, als auch durch die eingesetzten Receiver und Wärmeübertragermedien. Die absorbierte Wärmeenergie wird auf ein Wärmeträgerfluid übertragen und kann direkt als Prozesswärme genutzt werden oder in WärmeKraftmaschinen zu

elektrischer Energie umgewandelt werden. Manche Wärmeträgermedien ermöglichen die direkte Speicherung in thermischen Speichern. Diese können in die CSP-Anlagen integriert werden, um einen kontinuierlichen Betrieb der Anlagen unabhängig von der Sonneneinstrahlung zu gewährleisten [25, 26, 28].

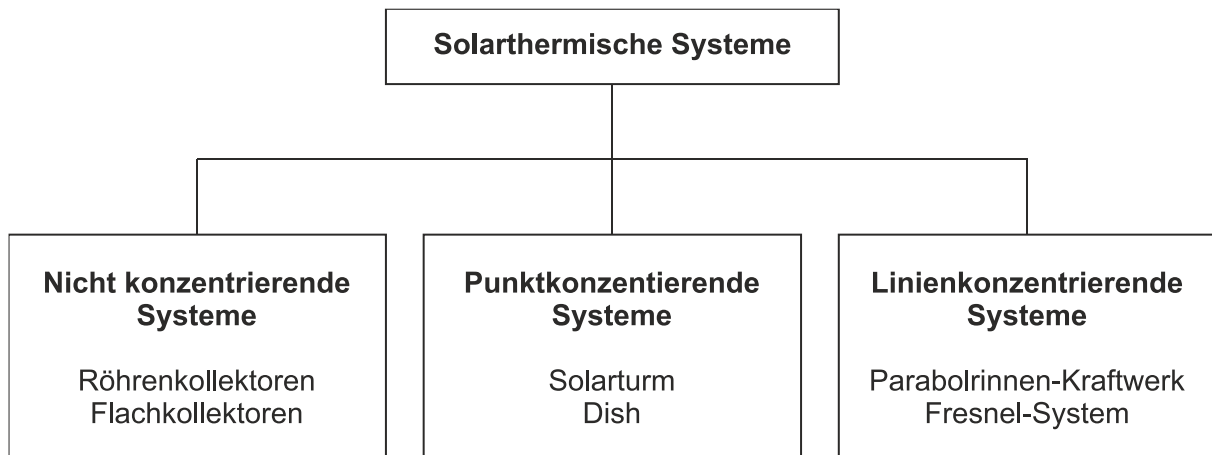


Bild 3: Unterteilung solarthermischer Systeme nach Konzentrationstyp

Im Folgenden werden die unterschiedlichen Kraftwerkstypen von solarthermischen Anlagen in drei Systemgruppen unterteilt und eingehender beschrieben, siehe dazu Bild 3. Weiterhin werden die spezifischen Komponenten und Kennzahlen eingehender beschrieben.

### 2.2.1 Nicht konzentrierende Systeme

Bei nicht konzentrierenden Systemen wird die direkte Sonnenstrahlung von Flach- oder Röhrenkollektoren absorbiert und die Wärmeenergie in ein Wärmeträgermedium, welches den Kollektor durchströmt, geleitet [23].

Die Wärmemenge  $Q$  wird im ersten Hauptsatz der Thermodynamik definiert. Sie ist die Energie welche rein aufgrund einer Temperaturdifferenz zwischen zwei Systemen übertragen wird. Sie ist damit Teil der inneren Energie eines Systems. Die Wärme wird stets, nach dem zweiten Hauptsatz der Thermodynamik, vom System mit dem höheren Temperaturniveau ins System mit dem niedrigeren Temperaturniveau transportiert. Die über die Zeit transportierte Wärmemenge wird mit dem Wärmefluss  $\dot{Q}$  beschreiben. Ändert sich beim Einfall der Sonnenstrahlung die Temperatur  $T$  des Kollektors, so ist dies mit einer Änderung der in der Gesamtheit übertragenen Wärmemenge  $\Delta Q$  verbunden. Diese ist abhängig von der spezifischen, isobaren Wärmekapazität  $c_p$ . Durch die resultierende Temperaturdifferenz zwischen der Oberflächentemperatur des Kollektors und dem Wärmeträgerfluid im Inneren wird ein Wärmestrom  $\dot{Q}$  induziert. [23, 29, 30]

Bei nicht konzentrierenden Systemen werden Temperaturen vom HTF von bis zu 200 °C erreicht, somit lassen sich diese Systeme zur Bereitstellung von Wärme für die Raumheizung, Warmwasserbereitung oder auch in Industrieprozessen einsetzen [23]. Aufgrund des vergleichsweise niedrigen Temperaturniveaus ist deren genauer technischer Hintergrund für diese Arbeit unerheblich und wird nicht weiter vertieft.

### 2.2.2 Linienkonzentrierende Systeme

Aufgrund ihres hohen technischen Reifegrades werden weltweit größtenteils Parabolrinnen-Kraftwerke als linienkonzentrierendes System seit mehreren Jahrzehnten erfolgreich eingesetzt. Parabolrinnenkollektoren bündeln die senkrecht auf einen parabelförmigen Spiegel einfallende direkte Sonnenstrahlung auf eine konzentrierende Linie, der Fokallinie. Im Querschnitt betrachtet, ist eine symmetrische Parabel um ihren Scheitelpunkt erkennbar, während die Fokallinie auf einen Punkt auf der Bildebene reduziert ist. Solarfelder von Parabolrinnen-Kraftwerken bestehen in der Regel aus modularen Reihen von parallelen Kollektorreihen in typischer Nord-Süd-Ausrichtung, welche durch Zu- und Ablaufleitungen mit einem Speicher- und Energieblock verbunden sind. [23, 31]

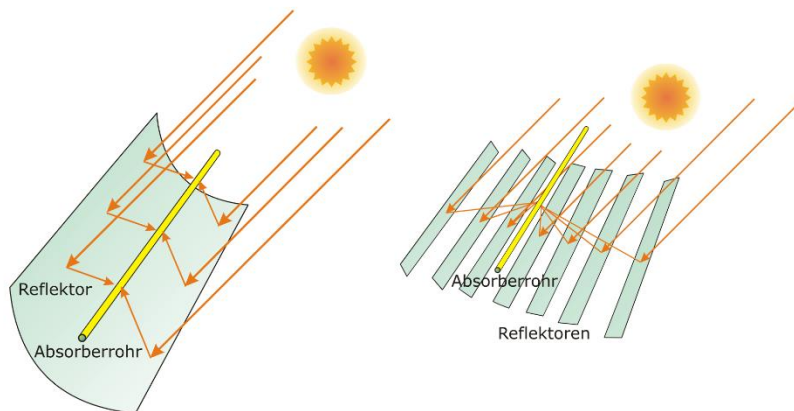


Bild 4: Konzentration von Solarstrahlung mit Linienkonzentratoren (links: Parabolrinne; rechts: Fresnelkollektor), [23]

Dabei werden zur Verlustminimierung möglichst kurze Rohrleitungen eingesetzt. Damit tageszeitabhängig die direkte normale Sonneneinstrahlung maximal ausgenutzt werden kann, wird die Kollektorapertur über ein einachsiges Nachführsystem senkrecht zur Sonne ausgerichtet. Neben den Parabolrinnen-Systemen werden auch linienkonzentrierende Systeme, bestehend aus mehreren flachen, bodennahen Spiegelreihen, eingesetzt. Diese sogenannten Fresnel-Kraftwerke konzentrieren mit Hilfe von unter dem Receiver-Rohr angeordneten Spiegeln die Direkt solarstrahlung in einer gemeinsamen Brennlinie, ähnlich wie bei den Parabolrinnen. Bei

beiden Kraftwerkstypen wird das sich im linienförmigen Brennpunkt befindende Absorber-Rohr von einem Wärmeträgerfluid durchströmt. [27, 31]

Trifft Strahlung auf die Oberfläche eines Körpers, kann es zu Absorption, Reflexion und Transmission der Strahlung kommen. Die auf den Receiver treffende Strahlung wird zum Großteil an seiner Oberfläche absorbiert und in innere Energie umgewandelt, dies führt zu einer Erhöhung der Wärmeenergie beziehungsweise der Temperatur im Receiver [27]. Bezogen auf den Gesamtstrahlungsfluss wird der absorbierte Strahlungsflussanteil mit dem Absorptionsgrad  $\alpha$  angegeben. Die Spiegel absorbieren nur einen geringen Anteil des Strahlungsflusses. Der in den transparenten Spiegel eindringende Strahlungsanteil wird durch den dimensionslosen Reflexionsgrad  $\rho$  beschreiben [27]. Die spiegelnde und diffuse Reflexion stellt hierbei die Grenzfälle dar. Die spiegelnde Reflexion beschreibt den Anteil der Strahlung, bei der der Einfallswinkel der einfallenden Strahlung dem Ausfallswinkel zur Flächennormalen entspricht [22]. Im anderen Extrem wird bei der diffusen Reflexion die Strahlung in alle Richtungen unabhängig vom Winkel der einfallenden Strahlung reflektiert. Analog zum Absorptionsgrad  $\alpha$  wird der gesamte Anteil der reflektierten Strahlung durch den Reflexionsgrad beschrieben. Bei strahlungsdurchlässigen Körpern transmittiert die Strahlung durch den Körper hindurch. Dieser Anteil wird ebenso auf die Gesamtstrahlung bezogen und durch den Transmissionsgrad  $\tau$  beschrieben. [7, 22]

Absorptions-, Reflexions- und Transmissionsgrad sind von der Oberflächentemperatur, der Wellenlänge, der einfallenden Strahlung sowie vom Einfallswinkel und der Beobachtungsrichtung abhängige Materialeigenschaften und ergeben aufsummiert 100 % [22].

$$1 = \alpha + \rho + \tau \quad (2.2)$$

Eine Kenngröße in Bezug auf solarthermische Kraftwerke ist der Konzentrationsfaktor  $C$ , dieser ist der Quotient aus der Energieflussdichte nach der Konzentration zur Energieflussdichte vor der Konzentration. Er lässt sich auch durch den Quotienten von der Aperturfläche zu der Receiverfläche auf die konzentriert wird beschreiben. Dabei umfasst die Aperturfläche  $A_{\text{Apertur}}$  die optische Gesamtfläche, die die Strahlung der Strahlungsquelle auf die Absorberfläche  $A_{\text{Receiver}}$  reflektiert [23].

$$C = \frac{A_{\text{Apertur}}}{A_{\text{Receiver}}} \quad (2.3)$$

Allgemein kann nur direktes, die sogenannte Direct Normal Irradiance (DNI), also parallel einfallendes, und kein diffuses Licht konzentriert werden. Da Sonnenlicht, aufgrund der geometrischen Beziehung von Sonne und Erde, nicht absolut parallel, sondern als Kreis unter dem halben Öffnungswinkel auf die Erde scheint, gibt es theoretische Maxima, bis zu denen

die Sonnenstrahlung konzentriert werden kann. Für einachsige nachgeführte linienkonzentrierende Systeme liegt dieser bei  $C_{2D,max,theo} = 215$  [23]. Dieses theoretische Maximum wird durch Abbildungsfehler des Sonnenbildes, sowie der Aufweitung der Strahlengeometrie, welche zu einer Intensitätsverteilung führt, nicht erreicht und liegt bei  $C_{2D,max} = 107,5$ . Dieses geometrische Maximum wird in aktuellen solarthermischen Anlagen nicht erreicht. Moderne linienfokussierte Anlagen erreichen Konzentrationsfaktoren von 8 – 80 (Parabolrinne [32, 33]) und 25 – 100 (Fresnelkollektor [32]). Die resultierenden typischen Prozesstemperaturen für diese Art von CSP-Anlagen liegen bei bis zu 400 °C [25, 34].

### 2.2.3 Punktkonzentrierende Systeme

Im Gegensatz zu linienkonzentrierenden Systemen wird bei punktkonzentrierenden Systemen die einfallende Solarstrahlung auf einen Brennpunkt und nicht auf einer Fokallinie konzentriert. Das erhöht die maximale geometrische Konzentration auf  $C_{3D,max} = 11550$ , auch diese liegt unter dem theoretischen Maximum von  $C_{3D,max,theo} = 46200$  [23]. Auch bei modernen punktkonzentrierenden CSP-Anlagen wird die maximale geometrische Konzentration nicht erreicht. Die Konzentrationsfaktoren liegen bei Solarturmkraftwerken bei 300 – 1000 [32] und bei Dish-Systemen bei 1000 – 3000 [32]. Moderne Anlagen können somit Prozesstemperaturen von über 1000 °C bereitstellen [34].

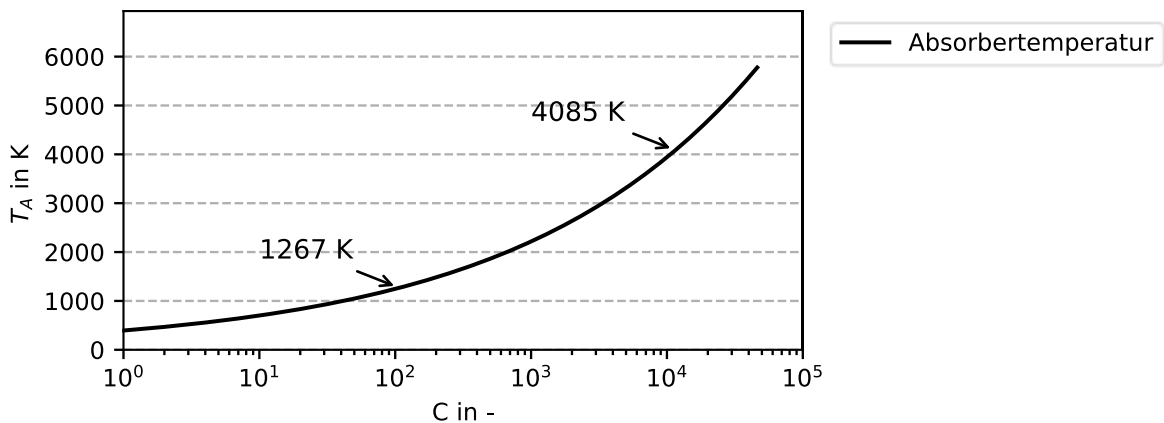


Bild 5: Theoretische maximale Absorbtemperatur  $T_A$  in Abhängigkeit vom Konzentrationsfaktor  $C$

Paraboloid-Dish-Systeme bündeln die Solarstrahlung mittels eines rotationssymmetrisch, parabolisch gekrümmten Hohlspiegels auf einen über dem Zentrum befindlichen Brennpunkt. Das gesamte System wird kontinuierlich zweiachsig der Sonne nachgeführt [31]. Der vergleichsweise einfache Aufbau von Paraboloid-Dish-Kollektoren macht ein Wärmeträgermedium und

Kühlwasser überflüssig und bietet die höchste Umwandlungseffizienz aller CSP-Systeme. Paraboloid-Dish-Systeme sind vergleichsweise kostenintensiv und wenig kompatibel zu thermischen Speichern und Hybridsystemen. Zudem bieten sie eine relativ geringe thermische Leistung, besitzen aber ein großes Potenzial für die Massenproduktion. Werden höhere thermische Leistungen benötigt, werden Solarturm-Systeme eingesetzt. [25]



Bild 6: Solarturmkraftwerk Ivanpah in California, USA, [35]

Die Hauptkomponenten einer Solarturmanlage sind das Heliostatenfeld, der Turm sowie der Receiver an der Spitze des Solarturms. Die Spiegel im Heliostatenfeld sind abhängig von der zu erzielenden thermischen Leistung um den Solarturm angeordnet. Für Systeme bis zu einer thermischen Leistung von  $100 \text{ MW}_{\text{th}}$  werden die Heliostadfelder, je nach Standort auf Nord- oder Südhalbkugel, als ein Nord- bzw. ein Südfeld eingesetzt. Größere Systeme benötigen eine größere Anzahl an Heliostaten, um die Solarstrahlung punktgenau auf den Receiver zu fokussieren [23]. In diesem Fall werden die Spiegel als Kreisfeld um den Turm aufgebaut [36]. Die zweiachsige Nachführung der Spiegel kann individuell oder clustergruppiert erfolgen. Aufgrund der geforderten hochpräzisen Ausrichtung der Spiegel und dem Widerstandsanspruch gegen Windlasten werden hohe Materialanforderungen an die Spiegel und deren Tragstrukturen gestellt. Zudem müssen die Spiegel widerstandsfähig gegenüber Alterungseffekten sein, eine hohe Reflektivität aufweisen und genau gefertigt werden, um Strahlungsverluste zu minimieren [27]. Durch die teilweise hohen Distanzen zwischen den Heliostaten und dem Receiver kommt es darüber hinaus zu atmosphärischen Verlusten und Verlusten durch Spillage [27]. Das bedeutet, dass die Spiegelfelder nicht beliebig groß dimensioniert werden können. Im Brennpunkt aller Heliostaten ist der Receiver an der Spitze des Solarturms. Dieser dient als Tragwerk für den Absorber und zusätzliche Kreislaufkomponenten der CSP-Anlage. [7, 25, 34]

## 2.3 Transport der Wärme

In Solarturm-Kraftwerken werden abhängig vom Konzentrationsfaktor auf der Receiveroberfläche Strahlungsdichten von bis zu  $1000 \text{ kW/m}^2$  erreicht [27]. Die erreichbaren Temperaturniveaus von  $1000 \text{ °C}$  und darüber hinaus stellen extreme Anforderungen an die verwendeten Materialien in der Receiverinheit und müssen dementsprechend bei der Entwicklung und Konstruktion entsprechender Apparate berücksichtigt werden. Bei druckbeaufschlagten Kreislaufsystemen steigen die Materialanforderungen sogar weiter an. Auch die Anforderungen an die in den Receivern erhitzten Wärmeträgermedien sind hoch. Aktuell werden als HTF Luft, andere Gase, Thermoöle, Flüssigsalze, sowie Wasser/Dampf eingesetzt, aber auch am Einsatz von Flüssigmetallen und Keramikpartikeln wird geforscht und erprobt. Entsprechend dem verwendeten Wärmeträgermedium werden unterschiedliche Receiverkonzepte verwendet. [7, 27]

Im folgenden Kapitel werden die grundsätzlichen Eigenschaften von verschiedenen Receiverkonzepten und Wärmeträgermedien dargestellt. Dabei wird nur auf Konzepte für Solarturmanlagen eingegangen, für Receiverkonzepte linienkonzentrierender und anderer Systeme soll an dieser Stelle auf die Literatur verwiesen werden.

### 2.3.1 Receivertypen

Die Grundaufgabe eines Receivers ist die Wärmeübertragung. Auf der Oberfläche wird die Sonnenstrahlung absorbiert und in thermische Energie umgewandelt. Über das Receivermaterial wird die thermische Energie auf ein Wärmeträgermedium übertragen. In den meisten Fällen wird der Receiver kontinuierlich durchströmt, aber es sind auch Konzepte mit Batch-Betrieb möglich. Für Solarreceiver gibt es abhängig von der Anwendung, Anordnung des Heliostatenfeldes und dem verwendeten Wärmeträgerfluid verschiedene Bauformen, die nach den unterschiedlichen geometrischen Konfigurationen und den Absorbermaterialien klassifiziert werden. [23]

Als erstes Beispiel für Receiver für Solarturmkraftwerke können offene volumetrische Receiver genannt werden. Diese bestehen aus einer porösen keramischen oder metallischen Struktur, durch die Luft angesaugt wird. Durch die strukturbedingte große Oberfläche wird die thermische Energie von der absorbierten Solarstrahlung an die Luft übertragen. Da nur die dem Solarfeld zugewandte Seite durch die Strahlung erhitzt wird, kommt es zu dem sogenannten volumetrischen Effekt. Das bedeutet, dass die einströmende Luft die Front des Absorbers kühlt und sich somit ein Temperaturprofil zu höheren Temperaturen im Inneren ausbildet. Damit werden thermische Rückstrahlverluste an der Receiveroberfläche verringert. [7, 27]

Eine weitere Bauform für Solarreceiver ist der Rohrreceiver. Dieser wird verbreitet in kommerziellen Solarturm-Kraftwerken mit zylindrischer oder ebener Anordnung eingesetzt. Durch das Bündel an parallelen Rohren können verschiedene HTF geleitet werden, in der Regel sind dies Luft, Wasser, Salzschnmelzen oder Metallschnmelzen. Die höchsten Temperaturen entstehen bei diesem Aufbau auf der Receiveroberfläche, was zu thermischen Strahlungsverlusten führt. Zusätzlich werden die Arbeitstemperaturen des Wärmeträgermediums durch die Materialeigenschaften der Absorberrohre begrenzt. [7, 37]

Besonders relevant für thermische Strahlungsverluste ist die Oberflächentemperatur der Receiver. Bei steigender Temperatur potenzieren sich die spezifischen Ausstrahlungsverluste, vgl. (2.1). Damit die Solarstrahlung maximal absorbiert wird, werden Receiver aus Materialien mit hohen Absorptionsgraden gefertigt oder mit entsprechenden Materialien beschichtet. Nach dem Hoff'schen Gesetz ist der Absorptionsgrad gleich dem Emissionsgrad, was zur Folge hat, dass die Emissionsverluste entsprechend groß sind. Diese Problematik wird zum Teil durch selektive Absorberschichten gelöst. [7, 31]

Nach Nicolaus Léonard Sadi Carnot (1796-1832) gibt der Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_c$  den maximalen theoretischen Anteil an zugeführter Wärme in einem Kreisprozess an, die in mechanische Arbeit umgewandelt werden kann [38]. Somit ist das Ziel höhere maximale Prozesstemperaturen im Receiver zu erreichen. Eine höhere Temperaturdifferenz zwischen höchster und niedrigster Prozesstemperatur führt zu höheren Prozesseffizienzen, siehe Bild 7.

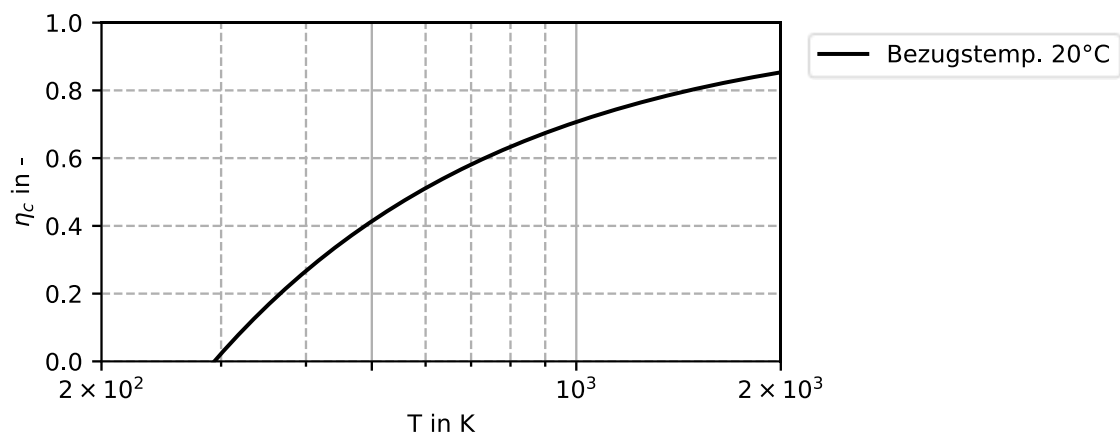


Bild 7: Maximaler Carnot-Wirkungsgrad  $\eta_c$  über der Absorbertemperatur T bei der Bezugstemperatur von 20°C

Um die thermischen Wirkungsgrade zu erhöhen, wird an Konzepten für einen neuartigen Strahlungsempfänger gearbeitet. Hierbei handelt es sich um Partikelreceiver, von denen man

sich verschiedene Vorteile verspricht [39]. Damit hohe thermische Wirkungsgrade erreicht werden können, ist es entscheidend die thermischen Strahlungsverluste zu minimieren und den Konzentrationsfaktor zu erhöhen [40].

Partikelreceiver werden generell in zwei Arten unterteilt, in direkte und in indirekte Partikelreceiver. Ähnlich wie bei den Rohrreceivern werden die Partikel in indirekten Partikelreceivern in Rohren erhitzt [41]. Bei direkten Partikelreceivern fallen die Feststoffpartikel durch den Brennpunkt des Solarfeldes und absorbieren die Strahlung direkt, mit diesem Prinzip lassen sich Übertemperaturen des HTF vermeiden und Abstrahlverluste verringern. Durch die höheren Temperaturgrenzen des Materials im Vergleich zu den Grenzen der Absorbermaterialien der zuvor genannten Receivertypen, ist die Limitierung in der Strahlenflussdichte aufgehoben, es lassen sich höhere Prozesstemperaturen und höhere Wirkungsgrade erzielen [13]. Werden beispielsweise keramische Partikel eingesetzt, können in Partikelreceivern potentiell Temperaturen der Partikel von über 1000 °C erreicht werden, was neben den höheren Wirkungsgraden auch die Kosten der thermischen Speicherung verringern würde.

Das Deutsche Zentrum für Luft- und Raumfahrt arbeitet auch an neuen Receiverprototypen. Eine davon ist die CentRec Technologie, welche bereits erfolgreich getestet werden konnte und eine mittlere Maximaltemperatur von 965 °C demonstrierte. [10]

### 2.3.2 Wärmeträgermedien

In den zuvor genannten Receivern können je nach Bauform verschiedene Medien, wie Luft, andere Gase, Wasser, Thermoöle, Flüssigsalz oder Partikel als Wärmeträgermedium zum Einsatz kommen. Dabei haben alle Medien unterschiedliche Vor- und Nachteile.

Tabelle 1: Verschiedene Wärmeträgermedien und deren Einsatztemperaturen

Wärmeträgermedium	Einsatztemperaturen in °C	Literaturverweis
Luft	bis zu 700 (im Solarturm Jülich)	[42]
Thermoöle	-20 – 400	[43]
Salzschmelzen	220 – 600 (NaNO <sub>3</sub> -KNO <sub>3</sub> )	[44]
Flüssigmetalle	98 – 883 (Natrium)	[44]
	bis zu 1533 (Blei-Bismut)	[43]
Feststoffpartikel	über 1000	[41]

Luft ist unbegrenzt und kostenlos verfügbar sowie umweltfreundlich und lässt sich daher ideal in offenen volumetrischen Receivern einsetzen. Sie besitzt aber einen schlechten Wärmeübergang, was die Effizienz durch damit einhergehenden hohen Masseströmen und Druckverlusten beeinflusst. [27]

Wasser und Wasserdampf eignen sich ebenso als Wärmeträger für Solarturmkraftwerke, vor allem da in vielen Turbinensystemen Wasserdampf zur Stromerzeugung eingesetzt wird. Zudem ist Wasser ebenso wie Luft theoretisch auf der Erde unbegrenzt verfügbar, aber in den sonnenreichen Regionen, in den Solarkraftwerke stehen, meist Mangelware. [7]

Das verbreitetste Wärmeträgermedium ist Thermoöl. Mineralische Öle bestehen meist aus einer Mischung von höheren Alkanverbindungen und sind daher nicht umweltfreundlich und entflammbar. Folglich müssen sie mit Sorgfalt gehandhabt werden. Dies gilt auch für synthetische Öle, welche künstlich aus chemisch veränderten Erdölkomponenten hergestellt werden. Thermoöle können in einem Temperaturbereich bis 400 °C eingesetzt werden. [7, 34]

Im Gegensatz zu Thermoölen können Salzschnmelzen deutlich höher, bis zu 600 °C, erhitzt werden und besitzen dabei eine höhere volumetrische Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit bei vergleichbarer Viskosität. Damit lassen sich Salzschnmelzen ideal als Speichermedium einsetzen. Das größte Problem ist aber die Erstarrung von Salzschnmelzen, wenn die Sonnenstrahlung sich verringert oder nachts wegfällt, denn in Bereichen von unterhalb 220 °C gefrieren diese Salzmischungen. Dies kann zur Zerstörung der Anlagen führen. [7, 34]

Ein äquivalentes Problem haben Flüssigmetalle wie Natrium und Blei. Zwar liegen deren Einsatztemperaturen von bis zu 900 °C oberhalb der Temperaturgrenzen von Salzschnmelzen, aber sie erstarren ebenso bei zu geringen Betriebstemperaturen. Flüssigmetalle haben eine hohe thermische Leitfähigkeit, was zu geringen Temperaturdifferenzen zur Absorberoberfläche führt. Problematisch sind bei einigen Flüssigmetallen, wie Blei, die vergleichsweise hohen spezifischen Dichten, die bei hohen Turmanlagen extreme Anforderungen an die Steigleitungen stellen. [7]

Keramische Partikel bieten gegenüber den vorher genannten Wärmeträgerfluiden den wichtigen Vorteil, dass auf 1000 °C erhitzt und problemlos auf Umgebungstemperatur abgekühlt werden können. Zudem bieten sich keramische Partikel wegen den vergleichsweise hohen Wärmekapazitäten als Speichermedium an, was eine höhere Gesamteffizienz durch einen strahlungsunabhängigen Betrieb ermöglicht. Sie bieten sich daher als Alternative zu bisher kommerziell eingesetzten HTF's an. [27]

## 2.4 Von der Wärme zur nutzbaren Energie

Das im Receiver erhitzte Wärmeträgermedium wird je nach Anlagenkonzept direkt verwendet oder einem Wärmeübertrager zugeführt, um die Wärme auf ein gewünschtes Prozessmedium zu überführen und es dem Zielprozess zuzuführen. Wärmeübertrager werden nach ihrer Stoffführung unterteilt. In dieser Arbeit erfolgt die Hauptunterteilung in direkte und indirekte Wärmeübertrager für Partikel-Luft-Systeme. Bei direkten WÜT sind die beteiligten Medienströme nicht durch konstruktive Maßnahmen voneinander getrennt. Im Gegensatz dazu werden bei indirekten Wärmeübertragern die Medienströme durch bauliche Elemente getrennt und haben somit keinen direkten Kontakt miteinander.

### 2.4.1 Indirekte Wärmeübertrager

Indirekte Wärmeübertrager werden in vielen kommerziellen Anwendungsfeldern eingesetzt, vor allem in Bereichen, in denen die Medienströme unbedingt voneinander getrennt werden müssen, um beispielsweise Verunreinigungen oder ungewünschte Reaktionen zu verhindern.

Indirekte Partikel-Wärmeübertrager finden aktuell hauptsächlich Anwendung in der Lebensmitteltechnik, bei der Kühlung von Zucker sowie Erwärmung von Ölsaaten oder Getreide, aber auch in der chemischen Industrie bei der Vorwärmung von Kunststoffen. Eingesetzte Bauformen von Wärmeübertragern mit Partikeln als Arbeitsmedium sind vor allem Plattenwärmeübertragern und Rohrbündelwärmeübertrager [45, 46]. Typische Stromführungen bei indirekten Wärmeübertragern sind beispielsweise Gleich- und Gegenstrom-, Kreuzstrom- und Spiralarwärmeübertrager [47]. Der gewünschte gleichmäßige Durchfluss des Partikelmassstroms in den Wärmeübertrager lässt sich über eine silogerechte Bauweise über den gesamten Behälterquerschnitt gewährleisten [48].

### 2.4.2 Direkte Wärmeübertrager

Im Vergleich zu indirekten Wärmeübertragern ist die Beschränkung der Wärmeübertragungsleistung durch die limitierte Wärmeleitung bei direkten Wärmeübertragern nicht gegeben. Zum einen entfallen Wärmeleitungswiderstände durch Trennwände, zum anderen ist bei der Vermischung zweier nicht ineinander löslichen Medien ihre Kontaktfläche ebenso deren wirksame Wärmeübertragungsfläche. Diese Fläche ist mitunter pro Volumeneinheit bedeutend größer als bei indirekten Ausführungen.

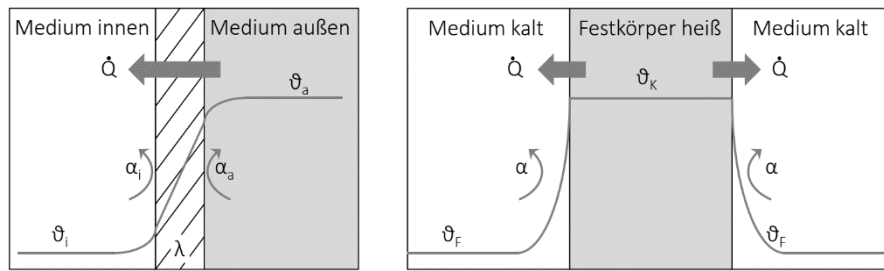


Bild 8: Temperaturprofile für die indirekte (links) und direkte, für einen umspülten Körper idealisierte, (rechts) Wärmeübertragung, [14].

Der Wärmestrom  $\dot{Q}$  ist die Integration der örtlichen Wärmestromdichte über die Übertragungsfläche und hängt darüber hinaus ab von dem mittleren Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_m$  und der mittleren, logarithmischen Temperaturdifferenz  $\Delta T_m$  [47, 49].

$$Q = k_m \cdot A \cdot \Delta T_m \quad (2.4)$$

Der mittlere Wärmedurchgangskoeffizient ergibt sich aus der Integration des örtlichen Wärmedurchgangskoeffizienten  $k_{loc}$  über die Gesamtübertragungsfläche.  $k_{loc}$  ist bei konvektivem Wärmeübergang von den örtlichen Temperaturdifferenzen und damit direkt von der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte und Strahlung abhängig. Dieser Temperatureffekt sollte berücksichtigt werden, um unzulässige Fehler zu vermeiden. Dazu muss der Wärmedurchgangskoeffizient an mehreren Stellen bestimmt werden. [49]

$$k_m = \frac{1}{A} \cdot \int_A k_{loc} dA \quad (2.5)$$

Der lokale Wärmedurchgang mit der Bezugsfläche  $A_b$  beschreibt die Summe der örtlichen Wärmeübergangskoeffizienten an den beteiligten Oberflächen  $A_a$  und  $A_i$ , sowie durch einen Körper. Beispielsweise durch eine Wand mit einer Wandstärke  $\delta$  und einer thermischen Leitfähigkeit  $\lambda$ , sowie einer mittleren Oberfläche der Wand  $A_m$ . [49]

$$\frac{1}{k_{loc} \cdot A_b} = \frac{1}{\alpha_{a,loc} \cdot A_a} + \frac{\delta}{\lambda \cdot A_m} + \frac{1}{\alpha_{i,loc} \cdot A_i} \quad (2.6)$$

Werden die lokalen Temperaturdifferenzen zwischen den Arbeitsmedien 1 und 2 über die Übertragungsfläche integriert, ergibt sich die mittlere Temperaturdifferenz  $T_m$  [47]:

$$\Delta T_m = \frac{1}{A} \cdot \int_A (T_1 - T_2) dA \quad (2.7)$$

Die mittlere, logarithmische Temperaturdifferenz  $\Delta T_{m,log}$  lässt sich für Gegenstrom- und Gleichstrom Wärmeübertrager aus Gesamt-, und differentielle Bilanzen, sowie gemittelten und lokalen Kinetiken bestimmen. Die Herleitungen werden in dieser Arbeit vernachlässigt [50].

$$\Delta T_{m,\log} = \frac{\Delta T_E - \Delta T_A}{\ln \frac{\Delta T_E}{\Delta T_A}} \quad (2.8)$$

Dabei sind  $\Delta T_E$  und  $\Delta T_A$  die Temperaturdifferenzen der Stoffströme am Einlass und Auslass des Wärmeübertragers.

Mithilfe der Energiebilanzgleichungen für die beiden Fluide im Wärmeübertrager lässt sich der Wärmestrom auch als Zusammenhang aus Massestrom  $\dot{m}_i$  und Wärmekapazität  $c_{p,m,i}$ , der sogenannten Wärmekapazität  $\dot{W}_i$ , und der Temperaturdifferenz von Eintritts- und Austrittstemperatur eines Stoffes  $i$ , darstellen [47].

$$\dot{Q}_i = \dot{W}_i \cdot \Delta T_i = \dot{m}_i \cdot c_{p,m,i} \cdot (T_{i,E} - T_{i,A}) \quad (2.9)$$

Daraus werden verschiedene dimensionslose Kennzahlen abgeleitet. Zum einen die dimensionslose mittlere Temperaturdifferenz  $\theta$ :

$$\theta = \frac{\Delta T_{m,\log}}{\Delta T_E} \quad (2.10)$$

Eine weitere Kennzahl, die dimensionslose Temperaturänderungen der Stoffströme  $\epsilon_i$ , wird folgendermaßen ausgedrückt:

$$\epsilon_i = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_E} \quad (2.11)$$

Sie erlaubt die globale Betrachtung des Wärmeübertragers. [49]

Zusammen mit den vorab genannten Kennzahlen kann eine weitere dimensionslose Kennzahl zur Auslegung und Nachrechnung von Wärmeübertragers bestimmt werden, die „Anzahl der Übertragungseinheiten“ (Number of Transfer Units, NTU) für die Stoffströme  $i$ . [49]

$$NTU_i = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_i \cdot c_{p,m,i}} \quad (2.12)$$

Die „Anzahl der Übertragungseinheiten“ lässt sich auch in nachstehender Weise darstellen [7]:

$$NTU_i = \frac{\Delta T_i}{\Delta T_{m,\log}} \quad (2.13)$$

Aus den vorangegangenen Gleichungen (2.9) bis (2.12) ergeben sich zwischen den dimensionslosen Kennzahlen die folgenden Zusammenhänge:

$$\frac{\epsilon_1}{\epsilon_2} = \frac{NTU_1}{NTU_2} = \frac{\dot{m}_2 \cdot c_{p,m,2}}{\dot{m}_1 \cdot c_{p,m,1}} \quad (2.14)$$

$$\theta = \frac{\epsilon_1}{NTU_1} = \frac{\epsilon_2}{NTU_2} \quad (2.15)$$

### 2.4.3 Bauxit-Partikel

Bei der Suche nach alternativen Wärmeträgermedien hat eine Studie von SANDIA National Laboratories gezeigt, dass gesintertes Bauxit sich als keramische Partikel in punktkonzentrierenden Systemen eignen können [51]. Da es bereits kommerzielle Anwendungsgebiete für Bauxit-Granulat gibt, wird es von einigen Partikelherstellern in großen Industriemengen und verschiedensten Durchmessern hergestellt und vertrieben und dies zu relativ geringen Kosten [52]. Für einen Direktkontakt-Wärmeübertrager eignen sich besonders Partikel, da sie ein großes Oberflächen-Volumenverhältnis für optimale Wärmeübertragungsflächen besitzen [52]. Weiterhin ermöglichen die Partikel Prozesstemperaturen von bis zu 1000 °C und bleiben dabei transportfähig. Bei geringen Korngrößen können sich über 1000 °C durch einen Sinterprozess Agglomerate von Partikeln bilden [8, 53].



Bild 9: Bauxit-Partikel von ca. 1 mm Durchmesser bei Untersuchungen am DLR, [54]

Bauxit-Partikel besitzen je nach Zusammensetzung und Geometrie verschiedenste thermophysikalische Stoffeigenschaften. Im Zuge dieser Arbeit werden nur die Stoffeigenschaften von den verwendeten Partikeln, Proppants 16/30 Sintered Bauxite, hergestellt von Saint-Gobain betrachtet.

Tabelle 2: Stoffeigenschaften von Saint Gobain Proppants 16/30 Sintered Bauxite

Name	Proppants 16/30 Sintered Bauxite	
Hersteller	Saint-Gobain	
Material	Aluminiumhydroxid	
mittlerer Durchmesser	$980 \cdot 10^{-6} \text{m}$	
Sauterdurchmesser	$1201 \cdot 10^{-6} \text{m}$	
Dichte	$3560 \text{ kg/m}^3$	
Sphärizität	0,9	
Partikelgrößenverteilung	Partikeldurchmesser	kumulierte Gew.-%
	$< 595 \cdot 10^{-6} \text{ m}$	12
	$< 841 \cdot 10^{-6} \text{ m}$	84
	$< 1190 \cdot 10^{-6} \text{ m}$	4

Für die Modellierung eines Solar-Partikel-Receiver mit Hilfe der „Discrete Element Method“ (DEM) führte Grobbel [55] eine umfassende Vermessung und Kalibrierung verschiedener Partikeltypen durch. Die Eigenschaften der in dieser Arbeit verwendeten Partikel sind in Tabelle 2 dargestellt [55].

Dabei ist der Sauterdurchmesser für den Wärme- und Stofftransport an der Partikeloberfläche ein bedeutender Kennwert. Er entspricht dem Kugeldurchmesser eines fiktiven monodispersen Stoffsystems bezüglich der bekannten volumen- oder massenspezifischen Oberfläche eines Partikelkollektivs [56].

Die Dichte von den Grobbel vermessenen Bauxit-Partikeln weicht kaum voneinander ab ( $3560 \pm 71,2 \text{ kg/m}^3$ ), daher wird in dieser Arbeit vereinfacht eine mittlere Dichte von  $3560 \text{ kg/m}^3$  angenommen. Im Gegensatz dazu ist die Wärmekapazität der Partikel temperaturabhängig, diese wurde von Siegel [57] vermessen und von Wu [11] mittels eines Polynoms 4.ten Grades gefittet:

$$c_{p,\text{Bauxit}}(T) = \left[ \begin{array}{l} -2,853 \cdot 10^{-9} \cdot T^4 + 7,059 \cdot 10^{-6} \cdot T^3 \\ -5,795 \cdot 10^{-2} \cdot T^2 + 2,439 \cdot T + 677 \end{array} \right] \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{C}} \quad (2.16)$$

In dieser Arbeit wird zudem das hydrodynamische Verhalten der Partikel betrachtet. Darunter wird das Sinkverhalten der Partikel im Wärmeübertrager verstanden. Entscheidende Kennwerte für das hydrodynamische Verhalten der Partikel sind die gasgegenstromabhängige Sinkgeschwindigkeiten, sowie entsprechende dynamische und statische Partikel-Hold-Up in der

Packung. Das hydrodynamische Verhalten beschreibt zudem die Strömungs-, Brückenbildungs- und Flutungszustände im Kanal. Auf diese verschiedenen Zustände und den Partikel-Hold-Up wird in folgenden Kapiteln eingegangen.

Zur Bestimmung der stationären Endsinkgeschwindigkeit der Partikel wird um eine einzelne Partikel eine Kräftebilanz aufgestellt [56]:

$$(\rho_p - \rho_f) \cdot \frac{\pi}{6} d^3 \cdot g = \frac{\rho_f}{2} u_t^2 \cdot \frac{\pi}{4} d^2 \cdot c_w(Re_p) \quad (2.17)$$

Diese Gleichung kann zu einem Ausdruck nach der Endsinkgeschwindigkeit (terminal velocity)  $u_t$  umgestellt werden.

$$u_t = \sqrt{\frac{3}{4} \cdot \frac{\rho_p - \rho_f}{\rho_f} \cdot \frac{g \cdot d}{c_w(Re_p)}} \quad (2.18)$$

Um das hydrodynamische Verhalten der Partikel im Wärmeübertrager beschreiben zu können, wird zur Berechnung der terminal velocity der Strömungswiderstandskoeffizient ( $c_w$ -Wert) benötigt. Für die Bestimmung wird die Reynolds-Zahl an einem überströmten Einzelpartikel benötigt und diese wird wie folgt berechnet:

$$Re_p = \frac{\rho_p \cdot u_r \cdot d_p}{\eta_f} \quad (2.19)$$

Zur Berechnung der Re-Zahl nach Gleichung (2.19) wird die Relativgeschwindigkeit  $u_r$  aus der Sinkgeschwindigkeit eines Partikels  $u_p$  und der Luftgeschwindigkeit  $u_0$  im Gegenstrom benötigt.

$$u_r = u_0 + u_p \quad (2.20)$$

Erste Berechnungen haben ergeben, dass die Reynolds-Zahl  $Re$  im relevanten Strömungsbereich maximal  $Re_{max} < 800$  ergibt. Der  $c_w$ -Wert kann in diesem Bereich nach Schiller-Naumann berechnet werden [58].

$$c_w = \frac{24}{Re} \cdot (1 + 0,15 \cdot Re)^{0,687} \quad (2.21)$$

Um den Einfluss der Wärmeleitung auf den Wärmeübergang durch den Feststoff abzuschätzen, wird das Verhältnis aus dem inneren Wärmeleitwiderstand ( $R/\lambda$ ) des Feststoffs zum äußeren Wärmeübergangswiderstand ( $1/\alpha_a$ ) und den Selbigen gebildet. Die Biot-Zahl ist die entsprechende dimensionslose Betrachtungsgröße [59].

$$Bi = \frac{\alpha_a \cdot r_p}{\lambda_p} \quad (2.22)$$

Aufgrund des geringen Radius der Partikel und der relativ großen Leitfähigkeit ergeben sich mit entsprechend geringen äußeren Wärmeübergangswiderständen hinreichend kleine Biot-Zahlen von  $Bi < 0,1$ . Deshalb kann der Einfluss der Wärmeleitung im Feststoff vernachlässigt werden [59], damit gilt für Gleichung (2.6):  $k_{loc} = \alpha_a = \alpha$ .

Mit Hilfe der Nusselt-Zahl  $Nu$  kann der Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zwischen einem Fluid und den Partikeln eines durchströmten Haufwerks nach Gnielinski [60] berechnet werden:

$$Nu = \frac{\alpha \cdot d_p}{\lambda_L} \quad (2.23)$$

Darin enthalten ist der Durchmesser der Partikel  $d_p$  und die Wärmeleitfähigkeit der Luft  $\lambda_L$ .

Die Nusselt-Zahl einer überströmten Einzelkugel lässt sich nach Gnielinski [60] berechnen. Es gilt folgender Ausdruck bestehend aus einem laminaren und turbulenten Anteil der Nusselt-Zahl [60]:

$$Nu_{\text{Einzelkugel}} = 2 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2} \quad (2.24)$$

$$Nu_{\text{lam}} = 0,664 \cdot \sqrt{Re_\epsilon} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad (2.25)$$

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037 \cdot Re_\epsilon^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re_\epsilon^{-0,1} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (2.26)$$

Darin sind die Reynolds-Zahl  $Re_\epsilon$  des durch das Partikelbett strömenden Fluids in Abhängigkeit des Hohlraumanteil  $\epsilon$  des Haufwerks und der Leerrohrgeschwindigkeit  $u_g$  enthalten.

$$Re_\epsilon = \frac{u_g \cdot d_p \cdot \rho_L}{\eta_L \cdot \epsilon} \quad (2.27)$$

Weiterhin wird die Prandtl-Zahl  $Pr$  benötigt, diese ist ein Stoffwert-Verhältnis und beschreibt das Verhältnis aus kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit der Luft [61].

$$Pr = \frac{\eta \cdot c_p}{\lambda} \quad (2.28)$$

#### 2.4.4 Trockene Luft

In der ersten Entwicklungsstufe wird atmosphärische Luft als Arbeitsmedium im Direktkontakt-Wärmeübertrager eingesetzt. Ein Vorteil hierbei ist, dass trockene Luft im relevanten Temperaturbereich kein Phasenwechsel besitzt, bei Atmosphärendruck verflüssigt sich Luft erst bei

80 K [62]. Nachteilig an Luft ist die verhältnismäßig niedrige spezifische Wärmekapazität, weswegen hohe Masseströme angestrebt werden müssen, vgl. Kapitel 2.4.2.

Die thermophysikalischen Stoffeigenschaften von trockener Luft sind für die in dieser Arbeit relevanten Bereiche signifikant von der Temperatur und Druck abhängig. Diese Abhängigkeiten wurden von Lemmon et al. [63, 64] eingehend untersucht und dienen zur Berechnung der Stoffeigenschaften im VDI-Wärmeatlas 2019 [62] und werden ebenfalls in dieser Arbeit verwendet. Alle hier nicht explizit genannten Parameter und Koeffizienten werden nicht für die Diskussion der Berechnungen benötigt und sind zum Nachschlagen im Anhang A hinterlegt. Für die folgenden Berechnungen wird eine Zusammensetzung der Luft mit Stickstoff, Argon und Sauerstoff angenommen. Dabei betragen die Molenbrüche der Komponenten 78,12 % für Stickstoff, 20,96 % für Sauerstoff und 0,92 % Argon.

Für die Berechnung der Dichte wird das ideale Gasgesetz mit der universellen Gaskonstante  $R$  und der molaren Masse von Luft  $M_L$  angewendet:

$$\rho_L(p, T) = \frac{p}{1000 \cdot \frac{R}{M_L} \cdot T} \quad (2.29)$$

Nach Untersuchungen von Lemmon beträgt die geschätzte Unsicherheit der vorhergesagten Werte für die Dichte bei Temperaturen unter 2000 K und unter 2000 MPa 1,0 % [63].

Zur Berechnung der dynamischen Viskosität wird die folgende Gleichung verwendet:

$$\eta(T) = \eta^0(T) + \eta^r(\tau = T_c/T, \delta = \rho/\rho_c) \quad (2.30)$$

Dabei ist die dynamische Viskosität  $\eta$  in  $\mu\text{Pa} \cdot \text{s}$  angegeben.  $\eta^0$  ist die Viskosität des verdünnten Gases und  $\eta^r$  beschreibt die Restviskosität der Flüssigkeit.

$$\eta^0(T) = \frac{0,0266958 \cdot \sqrt{M \cdot T}}{\sigma^2 \Omega(T^*)} \quad (2.31)$$

$\sigma$  ist das Lennard-Jones-Größenparameter und  $\Omega$  ist das Kollisionsintegral, mit  $T^* = T/(\varepsilon/k)$  und  $\varepsilon/k$  ist der Lennard-Jones-Energieparameter.

$$\Omega(T^*) = \exp\left(\sum_{i=0}^4 b_i \cdot [\ln(T^*)]^i\right) \quad (2.32)$$

$$\eta^r(\tau, \delta) = \sum_{i=1}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \cdot \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (2.33)$$

Die Unsicherheiten für die Viskosität verdünnter Luft beträgt 1 % bei Temperaturen über 200 K [64].

Die Wärmeleitfähigkeit der Luft wird nach Lemmon et al. [64] mit folgender Gleichung bestimmt:

$$\lambda = \lambda^0(T) + \lambda^r(\tau = T_c/T, \delta = \rho/\rho_c) + \lambda^c(\tau = T_c/T, \delta = \rho/\rho_c) \quad (2.34)$$

Wobei  $\lambda$  die Wärmeleitfähigkeit in  $\text{mW} \cdot \text{m}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$ ,  $\lambda^0$  die Wärmeleitfähigkeit des verdünnten Gases,  $\lambda^r$  die Wärmeleitfähigkeit der Restflüssigkeit und  $\lambda^c$  die Steigerung der thermischen Leitfähigkeit am kritischen Punkt beschreibt.

$$\lambda^0(T) = N_1 \cdot \left[ \frac{\eta^0(T)}{1 \cdot \mu\text{Pa} \cdot \text{s}} \right] + N_2 \tau^{t_2} + N_3 \tau^{t_3} \quad (2.35)$$

$$\lambda^r(\tau, \delta) = \sum_{i=4}^n N_i \tau^{t_i} \delta^{d_i} \cdot \exp(-\gamma_i \delta^{l_i}) \quad (2.36)$$

Das Model für die kritische Steigerung der Wärmeleitfähigkeit von Olchoway und Sengers [65] wurde zur Berechnung der Fluideigenschaften nahe des kritischen Punktes verwendet, dieser Teil wird in der vorliegenden Arbeit vereinfachend vernachlässigt, da die Stoffeigenschaften hinreichend entfernt vom kritischen Punkt betrachtet werden. Für die Wärmeleitfähigkeit hat Lemmon et al. [64] eine Unsicherheit von 2 % für verdünnte Luft bestimmt, welche bei Näherung an den Triple Punkt ansteigt.

Die molare Wärmekapazität  $c_p^0$  für Luft mit einer Unsicherheit von 1 % ergibt sich aus dem Molenbruchmittel der idealen Gaswärmekapazitäten für Stickstoff, Argon und Sauerstoff [63], die im Folgenden bereits zusammengefasst wurden:

$$c_p^0 = R \cdot \sum_{i=1}^4 N_i T^{i-1} + \frac{N_5}{T^{1.5}} + \frac{N_6 u^2 e^u}{(e^u - 1)^2} + \frac{N_7 v^2 e^v}{(e^v - 1)^2} + \frac{\left(\frac{2}{3}\right) N_8 w^2 e^{-w}}{\left(\left(\frac{2}{3}\right) e^{-w} + 1\right)^2} \quad (2.37)$$

$$\text{Mit } u = \frac{N_9}{T}, v = \frac{N_{10}}{T} \text{ und } w = \frac{N_{11}}{T}$$

## 2.4.5 Wärmekraftmaschinen

Die erzeugte Wärme von Solarthermie Kraftwerken wird aktuell vor allem zur Stromerzeugung über einen thermodynamischen Kreisprozess, den Clausius-Rankine-Prozess, eingesetzt. Dabei wird ein Arbeitsmittel, in der Regel Wasser, in einem geschlossenen Kreislauf zyklisch durch Wärmezufuhr bei hohem Druck verdampft, unter Abgabe von Arbeit entspannt und wieder durch Wärmeabfuhr bei niedrigem Druck kondensiert [23]. Da Stromerzeugung durch andere regenerative Energiesysteme deutlich kostengünstiger gegenüber der solarthermischen

Stromerzeugung wird, rückt die Bereitstellung von Hochtemperatur-Prozesswärme für industrielle Prozesse (engl. *Solar Heat for Industrial Processes*, SHIP) immer weiter in den Fokus [66].

### 2.4.6 Direktkontakt Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertrager

In der vorliegenden Arbeit werden die Betriebsfähigkeit und die Leistung eines Direktkontakt Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertrager, der bereits als Prototyp im Deutschen Zentrum für Luft- und Raumfahrt am Standort Stuttgart konzeptionell entwickelt und aufgebaut wurde, untersucht. Aufbauend auf einer Konzeptstudie von Reichart (2021) [20] wird inspiriert durch Rieselfilm-Reaktoren aus der chemischen Industrie an einem Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager (DPLR) und dessen Hochtemperatur-Anwendbarkeit gearbeitet. Für Direktkontakt Partikel-Gas-Rieselreaktoren wurden bereits Arbeiten in der Chemie-, Erdöl- und Zementindustrie erstellt, die unter anderem das hydrodynamische Verhalten der schwerkraftgetriebenen Partikelströmung mit und ohne Gas im Gegenstrom über verschiedene Packungsstrukturen untersucht haben [67-72]. Zudem konnte gezeigt werden, dass eine regelmäßige Anordnung der Packungsstrukturen im Vergleich zu unregelmäßigen Strukturen einen geringeren volumetrischen Druckverlust durch gleichmäßigere Partikelverteilung über den Kanalquerschnitt verursacht [72]. In einer numerischen Studie konnten vielversprechende Packungsstrukturen identifiziert werden [20].

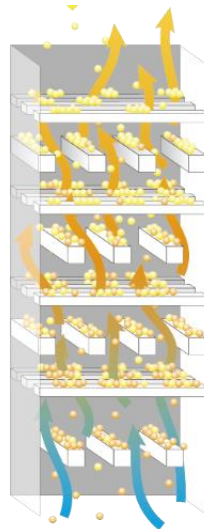


Bild 10: Schematische Darstellung eines Direktkontakt Partikel-Luft Wärmeübertragers über regelmäßige Packungsstrukturen, siehe [73]

Das Konzept eines Gas-Partikel Direktkontakt Riesel-Wärmeübertragers ist schematisch in Bild 10 dargestellt. In diesem Wärmeübertrager mit quadratischem Querschnitt strömt Luft von unten nach oben und Partikel schwerkraftgetrieben im Gegenstrom. Im Kanal sind regelmäßige

Packungsstrukturen verbaut, über welche die Partikel rieseln. Durch den regelmäßigen Kontakt der Partikel mit den Einbauten wird die Verweilzeit der Partikel im Wärmeübertrager und folglich die spezifische Oberfläche  $a_s$  in  $m_p^2 \cdot m_{HX}^{-3}$  der rieselnden Partikeln erhöht. Für den Einsatz als Riesel-Wärmeübertrager ist dies wünschenswert, um die Wärmeübertragerfläche, vgl. (2.4), für die Gas-Partikel-Wärmeübertragung zu erhöhen und damit verbunden die volumetrische Leistungsdichte. Die wirksame Wärmeübertragungsfläche entspricht der spezifischen Partikeloberfläche und ist wie in 2.4.2 entscheidend für die Leistung eines Wärmeübertrager. Sie kann über den Partikelvolumenanteil (engl. *hold-up*) berechnet werden.

$$a_s = \frac{6}{d_p} \cdot \beta \cdot \epsilon_0 = \frac{6 \cdot S}{\rho_p \cdot d_p} \cdot \frac{1}{\bar{u}_p} \quad (2.38)$$

Hier stellt  $S$  den Partikelmassestrom dar, analog dazu repräsentiert  $G$  nachfolgend den Gasmassestrom, jeweils bezogen auf die Querschnittsfläche des Wärmeübertragers  $A_{HX}$ .

Das Volumen der Partikel bezogen auf ein passend gewähltes Referenzvolumen, in diesem Fall das Leerkanalvolumen des Wärmeübertragers oder das verbleibende Kanalvolumen abzüglich des Einbautenvolumens. Das betrachtete Partikelvolumen  $\beta_{tot}$  setzt sich aus zwei Anteilen zusammen, zu einem dem Volumen an Partikeln die aus dem Kanal ausgetragen werden, dynamisches Partikelvolumen  $\beta_{dyn}$ , zum anderen die Menge an Partikeln die im Kanal abgelagert werden, das statische Partikelvolumen  $\beta_{stat}$  [67]. Demzufolge wird angenommen, dass der dynamische Partikelvolumenanteil die entscheidende Größe bezogen auf die Leistungsdichte des Riesel-Wärmeübertragers ist.

$$\beta_{tot} = \beta_{dyn} + \beta_{stat} \quad (2.39)$$

In den Arbeiten von Verver und Van Swaaij (1986) [70] sowie Westerterp und Kuczynski [72] wurden in Abhängigkeit des Luftmassestroms unterschiedliche Strömungsregime in Riesel-Wärmeübertrager festgestellt, welche in drei Bereiche unterteilt wurden.

Tabelle 3: Unterscheidung des Strömungsregimes in Abhängigkeit des Luftmassestroms

Vorladebereich	Ladebereich	Flutungsbereich
Partikelvolumen und -geschwindigkeit unabhängig von Gasgeschwindigkeit	Partikelgeschwindigkeit anti-proportional zur steigenden Gasgeschwindigkeit	Partikelgeschwindigkeit gegen null, Verblockung im Kanal

Zur Bestimmung der geeigneten Form der Packungseinbauten wurde eine DEM-Simulationsstudie durchgeführt, dabei war ein Bewertungskriterium die gleichmäßige Partikelverteilung im Betrieb. Ergebnis der Studie war, dass eine Packungsstruktur aus Stabelementen mit flacher

Profilstruktur die mittlere Partikelsinkgeschwindigkeit reduziert und dementsprechend den Partikel-Hold-Up, vgl. (2.38) erhöht [20].

Am Standort Stuttgart des DLR wurde, gestützt auf den zuvor genannten Erkenntnissen, ein Rieselfilm-Wärmeübertrager-Prototyp aufgebaut. Erste experimentelle Untersuchungen im Kaltbetrieb zum hydrodynamischen Verhalten der Partikelströmung wurden bisher mit verschiedener Packungsgeometrien durchgeführt. Ziel war es geeignete Packungsgeometrien zu finden, dabei diente der dynamische Partikel-Hold-Up als Charakterisierungsgröße. Vielversprechende Packungsstrukturen wurden eingehender mit variierenden Gasdurchsätzen im Gegenstrom analysiert, um das hydrodynamische Verhalten im Wärmeübertrager zu identifizieren. Es konnte gezeigt werden, dass der dynamische Partikelvolumenanteil mit der Stegbreite der Packung zunimmt und es wurde eine erste effiziente Packungsgeometrie gefunden [17].

Basierend auf diesen Erkenntnissen werden in dieser Arbeit zunächst weitere Packungsgeometrien eingebaut und vermessen, da ein Optimum für den erreichbaren dynamischen Partikel-Hold-Up erwartet wird. Anschließend an die Identifizierung einer optimalen Packungsgeometrie werden bauliche Umbaumaßnahmen am Gesamtteststand durchgeführt, um eine Heißeinbetriebnahme zu ermöglichen und schließlich erste experimentelle Untersuchungen zur thermischen Leistung des Rieselfilm-Wärmeübertragers durchzuführen. Parallel zu den genannten Arbeiten wird auf Grundlage der ermittelten Daten ein analytisches Modell basierend auf dem Modell von Verver und Van Swaaij (1986) [70, 74] zur Bestimmung wichtiger Kennzahlen des DPLR weiterentwickelt und kalibriert.



### 3 Prüfstand und Messmethoden

Der Prüfstand, siehe Bild 11, für diese Arbeit wird in einem Prototypzustand für experimentelle Arbeiten im Kaltzustand, wie in Kapitel 2.4.6 beschrieben, übernommen. Dabei konnte eine Abhängigkeit der vertikalen Packungsdichte zum dynamischen Packungsvolumenanteil gezeigt werden. Eine hohe Packungsdichte führt bei geringen Luftmassenströmen zu einer Flutung des Kanals, aufgrund dieses Effektes wurde ein höherer vertikaler Packungsabstand gewählt. Ein signifikanter Einfluss der Stangenhöhe konnte nicht nachgewiesen werden. Zudem konnte bei der Vermessung verschiedener Packungsgeometrien keine qualitativen Unterschiede in der Partikelverteilung festgestellt werden. Alle hydrodynamischen Untersuchungen im Kaltzustand wurden bei Umgebungstemperatur im Labor von ungefähr 22 °C durchgeführt. Basierend auf den Ergebnissen dieser Vorarbeiten wird ein Optimum für den maximalen dynamischen Packungsvolumenanteil bei minimalem Druckverlust für die Packungsgeometrie „w12 h02 n3 z10“ oder eine komparative Packung mit erweiterten Stangenbreite erwartet. Eine optimierte Packungsgeometrie mit maximalem dynamischen Hold-Up konnte in den vorangegangenen Arbeiten nicht ermittelt werden.

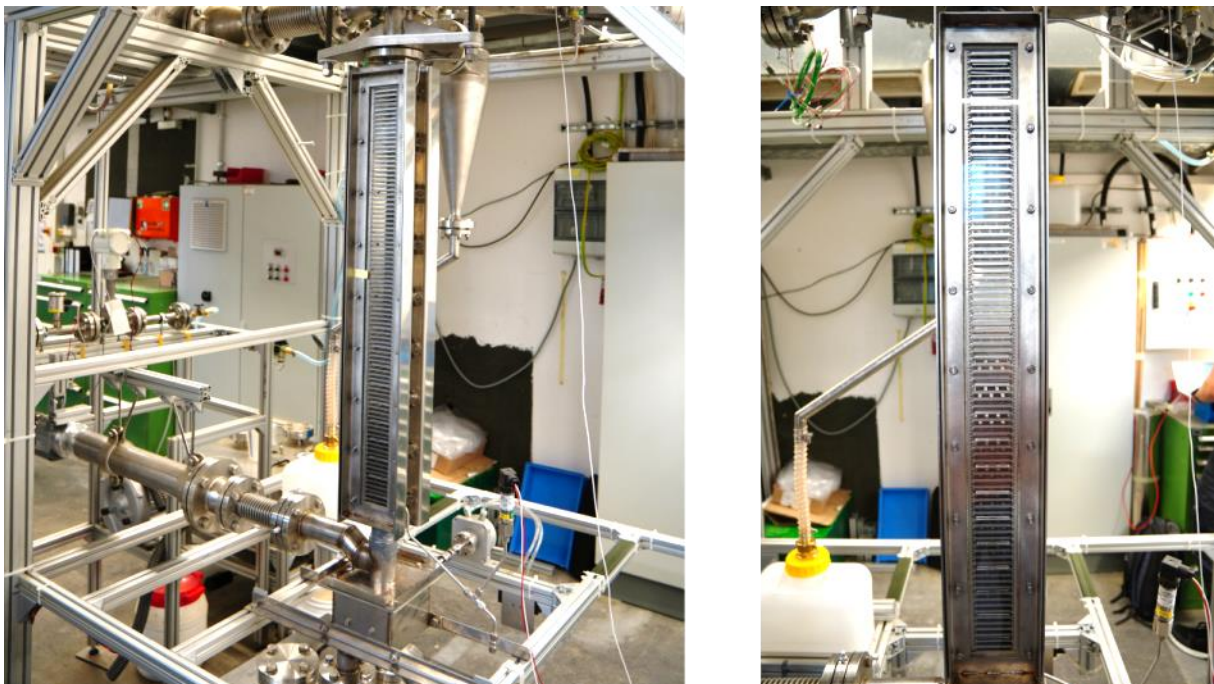


Bild 11: Prüfstand am Standort Stuttgart: Gesamtaufbau ohne Isolierung (links) und Wärmeübertragerkanal ohne Isolierung (rechts)

In dieser Arbeit werden zunächst weitere experimentelle Arbeiten zur Ermittlung der optimalen Packungsgeometrie absolviert, dabei werden Packungsgeometrien mit größeren Stangenbreiten ausgewählt. Daran anschließend werden diverse bauliche Maßnahmen und Anpassung der Messmittel durchgeführt, um erste Arbeiten zur Untersuchung der thermischen Leistung

des Riesel-Wärmeübertragers zu realisieren. Die dafür benötigten Beschaffungen, Montage und Heißinbetriebnahme werden umgesetzt. Für den Heizustand wärmt ein im Zuluftstrang eingebauter Heiluftheizer den isolierten Teststand auf bis zu 700 °C vor, dazu haben bereits durchgeführte transiente thermische Berechnungen die erforderliche Vorheizdauer von circa 4 Stunden bestimmt.

Das analytische Model von Verver und Van Swaaij (1986) [70, 74] zum hydrodynamischen und thermischen Verhalten eines Riesel-Wärmeübertragers ist, aufgrund der hochkomplexen Strömung, nicht valide auf den in dieser Arbeit betrachteten Wärmeübertrager anwendbar und wird daher mit den ermittelten experimentellen Daten weiterentwickelt und kalibriert.

Im Folgenden wird der Gesamtaufbau der Prüfanlage, die einzelnen Komponenten, sowie die zugehörige Mess- und Regeltechnik für die Kaltversuche und die Anpassungsmaßnahmen für die Heißinbetriebnahme dargestellt.

#### **3.1 Aufbau des Prüfstands**

Bei den weitergeführten experimentellen Kaltversuchen in dieser Arbeit liegt der Fokus auf der Identifikation einer Packungsgeometrie, bei welcher für die vorab gewählten Partikel und den gewünschten Stoffströmen ein möglichst hoher Partikel Hold-Up erzielt wird. Dafür wird die Anlage für Versuche bei Umgebungstemperatur im nicht isolierten Zustand übernommen. Zur Erhöhung der Genauigkeit der Messwerte der Temperatur-, Druck- und Durchflussmessungen wird zusätzliche Messtechnik beschafft, eingebaut und teilweise bestehende ausgetauscht. Vorausblickend wurden für die Heißinbetriebnahme alle wrmebeaufschlagten Teile aus einem siliziumlegierten austenitischen Edelstahl gefertigt (Werkstoff-Nr.: 1.4841), welcher eine gewisse Dauerfestigkeit bei Temperaturen bis zu 1000 °C aufweist.

Die gesamte Anlage lässt sich in drei Abschnitte unterteilen und wird im Bild 12 schematisch dargestellt. Der obere Abschnitt ist die Partikelzuführung und Luftauslassstecke oberhalb des Wärmeübertragers, unterhalb befindet sich die Partikelaustritts- und Lufteinlassstecke. Der mittlere Abschnitt ist der Wärmeübertrager selbst.

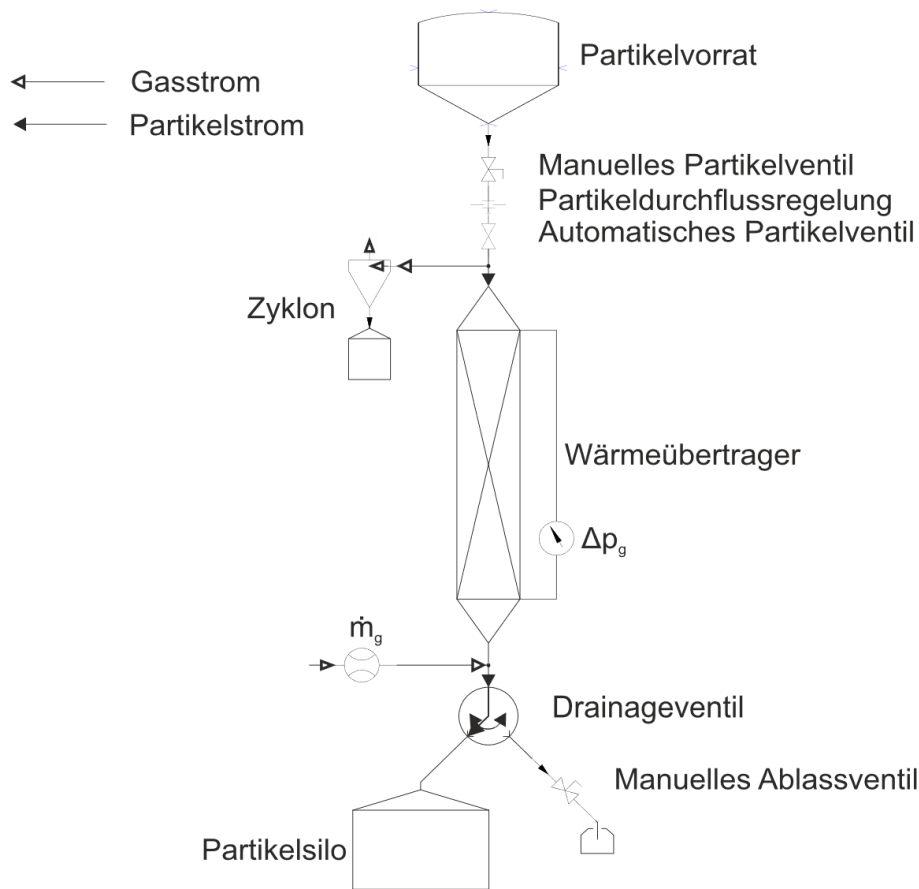


Bild 12: Schematische Darstellung des Teststands, vgl. [17]

Die Bauxit-Partikel werden von oben aus einem Partikelvorrat über eine Verrohrung mit verschiedenen Armaturen dem Wärmeübertragerkanal zugeführt, die austretende Luft wird im oberen Anlagenteil über einen partikelabscheidenden Zyklon abgeführt und in einen wassergekühlten Luftrückkühler eingeleitet. Im Wärmeübertrager fallen die Partikel schwerkraftgetrieben über die Einbauten nach unten, dazu strömt die Luft im Gegenstrom. Im unteren Anlagenteil landen die Partikel in einer Drainageeinheit, dort können sie gesteuert in das Auffangsilos oder in den Messstutzen geleitet werden. Die Luft wird unterhalb des Wärmeübertragers und oberhalb der Drainage eingebracht. Aufgrund des Aufbaus ist der Regelbetrieb nur als Batchbetrieb möglich. Die Partikel werden außerhalb des Betriebs aus dem Auffangsilos entnommen, in einer eigens konstruierten Siebanlage gereinigt und dem Partikelvorrat wieder zugeführt. Bei einer qualitativen Prüfung der Gasdichtheit konnte im Bereich der Luftzulaufstrecke, Silo, Drainage und Wärmeübertrager keine Leckageströmung der Luft festgestellt werden.

Vor dem Umbau für die Heißeinbetriebnahme können die pneumatischen Druckluftmotoren am Prüfstand mittels Kippschalter einzeln und gleichzeitig über ein Bedienfeld elektrisch geschaltet werden. Während der Erweiterung für die Heißtests wird ein Schaltschrank der Firma

E+H Gross GmbH (EHG) als Leitstelle in Betrieb genommen. Diese dient zur computergestützten Aufnahme, Ausgabe, Steuerung und Regelung von Signalen. Ebenso dient der Schaltschrank mit seinen Sicherheitsfunktionen zur Überwachung der Anlage.

#### 3.1.1 Partikelzuführung und Luftauslassstrecke

Die Partikelzuführung erfolgt oberhalb der Versuchsanlage über einen Vorratsbehälter mit einem Fassungsvermögen von ungefähr  $0,05 \text{ m}^3$ . Von dort werden die Partikel durch einen flexiblen Gewebeschlauch zum handbetriebenen Partikelhauptventil geführt. Dieser Aufbau gestattet nur die Zuführung kalter Partikel und muss für den Einsatz heißer Partikel angepasst werden.



Bild 13: Luftauslassstrecke oberhalb des Wärmeübertragers (links) und Partikelzuführung mit manueller Absperrvorrichtung (rechts)

Zwischen den Verbindungsflanschen befindet sich zur Abdichtung eine Hochtemperaturdichtung basierend auf Glimmer. Unterhalb des Hauptpartikelventils befindet sich die Regelungseinheit zur Einstellung des Partikelmassenstroms. Über wechselbare Lochblenden mit definierten Durchmessern können verschiedene Partikelströme eingestellt werden. Hierzu werden die Blenden in die dafür vorgesehene Einhausung geschoben und reproduzierbar in ihrer Positionierung fixiert. Eine Zwischenflansch-Drosselklappe dient als integriertes Absperrorgan. Dieses besteht aus einem rotationsfähigen Teller und wird unterhalb der wechselbaren Lochblenden von außen über einen Druckluftaktuator betätigt, um den Partikelstrom zu starten oder zu stoppen. Die Betriebsfähigkeit der Absperrvorrichtung ist durch geeignete Werkstoffauswahl und entsprechendes Engineering auch bei hohen Temperaturen vom Hersteller sichergestellt. Der Druckluftaktuator wird über ein Magnetventil in zwei manuell einstellbare Endpositionen gefahren. Weiterhin sind alle relevanten Dichtungen zur Gewährleistung der Dichtigkeit aus Glimmerstoff. Nach Passieren des pneumatischen Absperrventils fallen die Partikel durch das Innenrohr der Doppelrohrzuführung in den Wärmeübertrager, vgl. Bild 14. Dieses Partikelzu-

führrohr wird während dieser Arbeiten in den Partikelzulauf eingebaut, um einen direkten Partikelaustrag zu verhindern. Im Außenbereich des Doppelrohrs strömt die austretende Luft vorbei und wird über eine Rohrverzweigung in einen Zyklonabscheider geleitet. In diesem können ungewollt ausgetragene Partikel abgeschieden und in einem Behälter aufgefangen werden. Die partikelfreie Luft wird nach dem Zyklon in einen Rohrschlangenwärmeübertrager zur Abkühlung der Prozessluft geleitet, bevor diese der Umwelt zugeführt wird. Das eingesetzte Kühlmedium für die Abluft ist Kühlwasser aus der gebäudeeigenen Kühlwasserversorgung.

Der beschriebene Anlagenteil wird für die Heißbetriebnahme im Rahmen dieser Arbeit isoliert um Wärmeverluste zu minimieren.

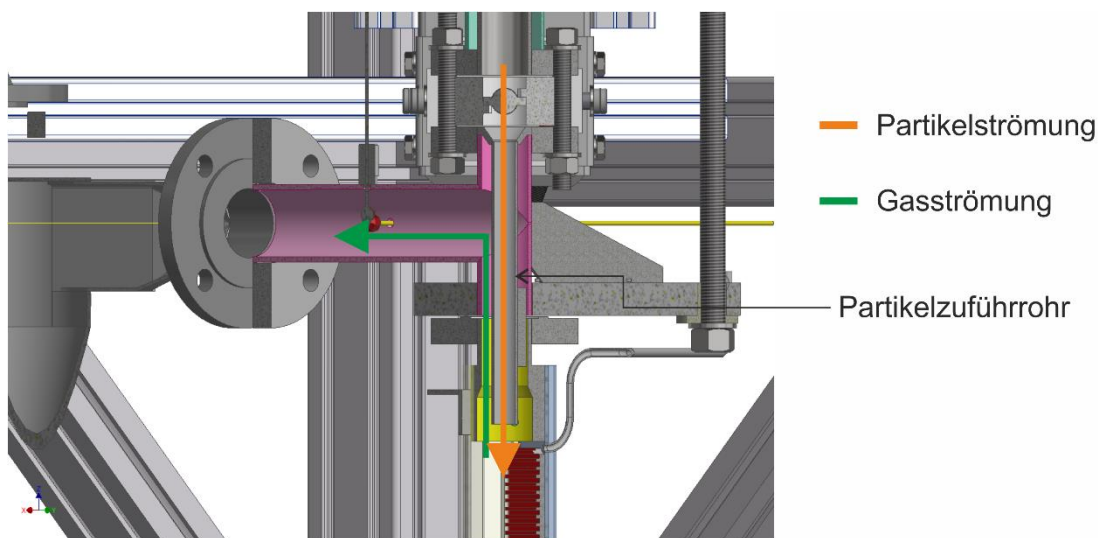


Bild 14: Viertelschnitt des CAD-Modells vom Luftauslass und der Partikelzuführung über ein Partikelzuführrohr

#### 3.1.2 Wärmeübertrager

Der zentrale Wärmeübertrager der Anlage besteht aus einem Kanal mit einer Gesamthöhe von 982,4 mm und einem inneren quadratischen Querschnitt von 50 mm x 50 mm. Ober- und unterhalb des quadratischen Kanals verjüngt sich dieser in eine kreisrunde Ein- bzw. Auslaufstrecke eines DN40-Rohres mit einem Innendurchmesser von 41,9 mm. Der Kanal des Riesel-Wärmeübertrager ist hängend am Rahmen des Teststands gelagert. Die Auslaufstrecke ist an die Partikeldrainage angeschlossen, wobei keine kraftschlüssige Verbindung vorliegt, um eine bis zu 20 mm lange Wärmedehnung des Wärmeübertragers während des Heißbetriebs zu ermöglichen. Für eine freie optische Sicht auf die Partikel während der Kaltversuche sind die Vorder- und Rückseite des Wärmeübertragers mit transparenten, abnehmbaren Plexiglas-scheiben geschlossen. Diese Sichtgläser werden zur Durchführung von Heißversuchen durch

Edelstahlbleche ersetzt. Die Sichtgläser respektive Bleche können für den Tausch der im Kanal eingelegten Packungseinheiten abgeschraubt werden. Auf der Innenseite des Kanals sind über die Höhe des quadratischen Kanals  $h_{HX} = 875 \text{ mm}$  genutete Platten angebracht. Bei einem vertikalen Abstand von  $h_{ts} = 5 \text{ mm}$  der sogenannten Kammplätzen können insgesamt  $n_{ts} = 176$  Tray-Supports eingelegt werden, diese dienen dazu die Packungsstrukturen im Kanal zu tragen.

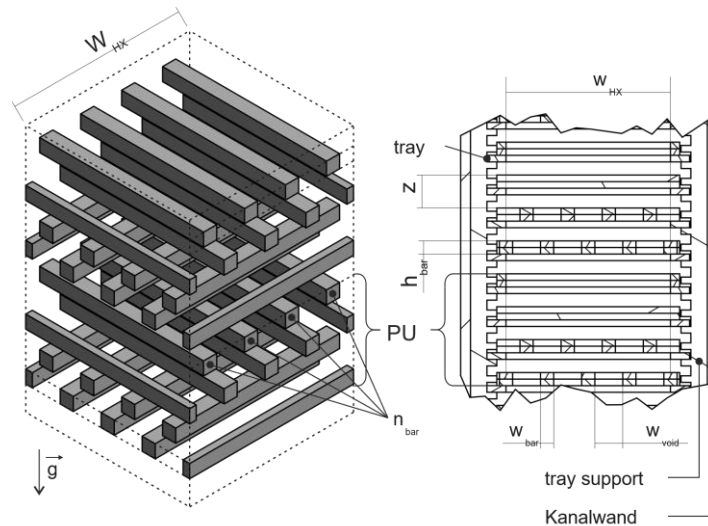


Bild 15: Schematische Darstellung der Packungseinheit (links) und Übersicht der Geometrieparameter (rechts), vgl. [17]

Die Packungsstrukturen bestehen aus alternierenden Lagen von einem oder mehreren gleicher Packungsblechen. Eine Packungseinheit setzt sich aus zwei Längs- zu zwei Querlagen mit jeweils einem positiv und einem negativ eines Packungsbleches zusammen, vgl. 15. Es ergibt sich ein abwechselndes Muster aus versetzten und um  $90^\circ$  verdrehten waagerechten Stabprofilen im Strömungsquerschnitt.

Die Packungsgeometrien werden zur eindeutigen Identifikation nach ihren Geometrieparametern gekennzeichnet. Diese Kennzeichnung besteht aus einer Verkettung der folgenden Parameter: Die Stabbreite,  $w_{bar}$  in mm, der Lagen,  $h_{bar}$  in mm, dabei verfügen die einzelnen Bleche eine Materialstärke von 2 mm, sowie der Anzahl der horizontalen Stabelemente pro Lage,  $n$ , und dem vertikalen Lagenabstand,  $z$  in mm. Basierend auf  $w_{bar}$  ergibt sich die Breite des Spalts zwischen den einzelnen Stäben,  $w_{void}$ .

$$w_{void} = \frac{w_{HX}}{n_{bar}} - w_{bar} \cdot n_{bar} \quad (3.1)$$

Um eine Flutung, also die Verblockung der Packungsstruktur durch Partikel, zu vermeiden, wird die Hohlraumbreite  $w_{void}$  so gewählt, dass sie mindestens dem 10-fachen des Partikeldurchmessers entspricht [75].

Die jeweiligen Packungselemente sind auf Tray Support-Rahmen, welche dieselbe Dicke wie die Packungsbleche besitzen,  $t_{sm} = 2 \text{ mm}$ , aufliegend gelagert. Die Summe der einzelnen Bleche übereinander ergibt die Höhe eines Packungselements.

$$h_{bar} = n_{sm} \cdot t_{sm} \quad (3.2)$$

Der Abstand zwischen den verschiedenen Packungselementen kann über die Anzahl der freien Tray Support-Kämme  $n_{ts,f}$  in diskreten Schritten gemäß dem vertikalen Abstand der Kämme von  $h_{ts} = 5 \text{ mm}$  eingestellt werden.

$$z = h_{ts} \cdot (1 + n_{ts,f}) \quad (3.3)$$

Um die Packungsgeometrie weiter zu charakterisieren werden, weitere spezifische Geometrieparameter berechnet. Zum einen ergibt sich die effektive Packungsporosität  $\epsilon_{eff}$  aus der Normierung der Querschnittsfläche des Kanals auf die Oberfläche der Packungsgeometrie.

$$A_{void} = w_{HX}^2 - (w_{HX} \cdot w_{bar} \cdot n_{bar}) \quad (3.4)$$

$$\epsilon_{eff} = \frac{A_{void}}{A_{HX}} = 1 - \frac{w_{bar} \cdot n_{bar}}{w_{HX}} \quad (3.5)$$

Analog dazu wird bei dem Packungsvolumenanteil  $\epsilon_0$  das Hohlraumvolumen im Wärmeübertrager auf das Gesamtvolumen des Wärmeübertragers bezogen.

$$V_{void} = w_{HX}^2 \cdot h_{HX} - \frac{(w_{HX} \cdot h_{bar} \cdot n_{ts} \cdot n_{bar} \cdot w_{bar})}{1 + n_{ts,f}} \quad (3.6)$$

$$\epsilon_0 = \frac{V_{void}}{V_{HX}} = 1 - \frac{n_{sm} \cdot t_{sm} \cdot n_{ts} \cdot w_{bar} \cdot n_{bar}}{w_{HX} \cdot h_{HX} \cdot (1 + n_{ts,f})} \quad (3.7)$$

Für die Heißenbetriebnahme werden am Wärmeübertragerkanal verschiedene Modifikationen durchgeführt. Die abnehmbaren Plexigläser werden durch Bleche aus Hochtemperaturstahl ersetzt. Zudem werden die heißen Komponenten der Anlage mit Isolierung ummantelt.

### 3.1.3 Partikelauflang und Lufteinlassstrecke

Die Partikel, die den Wärmeübertragerkanal unten verlassen, werden im Regelbetrieb in der Drainageeinheit in das Auffangsilob geföhrt und im selbigem aufgefangen. In der Drainage kann ein pneumatisch gesteuertes Schwenktrichter den Partikelstrom nach Bedarf in ein abgehendes Drainagerohr geföhrt werden. Dieses ist mit einem gesonderten Flansch versehen, um die abgeföhrt Partikelmenge in ein separates Auffanggebinde abzulassen. Dies ermöglicht das gravimetrische Vermessen der drainierten Partikel.

Oberhalb der Drainage ist über eine seitlich angebrachte Rohrverzweigung das Zuluftrohr in einem 35° Winkel angeschweißt, um ungewollte Partikelablagerungen in dem Zuluftrohr zu verhindern.

Im Kaltaufbau der Anlage wird über das hausinterne Druckluftsystem trockene Luft bereitgestellt. Diese wird in der Lufteinlassstrecke mittels Druckminderer auf 6 bar eingestellt und wird über ein handbetriebenes Kugelhandventil geöffnet bzw. geschlossen. Dem Kugelhandventil nachgeschaltet befindet sich ein manuelles Block-Drosselventil mit Feinregulierung, mit welchem der eingehende Luftmassenstrom eingestellt werden kann.

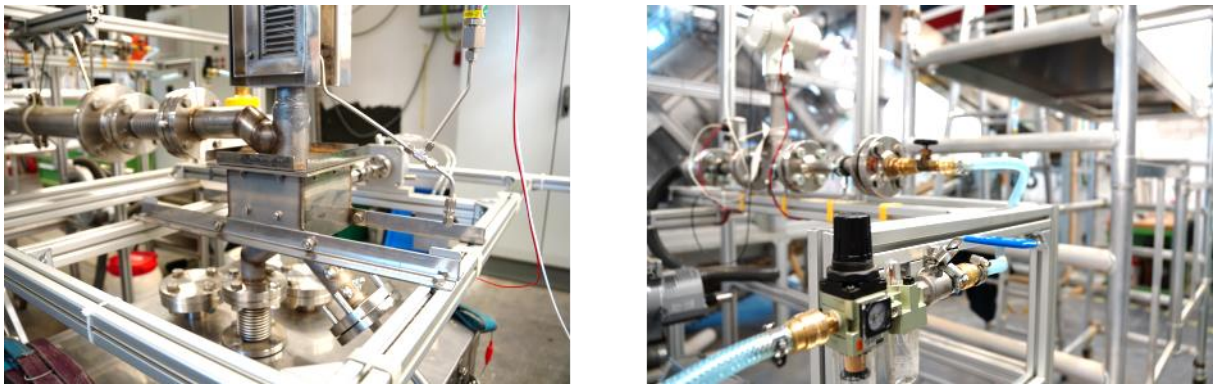


Bild 16: Partikelauslass mit Drainageeinheit (links) und Lufteinlassstrecke mit Messinstrumenten (rechts)

Für den Betrieb im Heißaufbau wird die trockene Zuluft über einen Seitenkanalverdichter Typ HD140 von der Firma Herz frequenzgesteuert in den Heißluftherzeuger Typ L62 von der Firma Herz geleitet. Im Heißluftherzeuger können Temperaturen bis 700 °C bereitgestellt werden. Anschließend wird die erhitzte trockene Luft analog zum oben beschriebenen Aufbau in den Wärmeübertragerkanal geführt. Die Drainageeinheit, sowie das Silo und Zuluftleitung nach dem Luftherhitzer werden vor der Heißinbetriebnahme isoliert.

### 3.1.4 Isolierung des Prüfstands



Bild 17: Isolierung des Teststands: Luftzuführung (links), Kanalvorderseite mit abgenommener Isolierung (mitte), Kanalrückseite mit Isolierung (rechts)

Im Rahmen der Vorbereitung auf die gewünschten Temperaturen von 1000 °C im Wärmeübertrager werden die entscheidenden Komponenten des Teststandes isoliert.

Zur Isolierung wurden Isolationskissen von der Firma Weihe GmbH angefertigt. Diese Kissen bestehen aus einem Innengewebe aus Silicatherm Gewebe HS 650 und einem Oberstoff aus Thermo-E-Glasgewebe TG 430. Gefüllt sind diese Kissen mit Hakotherm 1200 mit einer Dämmstärke von 50 – 100 mm. Die Isolierung ist über ein Befestigungssystem aus Haken, Schnallen und Riemen fest miteinander verbunden, um eine vollständige Isolierung zu gewährleisten.

## 3.2 Messmethoden

Zur Bestimmung von packungsspezifischen Messergebnissen sind Messinstrumente im Prüfstand integriert. Im Folgenden werden entsprechend der gesuchten Messgröße die Position, Funktion, sowie Messgenauigkeit der jeweiligen Messinstrumente aufgeführt. Ebenso werden die passenden Messprozeduren vorgestellt.

Da keine Messung, aufgrund der Unsicherheiten der Messinstrumente und Ablesefehlern, exakt ist, muss für eine Unsicherheitsanalyse nach GUM durchgeführt werden [76].

Bei einer begrenzten Anzahl von diskreten Messungen müssen die resultierenden Unsicherheiten mit dem Erweiterungsfaktor  $k_p$  aus der t-Verteilung korrigiert werden. Die zur Korrektur verwendete t-Verteilung ist zum Nachschlagen in der Tabelle 11 im Anhang B hinterlegt. Für die vorliegende Arbeit wird ein Vertrauensintervall von 68,27 % gewählt.

$$\sigma_r = k_p \cdot s(\bar{q}) \quad (3.8)$$

Die Berechnung der experimentellen Standardabweichung des Mittelwertes  $s(\bar{q})$  erfolgt über folgenden Ausdruck, wobei  $\bar{q}$  der Mittelwert von  $n$  Einzelmessung  $q_i$  ist.

$$s(\bar{q}) = \sqrt{\frac{1}{n(n-1)} \sum_{i=1}^n (q_i - \bar{q})^2} \quad (3.9)$$

### 3.2.1 Partikelmassenstrom

Der Partikelmassenstrom  $\dot{m}_p$  wird, wie in Kapitel 3.1.1 erwähnt, über verschiedene Lochblenden eingestellt. Dieses Verfahren wurde gewählt, da eine valide Online-Messung bei den betrachteten geringen Partikelmassenströmen und erwarteten hohen Temperaturen nicht ohne weiteres zu realisieren ist. Zur Bestimmung des jeweiligen Partikelmassenstroms werden die jeweiligen Lochblenden ausgelitert und in Abhängigkeit des bekannten Blendendurchmessers und Partikelstroms eine Kalibrierkurve aufgezeichnet. Dazu werden die Lochblenden nacheinander eingesetzt und das automatische Partikelventil (nachfolgend nur noch „Partikelventil“ genannt, siehe Bild 12) geöffnet. Die dabei durch den Wärmeübertragerkanal fließenden Partikel werden in das Silo geleitet. Nachdem sich ein stationärer Zustand eingestellt hat, wird für eine definierte Zeit  $\Delta t_{dr}$  der Partikelstrom über die Drainageeinheit ins Drainagerohr geführt und anschließend wird die abgeführte Partikelmenge  $m_{p,dr}$  gewogen.

Die aufgenommenen Messwerte besitzen eine gewisse Unsicherheit. Um diese quantitativ beschreiben zu können, wird eine Unsicherheitsanalyse durchgeführt. Bei der Messung verfälscht sich die drainierte Partikelmasse um die Partikelmasse, welche beim Öffnungs-  $\Delta t_{dr,op}$  und Schließvorgang  $\Delta t_{dr,cl}$  zusätzlich ins Drainagerohr fällt.

$$\dot{m}_p = \frac{m_{p,dr}}{\Delta t_{dr} + \frac{1}{2}(\Delta t_{dr,cl} - \Delta t_{dr,op})} \quad (3.10)$$

Zum Umschalten der Drainage wird ein pneumatischer Schwenkmotor von Festo, (DSM-25-270-P), eingesetzt. Aus den Herstellerangaben zur Winkelgeschwindigkeit und konservativen Annahmen wird eine Schwenkzeit von  $t_{dr,cl} = t_{dr,op} = 0,049$  s mit einer Unsicherheit  $\sigma_{t_{dr,cl}} = \sigma_{t_{dr,op}} = 0,011$  s ermittelt. Die Messzeit  $\Delta t_{dr}$  wird auf 40 s festgelegt und liefert genügend Genauigkeit für die Gesamtunsicherheit des ermittelten Massenstroms. Die Unsicherheit der Messzeit wird mit  $\sigma_{t_{dr}} = 0,25$  angenommen.

$$\sigma_{\dot{m}_p} = \sqrt{\sigma_{\dot{m}_p,eq}^2 + \sigma_{\dot{m}_p,rd}^2} \quad (3.11)$$

Die kombinierte Gesamtunsicherheit des Partikelmassenstroms  $\sigma_{\dot{m}_p}$  ergibt sich aus dem quadratischen Mittelwert von der bereits erwähnten Ablesungsunsicherheit  $\sigma_{\dot{m}_p,rd}$  der diskreten Messungen und der Geräteunsicherheit  $\sigma_{\dot{m}_p,eq}$ , welche sich aus den entsprechenden Empfindlichkeitskoeffizienten, den partiellen Ableitungen von Gewichts- und Zeitmessungen, zusammensetzt.

$$\sigma_{\dot{m}_p,eq} = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{m}_p}{\partial m_{p,dr}} \sigma_{m_{p,dr}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_p}{\partial \Delta t_{dr,cl}} \sigma_{t_{dr,cl}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_p}{\partial \Delta t_{dr,op}} \sigma_{t_{dr,op}}\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{m}_p}{\partial \Delta t_{dr}} \sigma_{t_{dr}}\right)^2} \quad (3.12)$$

Die Partikelmenge  $m_{p,dr}$  wird mittels Tischwaage (FOB500-1S) von KERN bestimmt, dabei gibt der Hersteller eine Linearität des Messwertes von  $\pm 0,16$  g an, damit ergibt sich unter Annahme einer Rechteckverteilung die Unsicherheit zu  $\sigma_{m_p} = 0,092$  g. Somit entsteht eine kombinierte Unsicherheit der Waage mit dem hinzukommenden Ablesefehler  $\sigma_{sc,rd} = 0,1$  g von  $\sigma_{m_{p,rd}} = 0,14$  g.

### 3.2.2 Partikelvolumenanteil

Die Messung des Partikel Hold-Up  $\beta$  im Wärmeübertragerkanal der verschiedenen Packungsgeometrien ist eine der zentralen Messungen des experimentellen Aufbaus. In der Literatur wird bei der Bestimmung des Partikelvolumenanteils  $\beta$  die Partikelmenge auf das Hohlräumvolumen des Kanals normiert [70]. Von diesem Vorgehen wird in dieser Arbeit abgewichen. Die Partikelmenge wird auf das Gesamtvolumen des Wärmeübertragers bezogen, um eine Vergleichbarkeit bei variierendem Hohlräumvolumen bei verschiedenen Packungsgeometrien zu erreichen. Somit ergibt sich der erweiterte Partikel-Hold-Up  $\beta^*$ .

Um die Partikelmenge zu bestimmen, wird statt eines optischen Messverfahrens ein mechanischer Messansatz verfolgt. Es ist anzunehmen, dass sich bei optischen Messverfahren die Tracerpartikel mit dem Arbeitsmedium vermischen und auf den flachen Packungsstrukturen ablagern. Deshalb muss eine „Momentaufnahme“ des dynamischen Partikelvolumenanteil erzeugt werden. Dazu wird simultan, sobald ein stationärer Zustand eingestellt wurde, das Partikelventil geschlossen und die Drainage auf das Ablassrohr umgeschwenkt. Somit werden alle freifallenden Partikel drainiert.

Sobald aus dem Kanal alle Partikel in die Drainage abgerechnet sind, wird diese drainierte Partikelmenge gravimetrisch mit der Tischwaage vermessen.

$$\beta^* = \frac{V_p}{V_{HX}} = \frac{m_{p,pac}/\rho_p}{V_{HX}} = \beta \cdot \epsilon_0 \quad (3.13)$$

Auch für den erweiterten dynamischen Partikelvolumenanteil wird eine Unsicherheitsanalyse durchgeführt. Die Unsicherheit durch das Equipment ergibt sich zu:

$$\sigma_{\beta^*,eq} = \sqrt{\left(\frac{\partial\beta}{\partial m_{p,pac}} \sigma_{m_{p,pac}}\right)^2 + \left(\frac{\partial\beta}{\partial \rho_p} \sigma_{\rho_p}\right)^2 + \left(\frac{\partial\beta}{\partial V_{HX}} \sigma_{V_{HX}}\right)^2} \quad (3.14)$$

Da es sich um die gleichen Partikel handelt, wird die Unsicherheit der Partikeldichte  $\sigma_{\rho_p} = 2\%$  von Grobbel [55] übernommen.

$$\sigma_{V_{HX}} = \sqrt{\left(\frac{\partial V_{HX}}{\partial w_{HX}} \sigma_{w_{HX}}\right)^2 + \left(\frac{\partial V_{HX}}{\partial h_{HX}} \sigma_{h_{HX}}\right)^2} \quad (3.15)$$

Die Unsicherheit des Kanalvolumen von  $V_{HX} = 218,75 \text{ dm}^3$  berechnet sich mit Gleichung (3.15) mit der Unsicherheit der Kanalbreite  $\sigma_{w_{HX}} = 0,5 \text{ mm}$  und -höhe  $\sigma_{h_{HX}} = 5 \text{ mm}$  zu  $\sigma_{V_{HX}} = 0,04375 \text{ dm}^3$ .

Da sich oberhalb und unterhalb der Partikelwolke im Kanal Partikel im Kanaleinlauf bzw. -auslauf befinden, welche bei dieser Messprozedur mit drainiert werden, muss die gewogene Partikelmenge korrigiert werden. Für diesen Korrekturwert wird basierend auf analytischen Abschätzungen eine Korrekturmasse von  $m_K = 1,9 \text{ g}$  mit einer Unsicherheit von  $\sigma_{m_K} = 0,38 \text{ g}$  abgeschätzt.

### 3.2.3 Luftmassenstrom

Für die Bestimmung des Luftvolumen- und Luftmassenstroms ist in das Zuluftrohrleitungssystem innerhalb des Teststands ein Drall-Durchflussmesser (SwirlMaster FSS 450) der Firma ABB mit zusätzlichem Druckumformer und Thermoelement eingebaut. Durch simultane Bestimmung von Druck und Temperatur kann der gemessene Volumenstrom direkt im Durchflussmesser in den entsprechenden Massestrom umgerechnet werden. Wie zuvor erwähnt, konnten an der Anlage keine Leckageströme detektiert werden, sodass der ermittelte Luftmassenstrom für die gesamte Anlage gilt.

Die Messwertabweichung der Masse-Durchflussmessung  $\sigma_{m_{L,eq}}$  vom kalibrierten SwirlMaster einschließlich des kalibrierten Messumformers wird vom Hersteller mit  $\pm 0,64\%$  vom Messwert

angeben. Diese Unsicherheit wird mit der Ableseunsicherheit  $\sigma_{m_{L,rd}}$  zur Gesamtunsicherheit  $\sigma_{m_L}$  kombiniert.

#### 3.2.4 Druckverlust

Eine weitere Messgröße der experimentellen Arbeiten ist der Druckverlust  $\Delta p$  im Wärmeübertragerkanal über seine gesamte Betriebshöhe. Dazu werden am oberen und unteren Ende des Wärmeübertragers die hydrostatischen Betriebsdrücke über dünne Rohrabzweigungen in einen Differenzdruck-Messumformer (266MST) der Firma ABB geleitet und dort vermessen. Dieser weist eine Grundgenauigkeit von 0,04 % der kalibrierten Messspanne (0 – 3000 Pa) auf. Der Messfehler von  $\sigma_{\Delta p_{eq}} = 1,2 \text{ Pa}$  wird ebenso mit dem Ablesefehler  $\sigma_{\Delta p_{rd}}$  zur Gesamtunsicherheit der Druckdifferenz  $\sigma_{\Delta p}$  kombiniert.

#### 3.2.5 Temperaturverteilung

Zur detaillierten Bestimmung der Temperaturen im Gesamtsystem werden über 80 Thermoelemente der Firma Electronic Sensor GmbH (ES) eingesetzt. An den messkritischen Stellen wie den Ein- und Auslässen der Partikel- und Luftströme werden kalibrierte Thermoelemente und SPS-Eingänge mit einer kombinierten Genauigkeit von  $\pm 0.5 \text{ K}$  eingesetzt. Unkalibrierte Thermoelemente vom gleichen Typ werden entsprechend an den verbleibenden Messtellen verbaut.

Die unkalibrierten Thermoelemente dienen zum einen dazu, eine qualitative Übersicht der Temperaturverteilung im System zu erhalten. Zum anderen werden diese zu Kontroll- und Sicherheitsüberwachung genutzt. Sie bieten daher auch dem analytischen Modell als qualitativer Vergleichswert der Temperaturverteilung im Kanal. Unkalibrierte Thermoelemente sind in den Partikel- und Luftein- und -auslassstrecken sowie über der gesamten Höhe des Wärmeübertragerkanals verteilt angebracht. Letztere dienen dem qualitativen Verständnis der Temperaturverteilung im Kanal. Aufgrund der Strömungsverhältnisse im Kanal kann nicht bestimmt werden, ob die Partikel- oder Lufttemperatur gemessen wird. Weitere Thermoelemente sind auf der Innen- und Außenseite der Isolierung sowie mittig in der Isolierung verbaut.

#### 3.2.6 Wärmefluss

An den messkritischen Stellen der Ein- und Auslässe der Partikel- und Luftströme sind kalibrierte Thermoelemente von ES eingebaut. An diesen Stellen werden die Temperaturen der in den Wärmeübertrager einströmenden und ausströmenden Luft, sowie der in und aus dem Ka-

nal rieselnden Partikel gemessen. Die Messungen erfolgen jeweils redundant mit 3 Thermoelementen. Am Partikelaustritt, dem Drainagerohr, werden 6 Thermoelemente an zwei Positionen zur redundanten Messung eingesetzt. Die thermodynamische Bilanzierung von Partikel- und Luftstrom kann mittels der gemessenen Temperaturen im stationären Zustand separat berechnet werden.

Die Leistung des Wärmeübertragers wird über die übertragene Energie innerhalb des Partikelmassenstroms basierend auf den experimentellen Ergebnissen dieser Arbeit berechnet. Dazu wird folgende Bilanzierung verwendet (3.16), unter der Annahme einer konstanten Wärmekapazität für die Partikel. Dazu wird die Wärmekapazität über die Ein- und Austrittstemperaturen gemittelt.

$$P_p = \dot{m}_p \cdot \bar{c}_{p,p} \cdot (|T_{p,out} - T_{p,in}|) \quad \text{mit} \quad \bar{c}_{p,p} = \frac{1}{|T_{p,out} - T_{p,in}|} \int_{in}^{out} c_p \cdot dT \quad (3.16)$$

Aus den im stationären Zustand gemessenen Temperaturen an Aus- und Einlass der beiden Medienströme kann die dimensionslose Temperaturänderungen bestimmt werden. Diese wird aus dem Quotienten aus der Temperaturdifferenz von Ein- und Auslasstemperatur und der maximalen auftretenden Temperaturdifferenz im Kanal berechnet. In der folgenden Gleichung ist Betriebscharakteristik respektive dem Partikelmassendurchsatz dargestellt, vgl. (2.11).

$$\epsilon_p = \frac{|T_{p,out} - T_{p,in}|}{T_{g,in} - T_{p,in}} \quad (3.17)$$

Ein weiterer wichtiger zu betrachtender Wärmefluss ist der Wärmeverlust des Wärmeübertragers über die Isolierung an die Umgebung. Zur Bestimmung des Wärmeverlustes sind über die gesamte Höhe des Wärmeübertragers seitlich jeweils vier Thermoelementtripel angebracht. Diese messen die Temperatur auf der Innen-, Außenseite, sowie mittig innerhalb der Isolierung. Aus der sich eingestellten Temperaturdifferenz zwischen Kanalober- und -unterseite lässt sich mit folgender Gleichung (3.18) die volumenspezifische Verlustleistung ( $k_L \cdot a_L$ ) nach Verver et al. ermitteln [74].

$$(k_L \cdot a_L) = \frac{G \cdot \bar{c}_{p,g}}{h_{HX}} \cdot \ln \left( \frac{T_{g,in} - T_0}{T_{g,out} - T_0} \right) \quad (3.18)$$

Unter der Annahme, dass die Medienströme gleich groß sind und die Packungs- bzw. Wandtemperatur der Gastemperatur entspricht, kann der Anteil des Wärmeübergangs durch Strahlung gegen Konvektion abgeschätzt werden. Verver et al. [74] konnten feststellen, dass der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung mindestens um den Faktor 10 niedriger ist als der konvektive Wärmeübergangskoeffizient. Daher können Wärmestrahlungsverluste in einem

DPLR bis 400°C Partikeltemperatur vernachlässigt werden. Im aktuellen Aufbau der Versuchsanlage sind Partikeltemperaturen oberhalb von 400°C nicht zu erwarten. Somit werden die Berechnungen für den Wärmefluss über Strahlung vernachlässigt.

### **3.3 Anpassung der Messprozedur**

Die zunächst eingesetzte Messprozedur zur Bestimmung des Feststoff-Hold-Up basiert auf der in der Literatur verwendeten Messprozedur nach Verver [70]. Dabei wird der Partikelzulauf geschlossen und zeitgleich die Partikeldrainage zum Aufsammeln aller im Kanal freifallenden Partikel geöffnet. Simultan dazu wird der Gasmassenstrom unterbrochen um laut Literatur einen Austrag von Partikeln zu verhindern [70].

Für den in dieser Arbeit verwendeten Messaufbau musste diese Messprozedur angepasst werden. Es konnte festgestellt werden, dass Partikel bei höheren Gasmasseströmungen von den Flachprofilen abgetragen wurden und sich somit der statische Hold-Up verringert. Beim simultanen Abschalten der Luftströmung kommt es zunächst zum Auffüllen des statischen Hold-Ups durch die freifallenden Partikel, wodurch nur ein Teil der Partikelwolke des dynamischen Hold-Ups letztlich drainiert werden konnte und das Messergebnis verfälscht wurde. Entsprechend der Beobachtung wurde die Messprozedur angepasst.

Bei der angepassten und für die Messungen verwendeten Messprozedur wird der Partikelzulauf geschlossen und parallel dazu die Drainageeinheit auf das Drainagerohr umgeschwenkt. Der Luftmassenstrom wird beibehalten, um den Strömungszustand im Kanal beizubehalten. Der in der Literatur befürchtete Austrag an Partikeln wird bei dem in dieser Arbeit gewählten Aufbau durch das Partikelzuführrohr im Partikelzulauf vermieden.

Alle Messreihen werden in einer 8-fach-Bestimmung durchgeführt, was zu einer relativen Genauigkeit des gemessenen Hold-Ups geführt hat, im Bereich von ca.  $\pm 3,5\%$ .



## 4 Ergebnisse

Nachfolgend werden die experimentellen Ergebnisse, die im Rahmen dieser Arbeit am untersuchten Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager ermittelt wurden, vorgestellt. Bei den experimentellen Arbeiten wurde der Packungseinfluss auf die zu optimierenden Kenngrößen Partikel-Hold-Up und Druckverlust untersucht.

Die in dieser Arbeit verwendeten Packungsgeometrien sind in der Tabelle 4 zusammengefasst. Bei den verwendeten Packungsgeometrien wurde nur die Stegbreite der einzelnen Packungsbleche variiert.

Tabelle 4: Untersuchte Geometrien mit Stegbreite und dimensionslosen Parametern

Packung	$w_{\text{bar}}$ in mm	$\epsilon_{\text{eff}}$ in $\text{m}^2/\text{m}^2$	$\epsilon_0$ in $\text{m}^3/\text{m}^3$
w10 h02 n3 z10	10	0,40	0,879
w12 h02 n3 z10	12	0,28	0,855
w14 h02 n3 z10	14	0,16	0,831

Bei allen untersuchten Packungsgeometrien waren die Parameter Blechdicke, der vertikale Abstand der Packungslagen sowie die Steganzahl pro Packungselement gleich. Die Blechdicke  $h_{\text{bar}}$  aller untersuchten Packungsgeometrien liegt bei 2 mm, der vertikale Abstand  $z_{\text{bar}}$  liegt bei 10 mm und die Steganzahl  $n_{\text{bar}}$  bei 3.

Die eingestellten Partikel- und Gasdurchsätze werden zur Vergleichbarkeit in  $\text{kg}/\text{s}/\text{m}^2$  angegeben, dabei ist die Bezugsfläche die innere Querschnittsfläche des Wärmeübertragers. Über ein manuelles Block-Drosselventil mit Feinregulierung können die gewünschten Gasmassenströme im Bereich von  $0,56 - 3,44 \text{ kg}/\text{s}/\text{m}^2$  frei gewählt werden. Die Partikelmassenströme werden durch die eingesetzten Lochblenden mit Lochblendendurchmessern von 5 mm, 5,6 mm und 6,4 mm eingestellt. Die entsprechenden Werte sind der folgenden Tabelle zu entnehmen.

Tabelle 5: Lochblendendurchmesser  $d_{\text{Blende}}$  der verwendete Lochblenden mit entsprechenden Partikeldurchsätzen  $S$

$d_{\text{Blende}}$	5,0 mm	5,6 mm	6,4 mm
$S$	2,8 g/s	4,4 g/s	6,5 g/s
$S$	10,2 kg/h	15,9 kg/h	23,5 kg/h
$S$	$1,134 \text{ kg}/\text{s}/\text{m}^2$	$1,769 \text{ kg}/\text{s}/\text{m}^2$	$2,61 \text{ kg}/\text{s}/\text{m}^2$

## 4.1 Hydrodynamisches Verhalten

Vor der Durchführung von experimentellen Arbeiten zur Bestimmung des Partikelvolumenanteils der verschiedenen Packungsgeometrien wurden Messungen zur Bestimmung der Masseströme die vorhandenen Lochblenden ausgelitert. Der Partikelmassenstrom  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  wurde für jede eingesetzte Lochblende auslitert. Die Ergebnisse mit der Gesamtunsicherheit der einzelnen Messwerte sind im Bild 18 dargestellt.

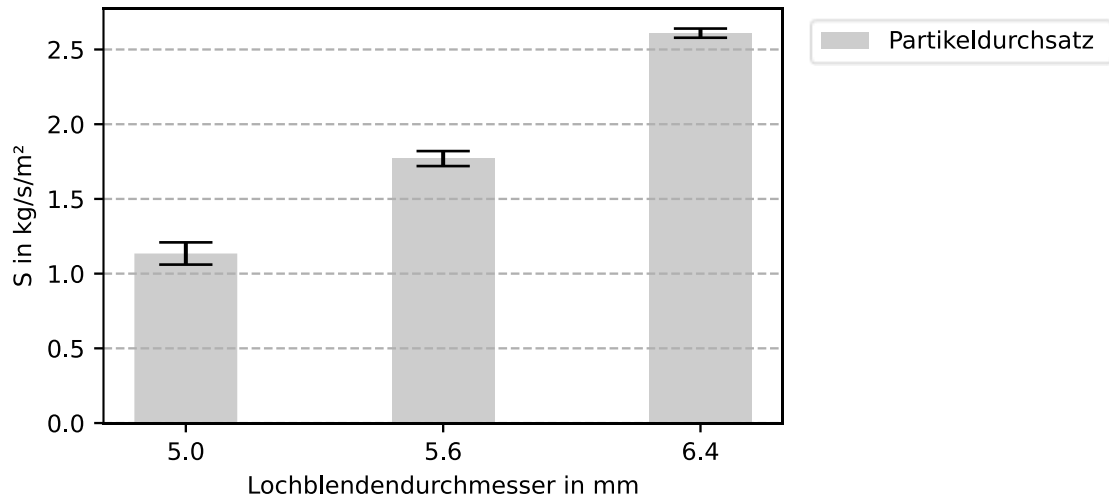


Bild 18: Ausgeliterteter Partikelmassendurchsatz verschiedener Lochblenden für den definierten Partikelmassenstrom im Wärmeübertrager

Vor jeder Messung eines Zustandes, darunter wird die 8-fache Bestimmung des dynamischen Partikel-Hold-Up verstanden, wurden zudem Kontrollmessungen für die Partikelmassenströme durchgeführt. Dies dient zur fortlaufenden Kontrolle einer möglichen Aufweitung der Lochblende, sowie einer Kontrolle eines möglichen Verblocken der Lochblende. Es wurde während des gesamten Messzeitraums der Masterarbeit keine tendenzielle Änderung der Masseströme außerhalb der ermittelten Unsicherheiten festgestellt.

Wie in Kapitel 3.3 erwähnt konnte eine Verringerung des statischen Hold-Ups bei höheren Gasmassenströmungen festgestellt werden. Zur Bestimmung der gasströmungsabhängigen Verringerung des statischen Hold-Ups wurde die Partikelmenge bestimmt, welche von einer gesättigten Packung bei einem festeingestellten Luftmassenstrom abgetragen wird. Die drainierte Partikelmenge der beiden Messprozeduren, vgl. 3.3, sowie die Messergebnisse der zuvor beschriebenen experimentellen Untersuchung der gasströmungsabhängigen Verringerung des statischen Hold-Ups für die Packungsgeometrie „w10 h02 n3 z10“ werden in Bild 19 gezeigt. Die drainierte Partikelmassen sind über den eingestellten Luftmassenstrom aufgetragen. Es ist festzustellen, dass bis zu einem Gasdurchsatz von  $G = 1,1 \text{ kg/s/m}^2$  keine signifikante Reduktion des statischen Hold-Up auftreten. Die korrigierte Partikelmenge entspricht der

Summe aus der unkorrigierten Partikelmenge und dem statischen Verlust. Hierbei entspricht die unkorrigierte Drainagemenge der bisherigen Messmethode in der Literatur zu Bestimmung des statischen Hold-Up [69].

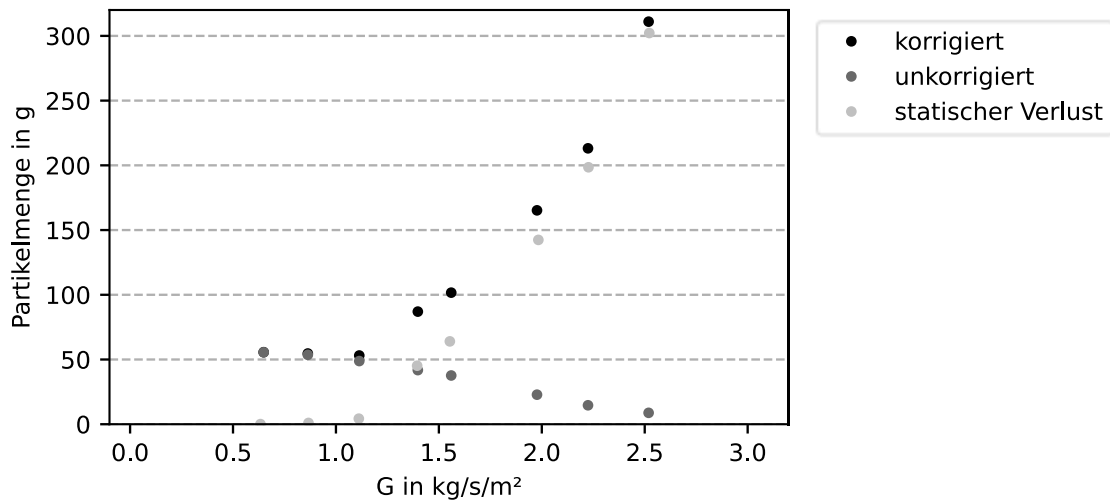


Bild 19: Mittlere drainierte Partikelmenge der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w10 h02 n3 z10“-Packung mit zusätzlichem gasmassenstromabhängigem Verlust des statischen Hold-Ups.

Ab einem Gasstrom oberhalb von  $G > 1,1 \text{ kg/s/m}^2$  steigt die Menge der abgetragenen Partikel stark an. Die abgespülte Partikelmenge entspricht nach 180 Sekunden der Differenzpartikelmenge zwischen korrigierter und unkorrigierter Messung, dies wurde durch Kontrollmessungen bestätigt. Es wurden für die Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ weder eine unkorrigierte Messprozedur durchgeführt noch der gasmassenstromabhängige Verlust des statischen Hold-Ups bestimmt. Es ist jedoch festzustellen, dass zur Hold-Up-Bestimmung für Packungsgeometrien, welche eine Ablagerungsmöglichkeit für statische Partikel innerhalb der Packung bieten, die vorgestellte Messmethode angepasst werden und der Gasmassenstrom eingeschaltet bleiben sollte.

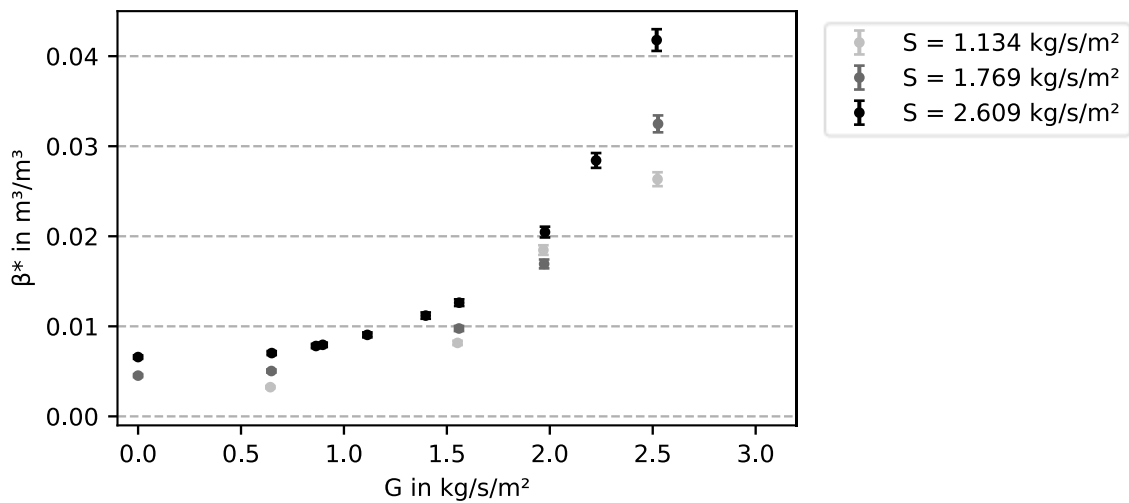


Bild 20: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w10 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.

Jeder Messpunkt stellt den arithmetischen Mittelwert einer 8-fach Bestimmung dar. Die mittels Unsicherheitsanalyse ermittelte Gesamtunsicherheit wird durch Fehlerindikatoren zusätzlich in Bild 20 gezeigt. Mit zunehmendem Gasdurchsatz nehmen auch die gemessenen Hold-Ups zu. Zudem lässt sich ein beschleunigter Anstieg von  $\beta^*$  mit  $G$  beobachten, der mit einer steigenden absoluten Unsicherheit der gemessenen Datenpunkte einhergeht. Die größte relative Unsicherheit  $\sigma_{\beta^*}(0.64, 0.00324) = 3,9\%$  liegt bei einem Partikelmassenstrom von  $S = 1,134 \text{ kg/s/m}^2$ . Bei den anderen durchgeführten Messreihen wird eine relative Unsicherheit von 3 % nicht überschritten. Ausnahmen stellen nur Messungen bei niedrigen Gasmassenströmen und sehr hohe Gasmassenströme kurz vor Erreichen des Flutungspunktes dar. Weiterhin ist dem Diagramm in Bild 20 zu entnehmen, dass die gemessenen Partikel-Hold-Ups bei gleichem Gasmassenstrom mit höherem Partikelmassenstrom zunehmen. Analoge Ergebnisse konnten bei Messreihen zu den Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ ermittelt werden, siehe bei Bedarf Anhang C.

Aus den Messergebnissen des dynamischen Partikel-Hold-Ups für Gasmassenströme zwischen  $0,0 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3,2 \text{ kg/s/m}^2$  kann die mittlere Partikelgeschwindigkeit  $u_{p,\text{mean}}$  bestimmt werden, vgl. (2.38) und (3.13). Die mittlere Partikelgeschwindigkeit für Gasmassenströme zwischen  $0,0 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3,2 \text{ kg/s/m}^2$  sind in Bild 21 dargestellt.

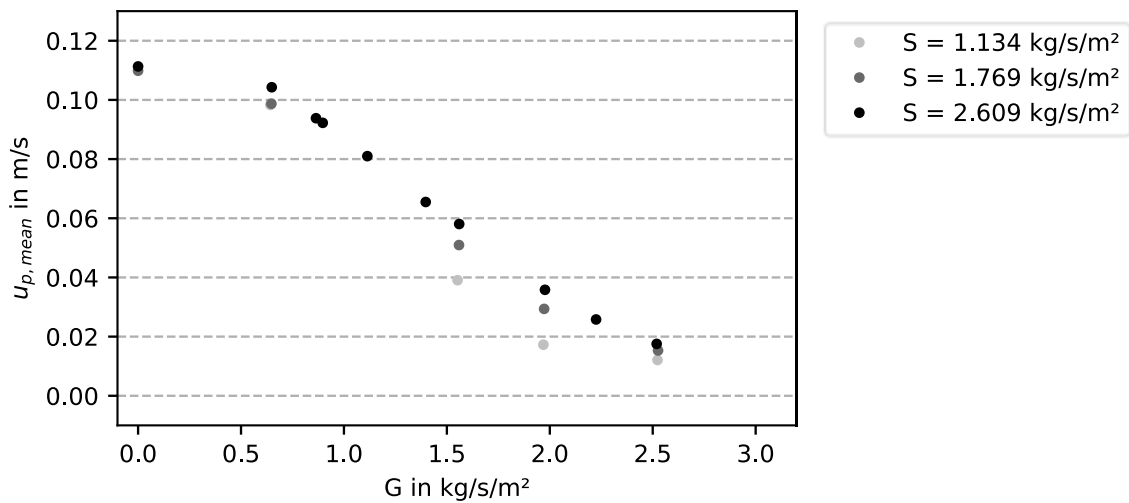


Bild 21: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w10 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedene Partikelmassenströmen

Mit zunehmendem Gasdurchsatz bei konstantem Partikelmassenstrom sinkt die mittlere Partikelgeschwindigkeit ab und nähert sich 0.0 m/s an. Bei konstantem Gasmassenstrom und zunehmendem Partikeldurchsatz steigt die mittlere Partikelgeschwindigkeit. Es ist somit zu erkennen, dass die mittlere Feststoffgeschwindigkeit mit steigendem Partikelstrom steigt und mit steigendem Gasdurchsatz sinkt. Analoge Ergebnisse konnten bei Messreihen zu den Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ ermittelt werden, siehe bei Bedarf Anhang D.

Beim Absinken der mittleren Partikelgeschwindigkeit auf 0.0 m/s kommt es zum Fluten im Kanal, also dem Verblocken der Partikel in der Packung. Dieser Effekt konnte bei eingebauter „w10 h02 n3 z10“-Packung mit geringem Partikelmassenstrom  $S = 1,134 \text{ kg/s/m}^2$  und hohem Gasdurchsatz  $G > 3 \text{ kg/s/m}^2$  in Ansätzen im oberen Kanalteil beobachtet werden. Bei den Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ trat dieser Effekt im Laufe der Kaltversuche nicht auf, da die Anlage nicht für die erforderlichen höheren Gasdurchsätze ausgelegt ist. Zudem sind diese für die späteren Untersuchungen des Wärmeübertragers nicht von Interesse.

Die Messergebnisse zur Bestimmung des dynamischen Partikel-Hold-Ups  $\beta^*$  für Gasmassenströme zwischen  $0,0 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3,2 \text{ kg/s/m}^2$  für die untersuchten Packungen sind in Bild 22 für einen konstanten Partikeldurchsatz von  $S = 1,769 \text{ kg/s/m}^2$  dargestellt. Jeder Messpunkt stellt den arithmetischen Mittelwert einer 8-fach Bestimmung dar. Die mittels Unsicherheitsanalyse ermittelte Gesamtunsicherheit wird durch Fehlerindikatoren zusätzlich gezeigt.

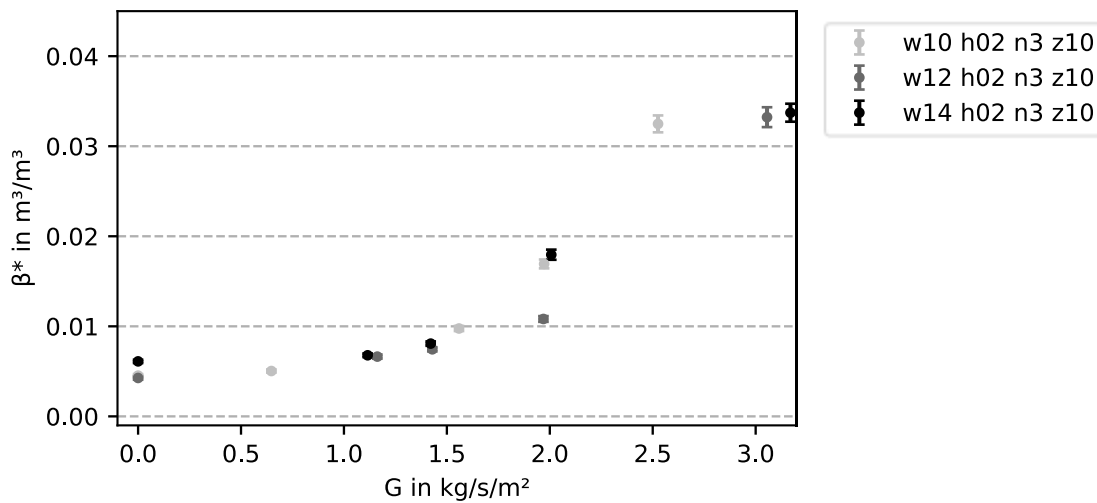


Bild 22: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der untersuchten Packungen über dem Gasmassenstrom bei einem Partikeldurchsatz von  $S = 1.769 \text{ kg/s/m}^2$  mit entsprechenden Fehlerindikatoren

Aus den Messdaten ist zu erkennen, dass mit zunehmendem Gasdurchsatz die gemessenen Partikelvolumenanteile steigen. Der Partikel-Hold-Up steigt bei geringeren Packungsstegbreiten steiler an und erreicht den maximalen Messwert bei geringeren Gasdurchsätzen. Mit steigenden Stegbreiten verschiebt sich das gemessene Maximum des Partikelvolumenanteils zu höheren Gasmasseströmen. Des Weiteren ist wie zuvor ein beschleunigter Anstieg von  $\beta^*$  mit  $G$  über alle Packungen hinweg zu beobachten, der mit einer steigenden absoluten Unsicherheit der gemessenen Datenpunkte einhergeht. Bei den Messreihen zur „w12 h02 n3 z10“-Packung trat die Messung mit der größten relativen Messunsicherheit  $\sigma_{\beta^*}(0,0, 0,0042) = 4,5 \%$  auf.

Im Rahmen der Messreihen wurde zudem der entstehende packungs- und strömungsabhängige Druckverlust im Kanal gemessen. In Bild 23 sind die Messergebnisse der Bestimmung des Druckverlustes  $\Delta p$  für Gasmassenströme zwischen  $0,0 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3,2 \text{ kg/s/m}^2$  der untersuchten Packungen für einen konstanten Partikeldurchsatz von  $S = 1,769 \text{ kg/s/m}^2$  dargestellt. Jeder Messpunkt stellt den arithmetischen Mittelwert einer 8-fach Bestimmung dar. Die mittels Unsicherheitsanalyse ermittelte Gesamtunsicherheit wird aufgrund der geringen relativen Unsicherheit  $\sigma_p < 2 \%$  nicht durch Fehlerindikatoren zusätzlich gezeigt. Mit zunehmendem Gasdurchsatz nehmen auch die gemessenen Druckverluste über die Höhe des Wärmeübertrager zu. Zudem steigen die Druckverluste mit einer höheren Packungsstegbreite bei annähernd gleichen Gasdurchsätzen. Es kann keine Änderung der Steigerungsrate von  $\Delta p$  in der Nähe des Flutungspunktes, vgl. Tabelle 3, erkannt werden. Bei Strömungsgeschwindigkeiten oberhalb des Flutungspunktes konnte kein stationärer Druckverlust gemessen werden.

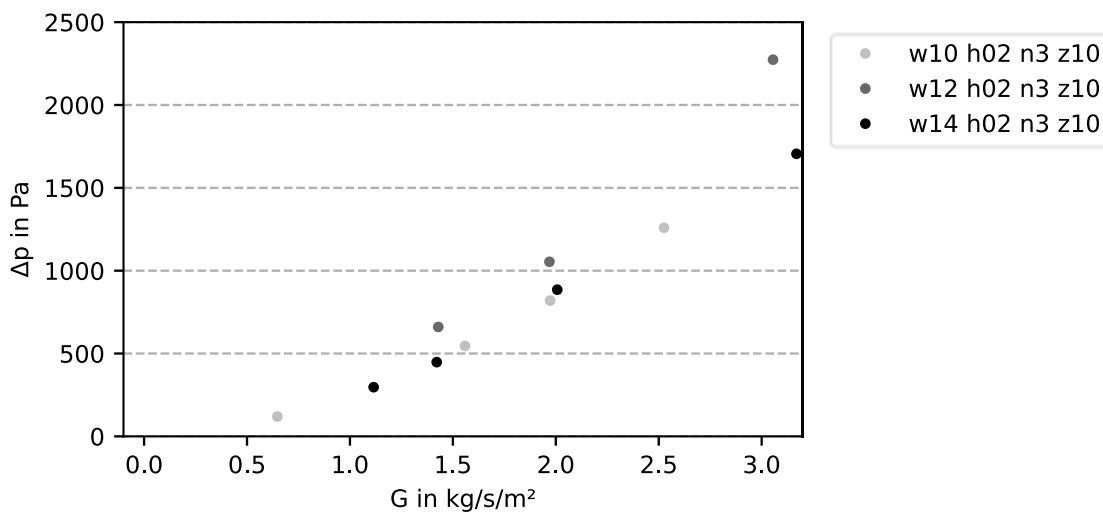


Bild 23: Messergebnisse der Druckdifferenz über die gesamte Höhe des Wärmeübertrager der untersuchten Packungen über dem Gasmassenstrom bei einem Partikeldurchsatz von  $S = 1.769 \text{ kg/s/m}^2$

## 4.2 Diskussion: Hydrodynamisches Verhalten

In den experimentellen Arbeiten zu dem hydrodynamischen Verhalten der Partikel im betrachteten Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager konnte die gewünschte Kenngröße des dynamischen Partikelvolumenanteils untersucht werden. Dabei konnte wie nach der Literatur erwartet ein steigender Partikel-Hold-Up mit steigendem Luftmassenstrom ermittelt werden [17, 69, 70, 77]. Auch konnte ein steigender Partikelvolumenanteil mit höherem Partikeldurchsatz nachgewiesen werden, welcher auch in anderen Arbeiten festgestellt werden konnte [77]. Da wie dargestellt die mittlere Partikelsinkgeschwindigkeit mit steigendem Gasstrom verringert wird, erhöht sich wie gewünscht die Verweilzeit der Partikel im Wärmeübertrager. Bei den experimentellen Untersuchungen wurde im Gegensatz zur Literatur [69] eine Verringerung des statischen Partikelvolumenanteils mit steigendem Gasdurchsatz festgestellt. Weiterhin konnte während den Arbeiten festgestellt werden, dass es zum Fluten des Kanals mit Partikeln kommt, sobald die Partikelgeschwindigkeit gegen null geht. Zwar konnte mit der „w10 h02 n3 z10“-Packung der höchste Hold-Up bei vergleichsweise geringem Gasdurchsatz erreicht werden, aber es ließen sich erste Effekte des Flutens bei hohem Luftdurchsatz erkennen. Deswegen wird diese Packung für Heißversuche nicht in Betracht gezogen, da durch höhere Temperaturen größere Gasgeschwindigkeiten im Kanal entstehen. Bei den Messreihen zu den Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ konnten im untersuchten Gasmassenstrombereich keine Flutungseffekte festgestellt werden, da bei diesen Packungen die mittlere Partikelgeschwindigkeit bei vergleichbaren Gasströmen höher war. Daher werden für die Heißversuche die letztgenannten Packungen empfohlen.

Da während der Heißversuche eine optische Kontrolle des Strömungsregimes im Kanal nicht möglich ist, kann aufgrund des instationären Druckverlustes oberhalb des Flutungspunktes der gemessene Differenzdruck zur Kontrolle herangezogen werden. Außerdem ist bei einer stabilen Flutung des Kanals eine signifikante Steigung des Druckverlustes zu erkennen.

Die angepasste Messprozedur zur Ermittlung des Partikel-Hold-Up stellt eine Erweiterung zu der Messmethode in der Literatur dar, speziell für Packungen mit Ablagerungsmöglichkeiten für die Partikel. Die Methode ist jedoch kritisch zu bewerten. Die Verfälschung der Messung des dynamischen Partikelvolumenanteils durch Abregnen und teilweise Ablagern von Partikeln wird durch zuvor genannte Anpassung minimiert. Es ist jedoch anzunehmen, dass sich während des Betriebs in der Anlage ein dynamisches Gleichgewicht aus rieselnden und heruntergespülten Partikeln auf den Stangenprofilen einstellt. Durch Abschalten des Partikelmasstroms und weiter geöffneten Gasstrom ist anzunehmen, dass sich dieses, während dem Betrieb eingestellte dynamische Gleichgewicht verschiebt und somit den statischen Hold-Up verändert. Somit kann eine weitere Verfälschung durch diesen Effekt nicht ausgeschlossen werden. Zudem lässt sich kein Kriterium bestimmen, wie lange der Gasstrom während der Partikeldrainage eingeschaltet bleiben muss. Besonders bei höheren Gasdurchsätzen werden auch nach längeren Zeiträumen  $> 3$  min vereinzelt Partikel von den Packungen heruntergespült. Dies wird vermutlich auch durch die flache Geometrie der Packungsstruktur begünstigt.

Es ist anzunehmen, dass Grenzschichtablösungen an den Kanten begünstigt werden, da Kanten und scharfe Ecken an den eingebauten Geometrien bevorzugt verlustreiche abgelöste Strömungen erzeugen und somit erzeugte Wirbel die statischen Partikel leichter abspülen [78].

Um eine sichere Aussage über den Partikelvolumenanteil bei höheren Gasströmungen zu erhalten, müssten entweder die Grenzschichtablösungen reduziert werden oder andere Messverfahren in Betracht gezogen werden. Eine Reduktion der Grenzschichtablösungen könnte durch eine nach unten gerichtete Dreiecksgeometrie erzielt werden. Eine Bestimmung des Partikel-Hold-Up über Tracer Tracking wird ausgeschlossen, da sich die Tracerpartikel auf den Packungen ablagern würden und somit keine Aussage über den dynamischen Hold-Up zulassen. Weitere aufwendigere bildgebende Verfahren, wie die „ultra high speed electron beam x ray tomography“ wäre mit einem hohen technischen Aufwand verbunden und könnten nicht bei Messungen bei hohen Temperaturen eingesetzt werden. Der Partikelvolumenanteil könnte auch mittels simulativer Verfahren ermittelt werden. Es ist aber anzunehmen, dass aufgrund der hohen Komplexität der Strömung im Kanal ein simulativer Ansatz kostenintensiv wäre.

### 4.3 Thermisches Verhalten

Nach der Heißinbetriebnahme des Versuchstands wurde zunächst die Verlustleistung des Wärmeübertragers mitsamt der Isolierung ermittelt. Als Packungsstruktur ist die „w14“-Packung verbaut. Zur Bestimmung der Verlustleistung wurde ein stationärer Zustand bei über 350 °C angefahren. Aus der sich eingestellten Temperaturdifferenz zwischen Kanalober- und -unterseite lässt sich mit der Gleichung (3.18) die volumenspezifische Verlustleistung berechnen. Die Wrmeverlustkonstante ( $k_L \cdot a_L$ ) für den DPLR wurde bei einem Partikeldurchsatz von  $S = 0,0 \text{ kg/s/m}^2$  bestimmt und lag bei etwa  $0,25 \text{ kW/m}^3/\text{K}$ , bezogen auf das Kanalvolumen von  $(50 \times 50 \times 875) \text{ mm} = 2187,5 \text{ cm}^3$

Zur Leistungsvermessung wurde ein stationärer Zustand im Bereich von  $T_{g,in} = 435 \text{ °C}$  Gasinlasstemperatur mit einem Gasdurchsatz von  $G = 1,6 \text{ kg/s/m}^2$  angefahren. Der Partikeldurchsatz wurde auf  $S = 1,769 \text{ kg/s/m}^2$  mit einer Partikeleinlasstemperatur von  $T_{p,in} = 50 \text{ °C}$  eingestellt. Die für die Leistungsbestimmung verwendeten Werte basieren auf dem arithmetischen Mittelwert der gemessenen Werte einer 3-fach Bestimmung.

Aus den Messdaten ergibt sich eine Leistung des Wärmeübertragers innerhalb des Partikelmassenstroms von  $P_p = 1,25 \text{ kW}$  und auf der Gas-Seite von  $P_g = 1,53 \text{ kW}$ . Daraus resultiert ein Leistungsverhältnis von  $P_p/P_g = 82 \text{ %}$ . Die dimensionslose Temperaturänderung des Gasstroms liegt mit  $\epsilon_g = 91 \text{ %}$  über der der Partikelseite  $\epsilon_p = 66 \text{ %}$ . Die Wärmekapazitätsströme beider Medien wurden auch auf Basis des Messpunktes ermittelt. Der Wärmekapazitätsstrom der Gas-Seite mit  $\dot{W}_g = 4,38 \text{ W/K}$  und der Wärmekapazitätsstrom mit  $\dot{W}_p = 4,91 \text{ W/K}$  sind in etwa gleich, was für den Betrieb als Wärmeübertrager erwünscht ist. Somit kann der Gasstrom möglichst stark abgekühlt, aber der Partikelstrom auch möglichst stark erhitzt werden. Nach (2.13) kann  $NTU_g = 4,73$  und  $NTU_p = 3,45$  bestimmt werden.

### 4.4 Diskussion: Thermisches Verhalten

Die thermische Leistung für den in dieser Arbeit untersuchten Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager konnte für einen Betriebspunkt ermittelt werden. Die volumenspezifische Leistungsdichte gaseitig beträgt ungefähr  $695 \text{ kW/m}^3$  respektive ungefähr  $569 \text{ kW/m}^3$  partikelseitig. Als Bezugsvolumen wurde der Innenkanalbereich des Wärmeübertragers mit  $2187,5 \text{ cm}^3$  verwendet, in welchem die Packungsgeometrien verbaut wurden. Dabei konnte ein Betriebszustand mit annähernd gleich großen Wrmekapazittsstrmen erreicht werden. Es konnte weiterhin eine volumenspezifische Verlustleistung des Wärmeübertragers von etwa  $250 \text{ W/m}^3/\text{K}$  ermittelt werden. Diese liegt in der gleichen Größenordnung wie bei vergleichba-

ren Wärmeübertragern [74]. Die „w14 h02 n3 z10“-Packung als zu untersuchende Packungsgeometrie verbaut. Es ist aber zu erwarten, dass die „w12 h02 n3 z10“-Packung eine bessere Wärmeübertragung gewährleistet, da sie am untersuchten Betriebspunkt einen höheren Partikel-Hold-Up aufweist. Dies müsste in folgenden Arbeiten verifiziert werden. Da der Unterschied des Partikelvolumenanteils der beiden genannten Packungen nicht signifikant ist, wurde von einem Umbau der Packungsstrukturen zeitlich bedingt abgesehen.

Die ermittelte Leistungsdichte des untersuchten Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager weist mit  $568 \text{ kW/m}^3$  eine bereits höhere Leistungsdichte als vergleichbare Wärmeübertrager in der Literatur [74] auf. Es ist jedoch zu erwarten, dass durch Optimierungsmaßnahmen, wie etwa höhere Temperaturen, sowie Gas und Partikeldurchsätze die Leistungsdichte noch deutlich gesteigert werden kann.

Die Temperaturmessung ist in dem gewählten Aufbau kritisch zu bewerten. Durch die Distanz zwischen Ein- respektive Ausgang des Wärmeübertrager bis zum Thermoelement können weitere thermische Verluste nicht ausgeschlossen werden und somit die gemessenen Temperaturen über- bzw. unterschätzt werden. Zudem werden bei höheren Betriebstemperaturen Verfälschung der Messwerte der Thermoelemente im Innenkanalbereich durch Strahlung erwartet. Deshalb werden die Medientemperaturen, mit den oben genannten Einschränkungen, außerhalb des Wärmeübertragers gemessen.

## 5 Analytisches Modell

Im Rahmen der Arbeit wird das hydrodynamische und thermische Verhalten einem Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager mit einem eindimensionalen Berechnungsmodell in Python modelliert und mittels der experimentellen Messwerte kalibriert. Das analytische Modell basiert auf dem analytischen Berechnungsmodell von Verver et al. [70, 74]. Das Modell dient zur Berechnung von den temperaturabhängigen Kenngrößen des hydrodynamischen und thermischen Verhaltens in einem DPLR. Dazu gehören die mittlere Sinkgeschwindigkeit der Partikel, der dynamische Partikel-Hold-Up und die spezifische Oberfläche der Partikel im Kanal, sowie Kennzahlen zur Bestimmung des Wärmeübergangs.

Für den analytischen Ansatz ist die korrekte Bestimmung der mittleren Partikelgeschwindigkeit in Bezug auf ein festes Koordinatensystem für den Wärmetauscher entscheidend. Die mittlere Partikelgeschwindigkeit wird auf Grundlage der experimentellen Daten für den jeweiligen Wärmeübertrager abgeschätzt.

Nachfolgend wird der verwendete Berechnungsansatz dargestellt und die Programmstruktur erläutert. Anschließend wird das Modell anhand der Daten von Verver et al. [70, 74] validiert und abschließend mittels der experimentellen Daten dieser Arbeit auf den eingesetzten Wärmeübertrager kalibriert und validiert.

### 5.1 Erstellung eines Python-Programms aus existierendem Modell

Die maßgeblichen Differentialgleichungen leiten Verver und Van Swaaij (1986) [70, 74] aus der Wärmebilanz über die Phasen der beiden Medien ab. Die Gleichungen werden für ein infinitesimales Element hergeleitet, siehe Bild 24. Dabei wird aufgrund des relativ niedrigen untersuchten Temperaturbereichs bis 400 °C der Strahlungswärmeübergang vernachlässigt. Verver et al. konnten feststellen, dass der Wärmeübergangskoeffizient für Strahlung mindestens um den Faktor 10 niedriger ist als der konvektive Wärmeübergangskoeffizient [74]. Eine weitere Annahme ist, dass nur die Gasphase mit der Wärmetauscherwand in Kontakt ist und Wärme an die Umgebung abgibt.

$$G \cdot c_{p,g}(T_g) \cdot \frac{dT_g}{dx} + (\alpha_s \cdot a_s) \cdot (T_g - T_s) + (k_L \cdot a_L) \cdot (T_g - T_w) = 0 \quad (5.1)$$

In Gleichung (5.1) werden die Temperaturänderung im Gasstrom, die Wärmeübertragung zwischen der Gasphase und der Partikelphase und der Wärmeverlust durch die Wärmetauscherwand formuliert.

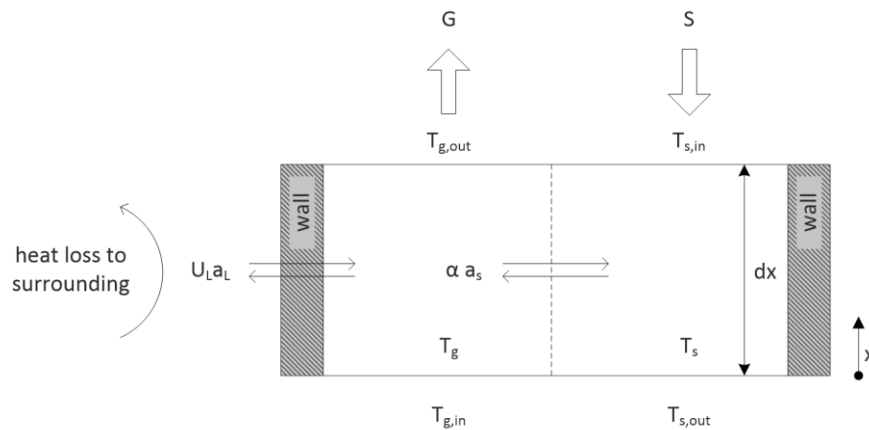


Bild 24: Schematische Darstellung eines diskretisierten Elements mit entsprechenden Ein- und Austrittstemperaturen und Wärme- sowie Masseströmen, siehe [73]

Analog zur Gleichung (5.1) ist in Gleichung (5.2) entsprechend unter Vernachlässigung des Wärmeverlustes an die Umgebung die Temperaturänderung im Partikelstrom, sowie die Wärmeübertragung zwischen der Partikelphase und der Gasphase dargestellt.

$$S \cdot c_{p,s}(T_s) \cdot \frac{dT_s}{dx} + (\alpha_s \cdot a_s) \cdot (T_g - T_s) = 0 \quad (5.2)$$

Unter der Annahme eines Einzelpartikelverhaltens wird davon ausgegangen, dass alle verfügbaren Partikel zum Gas-Partikel-Wärmeübergang beitragen und daher als wirksame Wärmeübertragungsfläche für den Wärmeübergangskoeffizienten  $\alpha$  zwischen Gas und Festkörper betrachtet werden können. Die Berechnungsgleichungen für die spezifische Oberfläche (2.38) ist in 2.4.6 nachzulesen.

Zur Berechnung der Nusselt-Zahl zur Bestimmung des Wärmeübergangskoeffizienten verwendeten Verver et al. [70, 74] die Ranz & Marshall-Gleichung gegeben in Gleichung (5.3).

$$Nu = \frac{\alpha_s \cdot d_p}{\lambda_g} = 2.0 + 0,60 \cdot Re^{0,5} \cdot Pr^{0,33} \quad (5.3)$$

Alle weiteren benötigten Kennzahlen wurden nach den Bestimmungsgleichungen aus 2.4.3 berechnet.

Der Wärmeübertragerkanal wird im Modell nach dem vorangegangenen Verfahren in insgesamt  $n$ -Elemente unterteilt. Auf diese Weise kann die Temperaturabhängigkeit der Medienströmung berücksichtigt werden. Dabei werden die Temperaturen und Medieneigenschaften in jedem diskreten Element als konstant angenommen. Die Nummerierung der Elemente und Temperaturen läuft entlang der Gasströmung, vgl. Bild.

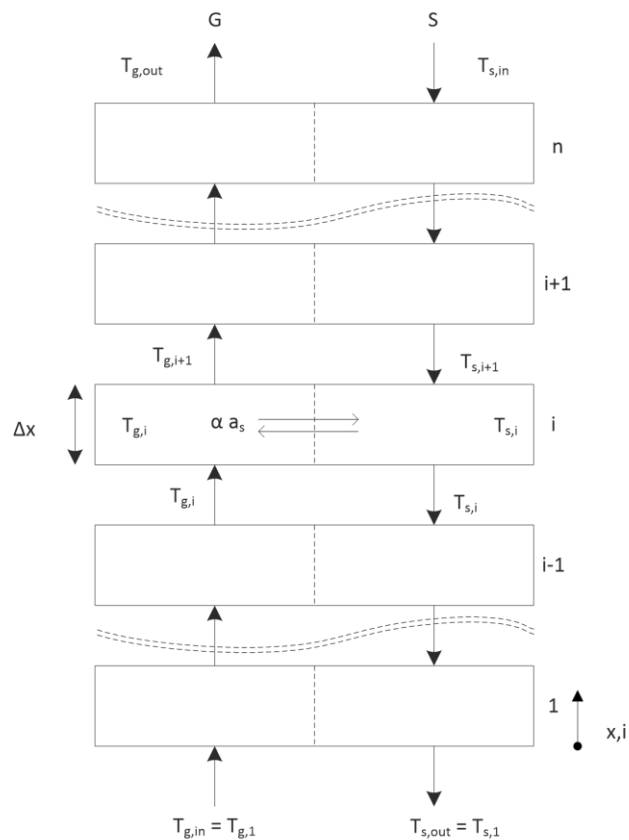


Bild 25: Diskretisiertes Modell zur numerischen Berechnung der Austrittstemperaturen, siehe [73]

Für eine einfache Berechnungsmethode werden für den iterativen Prozess die Eingangstemperaturen der Medienströme freigewählt und eine Partikelaustrittstemperatur linear abgeschätzt. Die einfache Lösungsmethode ermittelt für jedes diskretisierte Element  $i$  die entsprechenden Partikeleintritts- und Gasaustrittstemperaturen. Dabei werden als Eingangsgrößen die Temperaturen des vorhergegangenen Elements  $i - 1$  verwendet. Mittels Iterationsprozess werden für jedes diskretisierte Element die Partikeleintritts- und Luftaustrittstemperatur berechnet. Entsprechend der genannten Vereinfachungen werden die Differentialgleichungen für Gasaustrittstemperatur aus jedem Element mittels explizitem Euler-Verfahren vereinfacht und umgeschrieben:

$$T_{g,i+1} = T_{g,i} - \frac{(\alpha_s \cdot a_s) \cdot \Delta x}{G \cdot c_{p,g}(T_{g,i})} \cdot (T_{g,i} - T_{s,i}) \quad (5.4)$$

Analog dazu kann eine vereinfachte diskretisierte Differentialgleichung für die Partikeleinlass-temperatur aufgestellt werden:

$$T_{s,i+1} = T_{s,i} - \frac{(\alpha_s \cdot a_s) \cdot \Delta x}{S \cdot c_{s,g}(T_{s,i})} \cdot (T_{g,i} - T_{s,i}) \quad (5.5)$$

Die Höhe  $\Delta x$  wird aus der Gesamthöhe  $h_{HX}$  und der Anzahl der diskretisierte Element  $n$  für jedes diskretisierte Packungselement bestimmt:  $\Delta x = h_{HX}/n$ .

Die benötigten Stoffeigenschaften werden auf Basis der in Kapitel 2.4.3 und 2.4.4 dargestellten druck- und temperaturabhängigen Zusammenhänge für jedes diskretisierte Element gemittelt berechnet. Zu den Druck- und Temperaturabhängigkeiten von den von Verver et al. [70, 74] verwendeten Stoffeigenschaften liegen keine Informationen vor.

## 5.2 Modellvalidierung

Bevor die Kalibrierung des Modells auf die in dieser Arbeit verwendeten Packung vorgenommen werden kann, muss das entwickelte Berechnungsprogramm durch einen Vergleich der Berechnungsergebnisse mit den in den Referenzpapieren [70, 74] veröffentlichten Ergebnissen überprüft werden. Zur Validierung des hydrodynamischen Modells werden die experimentellen und berechneten Werte für  $u_{p,mean}$  mit den berechneten Werten des entwickelten Modells verglichen. Dazu wurden die Randbedingungen aus dem experimentellen Arbeiten von Verver und Van Swaaij [70] für das analytische Modell angenommen. Es werden Partikel mit einem mittleren Durchmesser von  $d_p = 0,37 \text{ mm}$  und einer Dichte von  $\rho_p = 2650 \text{ kg/m}^3$  betrachtet. Die geometrischen Parameter des Kanals wurden ebenso übernommen.

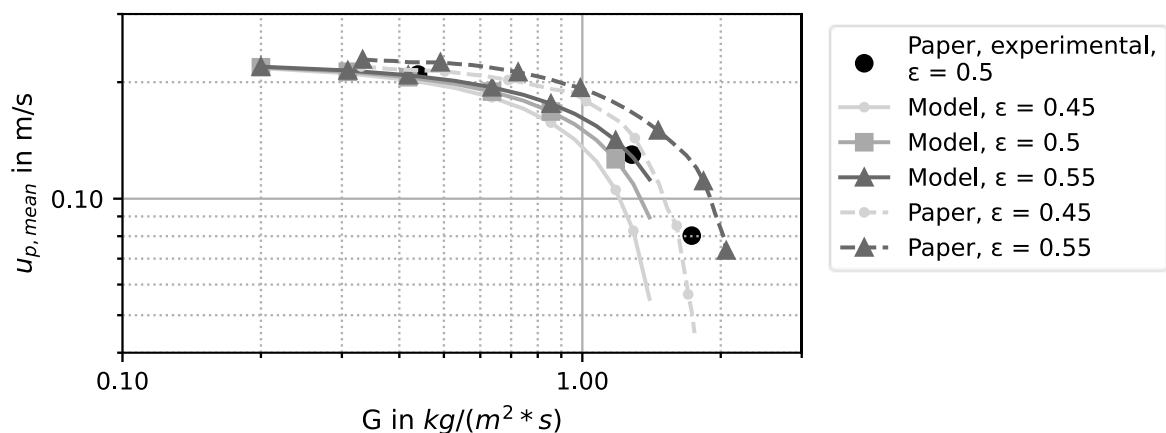


Bild 26: Modellierungs- und experimentelle Ergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz aus dem Referenzpapieren von Verver et al. [70, 74] und eigenen Arbeiten

In Bild 26 sind die Ergebnisse der Messdaten von Verver et al. [70] so eigene Modellierungsergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit für einen Gasdurchsatz zwischen  $0,1 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3 \text{ kg/s/m}^2$  mit Variation des Querschnittsverblockung  $\epsilon$  durch die Packung dargestellt.

Es ist zu erkennen, dass die Modellierung bis zu unterschiedlichen maximalen Gasdurchsätzen durchgeführt werden konnte. Das Berechnungsmodell wird bei einer berechneten mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit unter  $u_{p,\text{mean}} < 0.0 \text{ m/s}$  mathematisch instabil. Als Abbruchkriterium wurde ein Gasmassendurchsatz mit hinreichendem Abstand zur mathematischen Instabilität gewählt. Eine Variation von der Querschnittsverblockung  $\epsilon$  durch die Packung wurde von Verver et. al. vorgeschlagen, um eine bessere Modellierung der experimentellen Werte zu erreichen [70]. Verver et. al. nimmt an, dass das hydrodynamische Modell auf die Parameter  $\epsilon$  und  $u_{p,0}$  angewiesen ist [70]. Die Partikelgeschwindigkeit  $u_{p,0}$  muss aus experimentellen Daten von  $u_{p,\text{mean}}$  bei einem Gasdurchsatz von  $G = 0,0 \text{ kg/s/m}^2$  berechnet werden. Dafür kann nach Verver et. al. aus der Gleichung für die Entwicklung der Partikelgeschwindigkeit für grobe Teilchen bei einer Gasgeschwindigkeit gegen null folgende Gleichung hergeleitet werden:

$$u_{p,\text{mean}}(0) = u_{p,\text{mean}} - \frac{g \cdot z}{2 \cdot u_{p,\text{mean}}} \quad (5.6)$$

In Bild 27 sind die prozentualen Abweichungen zwischen den nachgerechneten Ergebnissen und den experimentellen Daten aus dem Referenzpapier [70] für einen Gasdurchsatz  $G$  zwischen  $0,1 \text{ kg/s/m}^2$  und  $3 \text{ kg/s/m}^2$  mit Variation des Querschnittsverblockung  $\epsilon$  durch die Packung dargestellt.

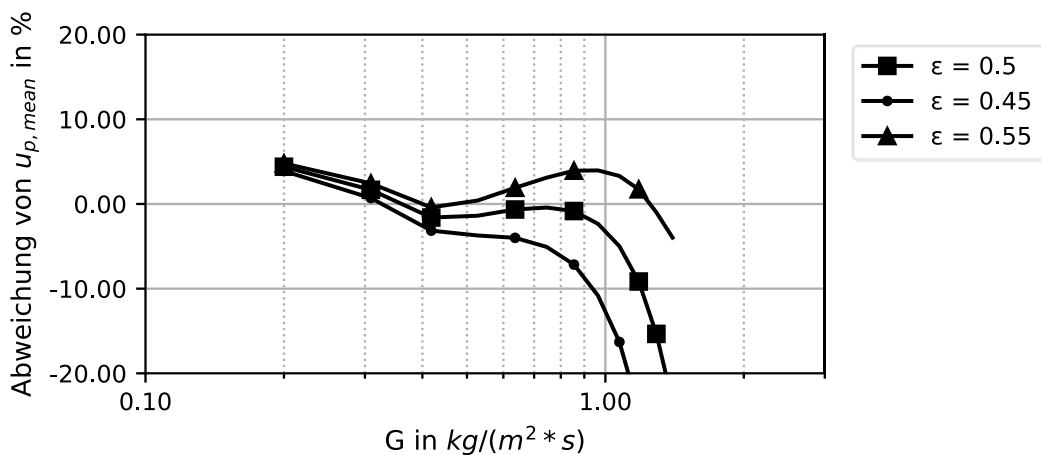


Bild 27: Prozentuale Abweichung der Modellierungsergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über den Gasdurchsatz zwischen Referenzpapier [70, 74] und eigenen Arbeiten mit unkorrigierter effektiven Gasströmung  $u_g$

Zusammen mit Bild 26 ist eine steigende Abweichung oberhalb eines Gasmassendurchsatzes von  $G > 1,0 \text{ kg/s/m}^2$  zu erkennen. Bis zu dem Gasdurchsatz von  $G = 1,0 \text{ kg/s/m}^2$  liegen die prozentualen Abweichungen innerhalb von 12,5 %. Die geringste Abweichung stellt die Model-

lierung mit einer angepassten Querschnittsverblockung  $\epsilon$  mit dem Faktor 1,1 auf. Verver et. al. [70] schlägt basierend darauf eine Korrektur der Querschnittsverblockung auf  $\epsilon = 0,55$  vor.

Bei den Validierungsarbeiten konnte festgestellt werden, dass eine geeignetere Korrektur die Korrektur der effektiven Gasströmung  $u_g$  anstelle der Korrektur des Geometrieparameter  $\epsilon$  ist. Bei einer Korrektur des effektiven Gasdurchsatzes im Kanal um den Faktor  $f_{u,g} = 0,875$  wird ein geeignetes Fitting der experimentellen Ergebnisse erreicht ohne Variation des Geometrieparameters, siehe Bild 28.

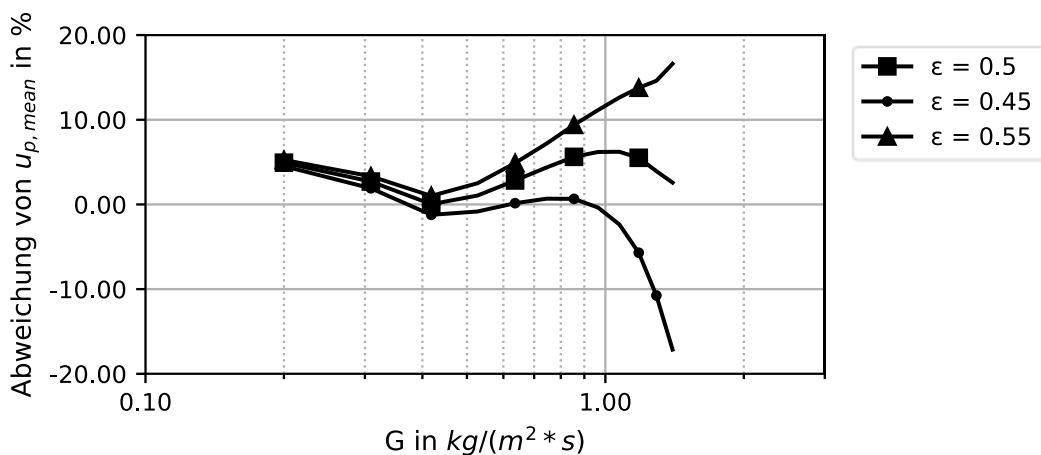


Bild 28: Prozentuale Abweichung der Modellierungsergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über den Gasdurchsatz zwischen Referenzpapier [70, 74] und eigenen Arbeiten mit korrigierter effektiver Gasströmung  $u_g$  um Faktor 0,875

Zur Validierung des thermischen Modells werden die modellierten Werte für die spezifische Oberfläche  $a_s$  mit den berechneten Werten des entwickelten Modells verglichen. Dazu wurden die Randbedingungen aus dem experimentellen Arbeiten von Verver und Van Swaaij [74] für das analytische Modell angenommen. Für die Modellierung wurde die Gaseintrittstemperatur auf  $T_{g,in} = 250$  °C und der Gasdurchsatz auf  $G = 0,74$  kg/s/m<sup>2</sup> gesetzt. Es werden Partikel mit einem mittleren Durchmesser von  $d_p = 0,37$  mm und einer Dichte von  $\rho_p = 2650$  kg/m<sup>3</sup> betrachtet. Die geometrischen Parameter des Kanals wurden ebenso aus den Referenzpapieren übernommen.

Verver & Van Swaaij [74] konnten feststellen, dass die berechneten Werte in ihrem beschriebenen Berechnungsmodell  $\overline{\alpha_s \cdot a_s}$ , aus dem Wärmeübergangskoeffizienten und Feststoffoberfläche, die experimentellen abgeleiteten Daten mit dem Faktor in etwa 3,6 überschätzen. Daher wird die Wärmeübertragungsrate, das Produkt aus  $\overline{\alpha_s \cdot a_s}$  in (5.4) und (5.5), wie von den Autoren im Referenzpapier vorgeschlagen, durch 3,6 geteilt.

Es ist aber unklar, welchen Geometrieparameter  $\epsilon$  Verver und Van Swaaij [74] für das analytische Modell gewählt haben. Es wird angenommen, dass  $\epsilon = 0,55$  gewählt wurde. Mit dieser Annahme können die Daten aus dem Referenzpapier mit einer Abweichung von maximal 10% modelliert werden. Die Ergebnisse dazu sind bei Interesse im Anhang E dargestellt, werden an dieser Stelle zur weiteren Diskussion nicht benötigt.

Wird hingegen anstatt des Geometrieparameters die effektive Gasgeschwindigkeit korrigiert, können die Daten aus dem Referenzpapier mit geringeren Abweichungen modelliert werden. Als Korrekturfaktor für die effektive Gasströmung  $u_g$  wurde im hydrodynamischen Modell  $f_{u,g} = 0,875$  gewählt.

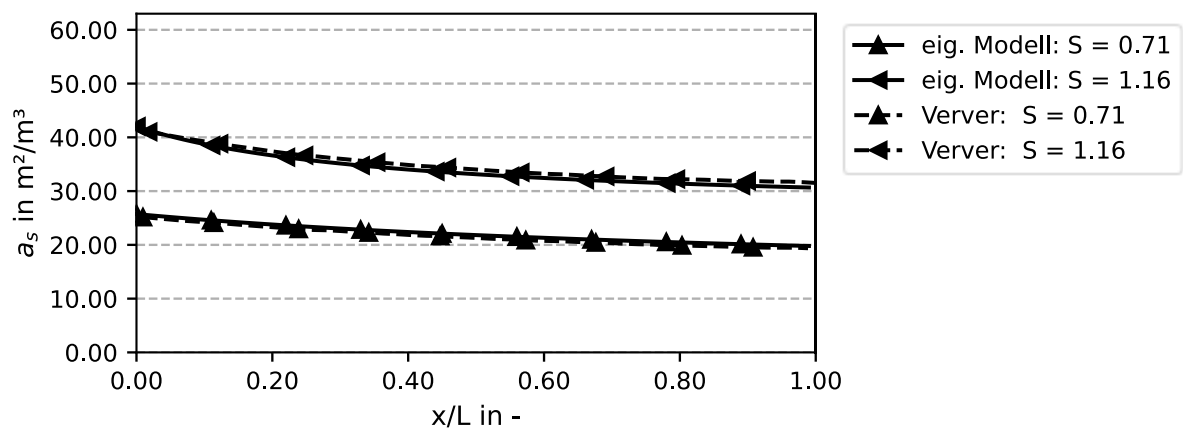


Bild 29: Spezifische Partikeloberfläche  $a_s$  mit variierendem Partikeldurchsatz  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$  mit Korrektur von  $\epsilon = 0,5$  und  $f_{u,g} = 0,875$

In Bild 29 sind, aus Gründen der Übersichtlichkeit, ausgesuchte modellierte Daten für die spezifische Oberfläche  $a_s$  in Abhängigkeit des Temperaturprofils im Kanal dargestellt. Eine vollständige Darstellung ist dem Anhang E zu entnehmen, wird aber zur weiteren Diskussion nicht benötigt. Dabei ist die Gastemperatur beim Gaseinlass  $x/L = 0$  am höchsten und beim Gasauslass  $x/L = 1$  am niedrigsten.

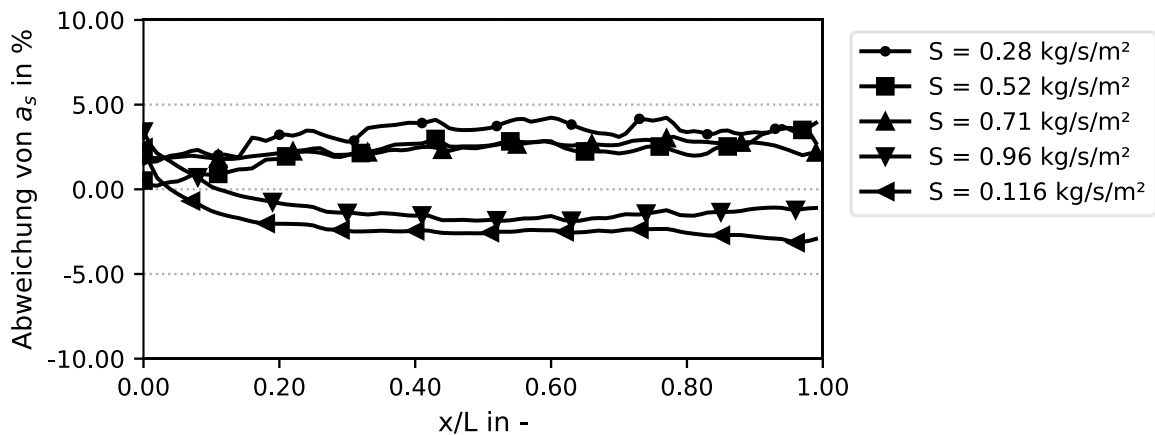


Bild 30: Prozentuale Abweichung der spezifischen Partikeloberfläche  $a_s$  mit verschiedenen Partikeldurchsätzen  $S$  in Abhängigkeit des modellierten Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$

Zusammen mit Bild 30 ist eine gleichbleibende Abweichung zwischen den Daten aus dem Referenzpapier und den eigenen modellierten Daten zu erkennen. Die prozentuale Abweichung bleibt unter 5 %.

### 5.3 Modellkalibrierung auf eigene Messdaten

Das aufgebaute analytische Berechnungstool wurde so konzipiert, dass weitere Geometrien von Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertragern einfach im Programm hinterlegt werden können. Auch können Korrekturfaktoren problemlos angepasst werden. Somit konnte eine Anpassung des hydrodynamischen und thermischen Modells auf den in dieser Arbeit untersuchten Wärmeübertrager durchgeführt werden. Dazu wurden die Geometrieparameter entsprechend des Versuchsaufbaus im Programm hinterlegt und die Korrekturfaktoren angepasst. Die mittleren Partikelgeschwindigkeiten zur Berechnung der initialen Partikelgeschwindigkeit nach einer Kollision mit einem Packungselement, siehe (5.6), werden aus den experimentellen Untersuchungen ermittelt und dem Programm übergeben.

Ein zusätzlicher Geometrieparameter für die mittlere Fallstrecke  $z^*$  zwischen zwei Kollisionen musste hinzugefügt werden. Im Gegensatz zu dem experimentellen Aufbau im Referenzpapier [70] können Partikel im untersuchten DPLR zwei Packungsebenen tief fallen, bevor sie mit den Einbauten kollidieren. In Abhängigkeit der nicht verblockten Querschnittsfläche zweier um  $90^\circ$  versetzten Packungselemente ergibt sich eine mittlere Fallstrecke der Partikel  $z^*$ .

Zur Validierung der Modellanpassungen wurden für die Modellierung die experimentell eingestellte Gaseintrittstemperatur  $T_{g,in} = 435 \text{ }^\circ\text{C}$  bei einem Gasdurchsatz von  $G = 1.6 \text{ kg/s/m}^2$  an-

genommen. Partikelseitig wurden im Modell als Eintrittstemperatur  $T_{p,in} = 50 \text{ °C}$  und ein Partikelmassenstrom von  $S = 1.769 \text{ kg/s/m}^2$  hinterlegt. Als Verlustleistung wird die Wärmeverlustkonstante  $(k_L \cdot a_L) = 250 \text{ W/m}^3/\text{K}$  aus den thermischen Untersuchungen verwendet, vgl. 4.3.

Für den weiteren packungsabhängigen Korrekturfaktor für die effektive Gasströmung konnte  $f_{u,g} = 0,5$  als passender Wert ermittelt werden. Damit können die experimentell ermittelten Temperaturen mit einer Abweichung von 10 % modelliert werden. Im Folgenden sind weitere experimentelle gegenüber den simulativ bestimmten Werten dargestellt:

Tabelle 6: Experimentelle gegen simulative Ergebnisse zur Modellvalidierung

Bezeichnung	Experimentell	Simulativ	Abweichung
$T_{g,out}$	86,3 °C	87,6 °C	1,5 %
$T_{p,out}$	304,7 °C	337,4 °C	9,7 %
$\bar{c}_{p,g}$	1093,9 /kg/K	1030,7 /kg/K	6,1 %
$\bar{c}_{p,p}$	1110,6 /kg/K	1121,2 J/kg/K	0,9 %
$P_g$	1528,6 W	1447,0 W	5,6 %
$P_p$	1250,8 W	1446,8 W	13,5 %

## 5.4 Diskussion: Analytisches Modell

Im Zuge dieser Arbeit konnte das hydrodynamische und thermische Berechnungsmodell von Verver und Swaaij [70, 74] in Python nachgebaut und validiert werden. Eine exakte Nachbildung der modellierten Werte konnte nicht erzielt werden. Mögliche Abweichungen sind durch unterschiedliche Berechnungsmethoden für die Stoffeigenschaften zu erklären. Zu den verwendeten Stoffeigenschaften von Verver et. al. [70, 74] wurden keine Angaben gemacht. Weiterhin fehlen teilweise Informationen über untersuchte Geometrieparameter, sowie exakte Korrekturfaktoren.

Im Rahmen des hydrodynamischen Modells wurde eine Variation des Geometrieparameters der Querschnittsverblockung als ungeeignet erachtet. Es wurde ersatzweise ein anderer Korrekturfaktor eingeführt. Dieser Faktor korrigiert die effektive Gasgeschwindigkeit, da eine komplexe Strömung und mögliche Leckageströmungen an den Packungsändern die Gasgeschwindigkeit reduzieren könnten. Der gefundene Korrekturfaktor von  $f_{u,g} = 0,875$  für  $u_g$  ist temperatur-, partikel- und packungsspezifisch.

Die experimentellen Ergebnisse von  $u_{p,mean}$  des Referenzpapiers [70] konnten mit dem gefundenen Korrekturfaktor mit einer geringeren Abweichung gefittet werden. Weiterhin konnte das thermische Modell von Verver et. al. [74] anhand des Referenzpapiers nachgebildet und mit geringen Abweichungen nachgebildet werden.

Im Rahmen dieser Arbeit konnte zudem das Modell auf den untersuchten Direktkontakt Partikel-Luft-Rieselwärmeübertrager angepasst und kalibriert werden. Dazu wurde der neue Korrekturfaktor gleich  $f_{u,g} = 0,5$  gesetzt. Eine Korrektur um die Hälfte ist durch eine komplexe Strömung bei hohem Gasdurchsatz und mögliche Leckageströmungen an den Packungsändern, sowie hohem vertikalen Abstand zwischen den Einbauten zu erklären. Im thermischen Modell werden die Austrittstemperaturen direkt am Ausgang des Wärmeübertragers bestimmt, im experimentellen Aufbau können weitere Verluste bis zum Messpunkt auftreten und somit die gemessenen Temperaturen unterschätzt werden.

Es konnten mit dem angepassten Berechnungsmodell die experimentellen Werte in guter Näherung gefittet werden. Die Genauigkeit für den untersuchten Messpunkt wird auf 15 % geschätzt. Das Berechnungsmodell ist nur für den untersuchten Versuchsaufbau und in dem vermessenen Betriebspunkt kalibriert und valide.

Eine globale Aussage über die Genauigkeit des entwickelten eindimensionalen analytischen Berechnungsmodells kann nicht getroffen werden, dazu ist die Datenlage unzureichend. Es müssen weitere Betriebszustände für eine bessere Kalibrierung untersucht werden.

## 6 Zusammenfassung und Ausblick

Im Rahmen der hier vorliegenden Arbeit wurde das hydrodynamische und thermische Verhalten von Partikeln innerhalb eines Direktkontakt-Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertragers für Solarturmkraftwerke untersucht. Dazu wurden experimentelle Untersuchungen zum Partikelvolumenanteil sowie zur thermischen Leistung durchgeführt. Auf der Grundlage zuvor durchgeführten numerischen Vorauswahlen und ersten experimentellen Arbeiten zu hydrodynamischen Verhalten wurde eine Auswahl an verschiedener Packungsgeometrien ausgeführt. Diese wurden in anschließenden experimentellen Versuchsreihen untersucht, um eine geeignete Packungsgeometrie zu ermitteln, die eine hohe Partikelrückhaltung und stabile Strömungsbedingungen ohne Fluten mit Partikeln bei den gewünschten Mediendurchsätzen gewährleistet. Zur Bewertung des hydrodynamischen Verhaltens der verschiedenen Packungsgeometrien wurde als Kennwert der erweiterte Partikelvolumenanteil  $\beta^*$  verwendet. Es wurde gezeigt, dass der Partikel-Hold-Up mit höherer Gasströmung, sowie mit der Stegbreite der Packung ansteigt. Für die gewünschten Betriebsbedingungen konnten die Packungen „w12 h02 n3 z10“ und „w14 h02 n3 z10“ als günstige Packungsgeometrien ausgemacht werden. Die hydrodynamischen Untersuchungen erfolgten bei Umgebungsdruck und -temperatur. Neben der Untersuchung der Packungen hinsichtlich des dynamischen Partikelvolumenanteils und Druckverlust der Luftströmung, konnten Einflüsse der Luftströmung auf den statischen Partikelvolumenanteil erkannt und untersucht werden.

Die Grenzen der verwendeten Messmethode zur Ermittlung des dynamischen Partikelvolumenanteils wurde aufgezeigt. Eine optimierte Packungsgeometrie ist vom Betriebspunkt abhängig und kann nur für den gewählten Betriebspunkt empfohlen werden.

Im Rahmen der Vorbereitung des Versuchsstand für die Heißinbetriebnahme bei 1000 °C wurden weitreichende Umbaumaßnahmen durchgeführt. Nach der erfolgreichen Inbetriebnahme bei über 500 °C Gastemperatur wurden erste geplante Untersuchungen zum Wärmeübergang realisiert. Dabei konnte die Verlustleistung nahe des Betriebspunktes ermittelt werden und eine erste experimentelle Messreihe zur Bestimmung der thermischen Leistung des Direktkontakt-Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertragers durchgeführt werden. Dabei konnte eine volumenspezifische Leistungsdichte über 560 kW/m<sup>3</sup> gezeigt werden, welche in der Größenordnung der vergleichbaren Wärmeübertrager liegt. Durch weitere Optimierungsmaßnahmen, wie höhere Mediendurchsätze und höhere Temperaturen, ist eine nochmalige Steigerung der Leistungsdichte zu erwarten.

Neben den experimentellen Arbeiten am Direktkontakt-Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertrager wurde ein bestehendes analytisches Berechnungsmodell in Python realisiert und kalibriert. Das eindimensionale Berechnungsmodell erlaubt eine Abschätzung des hydrodynamischen

und thermischen Verhaltens eines Direktkontakt-Partikel-Luft Riesel-Wärmeübertragers. Das hydrodynamische Modell konnte anhand der Daten eines entsprechenden Referenzpapiers mit geringen Abweichungen gesondert validiert werden. Mit dem validierten hydrodynamischen Modell konnte auch das thermische Modell mit Hilfe des Referenzpapier bestätigt werden. Im Zuge der Validierung wurden Änderungen an Korrekturfaktoren vorgeschlagen.

Weiterhin wurde in dieser Arbeit das erstellte Berechnungstool mit Hilfe der experimentellen Messdaten aus den Untersuchungen zu der thermischen Leistung kalibriert.

Für eine bessere Qualität der Leistungsbestimmung und Kalibrierung des eindimensionalen analytischen Berechnungsmodell sollten weitere experimentelle Versuchsreihen und Simulationsstudien durchgeführt werden. Weiterhin wird in Hinblick auf die Aussagequalität zum Partikelverhalten bildgebende Messverfahren zur Bestimmung des Partikelvolumenanteils und -verteilung bei Umgebungstemperatur empfohlen.

## Literaturverzeichnis

1. Komarnicki, P., M. Kranhold, and Z.A. Styczynski, *Einführung – klimapolitische Ziele der nachhaltigen Energieversorgung*, in *Sektorenkopplung – Energetisch-nachhaltige Wirtschaft der Zukunft: Grundlagen, Modell und Planungsbeispiel eines Gesamtenergiesystems (GES)*. 2021, Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden. p. 1-47 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-658-33559-5\\_1](https://doi.org/10.1007/978-3-658-33559-5_1)
2. Beran, L. and H. Dyckhoff, *Wohlstand ohne fossilen Primärenergieeinsatz?* uwf UmweltWirtschaftsForum, 2010. **18**(1): p. 11-19 DOI: <https://doi.org/10.1007/s00550-010-0162-Z>
3. Friedlingstein, P., et al., *Global Carbon Budget 2019*. Earth Syst. Sci. Data, 2019. **11**(4): p. 1783-1838 DOI: <https://doi.org/10.5194/essd-11-1783-2019>
4. *Data Explorer | Climate Watch*. [cited 2022 04.06.2022]; Historical Emissions]. Available from: [https://www.climatewatchdata.org/data-explorer/historical-emissions?historical-emissions-data-sources=cait&historical-emissions-end\\_year=2018&historical-emissions-gases=all-ghg&historical-emissions-regions=All%20Selected%2CWORLD&historical-emissions-sectors=All%20Selected&historical-emissions-start\\_year=2018&page=14&sort\\_col=2018&sort\\_dir=ASC](https://www.climatewatchdata.org/data-explorer/historical-emissions?historical-emissions-data-sources=cait&historical-emissions-end_year=2018&historical-emissions-gases=all-ghg&historical-emissions-regions=All%20Selected%2CWORLD&historical-emissions-sectors=All%20Selected&historical-emissions-start_year=2018&page=14&sort_col=2018&sort_dir=ASC)
5. Göke, L.K., Claudia ; Kendzioriski, Mario ; von Hirschhausen, Christian *100 Prozent erneuerbare Energien für Deutschland: Koordinierte Ausbauplanung notwendig*, in *Wochenbericht*. 2021, DIW. p. 507-513 DOI: [https://doi.org/10.18723/diw\\_wb:2021-29-1](https://doi.org/10.18723/diw_wb:2021-29-1)
6. Naegler, T., et al., *Potenziale für erneuerbare Energien in der industriellen Wärmeerzeugung*. BWK, 2016. **6/2016**: p. 20-24, <https://elib.dlr.de/104723/>
7. Stieglitz, R. and V. Heinzl, *Thermische Solarenergie: Grundlagen, Technologie, Anwendungen*. 2012: Springer, Berlin, Heidelberg DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-29475-4>
8. Siegel, N., et al., *Physical Properties of Solid Particle Thermal Energy Storage Media for Concentrating Solar Power Applications*. Energy Procedia, 2014. **49**: p. 1015-1023 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.03.109>
9. Röger, M., et al., *Face-Down Solid Particle Receiver Using Recirculation*, in *SolarPACES 2010*. 2010, SolarPACES: Perpignan, France, <https://elib.dlr.de/68590/>
10. Ebert, M., et al., *Operational experience of a centrifugal particle receiver prototype*. AIP Conference Proceedings, 2019. **2126**(1): p. 030018 DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5117530>
11. Wu, W., *A Centrifugal Particle Receiver for High-Temperature Solar Applications*. 2014. p. 195, <https://elib.dlr.de/96586/>
12. Amsbeck, L., et al., *First tests of a centrifugal particle receiver with a 1m<sup>2</sup> aperture*. 2018. **2033**(1): p. 040004 DOI: <https://doi.org/10.1063/1.5067040>
13. Gobereit, B., *Theoretische und experimentelle Untersuchungen zur Weiterentwicklung von solaren Partikelrezeivern*. 2015. p. 114, <https://elib.dlr.de/99157/>
14. Reichart, M., *Konzeptentwicklung und Konstruktion eines Direktkontakt-Wärmeübertragers für Keramikpartikel und atmosphärische Luft*, in *Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik*. 2014, Stuttgart: Stuttgart. p. 146, <https://elib.dlr.de/95620/>
15. Hirt, A., *Test und Validierung eines Partikel-Luft-Wärmeübertragers*, in *Fakultät Medical and Life Sciences*. 2019, Hochschule Furtwangen University. p. 53, <https://elib.dlr.de/127112/>
16. Hertel, J., et al., *Development and Test of a Direct Contact Heat Exchanger (Particle - Air) for Industrial Process Heat Applications*. 2019 DOI: <https://doi.org/10.1115/ES2019-3818>
17. Reichart, M., et al. *Experimental optimization of packing structures and investigation of particle hydrodynamics in a gas-particle trickle flow heat exchanger for application in CSP plants*. in *ASME 2022 16th International Conference on Energy Sustainability*. 2022. Philadelphia, PA, USA DOI: unpublished
18. Hirt, A., *Entwicklung eines Direktkontakt-Partikel-Luft-Rieselwärmeübertragers für Solarturmkraftwerke*, in *Institut für Feuerungs- und Kraftwerkstechnik*. 2022, Universität Stuttgart Stuttgart, <https://elib.dlr.de/186989/>
19. Reichart, M., *Gas-particle trickle flow direct contact heat exchanger for CSP application*, in *SFERA-III Summer School and SoILab Doctoral Colloquium 2021*. 2021: Almeria, Spanien, <https://elib.dlr.de/144576/>

20. Reichart, M., et al., *Numerical Assessment of Packing Structures for Gas-Particle Trickle Flow Heat Exchanger for Application in CSP Plants*, in *ASME 2021 15th International Conference on Energy Sustainability*. 2021: online, <https://elib.dlr.de/143742/>
21. Schabbach, T. and P. Leibbrandt, *Grundlagen*, in *Solarthermie: Wie Sonne zu Wärme wird*. 2021, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 15-29 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-59488-9\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-662-59488-9_2)
22. Baehr, H.D. and K. Stephan, *Wärme- und Stoffübertragung*. 9 ed. 2016: Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-49677-0>
23. Quaschnig, V., *Regenerative Energiesysteme: Technologie - Berechnung - Klimaschutz*. Regenerative Energiesysteme. 2021: Hanser Fachbuchverlag DOI: <https://doi.org/10.3139/9783446472068>
24. Müller-Steinhagen, H.M. and F. Trieb, *Concentrating solar power, - A review of the technology*. 2004. <https://elib.dlr.de/2890/>
25. Zhang, H.L., et al., *Concentrated solar power plants: Review and design methodology*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013. **22**: p. 466-481 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.01.032>
26. Liu, M., et al., *Review on concentrating solar power plants and new developments in high temperature thermal energy storage technologies*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2016. **53**: p. 1411-1432 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2015.09.026>
27. Reich, G. and M. Reppich, *Regenerative Energietechnik: Überblick über ausgewählte Technologien zur nachhaltigen Energieversorgung*. 2013: Springer Fachmedien Wiesbaden DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-8348-8614-9>
28. Răboacă, M.S., et al., *Concentrating Solar Power Technologies*. *Energies*, 2019. **12**(6): p. 1048 DOI: <https://doi.org/10.3390/en12061048>
29. Stephan, P., et al., *Thermodynamik: Grundlagen und technische Anwendungen Band 1: Einstoffsysteme*. 19 ed. Springer-Lehrbuch. 2013: Springer Vieweg, Berlin, Heidelberg DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-642-30098-1>
30. Stephan, P., *B1 Die Energieform Wärme und verschiedene Arten der Wärmeübertragung*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 17-21 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_3)
31. Watter, H. and H. Watter, *Solarthermie*, in *Regenerative Energiesysteme: Grundlagen, Systemtechnik und Analysen ausgeführter Beispiele nachhaltiger Energiesysteme*. 2019, Springer Fachmedien Wiesbaden: Wiesbaden. p. 33-53 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-658-23488-1\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-658-23488-1_3)
32. Mir-Artigues, P., P. del Río, and N. Caldés, *Short History, Recent Facts, and the Prospects of Concentrating Solar Power Generation*, in *The Economics and Policy of Concentrating Solar Power Generation*. 2019, Springer International Publishing: Cham. p. 23-84 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-030-11938-6\\_3](https://doi.org/10.1007/978-3-030-11938-6_3)
33. Lovegrove, K. and M. Dennis, *Solar thermal energy systems in Australia*. *International Journal of Environmental Studies*, 2006. **63**(6): p. 791-802 DOI: <https://doi.org/10.1080/00207230601047156>
34. Weinstein, L.A., et al., *Concentrating Solar Power*. *Chemical Reviews*, 2015. **115**(23): p. 12797-12838 DOI: <https://doi.org/10.1021/acs.chemrev.5b00397>
35. Energy, B., *solar power plant in Ivanpah Dry Lake, California*. <https://www.energy.gov/lpo/ivanpah>
36. Behar, O., A. Khellaf, and K. Mohammedi, *A review of studies on central receiver solar thermal power plants*. *Renewable & Sustainable Energy Reviews*, 2013. **23**: p. 12-39 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.02.017>
37. Codd, D.S., et al., *Concentrating Solar Power (CSP)—Thermal Energy Storage (TES) Advanced Concept Development and Demonstrations*. *Current Sustainable/Renewable Energy Reports*, 2020. **7**(2): p. 17-27 DOI: <https://doi.org/10.1007/s40518-020-00146-4>
38. Cerbe, G. and G. Wilhelms, *Zweiter Hauptsatz der Thermodynamik*, in *Technische Thermodynamik*. 2013, Carl Hanser Verlag GmbH & Co. KG. p. 82-169 DOI: <https://doi.org/10.3139/9783446437500.003>
39. Gobereit, B., et al., *Assessment of a falling solid particle receiver with numerical simulation*. *Solar Energy*, 2015. **115**: p. 505-517 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2015.03.013>

40. Ho, C.K. and B.D. Iverson, *Review of high-temperature central receiver designs for concentrating solar power*. Renewable and Sustainable Energy Reviews, 2014. **29**: p. 835-846 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.rser.2013.08.09>
41. Ho, C.K., *A review of high-temperature particle receivers for concentrating solar power*. Applied Thermal Engineering, 2016. **109**: p. 958-969 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.103>
42. Tian, Y. and C.Y. Zhao, *A review of solar collectors and thermal energy storage in solar thermal applications*. Applied Energy, 2013. **104**: p. 538-553 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2012.11.051>
43. Vignarooban, K., et al., *Heat transfer fluids for concentrating solar power systems – A review*. Applied Energy, 2015. **146**: p. 383-396 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2015.01.125>
44. Pacio, J. and T. Wetzel, *Assessment of liquid metal technology status and research paths for their use as efficient heat transfer fluids in solar central receiver systems*. Solar Energy, 2013. **93**: p. 11-22 DOI: <https://doi.org/10.1016/j.solener.2013.03.025>
45. *Solex Thermal Science - Our Technology*. 2022 [cited 2022 14.04.2022]; Available from: <https://www.solexthermal.com/our-technology/>
46. Dr. Stark, B. and E. Zechner, *Vorrichtung zum Kühlen oder Heizen von Schüttgut sowie Verfahren zum Betreiben einer derartigen Vorrichtung*, P. Europäisches, Editor. 2008. p. 16, <https://www.mysciencework.com/patent/download/vorrichtung-zum-ku%CC%88hlen-oder-heizen-von-schu%CC%88ttgut-sowie-verfahren-zum-betreiben-einer-derartigen-vorrichtung-EP2006628A2/EP2006628A2>
47. Roetzel, W. and B. Spang, *C1 Wärmeübertrager: Berechnungsmethoden*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 39-78 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_5](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_5)
48. Schulze, D., *Pulver und Schüttgüter: Fließeigenschaften und Handhabung*. 4., ergänzte Auflage ed. VDI-Buch Chemische Technik/Verfahrenstechnik. 2019, Berlin [Heidelberg]: Springer Vieweg. 619 DOI: <https://doi.org/10.1007/978-3-662-58776-8>
49. Roetzel, W. and B. Spang, *C2 Wärmeübertrager: Wärmedurchgang und Wärmedurchgangskoeffizienten*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 79-97 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_6](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_6)
50. von Böckh, P. and T. Wetzel, *Wärmeübertrager*, in *Wärmeübertragung: Grundlagen und Praxis*. 2017, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 253-312 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-55480-7\\_8](https://doi.org/10.1007/978-3-662-55480-7_8)
51. Green, H.J., C.M. Leboeuf, and M.S. Bohn, *Technical and economic evaluation of a solid-particle/air direct-contact heat exchanger*. 1986: United States. p. Medium: X; Size: Pages: 113, <https://www.osti.gov/biblio/7038644>
52. Calderón, A., et al., *Review of solid particle materials for heat transfer fluid and thermal energy storage in solar thermal power plants*. Energy Storage, 2019. **1**(4): p. e63 DOI: <https://doi.org/10.1002/est2.63>
53. Gao, C.-h., et al., *One step sintering of homogenized bauxite raw material and kinetic study*. International Journal of Minerals, Metallurgy, and Materials, 2016. **23**(10): p. 1231-1238 DOI: <https://doi.org/10.1007/s12613-016-1343-8>
54. Solarforschung, D.-l.f., *Keramische Partikel aus gesintertem Bauxit*. [https://www.dlr.de/sf/desktopdefault.aspx/tabid-10695/18601\\_read-43763/](https://www.dlr.de/sf/desktopdefault.aspx/tabid-10695/18601_read-43763/)
55. Grobbel, J., *Modellierung von solaren Partikelreivern mit der Diskreten Elemente Methode*, in *Fakultät für Maschinenwesen*. 2019, RWTH Aachen. p. 206, <https://elib.dlr.de/134385/>
56. Stieß, M., *Fluidmechanische Grundlagen*, in *Mechanische Verfahrenstechnik - Partikeltechnologie 1*. 2009, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 105-160 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-540-32552-9\\_4](https://doi.org/10.1007/978-3-540-32552-9_4)
57. Siegel, N.P., M.D. Gross, and R. Coury, *The Development of Direct Absorption and Storage Media for Falling Particle Solar Central Receivers*. Journal of Solar Energy Engineering, 2015. **137**(4) DOI: <https://doi.org/10.1115/1.4030069>
58. Schiller, L. and A. Naumann, *Über die grundlegende Berechnungen bei der Schwerkraft-aufbereitung*, in *Zeitschrift des Vereines Deutscher Ingenieure, VDI-Z*. 1933, Vereines Deutscher Ingenieure, VDI: Leipzig. p. 318-320,

59. Martin, H., T. Wetzel, and B. Dietrich, *E2 Wärmeleitung – instationär*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 729-755 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_36](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_36)
60. Gnielinski, V., *G9 Wärmeübertragung bei erzwungener Konvektion: Durchströmte Haufwerke*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 889-891 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_50](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_50)
61. Kind, M., *A2 Dimensionslose Kenngrößen für die Berechnung von Wärmeübertragern und wärmetechnischen Apparaten*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 11-14 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_2](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_2)
62. Span, R., *D2.2 Thermophysikalische Stoffwerte von trockener Luft*, in *VDI-Wärmeatlas: Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen*, P. Stephan, et al., Editors. 2019, Springer Berlin Heidelberg: Berlin, Heidelberg. p. 219-237 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8\\_13](https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8_13)
63. Lemmon, E.W., et al., *Thermodynamic Properties of Air and Mixtures of Nitrogen, Argon, and Oxygen From 60 to 2000 K at Pressures to 2000 MPa*. Journal of Physical and Chemical Reference Data, 2000. **29**(3): p. 331-385 DOI: <https://doi.org/10.1063/1.1285884>
64. Lemmon, E.W. and R.T. Jacobsen, *Viscosity and thermal conductivity equations for nitrogen, oxygen, argon, and air*. International Journal of Thermophysics, 2004. **25**(1): p. 21-69 DOI: <https://doi.org/10.1023/B:IJOT.0000022327.04529.f3>
65. Olchowy, G.A. and J.V. Sengers, *A simplified representation for the thermal conductivity of fluids in the critical region*. International Journal of Thermophysics, 1989. **10**(2): p. 417-426 DOI: <https://doi.org/10.1007/BF01133538>
66. H., S., et al., *The Potential of Solar Heat in Industrial Processes. A State of the Art Review for Spain and Portugal*, in *Eurosun, Kopenhagen, 19. - 22.06.2000*. 2000, <https://elib.dlr.de/1892/>
67. Westerterp, K.R. and M. Kuczynski, *Gas-solid trickle flow hydrodynamics in a packed column*. Chemical Engineering Science, 1987. **42**(7): p. 1539-1551 DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(87\)80159-8](https://doi.org/10.1016/0009-2509(87)80159-8)
68. Saadjan, E. and J.F. Large, *Heat transfer simulation in a raining packed bed exchanger*. Chemical Engineering Science - CHEM ENG SCI, 1985. **40**: p. 693-697 DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(85\)85021-1](https://doi.org/10.1016/0009-2509(85)85021-1)
69. Roes, A.W.M. and W.P.M. Van Swaaij, *Hydrodynamic behavior of a gas-solid counter-current packed column at trickle flow*. The Chemical Engineering Journal, 1979. **17**: p. 81–89 DOI: 10.1016/0300-9467(79)85001-7
70. Verver, A.B. and W.P.M. van Swaaij, *The hydrodynamic behaviour of gas—solid trickle flow over a regularly stacked packing*. Powder Technology, 1986. **45**(2): p. 119-132 DOI: [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(66\)80004-9](https://doi.org/10.1016/0032-5910(66)80004-9)
71. Kiel, J.H.A., W. Prins, and W.P.M. van Swaaij, *Modelling of non-catalytic reactors in a gas-solid trickle flow reactor: Dry, regenerative flue gas desulphurization using a silica-supported copper oxide sorbent*. Chemical engineering science, 1992. **47**(17): p. 4271-4286 DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(92\)85105-K](https://doi.org/10.1016/0009-2509(92)85105-K)
72. Large, J.F., P. Guignon, and E. Saadjan, *Multistaging and solids distributor effects in a raining packed bed exchanger*. 1983 DOI: [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(85\)85021-1](https://doi.org/10.1016/0009-2509(85)85021-1)
73. Reichart, M., *DLR-Interne Dokumentation*. DOI: unpublished
74. Verver, A.B. and W.P.M. Van Swaaij, *The heat-transfer performance of gas—solid trickle flow over a regularly stacked packing*. Powder Technology - POWDER TECHNOL, 1986. **45**: p. 133-144 DOI: [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(66\)80005-0](https://doi.org/10.1016/0032-5910(66)80005-0)
75. Woodcock, C.R. and J.S. Mason, *Bulk solids handling: An Introduction to the Practice and Technology*. 2011, Dordrecht, Netherlands: Springer. 522 DOI: <https://doi.org/10.1007/978-94-009-2635-6>
76. Deutsches Institut für Normung, Q.I.f.N., *Leitfaden zur Angabe der Unsicherheit beim Messen / Hrsg.: DIN, Deutsches Institut für Normung e.V.* 1995,
77. Large, J.F., et al., *HYDRODYNAMICS OF THE RAINING PACKED-BED GAS-SOLIDS HEAT-EXCHANGER*. Chemical Engineering Journal and the Biochemical Engineering Journal, 1981. **22**(2): p. 95-100 DOI: 10.1016/0300-9467(81)80026-3

78. Kümmel, W., *Hinweise zur strömungsgerechten Konstruktion*, in *Technische Strömungsmechanik: Theorie und Praxis*. 2007, Teubner: Wiesbaden. p. 281-301 DOI: [https://doi.org/10.1007/978-3-8351-9126-6\\_9](https://doi.org/10.1007/978-3-8351-9126-6_9)

## Abbildungsverzeichnis

Bild 1: Endenergieverbrauch für Prozesswärme und in PJ/a in der Industrie in der EU28 für 2012, unterschieden nach Temperaturniveau, in Petajoule für 2019, basierend auf [6]. .....	1
Bild 2: Vereinfachtes Schema eines solarthermischen Kraftwerks, [27] .....	4
Bild 3: Unterteilung solarthermischer Systeme nach Konzentrationstyp.....	5
Bild 4: Konzentration von Solarstrahlung mit Linienkonzentratoren (links: Parabolrinne; rechts: Fresnelkollektor), [23].....	6
Bild 5: Theoretische maximale Absorbtemperatur $T_A$ in Abhängigkeit vom Konzentrationsfaktor $C$ .....	8
Bild 6: Solarturmkraftwerk Ivanpah in California, USA, [35] .....	9
Bild 7: Maximaler Carnot-Wirkungsgrad $\eta_C$ über der Absorbtemperatur $T$ bei der Bezugstemperatur von $20^\circ\text{C}$ .....	11
Bild 8: Temperaturprofile für die indirekte (links) und direkte, für einen umspülten Körper idealisierte, (rechts) Wärmeübertragung, [14]. .....	15
Bild 9: Bauxit-Partikel von ca. 1 mm Durchmesser bei Untersuchungen am DLR, [54] .....	17
Bild 10: Schematische Darstellung eines Direktkontakt Partikel-Luft Wärmeübertragers über regelmäßige Packungsstrukturen, siehe [73] .....	23
Bild 11: Prüfstand am Standort Stuttgart: Gesamtaufbau ohne Isolierung (links) und Wärmeübertragerkanal ohne Isolierung (rechts) .....	27
Bild 12: Schematische Darstellung des Teststands, vgl. [17] .....	29
Bild 13: Luftauslassstrecke oberhalb des Wärmeübertragers (links) und Partikelzuführung mit manueller Absperrvorrichtung (rechts) .....	30
Bild 14: Viertelschnitt des CAD-Modells vom Luftauslass und der Partikelzuführung über ein Partikelzuführrohr .....	31
Bild 15: Schematische Darstellung der Packungseinheit (links) und Übersicht der Geometrieparameter (rechts), vgl. [17] .....	32
Bild 16: Partikelauslass mit Drainageeinheit (links) und Lufteinlassstrecke mit Messinstrumenten (rechts) .....	34
Bild 17: Isolierung des Teststands: Luftzuführung (links), Kanalvorderseite mit abgenommener Isolierung (mitte), Kanalrückseite mit Isolierung (rechts) .....	35
Bild 18: Ausgeliteter Partikelmassendurchsatz verschiedener Lochblenden für den definierten Partikelmassenstrom im Wärmeübertrager .....	44
Bild 19: Mittlere drainierte Partikelmenge der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w10 h02 n3 z10“-Packung mit zusätzlichem gasmassenstromabhängigem Verlust des statischen Hold-Ups. ....	45

Bild 20: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w10 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.....	46
Bild 21: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w10 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedene Partikelmasseströmen .....	47
Bild 22: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der untersuchten Packungen über dem Gasmassenstrom bei einem Partikeldurchsatz von $S = 1.769 \text{ kg/s/m}^2$ mit entsprechenden Fehlerindikatoren .....	48
Bild 23: Messergebnisse der Druckdifferenz über die gesamte Höhe des Wärmeübertrager der untersuchten Packungen über dem Gasmassenstrom bei einem Partikeldurchsatz von $S = 1.769 \text{ kg/s/m}^2$ .....	49
Bild 24: Schematische Darstellung eines diskretisierten Elements mit entsprechenden Ein- und Austrittstemperaturen und Wärme- sowie Masseströmen, siehe [73].....	54
Bild 25: Diskretisiertes Modell zur numerischen Berechnung der Austrittstemperaturen, siehe [73] .....	55
Bild 26: Modellierungs- und experimentelle Ergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz aus dem Referenzpapieren von Verver et al. [70, 74] und eigenen Arbeiten .....	56
Bild 27: Prozentuale Abweichung der Modellierungsergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über den Gasdurchsatz zwischen Referenzpapier [70, 74] und eigenen Arbeiten mit unkorrigierter effektiven Gasströmung $u_g$ .....	57
Bild 28: Prozentuale Abweichung der Modellierungsergebnisse der mittleren Partikelgeschwindigkeit über den Gasdurchsatz zwischen Referenzpapier [70, 74] und eigenen Arbeiten mit korrigierter effektiven Gasströmung $u_g$ um Faktor 0,875	58
Bild 29: Spezifische Partikeloberfläche $a_s$ mit variierendem Partikeldurchsatz $S$ in $\text{kg/s/m}^2$ in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$ mit Korrektur von $\epsilon = 0,5$ und $f_{u, g} = 0,875$ .....	59
Bild 30: Prozentuale Abweichung der spezifischen Partikeloberfläche $a_s$ mit verschiedenen Partikeldurchsätzen $S$ in Abhängigkeit des modellierten Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Model bei einem konstanten Gasdurchsatz $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$ .....	60
Bild 31: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w12 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.....	77
Bild 32: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w14 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.....	77
Bild 33: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w12 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedenen Partikelmasseströmen .....	78

- Bild 34: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w14 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedenen Partikelmassenströmen ..... 78
- Bild 35: Spezifische Partikeloberfläche  $a_s$  mit variierendem Partikeldurchsatz  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$  mit Korrektur von  $\epsilon = 0,55$  und  $f_{u,g} = 1$  ..... 79
- Bild 36: Spezifische Partikeloberfläche  $a_s$  mit variierendem Partikeldurchsatz  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$  mit Korrektur von  $\epsilon = 0,5$  und  $f_{u,g} = 0,875$ ..... 79

## Tabellenverzeichnis

Tabelle 1:	Verschiedene Wärmeträgermedien und deren Einsatztemperaturen.....	12
Tabelle 2:	Stoffeigenschaften von Saint Gobain Proppants 16/30 Sintered Bauxite.....	18
Tabelle 3:	Unterscheidung des Strömungsregimes in Abhängigkeit des Luftmassenstroms .....	24
Tabelle 4:	Untersuchte Geometrien mit Stegbreite und dimensionslosen Parametern ....	43
Tabelle 5:	Lochblendendurchmesser $d_{Blende}$ der verwendete Lochblenden mit entsprechenden Partikeldurchsätzen $S$ .....	43
Tabelle 6:	Experimentelle gegen simulative Ergebnisse zur Modellvalidierung .....	61
Tabelle 7:	Parameter für die Viskositäts- und Wärmeleitungsgleichungen, [64] .....	74
Tabelle 8:	Koeffizient für das Kollisionsintegral Gleichung, [64] .....	74
Tabelle 9:	Koeffizienten und Exponenten für die Restviskosität der Luft, [64] .....	75
Tabelle 10:	Koeffizienten für die ideale Gas Gleichung für Luft, [63] .....	75
Tabelle 11:	Konfidenzniveau.....	76

# Anhang

## A.

Tabelle 7: Parameter für die Viskositäts- und Wärmeleitungsgleichungen, [64]

Parameter	Werte für Luft
$T_c$ [K]	132,6312
$\rho_c$ [mol · dm <sup>-3</sup> ]	10,4477
$p_c$ [MPa]	3,78502
$M$ [g · mol <sup>-1</sup> ]	28,9586
$\epsilon/k$ [K]	103,3
$\sigma$ [nm]	0,360
$\xi_0$ [nm]	0,11
$\Gamma$ [-]	0,055
$q_D$ [nm]	0,31
$T_{ref}$ [K]	265,262

Tabelle 8: Koeffizient für das Kollisionsintegral Gleichung, [64]

$i$	$b_i$
0	0,431
1	-0,4623
2	0,08406
3	0,005341
4	-0,00331

Tabelle 9: Koeffizienten und Exponenten für die Restviskosität der Luft, [64]

$i$	$N_i$	$t_i$	$d_i$	$l_i$
0	10,72	0,2	1	0
1	1,122	0,05	4	0
2	0,002019	2,4	9	0
3	-8,876	0,6	1	1
4	-0,02916	3,6	8	1

Tabelle 10: Koeffizienten für die ideale Gas Gleichung für Luft, [63]

$i$	$N_i$
1	$0,6057194 \cdot 10^{-7}$
2	$-0,210274769 \cdot 10^{-4}$
3	$-0,158860716 \cdot 10^{-3}$
4	-13,841928076
5	17,275266575
6	$-0,195363420 \cdot 10^{-3}$
7	2,490888032
8	0,791309509
9	0,212236768
10	-0,197938904
11	25,36365
12	16,90741
13	87,31279

**B.**

Tabelle 11: Konfidenzniveau

Konfidenzlevel p	68,27 %	90,00 %	95,00 %	95,45 %	99,00 %	99,73 %
Unsicherheit: → Freiheitsgrade v: ↓	0,8414	0,9500	0,9750	0,9773	0,9950	0,9987
1	1,8374	6,3138	12,7062	13,9678	63,6567	235,7837
2	1,3213	2,9200	4,3027	4,5266	9,9248	19,2060
3	1,1969	2,3534	3,1824	3,3068	5,8409	9,2187
4	1,1417	2,1318	2,7764	2,8693	4,6041	6,6201
5	1,1105	2,0150	2,5706	2,6487	4,0321	5,5070
6	1,0906	1,9432	2,4469	2,5165	3,7074	4,9040
7	1,0767	1,8946	2,3646	2,4288	3,4995	4,5299
8	1,0666	1,8595	2,3060	2,3664	3,3554	4,2766
9	1,0588	1,8331	2,2622	2,3198	3,2498	4,0942
10	1,0526	1,8125	2,2281	2,2837	3,1693	3,9569

C.

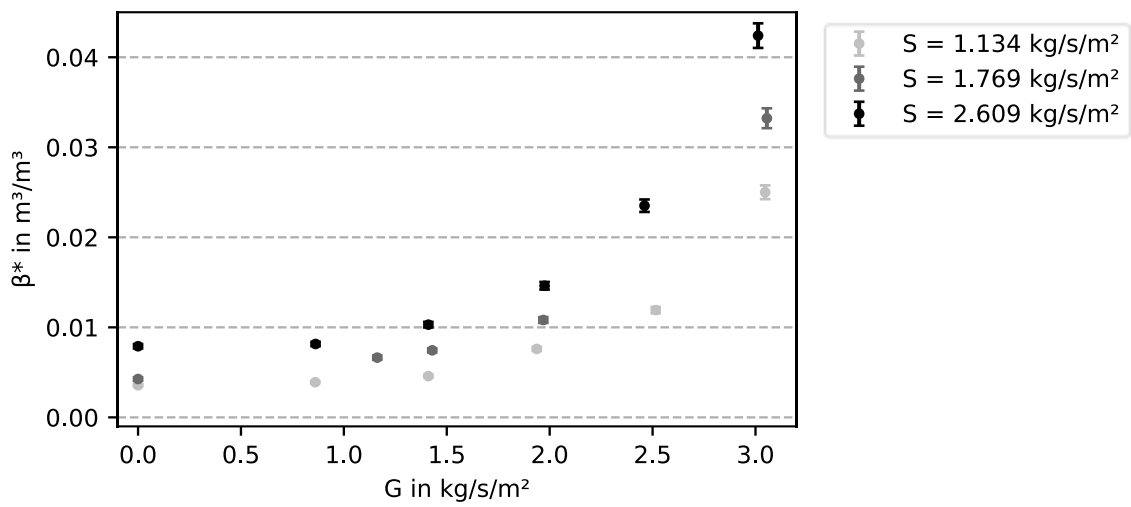


Bild 31: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w12 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.

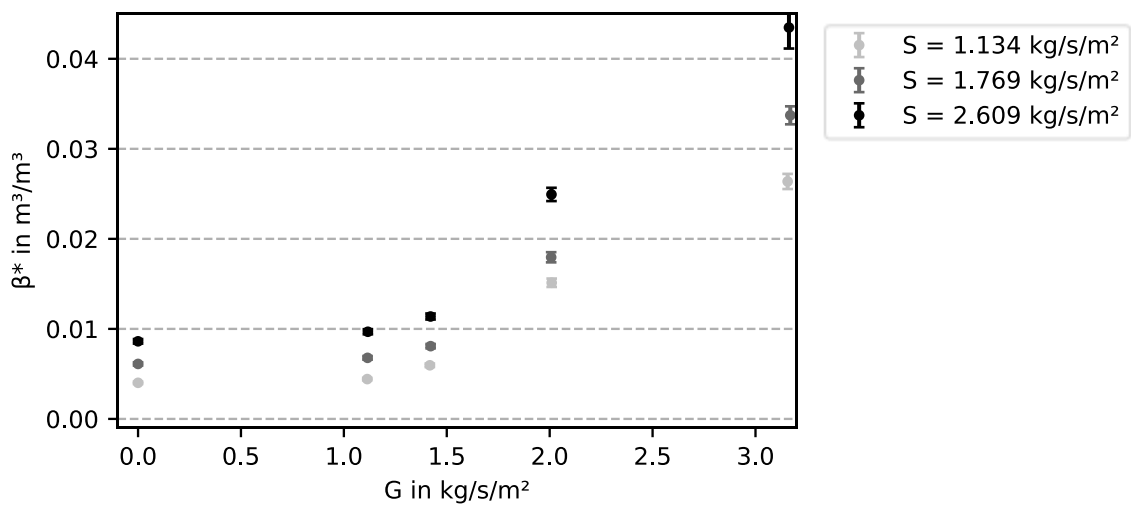


Bild 32: Messergebnisse der Messreihen zum dynamischen Hold-Up der „w14 h02 n3 z10“-Packung über dem Gasmassenstrom mit Fehlerindikator.

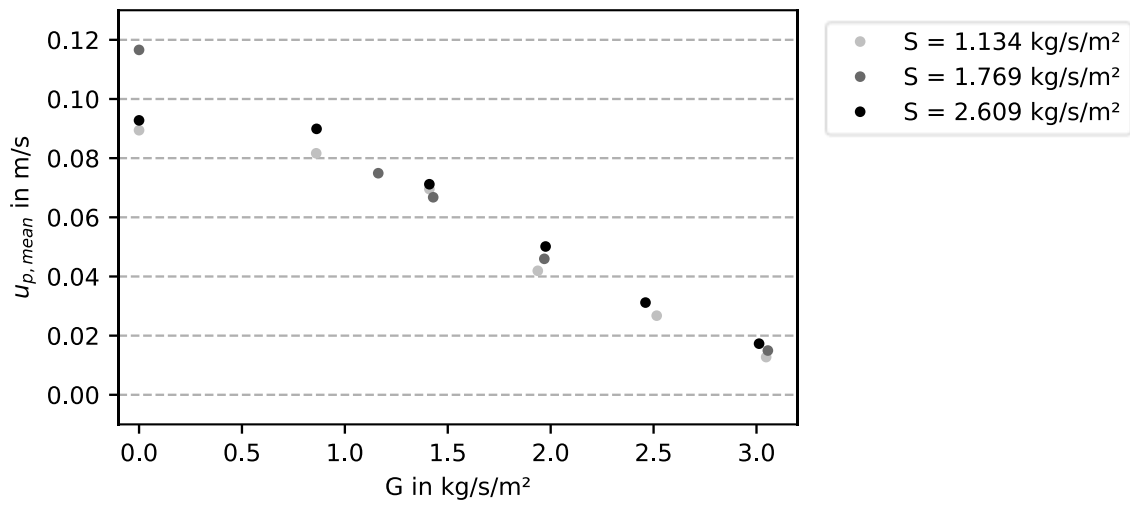
**D.**

Bild 33: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w12 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedenen Partikelmasseströmen

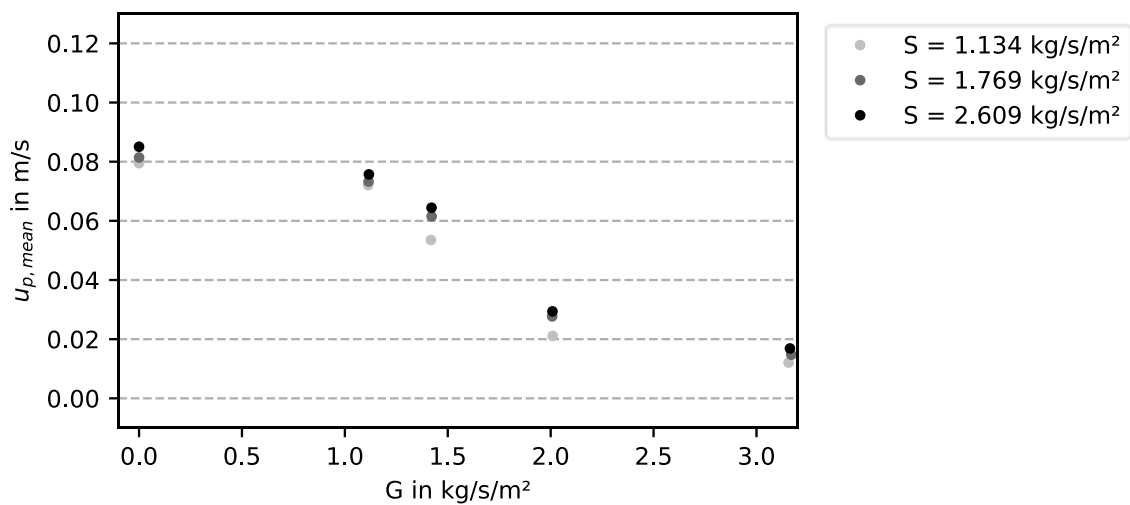


Bild 34: Messergebnisse zur mittleren Partikelsinkgeschwindigkeit über dem Gasdurchsatz der „w14 h02 n3 z10“-Packung bei verschiedenen Partikelmasseströmen

**E.**

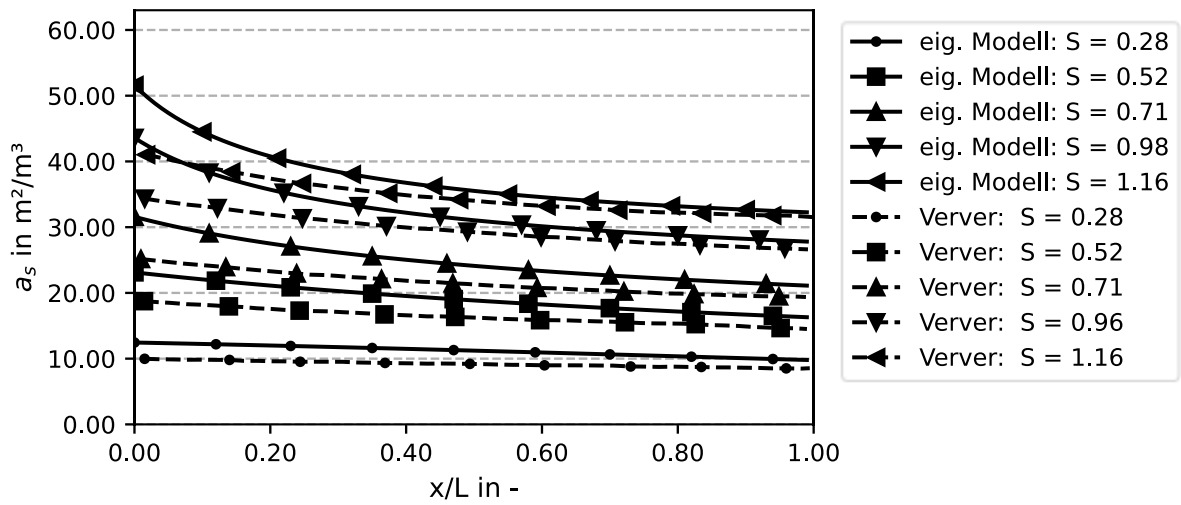


Bild 35: Spezifische Partikeloberfläche  $a_s$  mit variierendem Partikeldurchsatz  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$  mit Korrektur von  $\epsilon = 0,55$  und  $f_{u,g} = 1$

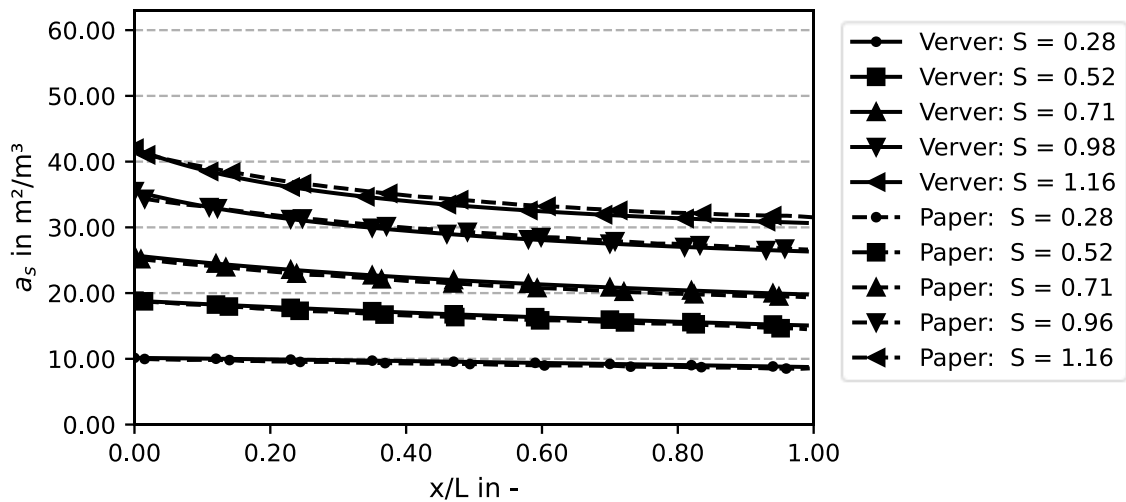


Bild 36: Spezifische Partikeloberfläche  $a_s$  mit variierendem Partikeldurchsatz  $S$  in  $\text{kg/s/m}^2$  in Abhängigkeit der Position in der Kolonne mit einem Temperaturprofil basierend auf dem thermischen Modell bei einem konstanten Gasdurchsatz  $G = 0,74 \text{ kg/s/m}^2$  mit Korrektur von  $\epsilon = 0,5$  und  $f_{u,g} = 0,875$