

# **Analyse der transversalen Partikelbewegung und des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln**

## **Dissertation**

zur Erlangung des akademischen Grades

## **Doktoringenieur**

**(Dr.-Ing.)**

von Dipl.-Ing. Carl Jakob Seidenbecher

geb. am 12.04.1991 in Magdeburg

genehmigt durch die Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik  
der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg

Promotionskommission: Jun.-Prof. Dr.-Ing. Alba Dièguez Alonso (Vorsitz)  
Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht (Gutachter)  
Prof. Dr.-Ing. Fabian Herz (Gutachter)  
Dr.-Ing. Jochen Mellmann (Gutachter)

eingereicht am: 23.02.2021

Promotionskolloquium am: 12.05.2021



## **Schriftliche Erklärung**

Ich erkläre hiermit, dass ich die vorliegende Arbeit ohne unzulässige Hilfe Dritter und ohne Benutzung anderer als der angegebenen Hilfsmittel angefertigt habe. Die aus fremden Quellen direkt oder indirekt übernommenen Gedanken sind als solche kenntlich gemacht.

Insbesondere habe ich nicht die Hilfe einer kommerziellen Promotionsberatung in Anspruch genommen. Dritte haben von mir weder unmittelbar noch mittelbar geldwerte Leistungen für Arbeiten erhalten, die im Zusammenhang mit dem Inhalt der vorgelegten Dissertation stehen.

Die Arbeit wurde bisher weder im Inland noch im Ausland in gleicher oder ähnlicher Form als Dissertation eingereicht und ist als Ganzes auch noch nicht veröffentlicht.

Magdeburg, im Mai 2021

Carl Jakob Seidenbecher



## Vorwort

Diese Arbeit entstand zwischen 2016 und 2021 am Institut für Strömungstechnik und Thermodynamik der Fakultät für Verfahrens- und Systemtechnik an der Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg. Sie wurde unter anderem im Rahmen eines Forschungsprojektes, das von der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. (FOGI, Frankfurt) über das Forschungskuratorium Maschinenbau e.V. (FKM, Frankfurt) beantragt und im Programm zur Förderung der „Industriellen Gemeinschaftsforschung IGF“ (IGF 18916/1) vom Bundesministerium für Wirtschaft und Technologie (BMWi) über die Arbeitsgemeinschaft industrieller Forschungsvereinigungen e.V. finanziell gefördert wurde, erstellt und ist in Teilen an den Projektbericht angelehnt. Im Rahmen der Arbeit entstanden die folgenden Publikationen und Vorträge.

### Publikationen

- 2021 Seidenbecher, J., Herz, F., Meitzner, C., Specht, E., Wirtz, S., Scherer, V., Liu, X. (2021). *The influence of flight design on the temperature distribution in flighted rotary drums*. Chemical Engineering Science 240, S. 116652. DOI: 10.1016/j.ces.2021.116652.
- Seidenbecher, J., Herz, F., Meitzner, C., Specht, E., Wirtz, S., Scherer, V., Liu, X. (2021). *Temperature analysis in flighted rotary drums and the influence of operating parameters*. Chemical Engineering Science, 229, 115972. DOI: 10.1016/j.ces.2020.115972.
- 2019 Seidenbecher, J. (2019). *Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln*. Abschlussbericht zum IGF-Vorhaben Nr. 18916 BG, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Leiter: Prof. Dr.-Ing. Fabian Herz, Prof. Dr.-Ing. Eckehard Specht, Ruhr-Universität Bochum, Leiter: Prof. Dr.-Ing. Viktor Scherer.
- Berndt, A., Wirtz, S., Scherer, V., Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E. (2019). *Heat transfer coefficients in flighted rotary kilns: Comparison of experiments with DEM simulations*. International Congress on Particle Technology (PARTEC), Nürnberg, Germany.
- Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2019). *Determination of the heat transfer coefficient in flighted rotary drums*. 4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), Las Vegas, USA.
- 2018 Seidenbecher, J., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). *Modelling the particle motion in flighted rotary drums*. 9th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids, London, UK.

Seidenbecher, J., Meitzner, C., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). *The convective heat transfer coefficient in flighted rotary drums*. 16th International Heat Transfer Conference (IHTC), Beijing, China, pp. 8789-8798. DOI: 0.1615/IHTC16.tpm.022104.

Seidenbecher, J., Herz, F. (2018). *Experimentelle Wärmeübergangsanalyse in beschauften Drehrohrreaktoren*. Nachwuchswissenschaftlerkonferenz, Köthen, Germany.

Seidenbecher, J., Herz, F., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). *Experimentelle Analyse des Wärmeübergangs in beschauften Drehrohröfen*. Jahrestreffen Abfallbehandlung und Wertstoffrückgewinnung (AuW) und Hochtemperaturtechnik (HTT), Bremen, Germany.

Seidenbecher, J., Herz, F., Specht, E., Wirtz, S., Berndt, A., Scherer, V. (2018). *Influence of operating parameters on the temperature distribution in flighted rotary drums*. 3rd Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC), Fort Lauderdale, USA, pp. 1261-1270. ISSN: 2379-1748, DOI: 10.1615/TFEC2018.tfh.020944.

- 2017 Seidenbecher, J., Herz, F., Meitzner, C., Specht, E. (2017). *Temperature Profile Analysis in Flighted Rotary Drums*. 9th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, Foz Do Iguacu, Brasil.

## Vorträge

- 2021 Konferenzbeitrag auf dem "Jahrestreffen der ProcessNet-Fachgruppen Fluidverfahrenstechnik und Wärme- und Stoffübertragung", Online-Event, Vortrag zum Thema „Wärmeübergang im Drehrohröfen mit Hubschaufeln und dabei maßgebende Wärmeübergangsfläche“.
- 2019 Konferenzbeitrag auf der "4th Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)" in Las Vegas, Nevada, USA. Vortrag, stellvertretend vorgetragen von Prof. Fabian Herz, zum Thema: "Determination of the heat transfer coefficient in flighted rotary drums".
- 2018 Konferenzbeitrag auf der „9th International Conference on Conveying and Handling of Particulate Solids (CHoPS)“ in London, UK. Vortrag und Poster zum Thema: „Modelling the particle motion in flighted rotary drums.“

Beitrag zur Sitzung des wissenschaftlichen Beirates der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. in Frankfurt (Main). Vortrag zum Thema: „Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten“.

Konferenzbeitrag auf der „16th International Heat Transfer Conference (IHTC)“ in Beijing, China. Vortrag und Poster zum Thema: „The convective heat transfer coefficient in flighted rotary drums“.

Konferenzbeitrag auf der "19. Nachwuchswissenschaftlerkonferenz" an der Hochschule Anhalt, Köthen, Deutschland. Poster zum Thema: „Experimentelle Wärmeübergangsanalyse in beschauften Drehrohrreaktoren“.

Konferenzbeitrag auf dem "Jahrestreffen Abfallbehandlung und Wertstoffrückgewinnung (AuW) und Hochtemperaturtechnik (HTT)" der DECHEMA in Bremen, Deutschland. Poster zum Thema: „Experimentelle Analyse des Wärmeübergangs in beschaufelten Drehrohröfen“.

Konferenzbeitrag auf der "3rd Thermal and Fluids Engineering Conference (TFEC)" in Fort Lauderdale, Florida, USA. Vortrag zum Thema: "Influence of operating parameters on the temperature distribution in flighted rotary drums".

- 2017 Beitrag zur 92. DKG Jahrestagung an der TU Berlin. Vortrag zum Thema: „Process modelling in rotary kilns for assessing the temperature profiles of the refractory material“.

Beitrag zur Sitzung des wissenschaftlichen Beirates der Forschungsgemeinschaft Industrieofenbau e.V. in Bennewitz. Vortrag zum Thema: „Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten“.

- 2016 Beitrag zur Tagung der Deutschen Keramischen Gesellschaft e.V. (DKG Fachausschuss 4 „Thermische Prozesse“) im Rahmen des Feuerfest-Symposiums (TU Bergakademie Freiberg). Vortrag zum Thema: „Analyse und Modellierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Einbauten“.



## Zusammenfassung

In dieser Arbeit werden die transversale Partikelbewegung sowie der Wärmeübergang in Drehrohren mit Hubschaufeln untersucht. Im ersten Teil der Arbeit wird die transversale Partikelbewegung in einer Drehtrommel ( $D = 500 \text{ mm}$ ,  $L = 150 \text{ mm}$ ) mit Hubschaufeln analysiert. Videos der Partikelbewegung in der Drehtrommel werden in Einzelbilder umgewandelt und ausgewertet. Damit lassen sich die für den Wärmeübergang relevanten Flächen bestimmen, wobei dafür drei Ansätze definiert werden: die innere Oberfläche des Partikelschleiers unter der Annahme einzelner Kugeln sowie zwei äußere Oberflächen des Partikelschleiers unter der Annahme einer Platte mit jeweils unterschiedlicher Definition der Oberflächenbeschaffenheit (glatt bzw. mit Kugeln an der Oberfläche).

Im zweiten Teil der Arbeit wird der Kontaktwärmeübergang in einem beschaukelten Drehrohr ( $D = 0,5 \text{ m}$ ,  $L = 1,76 \text{ m}$ ) ohne Neigung zur Horizontalen im Batch-Modus untersucht. Während des instationären Aufheizens werden die Temperaturen der Drehrohr- und Hubschaufelwand, des Schüttguts und der Gasphase mittels Typ K-Thermoelementen in verschiedenen radialen und axialen Positionen sowie kontinuierlich über den gesamten Umfang gemessen. Mit Hilfe der zeitlichen Temperaturverläufe und der im ersten Teil der Arbeit bestimmten Wärmeübergangsflächen werden Energiebilanzen aufgestellt, aus denen sich die Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ergeben. Aus der Literatur ist ein Modell für den Kontaktwärmeübergang in Drehrohren ohne Hubschaufeln bekannt. Ein Abgleich der Modellwerte mit den Experimentalwerten zeigt gute Übereinstimmung und, dass das Modell auch Anwendung in Drehrohren mit Hubschaufeln finden kann.

Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier wird im dritten Teil der Arbeit thematisiert und in der oben erwähnten Pilotanlage analysiert. Das aufgeheizte System wird im Batch-Modus von angesaugter Umgebungsluft durchströmt. Während des instationären Abkühlens werden die zeitlichen Temperaturverläufe bei Variation der Betriebsparameter (Drehzahl, Füllungsgrad, Volumenstrom), der Hubschaufeldesignparameter (Hubschaufel-Längenverhältnis, Hubschaufelanzahl) sowie der Materialpara-

meter (Partikeldurchmesser, Wärmeeindringkoeffizient) gemessen. Bei der Bilanzierung der Wärmeströme werden für den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier drei Ansätze unterschieden. Nach dem ersten Ansatz werden die Partikelschleier durchströmt und jedes Partikel ist in Kontakt mit dem Gas. Dies wird als Wärmeübergang an überströmten Einzelkugeln angesehen. Die Ansätze zwei und drei gehen von einem außen umströmten Partikelschleier aus, der als überströmte Platte betrachtet wird. Die beiden Ansätze unterscheiden sich in der Annahme von glatter bzw. mit Kugeln besetzter Plattenoberfläche. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient ist jedoch vom gewählten Ansatz hinsichtlich der Wärmeübergangsfläche abhängig. Das Modell der umströmten Kugel ist für einige Fälle in guter Übereinstimmung mit den Messwerten, jedoch nur bei großen Partikeldurchmessern. Auch das Modell der überströmten Platte ist nicht in ausreichender Übereinstimmung mit allen Messwerten. Das liegt darin begründet, dass in beiden Modellen außer dem Volumenstrom und dem Partikeldurchmesser keine weiteren Parameterabhängigkeiten enthalten sind. Um alle untersuchten Parametereinflüsse auf den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier abbilden zu können, wird eine parametrische Regressionsanalyse durchgeführt. Daraus wird ein mathematisches Modell mit guter Korrelation zu den Messwerten entwickelt und vorgestellt.

## Abstract

In this work, the transverse particle motion as well as the heat transfer in rotary drums with flights are investigated. In the first part of the work, the transverse particle motion in a rotary drum ( $D = 500$  mm,  $L = 150$  mm) with flights is analyzed. Videos of the particle motion in the rotary drum are converted into single images and evaluated. This allows the surfaces relevant for heat transfer to be determined. Three approaches are defined for this purpose: the inner surface of the particle curtain assuming individual spheres, and two outer surfaces of the particle curtain assuming a plate, each with a different definition of the surface properties (smooth or with spheres on the surface). In the second part of the work, the contact heat transfer in a flighted rotary drum ( $D = 0.5$  m,  $L = 1.76$  m) without inclination to the horizontal is investigated in batch mode. During transient heating, the temperatures of the rotary drum and flight wall, the bulk material and the gas phase are measured by means of type K thermocouples in different radial and axial positions and continuously over the entire circumference. Using the temperature profiles over time and the heat transfer areas determined in the first part of the paper, energy balances are established, from which the contact heat transfer coefficients are obtained. A model for contact heat transfer in rotary drums without flights is known from the literature. A comparison of the model values with the experimental values shows good agreement and that the model can also be applied in rotary kilns with flights.

The convective heat transfer at the particle curtain is addressed in the third part of the paper and analysed in the pilot plant mentioned above. The heated system is flown through in batch mode by ambient air drawn in. During transient cooling, the temperature curves over time are determined while varying the operating parameters (rotational speed, filling degree, volumetric flow rate), the flight design parameters (flight length ratio, number of flights), and the material parameters (particle diameter, heat penetration coefficient). When balancing the heat flows, three approaches are distinguished for convective heat transfer at the particle curtain. According to the first approach, the particle curtains are flowed through and each particle is in contact with the

gas. This is considered as heat transfer at single spheres flowed over. Approaches two and three assume an externally flowed particle curtain, which is considered as a flowed-over plate. The two approaches differed in the assumption of smooth and spherical plate surfaces, respectively. However, the convective heat transfer coefficient depends on the chosen approach in terms of heat transfer area. The overflowed sphere model is in good agreement with the measured values for some cases, but only for large particle diameters. The model of the overflowed plate is also not in sufficient agreement with all measured values. This is due to the fact that in both models, apart from the volumetric flow rate and the particle diameter, no other parameter dependencies are included. In order to be able to represent all investigated parameter influences on the convective heat transfer at the particle curtain, a parametric regression analysis is performed. From this, a mathematical model with good correlation to the measured values is developed and presented.

## Symbolverzeichnis

Latein. Symbol	Bedeutung	Einheit
$A_b$	Oberfläche der Schüttung, die den hydraulischen Querschnitt verringert	$m^2$
$A_c$	Schleieroberfläche im Allgemeinen	$m^2$
$A_{c,a,KO}$	Äußere Schleieroberfläche unter Annahme von Partikeln an der Oberfläche	$m^2$
$A_{c,a,PL}$	Äußere Schleieroberfläche unter Annahme einer Platte	$m^2$
$A_{c,i}$	Innere Schleieroberfläche	$m^2$
$A_{c,P}$	Projektionsfläche der Partikelschleier	$m^2$
$A_{GS}$	Freie Schüttbettoberfläche	$m^2$
$A_{GS,c}$	Wärmeübergangsfläche zwischen Gas und Schleier	$m^2$
$A_{hydr,durch}$	Hydraulische Querschnittsfläche bei durchströmten Schleiern	$m^2$
$A_{hydr,max}$	Maximale hydraulische Querschnittsfläche	$m^2$
$A_{hydr,um}$	Hydraulische Querschnittsfläche bei umströmten Schleiern	$m^2$
$A_{Kont}$	Kontaktwärmeübergangsfläche	$m^2$
$A_P$	Oberfläche eines Partikels	$m^2$
$A_{P,P}$	Projektionsfläche eines Partikels	$m^2$
$A_{s,H \delta = 0^\circ}$	Von der Schüttung in der Hubschaufel initial eingenommene Fläche	$m^2$
$A_{WG}$	Freie Ofenwandoberfläche	$m^2$
$A_{WS}$	Mit Schüttung bedeckte Ofenwandoberfläche	$m^2$
$b_b$	Wärmeeindringkoeffizient der Schüttung	$J/K/m^2/s^{0,5}$
$c_{p,b}$	Spezifische Wärmekapazität der Schüttung	$J/kg/K$
$c_{p,Luft}$	Spezifische Wärmekapazität der Luft	$J/kg/K$
$D$	Durchmesser	$m$
$D_{hydr}$	Hydraulischer Durchmesser	$m$
$D_{hydr,max}$	Maximaler hydraulischer Durchmesser	$m$
$D_{Rohr}$	Durchmesser des Drehrohres	$m$
$D_T$	Durchmesser der Drehtrommel	$m$
$d_p$	Partikeldurchmesser	$m$
$f_D$	Füllungsgrad der Drehtrommel/des Drehrohres	-
$f_{D,opt}$	Optimaler Füllungsgrad der Drehtrommel/des Drehrohres	-
$f_{H,i}$	Hubschaufelfüllungsgrad der <i>i-ten</i> Hubschaufel	-
$Fr$	Froude-Zahl	-
$g$	Erdbeschleunigung	$m/s^2$

$H_{FUF}$	Füllungsgrad der ersten aktiven Hubschaufel	-
$H_i$	Füllung der Hubschaufel $i$	$m^3$
$H_s$	Enthalpie des Feststoffs	J
$\bar{h}_c$	Mittlere Schleierhöhe	m
$h_F$	Fallhöhe der Partikel	m
$L$	Länge bzw. Tiefe	m
$L_C$	Länge des Schleiers	m
$L_{Heiz}$	Länge des beheizten Bereichs	m
$L_q$	Breite der quer angeströmten Schüttbettoberfläche	m
$L_{Rohr}$	Länge des Drehrohres	m
$L_T$	Länge der Drehtrommel	m
$l_1$	Radiale Hubschaufellänge	m
$l_1/R_T$	Verhältnis radiale Hubschaufellänge zu Drehtrommel-Radius	-
$l_2$	Tangentiale Hubschaufellänge	m
$l_2/l_1$	Hubschaufel-Längenverhältnis	-
$M$	Masse	kg
$m_b$	Masse der Schüttung	kg
$Nu$	Nusselt-Zahl	-
$Nu_d$	Nusselt-Zahl, die über den Durchmesser definiert wird	-
$Nu_d$	Nusselt-Zahl, die über den axialen Abstand definiert wird	-
$n$	Drehzahl	rpm
$N$	Anzahl der Stichproben	-
$n_F$	Hubschaufelanzahl	-
$n_F/n_{th}$	Hubschaufelanzahl-Verhältnis	-
$n_{F,a}$	Anzahl aktiver Hubschaufeln	-
$n_{F,th}$	Theoretisch maximale Hubschaufelanzahl	-
$n_{P,KO}$	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche gesamt	-
$n_{P,KO,h}$	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche entlang der Schleierhöhe	-
$n_{P,KO,L}$	Anzahl der Partikel an der äußeren Schleierfläche entlang der Schleierlänge	-
$\bar{n}_{P,Luft}$	Mittlere Anzahl der Partikel in der Luftphase	-
$n_{th}$	Theoretisch maximal installierbare Hubschaufelanzahl	-
$Pr$	Prandtl-Zahl	-
$\dot{Q}_{GS,b}$	Wärmestrom zwischen Gas und Feststoff an der freien Schüttbettoberfläche	W
$\dot{Q}_{GS,c}$	Wärmestrom zwischen Gas und Feststoff an den fallenden Partikelschleieren	W
$\dot{Q}_{GS,c,Exp}/K$	Experimentell bestimmter Wärmestrom pro Kelvin am Partikelschleier	W/K
$\dot{Q}_{GS,c,ModA}/K$	Nach Modell A berechneter Wärmestrom pro Kelvin am Partikelschleier	W/K
$\dot{Q}_{GS,c,ModB}/K$	Nach Modell B berechneter Wärmestrom pro Kelvin am Partikelschleier	W/K

$\dot{Q}_{GS,eff}$	Wärmestrom durch Strahlung und Konvektion an der freien Schüttbettoberfläche	W
$\dot{Q}_{GS,konv}$	Wärmestrom zwischen Gas und Partikelschleier	W
$\dot{Q}_{GW,eff}$	Wärmestrom durch Strahlung und Konvektion zwischen Gas und freier Ofenwand	W
$\dot{Q}_{Heiz}$	Heizwärmestrom	W
$\dot{Q}_{Verlust}$	Verlustwärmestrom	W
$\dot{Q}_{Verlust,stat}$	Verlustwärmestrom im stationären Zustand	W
$\dot{Q}_{WS,kont}$	Wärmestrom durch Leitung von der Ofenwand auf die bedeckende Schüttung	W
$\dot{Q}_{WS,\epsilon}$	Wärmestrom durch Strahlung zwischen Wand und Feststoff	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda}$	Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda,stat}$	Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung im stationären Zustand	W
$\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}$	Vorläufiger Wärmestrom durch Kontakt zwischen Wand und Schüttung ohne Berücksichtigung des Verlustwärmestroms	W
R	Radius	m
$R_T$	Radius der Drehtrommel	m
Re	Reynolds-Zahl	-
$Re_d$	Reynolds-Zahl, die mit dem Durchmesser berechnet wird	-
$Re_z$	Reynolds-Zahl, die mit dem axialen Abstand berechnet wird	-
$r_H$	Radialer Abstand des Hubschaufelrückens vom Trommelzentrum	m
$r_{HS}$	Radialer Abstand der Hubschaufelspitze vom Trommelzentrum	m
$T_G$	Temperatur des Gases/der Luft	°C
$T_i$	Temperatur im Ofen an der <i>i-ten</i> Position	°C
$\Delta T_{m,G}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Partikel und Gas	K
$\Delta T_{m,W}$	Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz zwischen Partikel und Wand	K
$T_S$	Temperatur des Feststoffs/Schüttguts	°C
$T_{S,stat}$	Temperatur des Feststoffs im stationären Zustand	°C
$T_U$	Temperatur der Umgebung	°C
$T_W$	Temperatur der Ofenwand	°C
$T_{W,stat}$	Temperatur der Ofenwand im stationären Zustand	°C
$T_0$	Anfangstemperatur	°C
t	Zeit	s
$t_F$	Fallzeit der Partikel	s
$t_{Kontakt}$	Kontaktzeit zwischen Partikel und Drehrohrwand	s
$t_{Ges}$	Gesamte Versuchsdauer	s
$t_{Heiz}$	Dauer der Heizung	s
$t_{Kühl}$	Dauer der Kühlung	s
$t_U$	Dauer einer Umdrehung	s
$\dot{V}$	Volumenstrom	m <sup>3</sup> /s
$V_b$	Volumen der Schüttung	m <sup>3</sup>

$V_{s,H \delta=0^\circ}$	Von der Schüttung in der Hubschaufel initial eingenommenes Volumen	$m^3$
$V_T$	Volumen der Drehtrommel	$m^3$
$v_F$	Fallgeschwindigkeit der Partikel	$m/s$
$v_{Gas}$	Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Ofenrohr	$m/s$
$v_{Rel}$	Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel	$m/s$
$v_{Roll}$	Rollgeschwindigkeit der Partikel an der Schüttbettoberfläche	$m/s$
$z$	Axiale Position im Ofenrohr	$m$
$z_{Heiz}$	Axiale Position im beheizten Bereich des Ofenrohres	$m$

Griech. Symbol	Bedeutung	Einheit
$\alpha$	Hubschaufelwinkel, der aus dem Hubschaufel-Längenverhältnis folgt	$^\circ$
$\alpha_{GS,b}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an der freien Schüttbettoberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,KO}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Umströmung und Kugeln an der Oberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,ModA,KO}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell A mit Verwendung der Relativgeschwindigkeit bezogen auf die äußere Schleierfläche mit Annahme von Kugeln an der Plattenoberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,ModA,PL}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell A mit Verwendung der Relativgeschwindigkeit bezogen auf die äußere Schleierfläche mit Annahme einer glatten Plattenoberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,ModB,KO}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell B mit Verwendung der Gasgeschwindigkeit bezogen auf die äußere Schleierfläche mit Annahme von Kugeln an der Plattenoberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,ModB,PL}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell B mit Verwendung der Gasgeschwindigkeit bezogen auf die äußere Schleierfläche mit Annahme einer glatten Plattenoberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,Mod KO}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier berechnet nach dem Modell der überströmten Platte mit Kugeln an der Oberfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,Mod PL}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier berechnet nach dem Modell der überströmten glatten Platte	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,a,PL}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Umströmung und Platte	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,i}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern bei Annahme von Durchströmung	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,i,ModA,K}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell A mit Verwendung der Relativgeschwindigkeit bezogen auf die innere Schleierfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,i,ModB,K}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient nach Modell B mit Verwendung der Gasgeschwindigkeit bezogen auf die innere Schleierfläche	$W/m^2/K$
$\alpha_{GS,c,i,Mod Kugel}$	Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier berechnet nach dem Modell der umströmten Kugel	$W/m^2/K$
$\alpha_{Pen}$	Wärmeübergangs-/Penetrationskoeffizient durch das Schüttbett	$W/m^2/K$
$\alpha_{WS}$	Wärmeübergangskoeffizient von der Ofenwand auf die erste Partikelschicht	$W/m^2/K$
$\alpha_{WS,\lambda}$	Kontaktwärmeübergangskoeffizient	$W/m^2/K$

---

$\alpha_{WS,\lambda,an}$	Angepasster Kontaktwurrebergangskoeffizient, modifiziert nach dem Modell von Li et al.	$W/m^2/K$
$\alpha_{WS,\lambda,Exp}$	Allgemein experimentell bestimmter Kontaktwurrebergangskoeffizient	$W/m^2/K$
$\alpha_{WS,\lambda,Li}$	Kontaktwurrebergangskoeffizient nach dem Modell von Li et al.	$W/m^2/K$
$\alpha_{WS,\lambda,vorl}$	Vorläufiger Kontaktwurrebergangskoeffizient ohne Berücksichtigung des Verlustwurrestroms	$W/m^2/K$
$\beta$	Winkel zwischen den Hubschaufelenden	$^\circ$
$\gamma$	Kinetischer Schüttwinkel	$^\circ$
$\delta$	Umfangsposition/Abwurfwinkel der Hubschaufel	$^\circ$
$\delta_L$	Finaler Abwurfwinkel der Hubschaufel	$^\circ$
$\varepsilon$	Füllwinkel	rad
$\varepsilon_P$	Porosität der Schüttung	-
$\varepsilon_S$	Emissionsgrad der Schüttung	-
$\varepsilon_W$	Emissionsgrad von Ofen- und Hubschaufelwand	-
$\varepsilon_{WS}$	Emissionsgrad von Ofen- und Hubschaufelwand und Schüttung	-
$\Theta$	Dynamischer Schüttwinkel	$^\circ$
$\lambda_b$	Wurreleitfahigkeit der Schüttung	$W/m/K$
$\lambda_{Luft}$	Wurreleitfahigkeit der Luft	$W/m/K$
$\nu_0$	Initialer Uberstandswinkel der Schüttung in der Hubschaufel	$^\circ$
$\nu_{Luft}$	Kinematische Viskosität der Luft	$m^2/s$
$\rho_b$	Dichte der Schüttung	$kg/m^3$
$\rho_{Luft}$	Dichte der Luft	$kg/m^3$
$\sigma$	Stefan-Boltzmann-Konstante	$W/m^2/K^4$
$\sigma_{SE}$	Standardabweichung	-
$\varphi$	Füllwinkel	$^\circ$
$\chi$	Kontaktwurrewiderstandsbeiwert	-
$\omega$	Winkelgeschwindigkeit	rad/s

---



# Abkürzungsverzeichnis

---

<b>Abkürzung</b>	<b>Bedeutung</b>
CFD	Computational Fluid Dynamics
D	Drehrohrofen
DEM	Diskrete Elemente Methode
exp	experimentell
F	Flight (Hubschaufel)
FEM	Finite Elemente Methode
FUF	First Unloading Flight (erste aktive Hubschaufel)
HS	Hubschaufel
LCL	Lower Confidence Limit (Unteres Konfidenzniveau)
LUF	Last Unloading Flight (letzte aktive Hubschaufel)
K	Kugel
KO	Plattenoberfläche mit Annahme von Kugeln an der Oberfläche
Mod	Modell
MW	Mittelwert
P	Platte
PL	Plattenoberfläche mit Annahme einer glatten Platte
SD	Standard Deviation (Standardabweichung)
T	Drehtrommel
UCL	Upper Confidence Limit (Oberes Konfidenzniveau)

---



# Inhaltsverzeichnis

<b>Schriftliche Erklärung .....</b>	<b>III</b>
<b>Vorwort .....</b>	<b>V</b>
<b>Zusammenfassung .....</b>	<b>IX</b>
<b>Abstract .....</b>	<b>XI</b>
<b>Symbolverzeichnis .....</b>	<b>XIII</b>
<b>Abkürzungsverzeichnis .....</b>	<b>XIX</b>
<b>1 Einleitung .....</b>	<b>1</b>
1.1 Problemstellung und Motivation .....	1
1.2 Zielstellung .....	6
<b>2 Transversale Partikelbewegung .....</b>	<b>7</b>
2.1 Stand der Forschung .....	7
2.2 Experimentelle Analyse der transversalen Partikelbewegung .....	10
2.2.1 Versuchsaufbau .....	10
2.2.2 Versuchsdurchführung .....	13
2.2.3 Versuchsauswertung .....	14
2.2.3.1 Optimaler Füllungsgrad .....	14
2.2.3.2 Hubschaufelfüllungsgrad .....	16
2.2.3.3 Partikelanzahl in der Luftphase .....	17
2.2.3.4 Innere und äußere Schleieroberflächen .....	22
2.2.3.5 Füllwinkel .....	25
2.2.3.6 Hydraulische Querschnittsfläche .....	25
2.3 Ergebnisse .....	27
2.3.1 Optimaler Füllungsgrad .....	27
2.3.2 Hubschaufelfüllungsgrad .....	28
2.3.2.1 Einfluss der Drehzahl .....	28
2.3.2.2 Einfluss des Füllungsgrades .....	30
2.3.2.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	31
2.3.2.4 Einfluss des Partikeldurchmessers .....	36
2.3.3 Partikelanzahl in der Luftphase .....	38
2.3.3.1 Einfluss der Drehzahl .....	38

2.3.3.2 Einfluss des Füllungsgrades .....	38
2.3.3.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	39
2.3.3.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	40
2.3.3.5 Einfluss des Partikeldurchmessers .....	41
2.3.4 Innere und äußere Schleieroberflächen .....	42
2.3.4.1 Einfluss der Drehzahl .....	42
2.3.4.2 Einfluss des Füllungsgrades .....	43
2.3.4.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	44
2.3.4.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	46
2.3.4.5 Einfluss des Partikeldurchmessers .....	47
2.3.5 Füllwinkel .....	48
2.3.5.1 Einfluss der Drehzahl .....	48
2.3.5.2 Einfluss des Füllungsgrades .....	49
2.3.5.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	50
2.3.5.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	51
2.3.5.5 Einfluss des Partikeldurchmessers .....	52
2.3.6 Hydraulische Querschnittsfläche .....	53
2.3.6.1 Annahmen .....	53
2.3.6.2 Einfluss der Drehzahl .....	54
2.3.6.3 Einfluss des Füllungsgrades .....	55
2.3.6.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	56
2.3.6.5 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	58
2.3.6.6 Einfluss des Partikeldurchmessers .....	59
2.4 Schlussfolgerung zur transversalen Partikelbewegung .....	60
<b>3 Kontaktwärmeübergang in Drehrohren mit Hubschaufeln .....</b>	<b>63</b>
3.1 Stand der Forschung .....	63
3.2 Experimentelles Design .....	66
3.2.1 Versuchsaufbau .....	66
3.2.2 Versuchsdurchführung und Messdatenanalyse .....	70
3.2.3 Versuchsauswertung .....	72
3.2.3.1 Temperaturprofile .....	72
3.2.3.2 Kontaktwärmeübergangskoeffizient .....	73
3.3 Berechnung von Modellwerten .....	81
3.4 Ergebnisse .....	82
3.4.1 Wärmeströme .....	82
3.4.2 Kontaktwärmeübergangskoeffizient .....	83
3.4.2.1 Einfluss der Drehzahl .....	83
3.4.2.2 Einfluss des Füllungsgrades .....	86
3.4.2.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	88
3.4.2.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	94

3.4.2.5 Einfluss des Partikeldurchmessers.....	100
3.4.2.6 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient.....	104
3.4.3 Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten .....	105
3.5 Schlussfolgerung zum Kontaktwärmeübergang .....	106
<b>4 Konvektiver Wärmeübergang am Partikelschleier .....</b>	<b>109</b>
4.1 Stand der Forschung.....	109
4.2 Experimentelles Design .....	112
4.2.1 Versuchsaufbau .....	112
4.2.2 Versuchsdurchführung und Messdatenanalyse.....	112
4.2.3 Versuchsauswertung.....	114
4.2.3.1 Temperaturprofile.....	114
4.2.3.2 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient .....	116
4.3 Ergebnisse .....	120
4.3.1 Temperaturprofile.....	120
4.3.1.1 Allgemeine zeitabhängige, umfangsbezogene und axiale Temperaturprofile.....	120
4.3.1.2 Einfluss der Drehzahl.....	125
4.3.1.3 Einfluss des Füllungsgrades.....	126
4.3.1.4 Einfluss des Volumenstroms .....	127
4.3.1.5 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	128
4.3.1.6 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	129
4.3.1.7 Einfluss des Partikeldurchmessers.....	130
4.3.1.8 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient.....	131
4.3.2 Wärmeströme.....	132
4.3.3 Definition maßgebender Flächen für den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier .....	133
4.3.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient .....	135
4.3.4.1 Einfluss der Drehzahl.....	135
4.3.4.2 Einfluss des Füllungsgrades.....	138
4.3.4.3 Einfluss des Volumenstroms .....	139
4.3.4.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses .....	143
4.3.4.5 Einfluss der Hubschaufelanzahl .....	147
4.3.4.6 Einfluss des Partikeldurchmessers.....	150
4.3.4.7 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient.....	154
4.3.5 Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten .....	155
4.3.6 Parametrische Regressionsanalyse .....	157
4.3.6.1 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Verwendung der Relativgeschwindigkeit (Modell A) .....	157
4.3.6.2 Konvektiver Wärmestrom/K bei Verwendung der Relativgeschwindigkeit (Modell A).....	163
4.3.6.3 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Verwendung der Gasgeschwindigkeit (Modell B) .....	165

---

4.3.6.4 Konvektiver Wärmestrom/K bei Verwendung der Gasgeschwindigkeit (Modell B) ...	169
4.4 Schlussfolgerung zum konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier .....	170
<b>5 Diskussion .....</b>	<b>173</b>
<b>Literaturverzeichnis .....</b>	<b>183</b>
<b>Anhang .....</b>	<b>191</b>
Anhang A Beispielrechnung zur inneren und äußeren Schleieroberfläche .....	191
Anhang B Parameterweise Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten konvektiver Wärmeübergangskoeffizienten.....	196

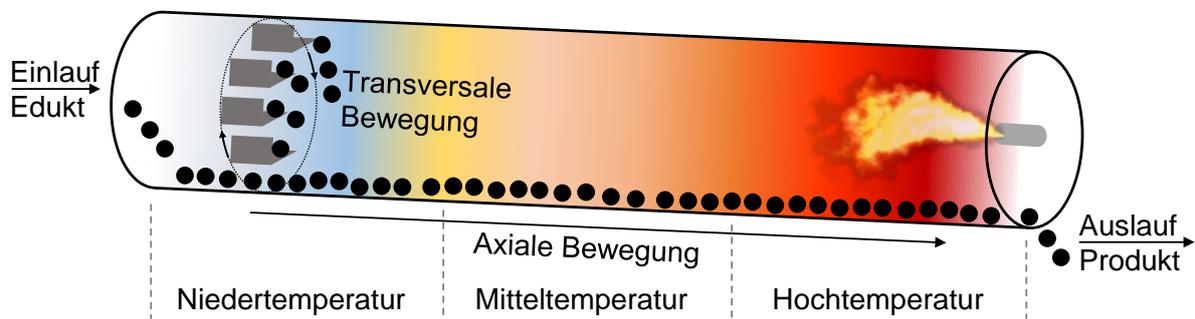
# 1 Einleitung

## 1.1 Problemstellung und Motivation

Der Drehrohrofen wurde 1853 als „kühne Neuerung“ im Bereich der Sodaherstellung vorgestellt [1, 2] und 1911 als „modernster Brennapparat“ bezeichnet [3], der durch einen simplen Aufbau charakterisiert ist. Trotz des einfachen Aufbaus sind die im Drehrohrofen ablaufenden Prozesse jedoch hochkomplex und noch längst nicht vollständig erforscht.

Drehrohrofen gelten als vielseitig anwendbar und gehören zu den am meisten verwendeten Ofenbauarten [4]. Sie werden unter anderem zur Zementherstellung, für Kalzinierungs- und Schmelzprozesse, in der Magnesit- und Dolomit-Behandlung, zur Entwässerung von Gips, Verbrennung von flüssigen und festen Abfallprodukten, Sinterung von Mineralen und für Trocknungsprozesse genutzt. Die eingesetzten Produkte sind meist feine und granulare Schüttgüter [5]. Drehrohrofen sind durch eine kontinuierliche Drehung um ihre Rohrachse, eine horizontale Neigung und eine dadurch induzierte axiale Schüttgutbewegung charakterisiert. In den meisten Anwendungen werden sie von einem Verbrennungsgas im Gegenstrom zum Schüttgut durchströmt. Dies wird als direkte Beheizung bezeichnet. Je nach zu behandelndem Material sowie abhängig von den Anforderungen des durchzuführenden Prozesses können Drehrohre auch indirekt von außen beheizt werden. Die Wärme wird dann beispielsweise elektrisch, durch Mikrowellen oder auf die Außenseite des Drehrohres ausgerichtete Brenner zugeführt. Hinsichtlich der Prozesstemperatur im Drehrohrofen lässt sich das Drehrohr in verschiedene Temperaturbereiche unterteilen, wie es in Abbildung 1 schematisch am Beispiel eines direkt befeuerten Gegenstromdrehrohrofens dargestellt ist. Am Auslauf, an dem der Brenner installiert ist, befindet sich der Hochtemperaturbereich des Drehrohres mit bis zu 2000 °C. Dort findet der Wärmeübergang überwiegend durch Strahlung statt. Im Einlauf des Drehrohres liegen niedrigere Temperaturen bis 200 °C vor, wodurch die durch Strahlung übertragene Wärme deutlich geringer ist. In diesem Bereich wird jedoch häufig viel Wärme benötigt, um u. a. feuchtes Schüttgut zu trocknen. Zur Verbesserung des konvektiven Wärmeübergangs werden daher im

Einlaufbereich Hubschaufeln installiert. Sie heben das Schüttgut an und werfen es kontinuierlich als Partikelschleier ab.

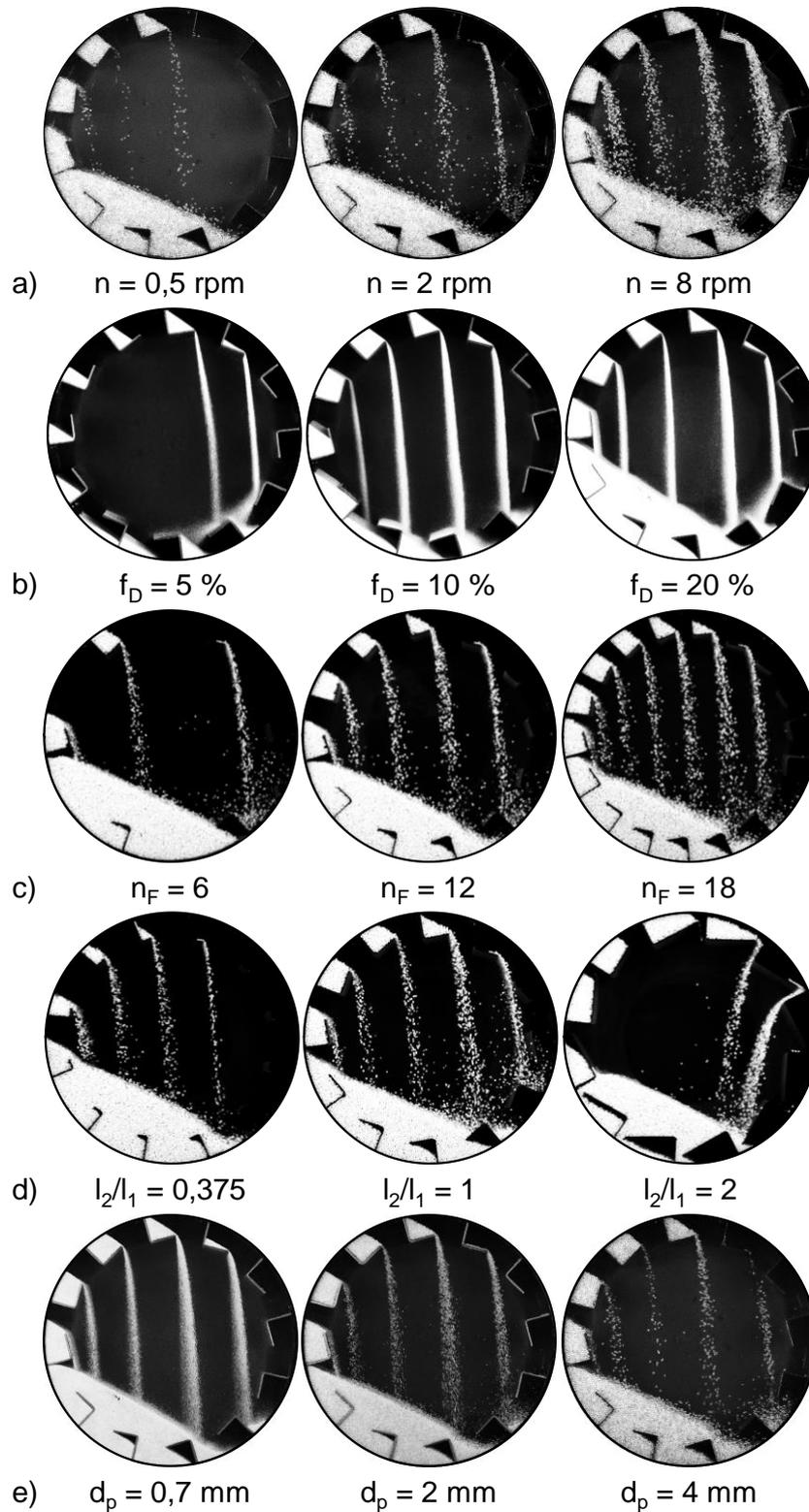


**Abbildung 1:** Temperaturbereiche im Drehrohrofen

In Abbildung 2 wird das Bewegungsverhalten des Schüttguts beim Einsatz von Hubschaufeln gezeigt. Darin sind jeweils die Parameter Drehzahl ( $n$ ), Füllungsgrad der Drehtrommel ( $f_D$ ), Partikeldurchmesser ( $d_p$ ), Hubschaufelanzahl ( $n_F$ ) sowie Hubschaufel-Längenverhältnis ( $l_2/l_1$ ) bei gleichbleibender Drehtrommelgeometrie variiert. Mit steigender Drehzahl (Abbildung 2a) werden mehr Partikel in die Luftphase gebracht, die Schleierdichte und -breite werden größer. Zudem ist ein Einfluss der Drehzahl auf die Verteilung der Partikelschleier zu sehen: bei niedriger Drehzahl befinden sich die Partikel bevorzugt in der linken, bei hoher Drehzahl konzentrierter in der rechten Drehtrommelhälfte. In Abbildung 2b ist zu sehen, dass bei geringem Füllungsgrad die Anzahl und die Breite der Partikelschleier sinken. Ein hoher Füllungsgrad kann zur Verringerung der Partikelfallhöhe sowie des Strömungsquerschnitts der Drehtrommel führen. Mit steigender Hubschaufelanzahl entstehen mehr Partikelschleier (Abbildung 2c). Die Größe der Hubschaufeln – ausgedrückt über das Hubschaufel-Längenverhältnis (Abbildung 2d) – beeinflusst die Breite, die Dichte sowie die Verteilung der Partikelschleier. Zudem ist Abbildung 2e zu entnehmen, dass größere Partikeldurchmesser zu einer höheren Schleierporosität führen.

Die Ausbildung der Partikelschleier wird demnach von vielen Faktoren beeinflusst. Dazu zählt auch das Hubschaufeldesign, von dem vier Beispiele in Abbildung 3 zu sehen sind. Es zeigt sich ein Trend zu vielen, dicht angeordneten Hubschaufeln. Das Design und die Größe der Hubschaufeln unterliegen dabei einer gewissen Variation. Dass eine höhere Hubschaufelanzahl sich auch negativ auswirken kann, verdeutlicht Abbildung 4. Darin ist mit steigender Hubschaufelanzahl eine vermehrte Staubbildung

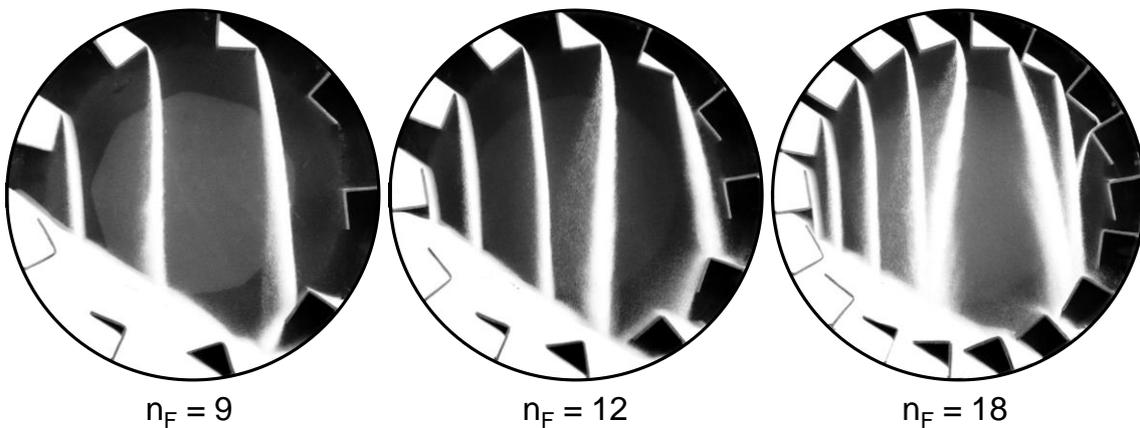
durch Aufbrechen und Ablenken der Partikelschleier zu beobachten. Solche Phänomene gilt es in der Praxis zu vermeiden, um den Materialaustrag durch axiale Dispersion so gering wie möglich zu halten.



**Abbildung 2:** Einfluss verschiedener Parameter auf die transversale Partikelbewegung in beschauelten Drehrohren. a) Drehzahl ( $n$ ), b) Füllungsgrad ( $f_D$ ), c) Hubschaufelanzahl ( $n_F$ ), d) Hubschaufel-Längenverhältnis ( $l_2/l_1$ ), e) Partikeldurchmesser ( $d_p$ )



**Abbildung 3:** Innenansichten von Drehrohren mit Hubschaufeln (Bildnachweise: wikipedia.com, fe-co.com, forconstructionpros.com)



**Abbildung 4:** Einfluss der Hubschaufelanzahl  $n_F$  auf die Partikelschleier von feinem, staubendem Material am Beispiel von Quarzsand ( $d_p = 0,2 \text{ mm}$ )

Die Analyse der transversalen Partikelbewegung ist demnach wichtig zur Beschreibung der Partikelverteilung und folglich fundamental bei der Bestimmung des Wärmeübergangs. In dieser Arbeit werden der Kontaktwärmeübergang zwischen Schüttbett und Drehrohrwand sowie der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier untersucht. Während die Wärmeübergangsfläche beim Kontaktwärmeübergang relativ leicht zu bestimmen ist, gestaltet sich beim konvektiven Wärmeübergang bereits die Definition der Wärmeübergangsfläche schwierig. Dabei stellt sich die Frage, ob das in

axialer Richtung durch das Drehrohr strömende Gas die Partikelschleier durchströmt oder umströmt. Dies beeinflusst die effektive Wärmeübergangsfläche. Zudem stellt sich die Frage nach der maßgebenden Geschwindigkeit für den konvektiven Wärmeübergang. Das Gas hat eine Strömungsgeschwindigkeit in axialer Richtung. Es muss jedoch außerdem die Fallgeschwindigkeit der Partikel berücksichtigt werden, die von der Fallhöhe abhängt. Aus beiden Geschwindigkeiten kann eine Relativgeschwindigkeit berechnet werden, die entscheidend für den konvektiven Wärmeübergang ist. Sowohl hinsichtlich der Wärmeübergangsfläche als auch der Relativgeschwindigkeit müssen die in Tabelle 1 aufgeführten Parameter beachtet werden.

**Tabelle 1:** Wichtige Parameter bei der Analyse des konvektiven Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln

Drehrohrdesign	Länge, Durchmesser, Neigungswinkel
Betriebsparameter	Drehzahl, Füllungsgrad (Schüttgutdurchsatz), Gasvolumenstrom
Hubschaufeldesign	Form, Größe (Längenverhältnis), Anzahl, Anordnung
Materialparameter	Partikeldurchmesser, Dispersität (Korngrößenverteilung), Dynamischer Schüttwinkel, Fließfähigkeit, Spezifische Wärmekapazität, Wärmeleitfähigkeit, Dichte, Porosität

Die parameterabhängige Beschreibung des Wärmeübergangs ist für Anlagenhersteller von großer Bedeutung. Bisherige Auslegungen von Drehrohranlagen sind meist empirisch basiert und beinhalten Sicherheitszuschläge, unter anderem hinsichtlich des Drehrohrdesigns. Ein Sicherheitszuschlag von 20 % der Drehrohrlänge ist nicht unüblich. Bei bekanntem Wärmeübergang ergibt sich ein großes Einsparpotenzial hinsichtlich Investitions- und Betriebskosten. Dies bezieht sich neben dem Drehrohrdesign ebenfalls auf die Adaptierung des Hubschaufeldesigns sowie angepasste Betriebsparameter, die zur Optimierung des Prozesses sowie der Produktqualität führen. Bei Absatzschwankungen sind der Betrieb der Anlage und der Materialdurchsatz effizienter regelbar. Das verringert den Ausschuss und erhöht die Nachhaltigkeit des Unternehmens. Zudem bietet sich die Möglichkeit neue Prozesse schneller, kostengünstiger und präziser umzusetzen, da ebenfalls der Einfluss bis dahin unbekannter Materialparameter bekannt sein wird. Wird der konvektive Wärmeübergang in ein makroskopisches Prozessmodell für beschauelte Drehrohre integriert, können Methoden zur prozessinternen Energierückgewinnung und damit Energieeinsparung entwickelt werden.

## 1.2 Zielstellung

Es existieren bereits Modelle, um die Partikelbewegung, den Wärmeübergang sowie Gesamtprozesse im Drehrohr abzubilden. Es gibt jedoch noch einige im Drehrohr ablaufende Prozesse, die wenig erforscht sind. Dazu zählt der konvektive Wärmeübergang, der an den herabfallenden Partikelschleiern stattfindet. Um diesen analysieren und anschließend modellieren zu können, muss zunächst die Partikelbewegung im Drehrohr mit Hubschaufeln bekannt sein. Aus der Analyse der Partikelbewegung sollen die inneren und äußeren Oberflächen der Partikelschleier sowie die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikeln bestimmt werden. Aus der Literatur bekannte Modelle zur Berechnung des Kontaktwärmeübergangs in Drehrohren ohne Hubschaufeln müssen für den vorliegenden Anwendungsfall mit Hubschaufeln validiert und gegebenenfalls angepasst werden. Mit Hilfe der dann bekannten Partikelbewegung sowie der Kontaktwärmeübergangskoeffizienten werden anschließend konvektive Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier bestimmt. Durch Abgleich dieser Koeffizienten mit vorhandenen Modellberechnungen für umströmte Kugeln und überströmte Platten sollen die für den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier maßgebenden Oberflächen definiert werden. Des Weiteren soll ein mathematisches Modell zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit von den untersuchten Parametern formuliert werden.

## 2 Transversale Partikelbewegung

### 2.1 Stand der Forschung

Die transversale Partikelbewegung ist die im Querschnitt des Drehrohres stattfindende Schüttgutbewegung und ist entscheidend davon abhängig, ob Hubschaufeln eingesetzt werden. Ohne Hubschaufeln befindet sich das Schüttgut als Schüttbett auf dem Boden der Drehtrommel. Je nach Drehzahl, Abmessung und Füllungsgrad des Drehrohres sowie Reibungskoeffizienten zwischen Schüttgut und Drehrohrwand ergeben sich unterschiedliche Bewegungsmuster, die von Mellmann [6] charakterisiert wurden: Gleit-, Kaskaden- und Kataraktbewegung. Nur bei den Kaskaden- und Kataraktbewegungen kommt es zu einer Durchmischung des Schüttbettes [7-10], die fundamental für eine homogene Wärmebehandlung ist. In weiteren Studien wurde der Einfluss von Betriebs-, Material- und Drehrohrdesignparametern auf die Partikelbewegung und damit die Durchmischung des Schüttguts untersucht [11-21]. Zudem wurden zahlreiche Modelle zur mathematischen Beschreibung der transversalen Partikelbewegung in Drehrohren ohne Hubschaufeln entwickelt [22-30]. Dabei muss stets Segregation, also die Entmischung des Schüttguts innerhalb des Schüttbettes, berücksichtigt werden [31-40]. Beim Einsatz von Hubschaufeln ist (transversale) Segregation hingegen eher zu vernachlässigen, da durch die Hubschaufeln eine zusätzliche Durchmischung des Schüttbettes hervorgerufen wird [41-44].

Der Einsatz von Hubschaufeln beeinflusst neben der transversalen ebenfalls die axiale Partikelbewegung [45-56], wobei der Fokus dieser Arbeit auf die transversale Partikelbewegung gerichtet ist. Hubschaufeln werden in unterschiedlichsten Formen, Größen, Anordnungen und Anzahlen eingesetzt und deren Einfluss auf die Partikelbewegung analysiert [57-63]. Das optimale Abwurfverhalten wird meist mit mehrfach abgewinkelten Hubschaufeln erreicht, wobei der Produktionsaufwand für solche Hubschaufeln verhältnismäßig hoch ist. Aus diesem Grund werden oftmals einfach abgewinkelte, L-förmige Hubschaufeln verwendet [64], die gleichmäßig über den Drehrohrquerschnitt verteilt angeordnet sind. Sie heben Partikel aus dem Schüttbett an, wobei die Partikel

in der Hubschaufel als Hubschaufelfüllung bezeichnet und kontinuierlich als Partikelschleier abgeworfen werden. Eine zusätzliche Partikelbewegung tritt in der sogenannten aktiven Schicht des Schüttbetts auf, in der die Partikel lawinenartig über das Schüttbett rollen. Um die Partikelbewegung vollständig zu beschreiben, müssen beide Bewegungsarten berücksichtigt werden. Die Rollbewegung der Partikel kann mit der transversalen Bewegung in Drehrohren ohne Hubschaufeln verglichen werden und wird deshalb an dieser Stelle nicht weitergehend beschrieben. Die Ausbildung der Partikelschleier ist von mehreren Faktoren abhängig und wurde bereits umfassend experimentell erforscht [61, 62, 65-67]. Dazu zählt unter anderem auch die Bestimmung des optimalen Füllungsgrades der Drehtrommel [68-76]. Mit Hilfe mathematischer Modelle [63, 77-88] lässt sich der Partikelabwurf aus der Hubschaufel in Abhängigkeit von den Hubschaufeldesignparametern prognostizieren [59, 60, 63, 66, 79, 88]. Zudem existieren Modelle, die auf dem Ansatz der Diskrete-Elemente-Methode (DEM) beruhen [89-100]. Darin werden Kräftebilanzen für jedes Einzelpartikel berechnet. Das ermöglicht die Analyse von Partikel-Partikel-Interaktionen sowie Einzelpartikel-Trajektorien, die Aufschluss über die mikroskopische Durchmischung sowie die örtliche Verweildauer von Partikeln ermöglichen.

Neben dem bereits beschriebenen Vorteil L-förmiger Hubschaufeln sind sie nach Baker [57] aufgrund der damit erzielbaren großen Fallhöhen und der guten Partikelverteilungscharakteristik gut für rieselfähige Schüttgüter geeignet. Die geometrischen Verhältnisse in einer Drehtrommel mit L-förmigen Hubschaufeln sind in Abbildung 5 schematisch dargestellt. Unter Kenntnis materialspezifischer Kenngrößen (dynamischer ( $\theta_A$ ) und kinetischer Schüttwinkel ( $\gamma$ )) und der abgebildeten geometrischen Zusammenhänge ist das Abwurfverhalten aus den Hubschaufeln mathematisch beschreibbar. Dafür eignet sich ein von Schofield und Glikin [82] entwickeltes Modell. Darin bezeichnet  $\delta$  den Umfangswinkel, der die Position der Hubschaufelspitze angibt und an der 9-Uhr-Position der Drehtrommel als  $\delta = 0^\circ$  definiert ist. Bei einem Winkel von  $\delta < 0^\circ$  tritt die beladene Hubschaufel aus dem Schüttbett aus. Die Schüttbettoberfläche in der Hubschaufel weist dabei einen Winkel zur Horizontalen auf. Dieser wird als kinetischer Schüttwinkel  $\gamma$  bezeichnet. Wird die Hubschaufel nach oben bewegt, ändert sich der Winkel der Hubschaufel und damit auch der Winkel der Schüttbettoberfläche. Überschreitet der Winkel der Schüttbettoberfläche in der Hubschaufel den kinetischen Schüttwinkel, werden Partikel aus der Hubschaufel als Schleier abgewor-



102], ist die Masse der Partikel zu einem Zeitpunkt in der Luftphase berechenbar. Daraus folgen die Partikelanzahl und die für den Wärmeübergang benötigte Fläche der Partikelschleier. Bei Annahme von kugelförmigen Partikeln, die im gleichmäßigen Austausch mit der Gasphase stehen [78, 81, 103], lässt sich die Wärmeübergangsfläche aus der Gesamtzahl der von den Hubschaufeln abgeworfenen Partikeln berechnen. Sunkara et al. [87] haben das Modell von Schofield und Glikin um die Trägheitskraft erweitert, wodurch besonders das Abwerfen der Partikel in Region RIII exakter beschrieben werden kann. Zur Validierung wurden Experimente mit zwei Drehtrommeln (Durchmesser 500 mm und 1000 mm) durchgeführt, um ein Scale-Up zu ermöglichen [57, 63, 64, 83-87, 104]. Zudem wurde der Einfluss der Parameter Drehzahl, Füllungsgrad, Anzahl der Hubschaufeln, radiale Hubschaufellänge ( $l_1$ ), tangentiale Hubschaufellänge ( $l_2$ ) sowie Schüttgutfeuchte auf das Abwurfverhalten der Hubschaufeln untersucht. Als Versuchsmaterialien wurden Quarzsand, Glaskugeln und Kalkstein unterschiedlicher Partikeldurchmesser eingesetzt. Dabei wurde eine gute Übereinstimmung zwischen dem angepassten Modell und den Experimentalwerten erzielt.

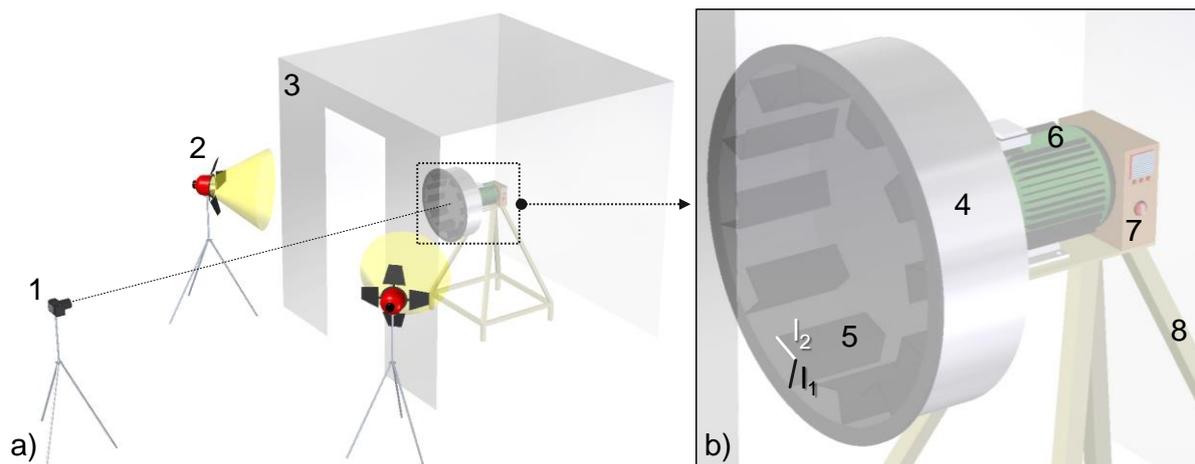
## 2.2 Experimentelle Analyse der transversalen Partikelbewegung

### 2.2.1 Versuchsaufbau

Der Literatur ist zu entnehmen, dass zur Bestimmung der Wärmeübergangsflächen die transversale Partikelbewegung analysiert werden muss. Kern der apparativen Anlage ist eine im Batch-Modus betriebene Drehtrommel mit einem Durchmesser von  $D = 0,5$  m sowie einer Länge von  $L = 0,15$  m. Diese ist in Abbildung 6 dargestellt. Die Drehtrommel ist parallel zur Horizontalen ausgerichtet, sodass axiale Partikelbewegungen vernachlässigt werden können. Die Stirnseite der Drehtrommel ist mit einer Glasscheibe abgedichtet, die durch einen Metallring an die Drehtrommel gedrückt wird. Auf der inneren Mantelfläche sind L-förmige, rechtwinklige Hubschaufeln angebracht. Es wird zwischen der radialen ( $l_1$ ) und der tangentialen ( $l_2$ ) Kantenlänge der Hubschaufel unterschieden (s. Abbildung 6b). Die radiale Kantenlänge wird in dieser Studie auf einen konstanten Wert von  $l_1 = 50$  mm festgelegt, wodurch ein konstantes Verhältnis von radialer Hubschaufellänge zum Drehtrommelradius  $l_1/R_T = 0,2$  resultiert. Das Verhältnis von tangentialer zu radialer Kantenlänge ist ein wichtiger Einflussparameter auf die Verteilung der Partikel in der Drehtrommel. Dieses Hubschaufellängenverhältnis  $l_2/l_1$  wird durch die Änderung der tangentialen Kantenlänge  $l_2$  variiert ( $l_2/l_1 = 0,375 / 0,75 / 1 / 1,5 / 2$ ). Um die Hubschaufeln in der Auswertung individuell

analysieren zu können, ist am äußeren Metallring, der die Glasscheibe fixiert, eine Nummerierung für jede Hubschaufel angebracht. Ein weiterer Einflussparameter ist die Anzahl der installierten Hubschaufeln ( $n_F$ ). In dieser Studie werden Versuche mit  $n_F = 6 / 9 / 12 / 18$  Hubschaufeln durchgeführt. Alle oben aufgeführten Parameter sind in Tabelle 2 zusammengefasst. Die Drehtrommel wird von einem Elektromotor angetrieben und dreht sich im Uhrzeigersinn. Die Drehzahl  $n$  ist über einen Frequenzumrichter stufenlos regelbar. Der untersuchte Drehzahlbereich liegt zwischen  $n = 0,1$  rpm und  $n = 10$  rpm.

Die Drehtrommel befindet sich in einem quaderförmigen weißen Lichtzelt aus Stoff mit den äußeren Abmaßen  $2 \text{ m} \times 2 \text{ m} \times 2 \text{ m}$  (Abbildung 6a). In der Stirnfläche des Lichtzelts ist eine 75 cm breite Aussparung, sodass die Drehtrommel von der Vorderseite vollständig zu sehen ist. Außerhalb des Lichtzelts sind zwei dimmbare Videoleuchten der Firma Menik aufgestellt – eine rechts und die andere links von der Drehtrommel. In jeder der Videoleuchten befindet sich ein 800 W Halogenstab mit einer Farbtemperatur von 3200 K. Sie sind beide auf das Zentrum der Drehtrommel ausgerichtet und strahlen durch das Lichtzelt, sodass die Drehtrommel ausschließlich diffus belichtet wird. Das bewirkt eine gleichmäßige Ausleuchtung und eine Reduktion der Spiegelungen an der Glasscheibe. Für die Videoaufnahme wird eine Systemkamera der Firma Panasonic verwendet (Modell: DMC-G70 LUMIX G DSLM Wechselobjektivkamera). Die Kameraeigenschaften sowie -einstellungen bei der Videoaufnahme können Tabelle 3 entnommen werden. Die Kameraeinstellungen werden so vorgenommen, dass das Kontrastverhältnis zwischen Partikeln und Drehtrommel maximiert wird. Die Kamera wird auf einem Stativ mit der Mittelachse der Drehtrommel ausgerichtet. Die Linse fokussiert den Mittelpunkt der Drehtrommel. Der Abstand zwischen Linse und Drehtrommel beträgt 3 m. Hinter der Kamera sind mattschwarze Planen angebracht, um Spiegelungen und Reflexionen an der Glasscheibe der Drehtrommel zu reduzieren.



**Abbildung 6:** Apparativer Aufbau der Versuchsanlage: a) Gesamtübersicht, b) Detailansicht der Drehrommel. Darin dargestellt: 1: Kamera mit Stativ, 2: Videoleuchte mit Stativ, 3: Lichtzelt, 4: Drehrommel, 5: Hubschaufel, 6: Elektromotor, 7: Frequenzumrichter, 8: Gestell

**Tabelle 2:** Geometrische Abmessungen der Drehrommel und analysierte Parameter

Parameter	Wert
Durchmesser der Drehrommel $D_T$	500 mm
Länge der Drehrommel $L_T$	150 mm
Verhältnis $l_1/R_T$	0,2
Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1$	0,375; 0,75; 1; 1,5; 2
Anzahl Hubschaufeln $n_F$	6, 9, 12, 18
Füllungsgrad $f_D$	10 %, 20 %, 30 %, optimaler Füllungsgrad
Drehzahl $n$	1 – 8 rpm

**Tabelle 3:** Kameraeigenschaften und -einstellungen bei der Videoaufnahme

Eigenschaft	Einstellung
Kameratyp	Panasonic DMC-G70 LUMIX G DSLM Wechselobjektivkamera
Objektiv	Panasonic H-FS045200 LUMIX G VARIO 45–200mm / F4.0–5.6 / O.I.S. Telezoom-Objektiv
Brennweite	45 mm
Blende	Blendenautomatik
Verschlusszeit	1/800 s
ISO-Empfindlichkeit	6400
Grauwert	Filter Monochrom
Luminanzlevel	0 – 255
Video-Auflösung	4K2K-Format, 3830 x 2160 Pixel
Bildrate	24 Bilder pro Sekunde
Glanzlicht/Schatten	+2/-2 (erhöht Hell-Dunkel-Kontrast)
Belichtungsausgleich	+ 2 2/3
Fokus	Autofokus AFS/AFF

## 2.2.2 Versuchsdurchführung

In der vorliegenden Studie werden als Versuchsmaterialien drei Partikelkollektive Glaskugeln unterschiedlichen Partikeldurchmessers  $d_p$  sowie Stahl- und Blähtonkugeln verwendet.

Tabelle 4 zeigt die Eigenschaften der analysierten Materialien bezüglich der Partikelbewegung. Die Schüttdichte  $\rho_b$  wird nach EN ISO 60 im Labor bestimmt. Die Werte für den dynamischen Schüttwinkel  $\Theta_A$  werden im Video der Partikelbewegung gemessen bzw. aus [64] entnommen. Die Porosität  $\varepsilon_P$  ist der prozentuale Anteil des Lückenvolumens in der Partikelschüttung und wird auch als Lückengrad bezeichnet. Die angegebenen Werte wurden nach der experimentellen Bestimmung der Schüttdichte berechnet.

Zu Beginn des Versuches wird die Drehtrommel mit einem definierten Volumen der Partikelschüttung über eine verschraubbare Öffnung im Mantel gefüllt. Das Verhältnis vom Volumen der Partikelschüttung zum Gesamtvolumen der Drehtrommel wird als Füllungsgrad der Drehtrommel  $f_D$  bezeichnet. Die untersuchten Füllungsgrade betragen 10, 20 und 30 %. Zudem werden die jeweils optimalen Füllungsgrade untersucht. Das benötigte Volumen der Partikelschüttung wird über die Schüttdichte in eine Masse umgerechnet. Diese lässt sich schneller und exakter bestimmen als das Volumen. Wenn eine gleichmäßige Verteilung des Schüttguts in der Drehtrommel und insbesondere in den Hubschaufeln erreicht wurde, kann die Videoaufnahme gestartet werden. Dabei wird immer mindestens eine vollständige Umdrehung der Drehtrommel aufgezeichnet. Die Versuche werden bei Raumtemperatur und unter Atmosphärendruck durchgeführt. In allen Versuchen dieser Arbeit sind 4 mm Glaskugeln das Referenzmaterial. Erfolgt in den Ergebnissen zu Material und/oder Partikeldurchmesser keine Angabe, handelt es sich um das Referenzmaterial.

**Tabelle 4:** Eigenschaften des Versuchsmaterials bezüglich der Partikelbewegung. Das Referenzmaterial für diese Arbeit ist unterstrichen.

Material	Form	$d_p$ [mm]	$\rho_b$ [kg/m <sup>3</sup> ]	$\varepsilon_P$ [%]	$\Theta_A$ [°]
Glas	Kugel	0,7	1513	40,3	28
Glas	Kugel	2	1539	40,6	26
<u>Glas</u>	<u>Kugel</u>	<u>4</u>	<u>1531</u>	<u>40,8</u>	<u>27</u>
Blähton	Kugel	2	430	39,3	35
Stahl	Kugel	2	4820	41,4	26

### 2.2.3 Versuchsauswertung

Zielstellung der Analyse der transversalen Partikelbewegung ist die Bestimmung der Wärmeübergangsflächen. Der Kontaktwärmeübergang findet dort statt, wo Partikel und Drehrohrwand in Kontakt stehen. Dafür müssen der Füllwinkel und der Hubschaufelfüllungsgrad bekannt sein. Die Konvektion an der Schüttbettoberfläche lässt sich im Drehrohrfen durch eine Rohrströmung annähern. Als charakteristische Länge wird der hydraulische Durchmesser benötigt, der von der Schüttbetthöhe abhängt. Es muss daher die hydraulische Querschnittsfläche gemessen werden. Zur Bilanzierung der Konvektion an den Partikelschleiern werden die innere und die äußere Schleieroberfläche berücksichtigt. Bei der Auswertung der Versuche werden Einzelbilder der Videos (Frames) analysiert. Diese Frames werden in MATLAB (MATLAB\_R2019B, The MathWorks, Inc., Natick, Massachusetts, USA) automatisch ausgelesen und in einem externen Ordner abgespeichert. Dazu wird die Video-Datei in MATLAB eingelesen. Abhängig von der Drehzahl der Drehtrommel wird angegeben, jedes wievielte Einzelbild von MATLAB abgespeichert werden soll. Pro Video werden 60 Bilder mit einem konstanten Abstand von  $6^\circ$  Drehwinkel extrahiert. Diese bilden eine vollständige Umdrehung der Drehtrommel ab. Die weitere Analyse der Frames erfolgt mit dem Bildverarbeitungsprogramm ImageJ (ImageJ 1.52, Rasband, W.S., ImageJ, U. S. National Institutes of Health, Bethesda, Maryland, USA, <https://imagej.nih.gov/ij/>, 1997-2018). Darin werden die Frames hinsichtlich der folgenden Größen ausgewertet:

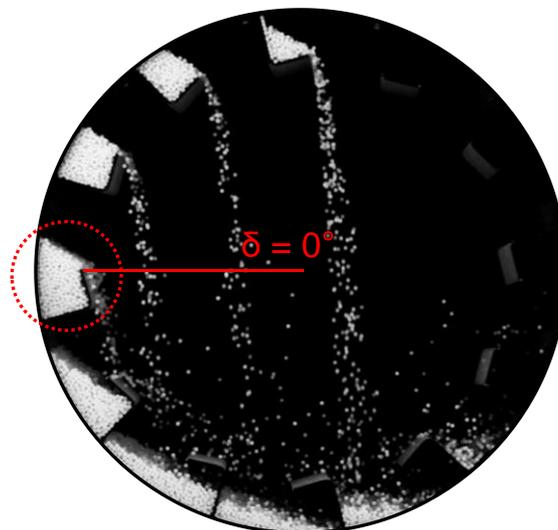
- optimaler Füllungsgrad,
- Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze,
- Partikelanzahl in der Luftphase,
- innere und äußere Schleieroberflächen,
- Füllwinkel und
- hydraulische Querschnittsfläche.

#### 2.2.3.1 Optimaler Füllungsgrad

Der optimale Füllungsgrad  $f_{D,opt}$  ist so definiert, dass die Entladung jeder einzelnen Hubschaufel an der 9-Uhr-Position ( $\delta = 0^\circ$ ) beginnt (s. Abbildung 7). Beginnt die Entladung früher ( $\delta < 0^\circ$ ), ist die Drehtrommel überbeladen ( $f_D > f_{D,opt}$ ), beginnt sie später ( $\delta > 0^\circ$ ), spricht man von einer unterbeladenen Drehtrommel ( $f_D < f_{D,opt}$ ), wobei die

Hubschaufeln initial (bei  $\delta = 0^\circ$ ) nicht vollständig gefüllt sind. Um den optimalen Füllungsgrad experimentell bestimmen zu können, wird der Füllungsgrad in der rotierenden Drehtrommel ausgehend von  $f_D = 0\%$  langsam erhöht, bis die Entladung der Hubschaufeln exakt bei  $\delta = 0^\circ$  beginnt. Anschließend wird von dem zu diesem Zeitpunkt in der Drehtrommel enthaltenen Material die Masse bestimmt. Über die Masse der Schüttung  $m_b$  und die Schüttdichte  $\rho_b$  lässt sich das Schüttvolumen bestimmen. Der optimale Füllungsgrad ist der Quotient aus Schüttvolumen  $V_b$  und Drehtrommelvolumen  $V_T$

$$f_{D,opt} = \frac{\frac{m_b}{\rho_b}}{V_T} = \frac{V_b}{V_T}. \quad (1)$$

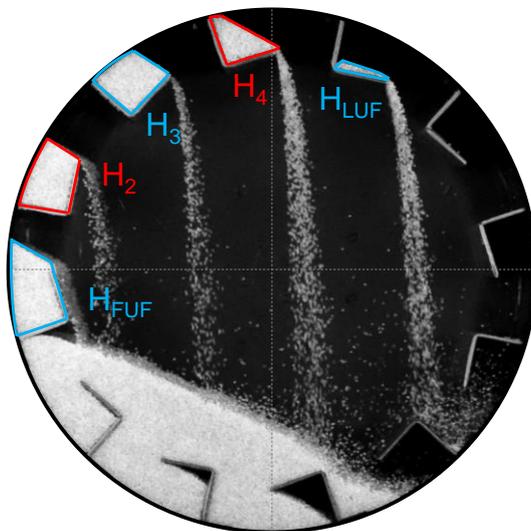


**Abbildung 7:** Drehtrommel mit optimalem Füllungsgrad. Die Entladung der Hubschaufel beginnt bei einer Hubschaufelposition von  $\delta = 0^\circ$  („9-Uhr-Position“).

Die Berechnung des optimalen Füllungsgrades ist mit Modellen von Ayaji et al. [68, 69, 75] und Karali et al. [74] möglich. Demnach ergibt sich der optimale Füllungsgrad aus den einzelnen Füllungsgraden  $H_i$  von der ersten (FUF) bis zur letzten (LUF) aktiven Hubschaufel. Als aktiv werden Hubschaufeln bezeichnet, wenn sie Partikel abwerfen. Nach Karali et al. [74] folgt der optimale Füllungsgrad mit dem Drehtrommelradius  $R_T$  aus

$$f_{D,opt} = \frac{1,38 \cdot \left( 2 \cdot \sum_{FUF}^{LUF} H_i \right) - H_{FUF}}{\pi \cdot R_T^2}. \quad (2)$$

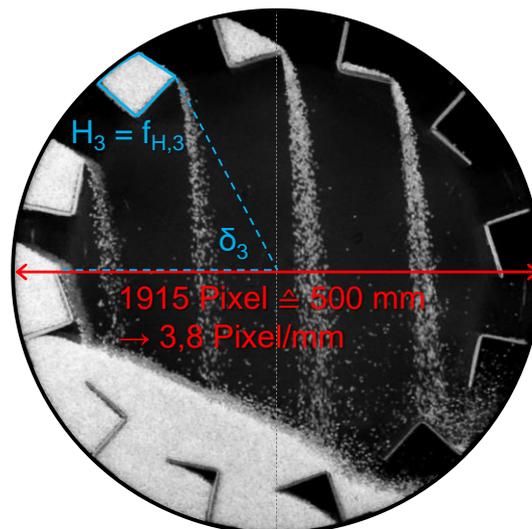
Die Hubschaufelfüllungsgrade  $H_i$  lassen sich aus den Frames einer überbeladenen Drehtrommel auslesen [70-72] (s. Abbildung 8).



**Abbildung 8:** Bestimmung des optimalen Füllungsgrades nach Karali et al. [70-72, 74]. Dafür werden die Hubschaufelfüllungsgrade  $H_i$  (auch  $f_{H,i}$ ) der aktiven Hubschaufeln (im Bild: FUF, 2, 3, 4, LUF) benötigt.

### 2.2.3.2 Hubschaufelfüllungsgrad

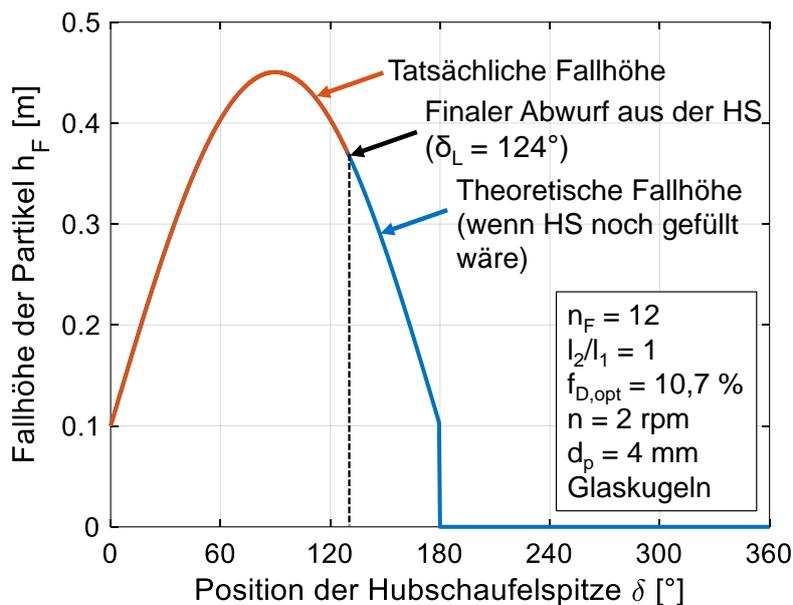
Zur Ermittlung des Hubschaufelfüllungsgrades wird in ImageJ die Fläche, die die Partikelschüttung in der Hubschaufel einnimmt, polygonisiert. Die Messung liefert die Anzahl der im Polygon eingeschlossenen Pixel. Um die Anzahl der Pixel in eine absolute Fläche umrechnen zu können, muss in ImageJ ein Maßstab festgelegt werden. Dazu wird der Durchmesser der Drehtrommel  $D_T$  mit einer Linie markiert und anschließend festgelegt, dass die Länge der Linie  $D_T = 500$  mm entspricht. Die so ermittelte Fläche wird auf die Querschnittsfläche der Drehtrommel bezogen, woraus der dimensionslose Hubschaufelfüllungsgrad folgt. Da aus den aktiven Hubschaufeln kontinuierlich Partikel abgeworfen werden, ist der Hubschaufelfüllungsgrad abhängig von der Hubschaufelposition. Deswegen wird jeweils die Position der Hubschaufelspitze gemessen. Es werden Frames von mindestens drei verschiedenen Hubschaufeln von der 9-Uhr-Position der Drehtrommel ( $\delta = 0^\circ$ ) bis zur vollständigen Entleerung beim finalen Abwurfwinkel  $\delta_L$  analysiert. Abbildung 9 zeigt beispielhaft die Messung des Hubschaufelfüllungsgrades  $H_i = f_{H,i}$  in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze  $\delta$ .



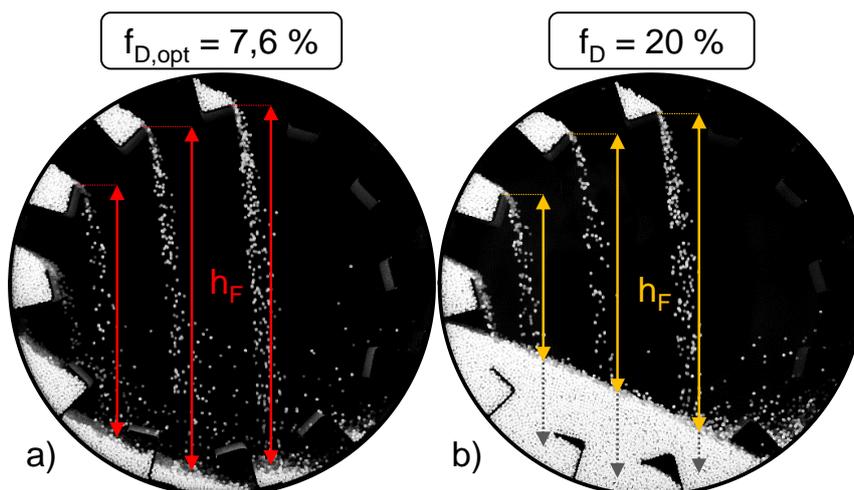
**Abbildung 9:** Exemplarische Darstellung der Messung des Hubschaufelfüllungsgrades  $H_3 = f_{H,3}(\delta_3)$  und der Position der Hubschaufelspitze  $\delta_3$  für die aktive Hubschaufel Nummer 3 mit ImageJ. Festlegung des Maßstabes für die Umrechnung von gemessenen Pixeln in  $\text{mm}^2$ .

### 2.2.3.3 Partikelanzahl in der Luftphase

Die Partikelanzahl in der Luftphase lässt sich aus der Änderung des Hubschaufelfüllungsgrades bestimmen. Dazu muss zunächst die Fallhöhe  $h_F$  der Partikel in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition bestimmt werden. Der Verlauf der Fallhöhe in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition ist für einen Beispielfall (orange) in Abbildung 10 gezeigt. Im Beispiel ist die Hubschaufel bei  $\delta_L = 124^\circ$  vollständig entleert, weshalb die orange Kurve an diesem Punkt in die blaue Kurve übergeht. Die blaue Kurve zeigt den Verlauf der Fallhöhe bei höheren finalen Abwurfwinkeln  $\delta_L$  für eine optimal beladene Drehtrommel, sodass kein Schüttbett die Fallhöhe verringert. Bei einem höheren Füllungsgrad würde die Fallhöhe um die Höhe des Schüttbettes an der jeweiligen Position der Hubschaufel verringert werden (s. Abbildung 11).

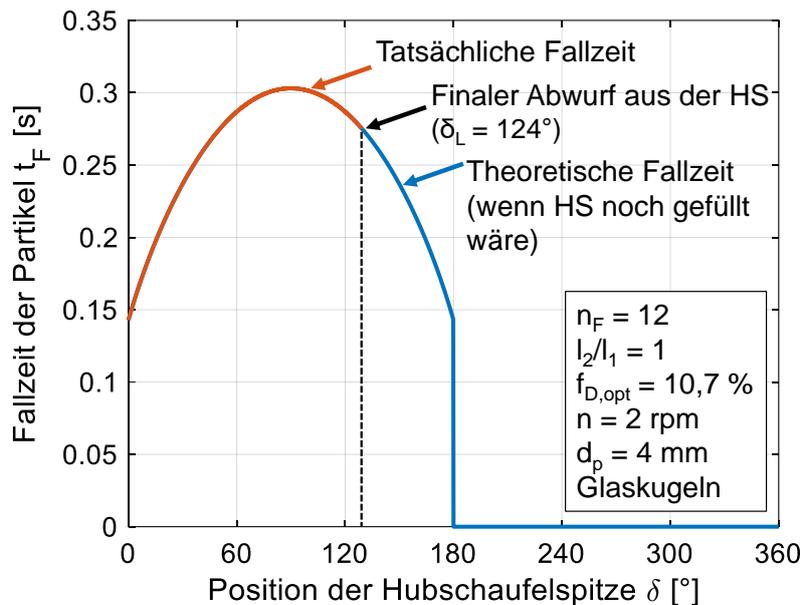


**Abbildung 10:** Beispiel für die berechnete Fallhöhe der Partikel aus der Hubschaufel (HS) in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze



**Abbildung 11:** a) Maximale Fallhöhe beim optimalen Füllungsgrad, b) durch das Schüttbett um den grauen Anteil verringerte Fallhöhe in einer überbeladenen Drehtrommel

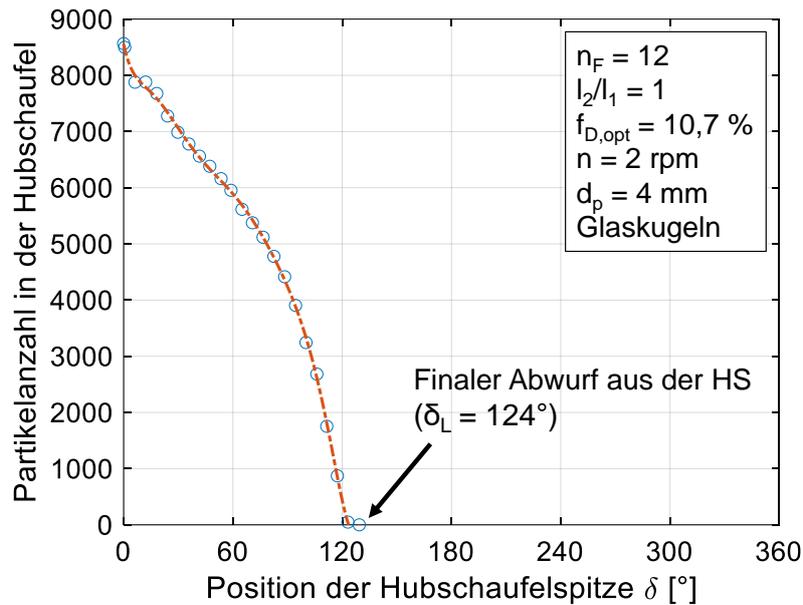
Aus der Fallhöhe kann – unter Annahme eines freien Falls – die Fallzeit  $t_F$  in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition bestimmt werden. Dies ist in Abbildung 12 dargestellt. Die orange Kurve zeigt erneut den Beispielfall, die blaue Kurve den generellen Verlauf der Fallzeit für eine optimal beladene Drehtrommel.



**Abbildung 12:** Beispiel für die berechnete Fallzeit der Partikel aus der Hubschaufel (HS) in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze

Der Hubschaufelfüllungsgrad wird in eine Partikelanzahl in der Hubschaufel umgerechnet. Dafür werden die Porosität der Schüttung und das Volumen des Einzelpartikels sowie die Tiefe der Drehtrommel von  $L_T = 0,15 \text{ m}$  benötigt. Die Partikelanzahl in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition ist in Abbildung 13 für den Beispielfall gezeigt. Darin ist zu sehen, dass die Hubschaufel beim finalen Abwurfwinkel  $\delta_L = 124^\circ$  vollständig entladen ist.

Die Änderung der Partikelanzahl in der Hubschaufel wird durch das Abwerfen von Partikeln verursacht. Im Intervall von  $\delta = 0 - 50^\circ$  verringert sich die Partikelanzahl in der Hubschaufel um ungefähr 2000 Partikel. Von diesen 2000 Partikeln sind bereits einige auf den Boden der Drehtrommel gefallen, während sich der andere Teil noch in der Luftphase befindet. Um nur die Partikel in der Luftphase zu bestimmen, muss das gewählte Intervall kleiner sein. Es muss exakt so groß gewählt werden, um wie weit sich die Hubschaufel in der aktuellen Fallzeit in Grad weiterbewegt.



**Abbildung 13:** Beispiel für die berechnete Partikelanzahl in der Hubschaufel (HS) in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze

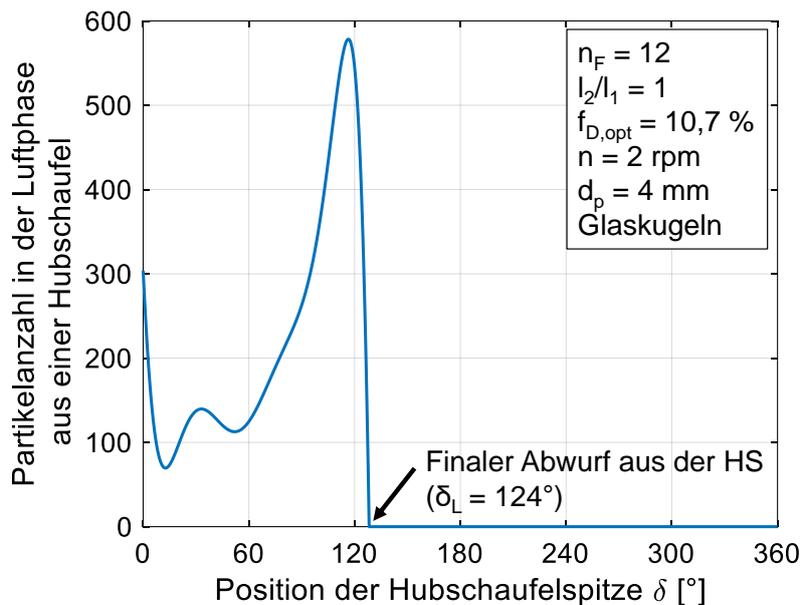
Bei der Position  $100^\circ$  beträgt die Fallhöhe in etwa  $h_F = 0,45$  m und die Fallzeit  $t_F = 0,3$  s. In der Fallzeit von 0,3 s verändert sich die Hubschaufelposition – in Abhängigkeit von der Winkelgeschwindigkeit  $\omega$  und damit der Drehzahl  $n$  – um

$$\Delta\delta(t_F) = \omega \cdot t_F = 2 \cdot \pi \cdot n \cdot t_F. \quad (3)$$

Für  $n = 2$  rpm ergibt sich beispielsweise ein Winkel von  $3,6^\circ$  nach der folgenden Berechnung

$$\Delta\delta(t_F = 0,3 \text{ s}) = \omega \cdot 0,3 \text{ s} = 2 \cdot \pi \cdot \frac{2}{60 \left(\frac{\text{s}}{\text{min}}\right) \text{min}} \cdot 0,3 \text{ s} = 3,6^\circ. \quad (4)$$

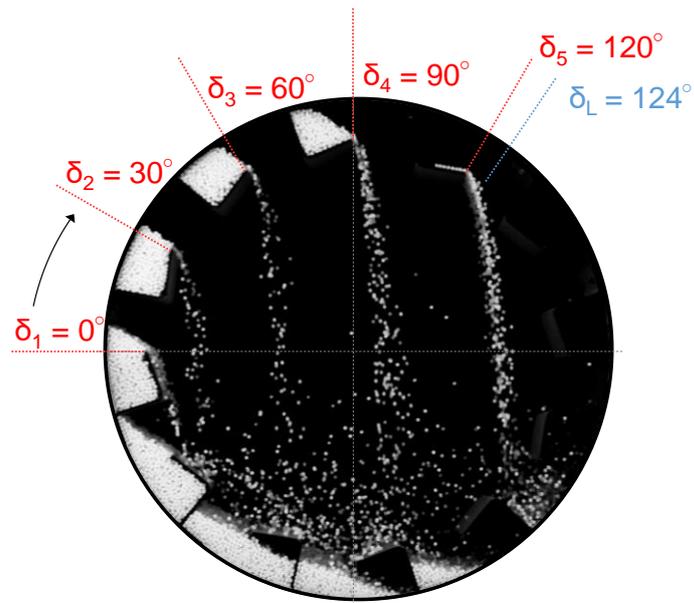
Um die Anzahl der Partikel in der Luftphase bei  $\delta = 100^\circ$  zu bestimmen, müssen demnach aus Abbildung 13 die Anzahl der Partikel in der Hubschaufel bei  $\delta = 100^\circ$  und bei  $\delta = 100^\circ - 3,6^\circ = 96,4^\circ$  ausgelesen werden. Die Differenz entspricht der Anzahl der Partikel, die aus der Hubschaufel gefallen und noch nicht auf dem Boden der Drehtrommel gelandet sind, also der Anzahl der Partikel in der Luftphase. Diese Anzahl der Partikel, die aus einer Hubschaufel abgeworfen werden und sich in der Luftphase befinden, ist in Abbildung 14 in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition gezeigt.



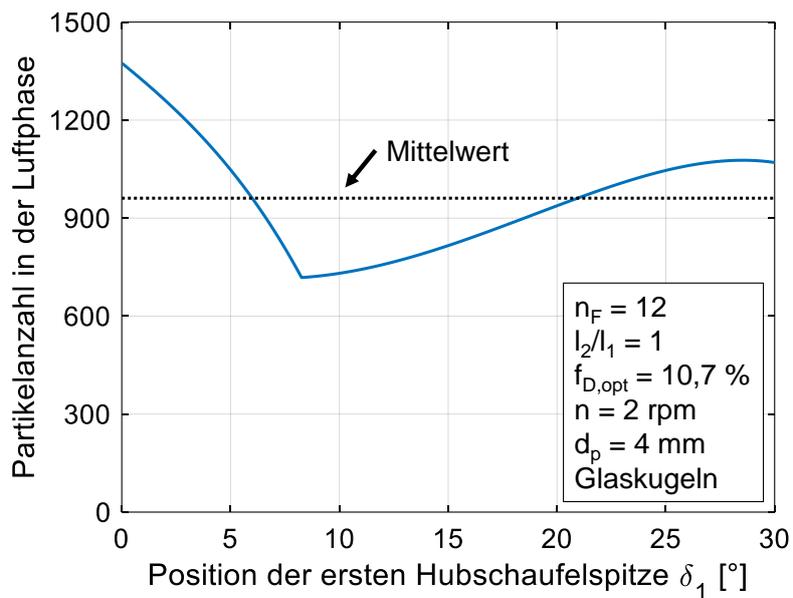
**Abbildung 14:** Beispiel für die berechnete Partikelanzahl in der Luftphase aus einer Hubschaufel (HS) in Abhängigkeit von der Position der Hubschaufelspitze

Da in der Regel mehr als ein Partikelschleier in der Drehtrommel vorhanden ist, müssen die Partikelanzahlen aus allen aktiven Hubschaufeln bestimmt werden. Dazu wird zunächst die Partikelanzahl in der Luftphase bei der Position  $\delta = 0^\circ$  bestimmt. Bei  $n_F$  (z. B. 12) installierten Hubschaufeln befindet sich in einem Winkelabstand von  $\Delta\delta = 360^\circ/n_F$  (im Beispiel  $\Delta\delta = 360^\circ/12 = 30^\circ$ ) die nächste Hubschaufel und damit der nächste Partikelschleier. An dieser Position wird ebenfalls die Anzahl der Partikel im Schleier berechnet. Das wird fortgeführt, bis alle aktiven Hubschaufeln berücksichtigt wurden – also im Beispiel bei  $\delta = 0^\circ, 30^\circ, 60^\circ, 90^\circ$  und  $120^\circ$ . Die Positionen  $\delta = 150^\circ$  und  $\delta = 180^\circ$  müssen nicht berücksichtigt werden, da die Hubschaufel ab  $\delta_L = 124^\circ$  bereits vollständig entleert ist (s. Abbildung 15).

Die Summe aller Partikel in den einzelnen Schleiern ergibt die Anzahl der Partikel in der Luftphase – für den Fall, dass sich die erste aktive Hubschaufel bei  $\delta = 0^\circ$  befindet. Demnach muss das beschriebene Verfahren für alle möglichen Positionen der ersten Hubschaufel wiederholt werden. Diese befinden sich im Intervall von  $\delta = 0^\circ - 360^\circ/n_F$  (im Beispiel zwischen  $\delta = 0^\circ - 30^\circ$ ). Aus allen ermittelten Partikelanzahlen in der Luftphase wird ein Mittelwert gebildet. Abbildung 16 zeigt die gesamte Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit von der Position der ersten aktiven Hubschaufel.



**Abbildung 15:** Winkelabstand zwischen den zu berücksichtigenden aktiven Hubschaufeln bis zum finalen Abwurfwinkel  $\delta_L$  im Beispielfall



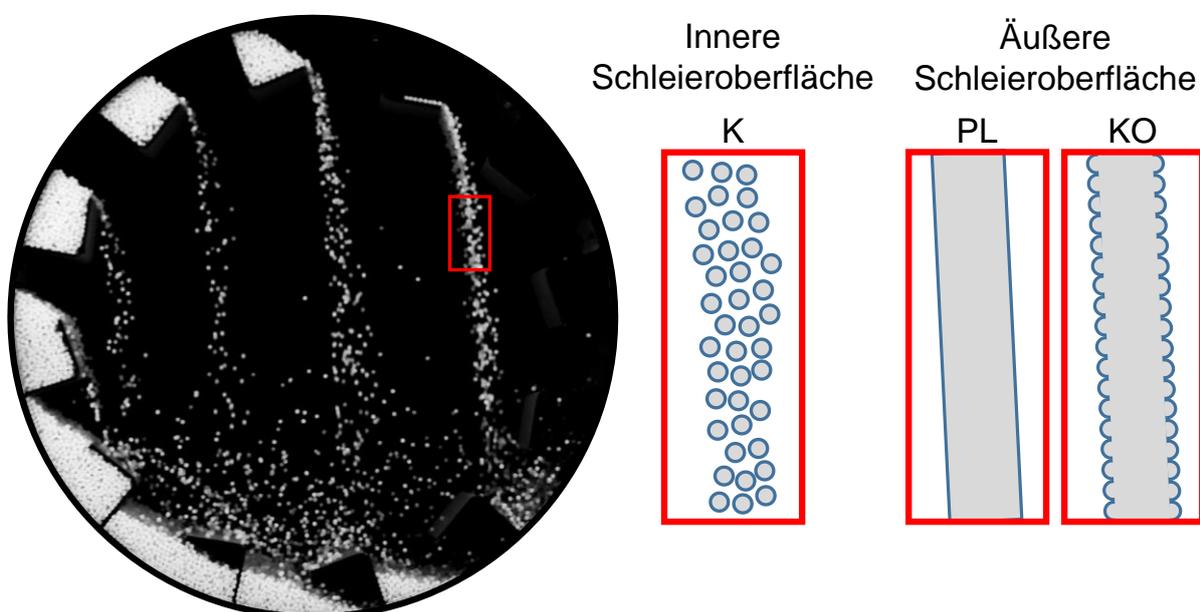
**Abbildung 16:** Beispiel für die berechnete gesamte Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit von der Position der ersten aktiven Hubschaufelspitze

#### 2.2.3.4 Innere und äußere Schleieroberflächen

Die innere Schleieroberfläche  $A_{c,i}$  ergibt sich aus der Multiplikation der mittleren Anzahl der Partikel in der Luftphase  $\bar{n}_{P,Luft}$  und der Oberfläche des Einzelpartikels  $A_P$ , die aus dem Partikeldurchmesser  $d_p$  folgt

$$A_{c,i} = \bar{n}_{P,Luft} \cdot A_P = \bar{n}_{P,Luft} \cdot \pi \cdot d_p^2. \quad (5)$$

Hinsichtlich der äußeren Schleieroberfläche werden die Schleier als dichte Platten angesehen. Es werden die Annahmen einer glatten Schleieroberfläche (Platte - PL) und eines Schleiers mit Kugeln an der Oberfläche (KO), wie in Abbildung 17 dargestellt, unterschieden. Dabei wird stets von ununterbrochenen Partikelschleiern ohne Lückenvolumen ausgegangen. Vertikale Abstände zwischen Partikeln werden vernachlässigt. Wichtig ist an dieser Stelle zu erwähnen, dass alle nachfolgend dargestellten Schleieroberflächen jeweils auf die Drehtrommeltiefe von 0,15 m bezogen sind. Bei einer Änderung des Bilanzraums (wie in den nachfolgenden Kapiteln zum Wärmeübergang) müssen die Schleieroberflächen dementsprechend angepasst werden.



**Abbildung 17:** Schematische Darstellung der inneren und äußeren Schleieroberfläche. Die innere Schleieroberfläche ergibt sich aus der Oberfläche der Einzelkugeln (K). Die äußere Schleieroberfläche wird in die Annahmen einer glatten Platte (PL) sowie einer Platte mit Kugeln an der Oberfläche (KO) unterschieden

Die äußere Schleieroberfläche eines Partikelschleiers mit Annahme der glatten Oberfläche  $A_{c,a,PL}$  ergibt sich aus der Multiplikation der mittleren Höhe  $\bar{h}_c$  und der Länge  $L_c$  des Schleiers, die der Länge der Drehtrommel  $L_T$  entspricht. Da der Schleier zwei Seitenflächen hat, muss die berechnete Fläche mit 2 multipliziert werden. Die Summe über alle aktiven Hubschaufeln  $n_{F,a}$  (entspricht der Anzahl der Partikelschleier) ergibt die gesamte äußere Schleieroberfläche

$$A_{c,a,PL} = 2 \cdot \sum_1^{n_{F,a}} h_c(\delta) \cdot L_c = 2 \cdot n_{F,a} \cdot \bar{h}_c \cdot L_c = 2 \cdot n_{F,a} \cdot \bar{h}_c \cdot L_T. \quad (6)$$

Bei der Berechnung der inneren Schleieroberfläche wird die mittlere Partikelanzahl in der Luftphase verwendet, da die Partikelanzahl von der Position der Hubschaufel abhängt. Ebenso hängt die Höhe des Schleiers von der Position der Hubschaufel ab, weshalb auch bei der äußeren Schleieroberfläche mit einem Mittelwert gerechnet werden muss.

Für die Berechnung der äußeren Schleieroberfläche  $A_{c,a,KO}$  unter Annahme von Kugeln an der Oberfläche, die alle in Kontakt zueinander stehen, muss die Anzahl der Kugeln an der Oberfläche  $n_{P,KO}$  bekannt sein. Dafür wird die mittlere Höhe des Schleiers durch den Partikeldurchmesser dividiert. Durch Aufsummieren aller Schleierhöhen folgt die Anzahl der Partikel  $n_{P,KO,h}$ , die übereinander liegen

$$n_{P,KO,h} = \sum_1^{n_{F,a}} \frac{\bar{h}_c}{d_p}. \quad (7)$$

Außerdem muss die Anzahl der Partikel  $n_{P,KO,L}$  entlang der Länge des Schleiers bekannt sein. Diese berechnet sich aus der Division der Schleierlänge durch den Partikeldurchmesser

$$n_{P,KO,L} = \frac{L_c}{d_p} = \frac{L_T}{d_p}. \quad (8)$$

Die Gesamtzahl der Partikel an der Schleieroberfläche folgt aus der Multiplikation der Partikelanzahlen in y- (entlang der Höhe) und in z-Richtung (entlang der Länge)

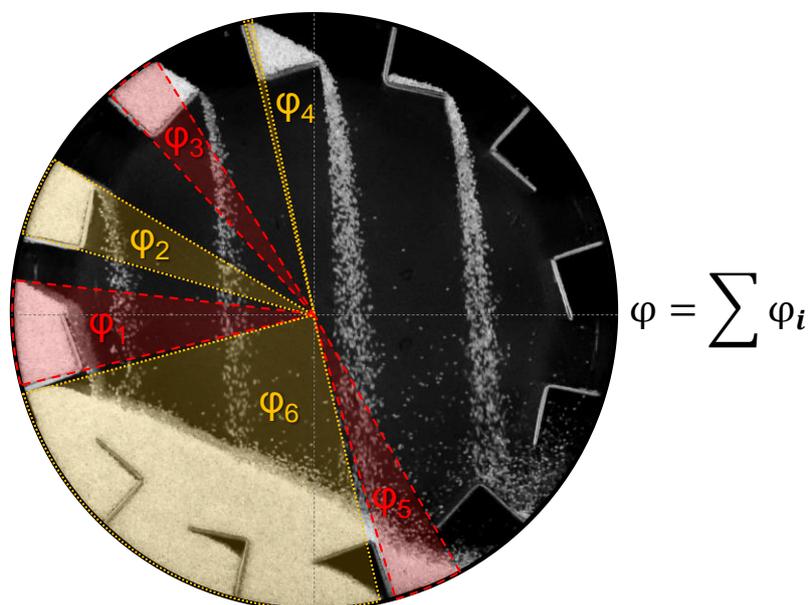
$$n_{P,KO} = n_{P,KO,h} \cdot n_{P,KO,L}. \quad (9)$$

Eine Hälfte der Kugeloberfläche befindet sich an der Schleieraußenseite, die andere ist zur Schleierinnenseite hin gerichtet. Für die Berechnung der äußeren Schleieroberfläche unter Annahme von Kugeln an der Schleieroberfläche wird demnach nur die halbe Kugeloberfläche einbezogen

$$A_{c,a,KO} = n_{P,KO} \cdot \frac{A_p}{2} = n_{P,KO} \cdot \frac{\pi \cdot d_p^2}{2}. \quad (10)$$

### 2.2.3.5 Füllwinkel

Im Fall einer unbeschauften Drehtrommel ist der Füllwinkel das Kreissegment, in dem die Partikelschüttung in Kontakt mit der Trommelwand steht. Werden Hubschaufeln eingesetzt, gibt es mehrere voneinander separierte Partikelschüttungen, die in Kontakt mit der Trommelwand sind. Der Füllwinkel ergibt sich in diesem Fall aus der Summe aller Segmentwinkel, wie Abbildung 18 zeigt.



**Abbildung 18:** Exemplarische Darstellung der Messung des Füllwinkels als Summe einzelner Segmentwinkel

### 2.2.3.6 Hydraulische Querschnittsfläche

Als hydraulische Querschnittsfläche wird im Drehrohr die Fläche bezeichnet, die von einem axialen Gasstrom durchströmt wird. In den Versuchen zum konvektiven Wärmeübergang (Kapitel 1) zeigt sich, dass der Bereich zwischen den Hubschaufeln wenig durchströmt ist. Der Widerstand für den Gasstrom in die Hubschaufeln zu strömen erhöht sich dabei mit steigender Drehzahl sowie mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Unter der Annahme, dass die Flächen innerhalb sowie zwischen den Hubschaufeln nicht durchströmt werden, befindet sich die hydraulische Querschnittsfläche im Inneren der Drehtrommel zwischen den Hubschaufelrücken (s. Abbildung 19a). Diese maximale hydraulische Querschnittsfläche  $A_{hydr,max}$  ergibt sich aus

$$A_{\text{hydr,max}} = \frac{\pi}{4} \cdot D_{\text{hydr,max}}^2 = \frac{\pi}{4} \cdot (D_T - 2 \cdot l_1)^2, \quad (11)$$

wobei  $D_{\text{hydr,max}}$  der maximale hydraulische Durchmesser und  $D_T$  der Drehtrommel-durchmesser sind. Es werden im Folgenden zwei Arten der Gasströmung unterschieden:

1. Das Gas *durchströmt* die Partikelschleier und jedes Einzelpartikel kommt in Kontakt mit dem Gas.
2. Das Gas *umströmt* die Partikelschleier und nur die Partikel auf der Außenseite des Schleiers kommen in Kontakt mit dem Gas.

Ist der Füllungsgrad höher als der optimale Füllungsgrad, befindet sich ein Schüttbett auf den Hubschaufelrücken. Dieses Schüttbett liegt innerhalb des maximalen hydraulischen Querschnitts. Der Widerstand für den axialen Gasstrom durch das Schüttbett zu strömen ist zu groß, weshalb der hydraulische Querschnitt durch das Vorhandensein eines Schüttbetts verringert wird. Dies ist in Abbildung 19b dargestellt. Um die hydraulische Querschnittsfläche  $A_{\text{hydr,durch}}$  zu berechnen, muss im Fall der Durchströmung lediglich die Fläche des Schüttbetts  $A_b$  bekannt sein und von der maximalen hydraulischen Querschnittsfläche subtrahiert werden

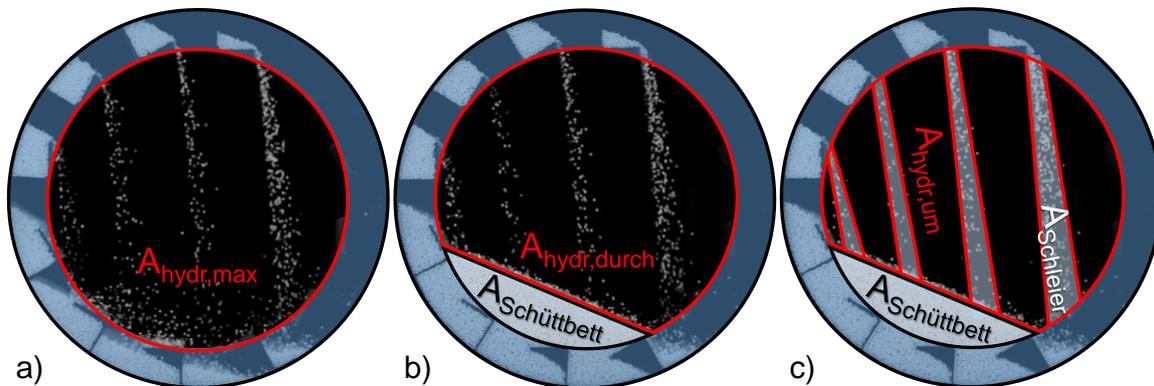
$$A_{\text{hydr,durch}} = A_{\text{hydr,max}} - A_b. \quad (12)$$

Die Oberfläche der Partikel in der Luftphase wird hierbei vernachlässigt. Im Fall der Umströmung der Partikelschleier muss zur Berechnung der hydraulischen Querschnittsfläche  $A_{\text{hydr,um}}$  zusätzlich die von den Partikelschleiern eingenommene Projektionsfläche  $A_{c,P}$  berücksichtigt werden (s. Abbildung 19c)

$$A_{\text{hydr,um}} = A_{\text{hydr,max}} - A_b - A_{c,P}. \quad (13)$$

Da im Fall der Durchströmung die Partikeloberfläche vernachlässigt wird und im Fall der Umströmung die Partikelschleier als Platte angenommen werden, stellen diese beiden Annahmen Extremwerte dar. Unter der Annahme, dass die hydraulische Querschnittsfläche eine Kreisform aufweist, ergibt sich der hydraulische Durchmesser  $D_{\text{hydr,um/durch}}$  für Um- bzw. Durchströmung zu

$$D_{\text{hydr,um/durch}} = \sqrt{\frac{4 \cdot A_{\text{hydr,um/durch}}}{\pi}}. \quad (14)$$



**Abbildung 19:** Definition der hydraulischen Querschnittsfläche. a) Maximale hydraulische Querschnittsfläche (Strömung zwischen den Hubschaufeln vernachlässigbar). b) Hydraulische Querschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-Durchströmung. c) Hydraulische Querschnittsfläche bei Vorhandensein eines Schüttbetts unter Annahme der Schleier-Umströmung.

## 2.3 Ergebnisse

### 2.3.1 Optimaler Füllungsgrad

Die experimentell bestimmten sowie die nach Karali et al. [74] berechneten optimalen Füllungsgrade sind in Tabelle 5 angegeben. Mit Zunahme der Drehzahl ( $n$ ), der Hubschaufelanzahl ( $n_F$ ) sowie des Hubschaufel-Längenverhältnisses ( $l_2/l_1$ ) steigen die optimalen Füllungsgrade. Dabei zeigen sich – mit Ausnahme des größten Hubschaufel-Längenverhältnisses von 2 – nur geringfügige Unterschiede zwischen Experiment und Modell. Ein weiterer größerer Unterschied besteht jedoch zwischen den Experimental- und Modellwerten beim Hubschaufel-Längenverhältnis  $l_2/l_1 = 1,5$  bei  $n_F = 12$  Hubschaufeln und einer Drehzahl von  $n = 8$  rpm. Diese Unterschiede sind auf das Be- und Entladungsverhalten großer Hubschaufeln bei hohen Drehzahlen zurückzuführen. Der Füllungsgrad muss bei den großen Hubschaufel-Längenverhältnissen signifikant vergrößert werden, um eine Entladung der Hubschaufeln bei  $\delta = 0^\circ$  zu erzielen. Der dann sehr hohe Füllungsgrad hat ein hohes Schüttbett zur Folge. Ein Schüttbett ist bei kleineren Hubschaufel-Längenverhältnissen beim optimalen Füllungsgrad nicht, oder nur gering ausgeprägt, aufgetreten. Um die Vergleichbarkeit zu gewähren, wurden die optimalen Füllungsgrade einheitlich nach Karali et al. [74] berechnet. In den nachfolgenden Kapiteln ist mit dem optimalen Füllungsgrad immer der nach Karali et al. [74] berechnete Füllungsgrad gemeint.

**Tabelle 5:** Experimentell (exp.) bestimmte und nach Karali et al. [74] berechnete optimale Füllungsgrade  $f_{D,opt}$  [%] in Abhängigkeit von Hubschaufel-Längenverhältnis  $l_2/l_1$ , Hubschaufelanzahl  $n_F$  und Drehzahl  $n$

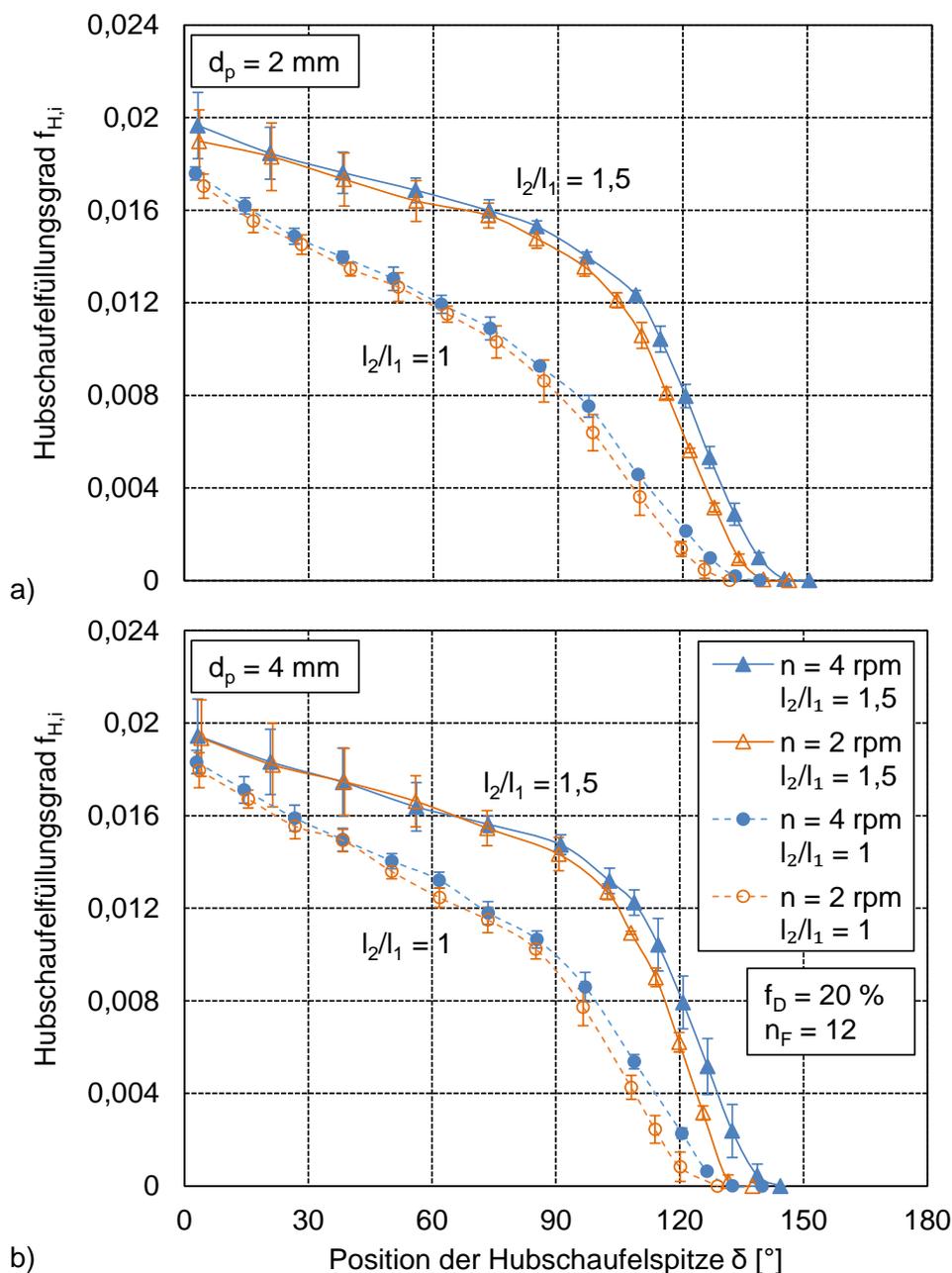
$n_F$	$n$ [rpm]	$l_2/l_1$									
		0,375		0,75		1		1,5		2	
		exp.	Karali	exp.	Karali	exp.	Karali	exp.	Karali	exp.	Karali
6	2	2,5	2,3	3,9	4,3	5,1	5,3	6,8	6,9	14,0	8,4
6	8	2,9	2,7	4,7	4,6	6,2	5,6	8,1	7,7	14,0	8,2
9	2	3,3	3,0	5,6	5,6	7,3	7,6	10,7	11,5	18,3	14,4
9	8	4,0	3,6	7,0	6,8	8,9	8,9	12,3	13,0	28,5	16,2
12	2	4,3	4,0	7,6	7,6	9,9	10,7	14,8	14,3	22,3	18,6
12	8	5,4	5,2	9,2	9,0	11,3	11,3	18,2	15,9	22,3	15,7
18	2	6,2	5,3	11,1	10,7	14,5	14,8				
18	8	8,1	7,3	13,4	13,0	16,9	18,0				

## 2.3.2 Hubschaufelfüllungsgrad

### 2.3.2.1 Einfluss der Drehzahl

Der Hubschaufelfüllungsgrad ist eine entscheidende Größe bei der Bestimmung der Partikeloberfläche in der Luftphase. Ein hoher Hubschaufelfüllungsgrad beim Austritt der Hubschaufel aus dem Schüttbett und bei der Position  $\delta = 0^\circ$  (initialer Hubschaufelfüllungsgrad) bedeutet, dass eine große Anzahl Partikel in die Luftphase übertragen werden kann. Die Änderung des Hubschaufelfüllungsgrades entspricht der sogenannten Abwurfrate bzw. dem Partikelmassenstrom aus der Hubschaufel. Ein großer Gradient im Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades geht mit einem hohen Partikelmassenstrom aus der Hubschaufel einher. Dadurch wird die für die Wärmeübertragung zur Verfügung stehende Fläche erhöht. Zudem ist eine homogene Distribution der Partikel in der Luftphase wichtig für die Qualität der im Drehrohr ablaufenden Prozesse. Dies wird durch einen konstanten Gradienten im Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades angezeigt. Nach Sunkara [64] hat außerdem der finale Abwurfwinkel  $\delta_L$ , also die Position der Hubschaufelspitze, bei der das letzte Partikel aus der Hubschaufel in die Luftphase übergeht, einen maßgeblichen Einfluss auf die Qualität der Produkte aus Drehrohrofenprozessen. Ein hoher finaler Abwurfwinkel bedeutet (in der Regel) eine Verteilung der Partikelschleier über einen weiteren Bereich im Querschnitt der Drehtrommel. Es wird exemplarisch gezeigt, dass dieser Zusammenhang nicht generalisiert werden kann, da die horizontale Verteilung der Schleier vom Hubschaufel-Längenverhältnis beeinflusst wird (s. Kapitel 4.3.1). Die in den folgenden Kapiteln dargestellten

Diagramme beinhalten jeweils Mittelwerte (MW) sowie die zugehörige Standardabweichung (SD) des Hubschaufelfüllungsgrades von drei ausgewerteten Hubschaufeln. In Abbildung 20 ist der Hubschaufelfüllungsgrad in Abhängigkeit von der Hubschaufelposition (Position der Hubschaufelspitze) für zwei Drehzahlen gezeigt. Es ist erkennbar, dass die Drehzahl sowohl bei 2 mm (a) als auch bei 4 mm Glaskugeln (b) bis zu einem Winkel von  $\delta = 90^\circ$  keinen signifikanten Einfluss auf den Hubschaufelfüllungsgrad hat. Es zeichnet sich jedoch die Tendenz ab, dass eine höhere Drehzahl einen größeren initialen Hubschaufelfüllungsgrad bedingt. Hierfür sind möglicherweise intensivere Zentrifugal- und Trägheitskräfte in der aktiven Schicht der Hubschaufelschüttung bei hoher Drehzahl verantwortlich. Bei Abwurfwinkeln über  $\delta = 90^\circ$  flacht die Kurve bei niedriger Drehzahl (orange) schneller ab als bei hoher Drehzahl (blau), was zu geringeren finalen Abwurfwinkeln führt.

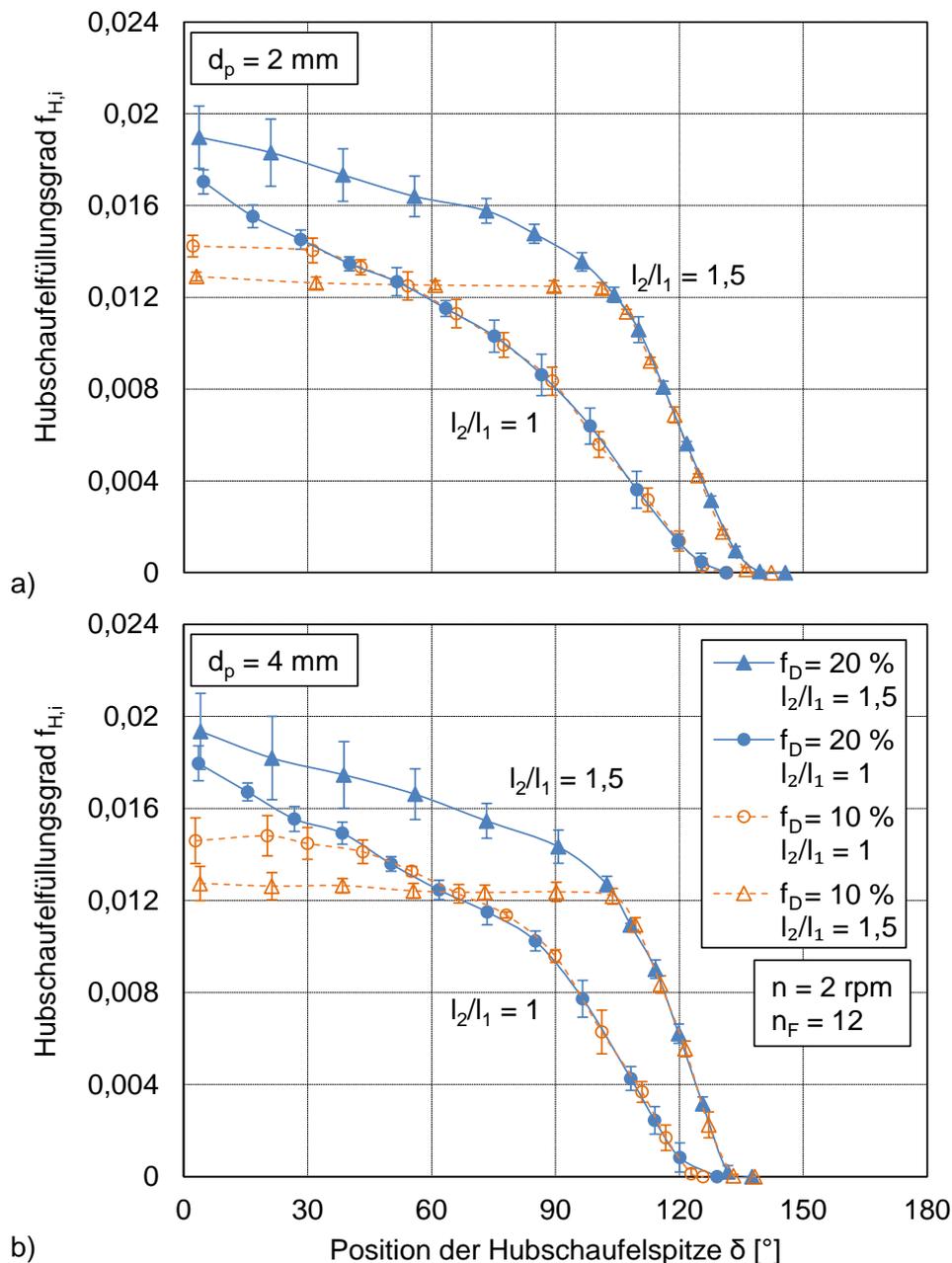


**Abbildung 20:** Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades in Abhängigkeit von der Drehzahl für 2 mm (a) und 4 mm Partikel (b)

### 2.3.2.2 Einfluss des Füllungsgrades

Der Einfluss des Füllungsgrades auf den Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades ist in Abbildung 21 für zwei verschiedene Hubschaufel-Längenverhältnisse dargestellt. Bei beiden Hubschaufelkonfigurationen befindet sich die Drehtrommel mit 10 % Füllungsgrad (orange) in einem unterbeladenen Zustand. Das ist daran erkennbar, dass die orangenen Kurven bis zu einer Position der Hubschaufelspitze von  $\delta = 30^\circ$  ( $l_2/l_1 = 1$  –

Kreis-Symbol) bzw. bei etwa  $\delta = 100^\circ$  ( $l_2/l_1 = 1,5$  – Dreieck-Symbol) auf einem konstanten Niveau unterhalb der Werte bei  $f_D = 20\%$  (blau) verlaufen. Anschließend zeigt sich in beiden dargestellten Grafiken kein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades.

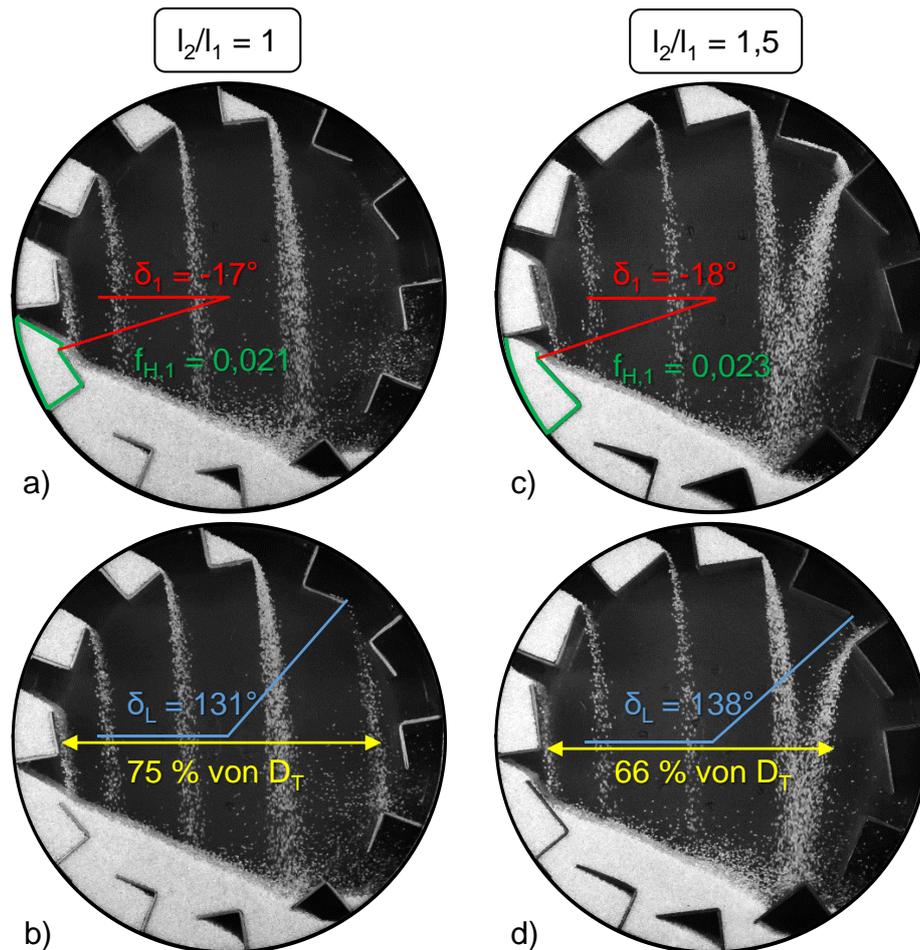


**Abbildung 21:** Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades in Abhängigkeit vom Füllungsgrad für 2 mm (a) und 4 mm Partikel (b)

### 2.3.2.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

In Abbildung 22 sind die im Kapitel 2.3.1 diskutierten Aspekte der Hubschaufel-Entladungscharakteristika bei großen Hubschaufel-Längenverhältnissen grafisch dargestellt. Es wird die Beladung (a, c) sowie die finale Entladung (b, d) der Hubschaufeln

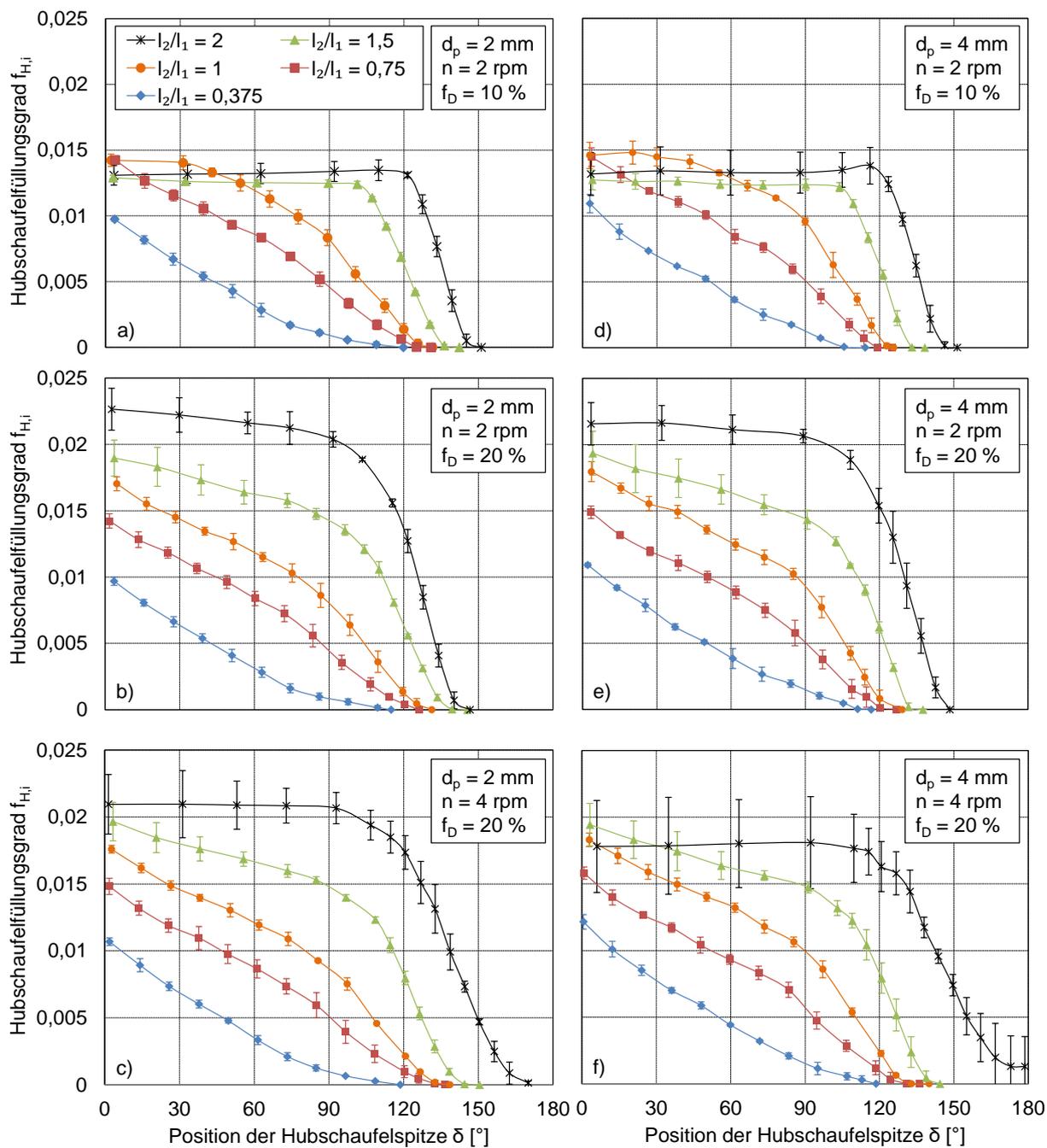
bei zwei verschiedenen Drehtrommelkonfigurationen (a, b:  $l_2/l_1 = 1$ ; c, d:  $l_2/l_1 = 1,5$ ) verdeutlicht. Den beiden oberen Bildern (a, c) ist zu entnehmen, dass die Position der Hubschaufelspitze beim Austritt aus dem Schüttbett für beide Hubschaufel-Längenverhältnisse ähnliche Werte annimmt. Bei beiden Konfigurationen tritt zu diesem Zeitpunkt, aufgrund des überbeladenen Zustands der Drehtrommel, bereits die Entladung von Partikeln aus der Hubschaufel auf. Diese gehen jedoch erst ab einem Winkel von  $\delta = 0^\circ$  in die Luftphase über, da sie bei kleineren Winkeln über den Hubschaufelrücken rutschen. Der Hubschaufelfüllungsgrad beim Austritt aus dem Schüttbett nimmt bei höherem Hubschaufel-Längenverhältnis größere Werte an, was in den geometrischen Abmessungen der Hubschaufel begründet ist. Folglich können mehr Partikel in die Luftphase gebracht werden. Aus diesem Grund liegt bei  $l_2/l_1 = 1,5$  gleichzeitig ein höheres Potential für die Partikeloberfläche in der Luftphase vor. In den unteren beiden Bildern (b, d) ist der finale Abwurfwinkel  $\delta_L$  (blau) angegeben. Im Falle des höheren Hubschaufel-Längenverhältnisses nimmt dieser einen höheren Wert an (s. Sunkara [64]). Unter der Voraussetzung, dass die Partikel in der Luftphase nicht abgelenkt werden, resultiert eine breitere horizontale Verteilung der Schleier innerhalb der Drehtrommel. In der betrachteten Konfiguration kommt es jedoch zu einer Ablenkung des Partikelschleiers bei  $l_2/l_1 = 1,5$  (d). Die Partikel, die die Hubschaufel verlassen, fallen auf die Rückseite der davor installierten Hubschaufel. Dabei wird die Fallrichtung der Partikel im Schleier verändert. Dies führt dazu, dass die Schleier bei  $l_2/l_1 = 1,5$  über 66 % des Drehtrommeldurchmessers verteilt sind. Bei einem geringeren Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 verteilen sich die Schleier über 75 % des Drehtrommeldurchmessers. Zudem ist im Vergleich der Abbildungen auf der linken Seite (a, b) mit denen auf der rechten Seite (c, d) zu erkennen, dass bei einem kleineren Hubschaufel-Längenverhältnis eine homogenere Partikeldistribution in der Luftphase vorliegt. Die Breite der einzelnen Partikelschleier weist bei  $l_2/l_1 = 1,5$  eine höhere Disparität auf.



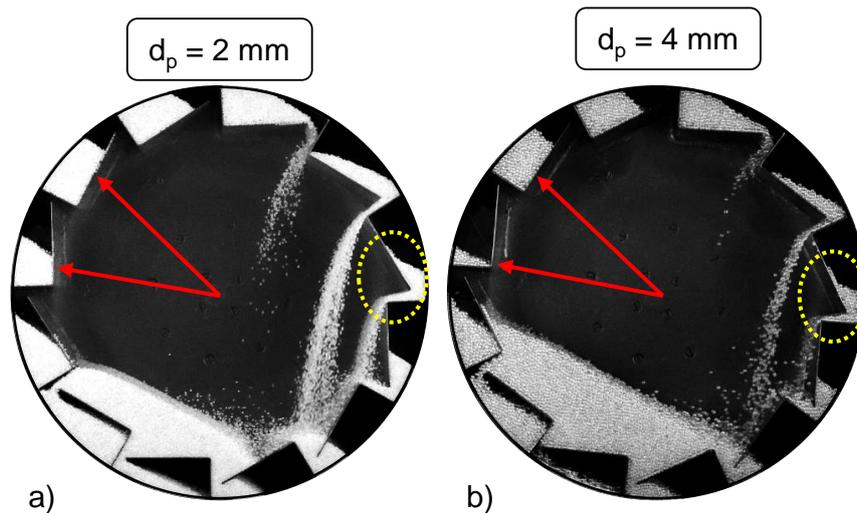
**Abbildung 22:** Dargestellt sind exemplarisch die Momente des Austritts der Hubschaufel aus dem Schüttbett (a, c) sowie des finalen Abwurfs (b, d) für die Hubschaufel-Längenverhältnisse  $l_2/l_1 = 1$  (a, b) und  $1,5$  (c, d). Beim höheren Hubschaufel-Längenverhältnis ergeben sich höhere finale Abwurfwinkel  $\delta_L$ , jedoch sind die Partikelschleier weniger breit verteilt.

In Abbildung 23 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades dargestellt. Nach Karali et al. [74] beträgt der optimale Füllungsgrad für Glaskugeln  $f_{D,opt}(l_2/l_1 = 0,375) = 4,5 - 5,8\%$  respektive  $f_{D,opt}(l_2/l_1 = 0,75) = 8,1 - 10,1\%$ . Daraus folgt für beide Hubschaufel-Längenverhältnisse bei einem Füllungsgrad von  $10\%$ , dass die Hubschaufeln vollständig gefüllt sind. Bei Verwendung von Hubschaufeln mit einem Hubschaufel-Längenverhältnis größer als  $0,75$  befindet sich die Drehtrommel in einem unterbeladenen Zustand. In diesem Zustand sind die Hubschaufeln initial nicht komplett gefüllt. Dies spiegelt sich im Verlauf der Kurven in den Diagrammen a) und d) wider. Die blaue ( $l_2/l_1 = 0,375$ ) sowie die rote ( $l_2/l_1 = 0,75$ ) Kurve weisen bereits bei der Position  $\delta = 0^\circ$  einen negativen Gradienten auf. Für höhere Hubschaufel-Längenverhältnisse nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad zunächst konstante Werte an. Bei  $l_2/l_1 = 1$  (orange) beginnt die Entladung

der Hubschaufeln bei einem Abwurfwinkel zwischen 20 und 30°. Dies ist am abknickenden Kurvenverlauf erkennbar. Mit höheren Hubschaufel-Längenverhältnissen verschiebt sich dieser Punkt zu höheren Abwurfwinkeln:  $\delta = 100 - 110^\circ$  für  $l_2/l_1 = 1,5$  (grün) und  $\delta = 120^\circ$  für  $l_2/l_1 = 2$  (schwarz). In den anderen vier Diagrammen (b, c, e, f;  $f_D = 20\%$ ) ist ersichtlich, dass eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses zu einer Verschiebung der Kurven führt. Bei gleicher Position der Hubschaufelspitze nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad bei höherem  $l_2/l_1$  größere Werte an. Damit steigt das Potential der Partikeloberfläche in der Luftphase. Eine homogene Distribution der Partikel in der Luftphase ist für die Hubschaufel-Längenverhältnisse  $l_2/l_1 = 0,75$  sowie  $l_2/l_1 = 1$  am annähernd linearen Kurvenverlauf erkennbar. Bei einem kleineren Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 0,375$  flacht die Kurve bei Abwurfwinkeln zwischen 70 und 90° ab. In dieser Konfiguration werden in der rechten Hälfte der Drehtrommel weniger Partikel in die Luftphase übertragen. Bei den Hubschaufel-Längenverhältnissen von 1,5 und 2 liegt im Vergleich dazu ein inverses Verhalten vor. Die Abnahme des Hubschaufelfüllungsgrades beträgt bis zu einem Winkel von  $\delta = 90^\circ$  25 % ( $l_2/l_1 = 1,5$ ) respektive 12 % ( $l_2/l_1 = 2$ ,  $d_p = 2\text{ mm}$ ) der Gesamtabnahme. Daraus resultiert ein großer Partikelmassenstrom in der Luftphase in der rechten Hälfte der Drehtrommel ( $\delta > 90^\circ$ ). Des Weiteren lässt sich in allen sechs Diagrammen erkennen, dass die finalen Abwurfwinkel  $\delta_L$  ( $\delta$  bei  $f_{H,i} = 0$ ) mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ansteigen. In Abbildung f) zeigt sich das inhomogene Verhalten großer Partikel bei hohen Drehzahlen und einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 2. Die Hubschaufeln werden nicht homogen gefüllt, was anhand der hohen Standardabweichungen bis  $\delta = 120^\circ$  erkennbar ist. Zudem kann ein finaler Abwurfwinkel nicht definiert werden. Dies liegt an der unvollständigen Entladung der Hubschaufeln, was in Abbildung 24 exemplarisch dargestellt ist. Dass sich das Entladungsverhalten auch zwischen den Hubschaufeln unterscheidet, ist den hohen Standardabweichungen ab  $\delta = 120^\circ$  zu entnehmen. Die Kurvenverläufe stimmen qualitativ mit den von Sunkara et al. [84] beschriebenen Verläufen des mathematischen Modells überein.



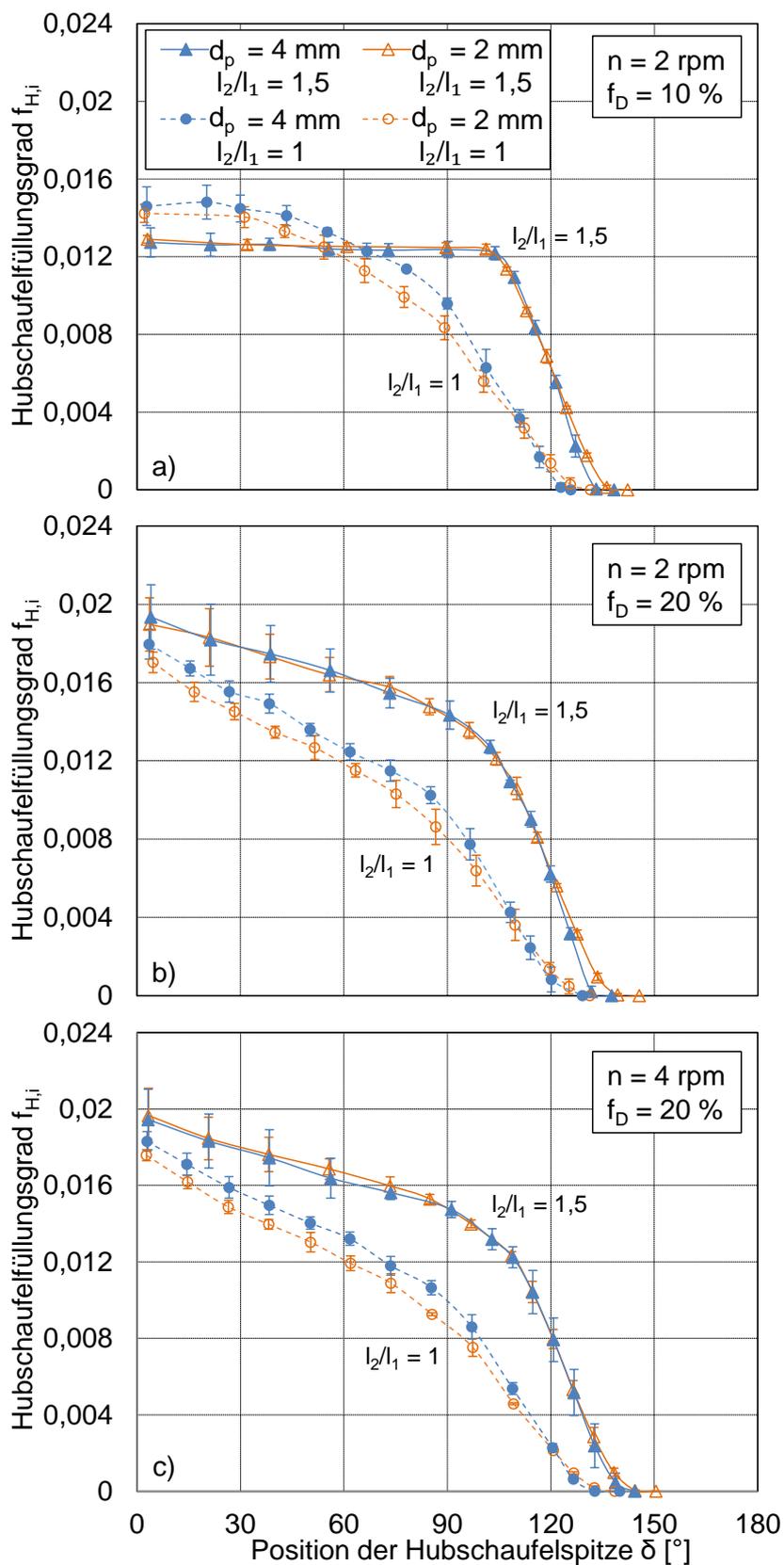
**Abbildung 23:** Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis für Glaskugeln bei konstanter Hubschaufelanzahl ( $n_F = 12$ ). Darstellung für verschiedene Partikeldurchmesser (a, d; b, e; c, f), Füllungsgrade (a, b; d, e) sowie Drehzahlen (b, c; e, f)



**Abbildung 24:** Unvollständige Entladung der Hubschaufeln (gelb) sowie stark variierender initialer Hubschaufelfüllungsgrad (rot) bei hoher Drehzahl ( $n = 8 \text{ rpm}$ ) sowie großem Hubschaufel-Längenverhältnis ( $l_2/l_1 = 2$ ). Darstellung für Partikeldurchmesser 2 mm (a) und 4 mm (b).

#### 2.3.2.4 Einfluss des Partikeldurchmessers

Abbildung 25 veranschaulicht den Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades. Bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 (Dreieck-Symbol) zeigt sich in allen drei Diagrammen kein signifikanter Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Hubschaufelfüllungsgrad. Gleichwohl beträgt der finale Abwurfwinkel bei diesem Hubschaufel-Längenverhältnis für 2 mm Glaskugeln (orange)  $\delta_L = 140 - 150^\circ$  und für 4 mm Glaskugeln (blau)  $\delta_L = 135 - 140^\circ$ . Folglich kommt es bei Glaskugeln größeren Partikeldurchmessers früher zur finalen Entladung der Hubschaufel. Nach Verringerung des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf  $l_2/l_1 = 1$  (Kreis-Symbol) zeigt sich ein tendenzieller Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades. Demnach nimmt der Hubschaufelfüllungsgrad bei größeren Partikeldurchmessern höhere Werte an. Der Trend ist bis zu Abwurfwinkeln im Intervall  $\delta = 100 - 120^\circ$  erkennbar.



**Abbildung 25:** Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei konstanter Hubschaufelanzahl ( $n_F = 12$ ) und Variation von Füllungsgrad (a, b) sowie Drehzahl (b, c)

### 2.3.3 Partikelanzahl in der Luftphase

#### 2.3.3.1 Einfluss der Drehzahl

In Abbildung 26 ist die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit von der Drehzahl gezeigt. Dabei ist ein linearer Zusammenhang zu sehen. Mit steigender Drehzahl nimmt die Anzahl der Partikel in der Luftphase von 500 bei  $n = 1$  rpm auf ca. 4000 bei  $n = 8$  rpm zu. Die Partikelanzahl in der Luftphase ändert sich demnach direkt proportional mit der Drehzahl. Das liegt im Abwurfverhalten von Partikeln aus der Hubschaufel begründet. Die Partikel werden lawinenartig abgeworfen. Mit steigender Drehzahl nimmt die Frequenz der Lawinenabwürfe zu. Damit steigt auch die Anzahl abgeworfener Partikel.

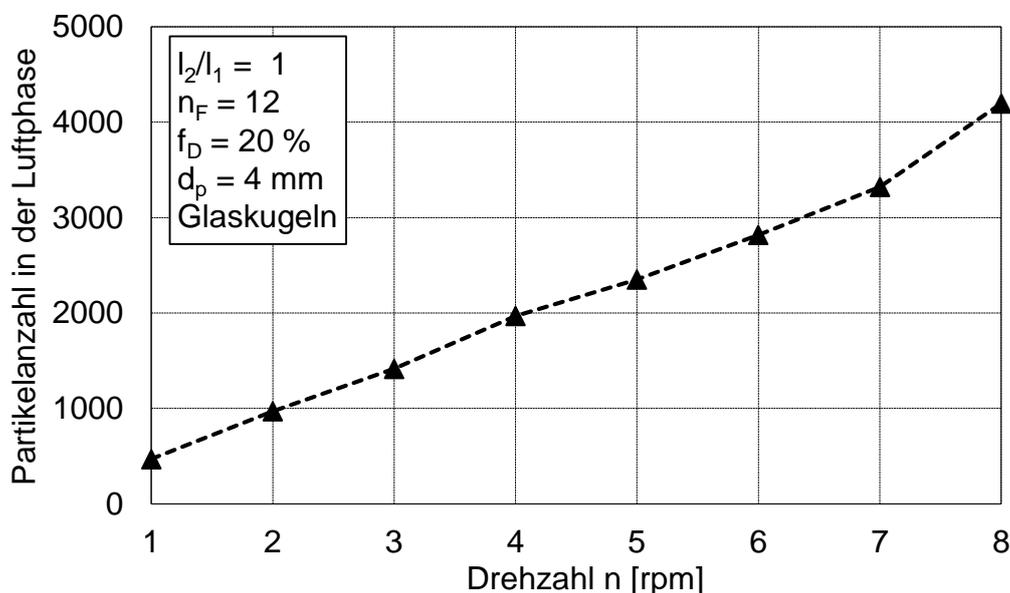
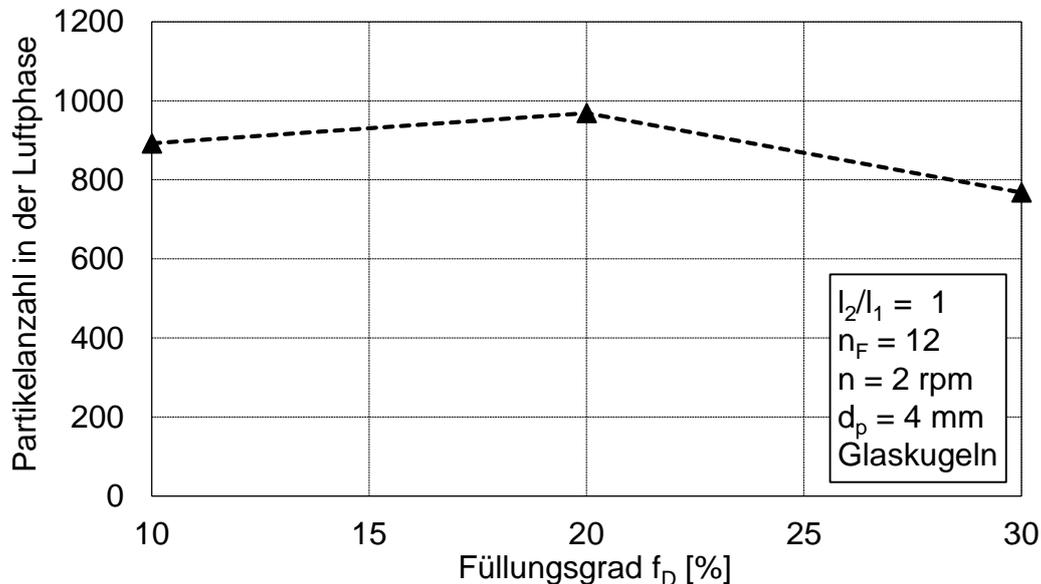


Abbildung 26: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit von der Drehzahl

#### 2.3.3.2 Einfluss des Füllungsgrades

Abbildung 27 zeigt die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit vom Füllungsgrad. Es ist zu erkennen, dass die Partikelanzahl von 10 zu 20 % Füllungsgrad leicht zunimmt. Bei einem Füllungsgrad von 10 % liegt die Drehtrommel in der dargestellten Konfiguration in einem unterbeladenen Zustand vor (optimaler Füllungsgrad  $f_{D,opt} = 10,7$  %). Die Hubschaufel ist initial nicht vollständig beladen, weshalb nicht die maximal mögliche Partikelanzahl in die Luftphase übergeht. Bei 20 % Füllungsgrad ist die Hubschaufel initial vollständig beladen. Es gehen daher mehr Partikel in die Luftphase über als im Fall des unterbeladenen Zustands. Bei einer weiteren Erhöhung des Füllungsgrades von 20 auf 30 % nimmt die Partikelanzahl in der Luftphase ab. Da sich

die initiale Beladung der Hubschaufeln zwischen 20 und 30 % Füllungsgrad nicht unterscheidet, wird die Anzahl der Partikel in der Luftphase lediglich durch die Fallhöhe beeinflusst. Die Fallhöhe ist im Fall von 30 % Füllungsgrad geringer, da ein höheres Schüttbett vorliegt.



**Abbildung 27:** Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

### 2.3.3.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

In Abbildung 28 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Partikelanzahl in der Luftphase dargestellt. Darin zeigt sich bis zu  $l_2/l_1 = 1,5$  tendenziell eine zunehmende Partikelanzahl in der Luftphase, wenn das Hubschaufel-Längenverhältnis größer wird. Mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis steigt das Fassungsvermögen der Hubschaufeln, sie können mehr Partikel aufnehmen und somit auch mehr Partikel in die Luftphase bringen. Wird das Hubschaufel-Längenverhältnis auf 2 erhöht, fallen die Kurven jedoch stark ab. Bis zu diesem Hubschaufel-Längenverhältnis ist zudem ein deutlicher Einfluss der Drehzahl zu erkennen: bei höherer Drehzahl werden mehr Partikel in der Luftphase gemessen. Beim größten untersuchten Hubschaufel-Längenverhältnis von 2 ist dieser Einfluss nicht mehr zu sehen. Eine Erhöhung der Drehzahl bewirkt keinen signifikanten Anstieg der Partikelanzahl in der Luftphase. Der Grund dafür ist die unvollständige Be- und Entladung der großen Hubschaufeln bei hoher Drehzahl (vgl. Abbildung 24).

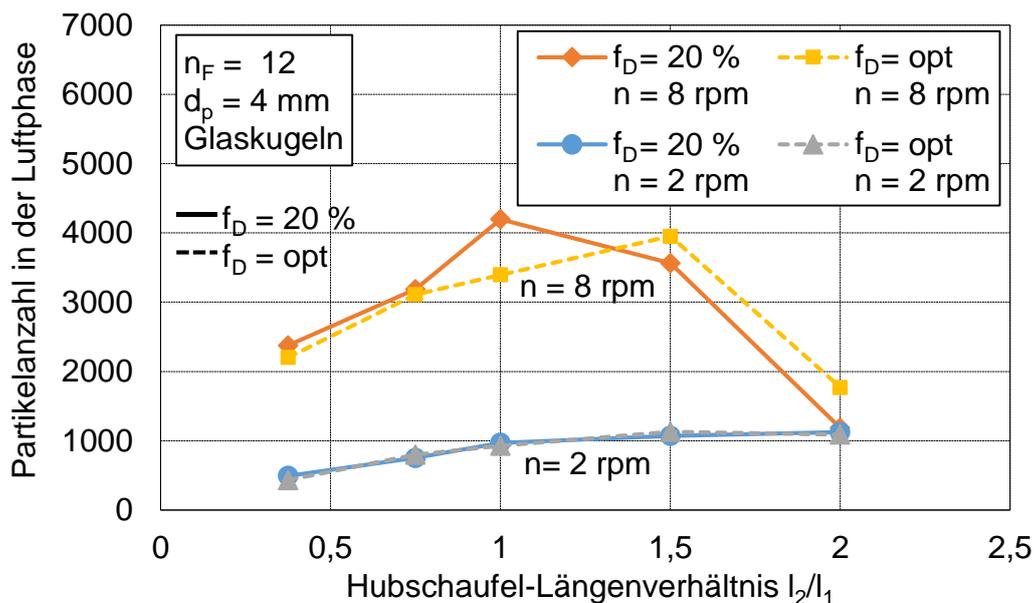


Abbildung 28: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis

#### 2.3.3.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Der Einfluss der Hubschaufelanzahl auf die Partikelanzahl in der Luftphase ist in Abbildung 29 veranschaulicht. Darin ist ein linearer Zusammenhang zwischen der Hubschaufelanzahl und der Partikelanzahl in der Luftphase zu sehen. Während bei sechs Hubschaufeln 500 bis 1500 Partikel in der Luftphase sind, wird die Anzahl bei einer Verdoppelung der Hubschaufelanzahl ebenfalls verdoppelt, da gleichzeitig auch die Anzahl der aktiven Hubschaufeln linear zunimmt. Dadurch entstehen mehr Partikelschleier und die Anzahl der Partikel, die gleichzeitig in der Luftphase sind, nimmt zu. Durch Erhöhung der Hubschaufelanzahl verringert sich der Abstand zwischen den Hubschaufeln. Bei zu kleinem Abstand wird das Be- und Entladungsverhalten beeinflusst, was sich negativ auf die Partikelanzahl in der Luftphase auswirken kann (s. Abbildung 24). Bei steigender Hubschaufelanzahl wird auch mehr Schüttgut von den Hubschaufeln aufgenommen. Sind die Hubschaufeln bei geringem Füllungsgrad initial nicht vollständig beladen (unterbeladener Zustand, Füllungsgrad kleiner als optimaler Füllungsgrad), befinden sich weniger Partikel in der Luftphase. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 29 nicht zu sehen, da der jeweilige optimale Füllungsgrad mit der Anzahl der Hubschaufeln steigt. Auch bei 20 % Füllungsgrad liegt die Drehtrommel in allen dargestellten Konfigurationen im überbeladenen Zustand vor, sodass die Hubschaufeln initial vollständig beladen sind.

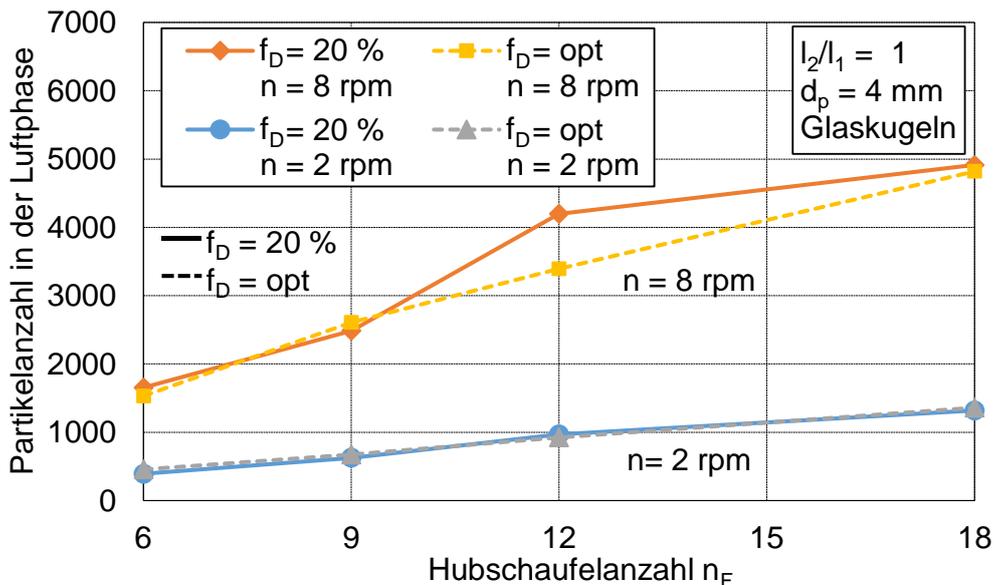


Abbildung 29: Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl

2.3.3.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Die Partikelanzahl in der Luftphase in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser ist in Abbildung 30 dargestellt. Es ist zu sehen, dass die Partikelanzahl mit steigendem Partikeldurchmesser exponentiell abnimmt. Unabhängig vom Partikeldurchmesser sollte immer annähernd das gleiche Schüttvolumen in der Luftphase sein. Das Schüttvolumen setzt sich aus dem Luft- und dem Partikelvolumen zusammen. In das Partikelvolumen geht der Partikeldurchmesser mit der dritten Potenz ein. Dieser Zusammenhang spiegelt sich in Abbildung 30 wider.

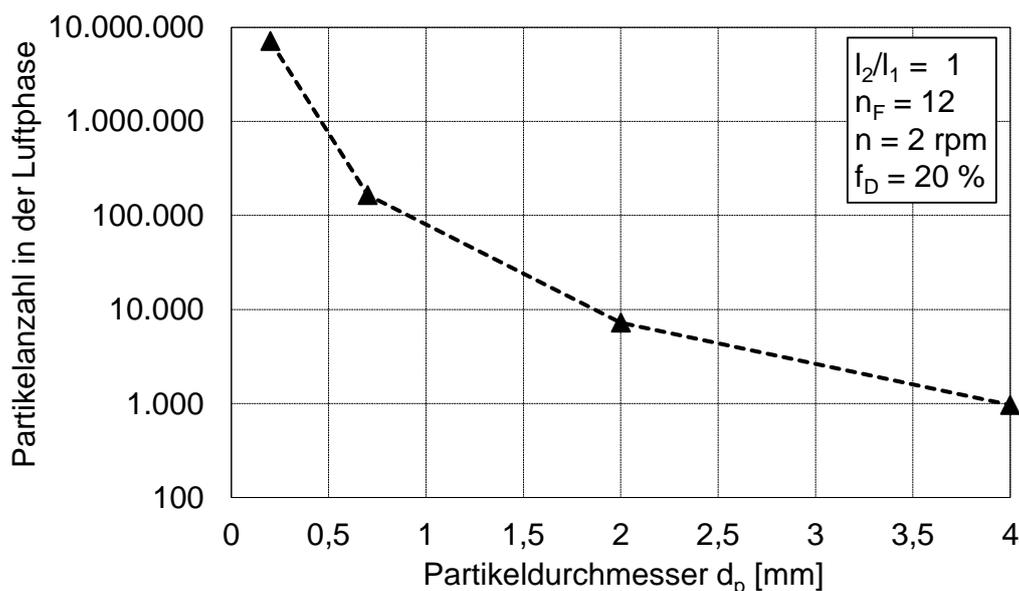


Abbildung 30: Partikelanzahl in der Luftphase (logarithmisch skaliert) in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser

## 2.3.4 Innere und äußere Schleieroberflächen

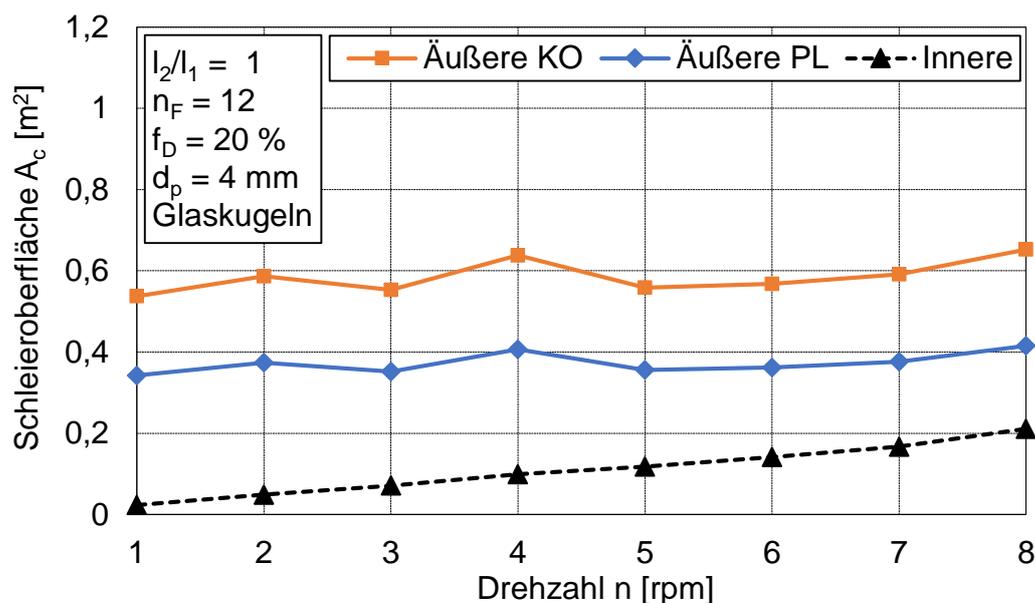
### 2.3.4.1 Einfluss der Drehzahl

Die innere Schleieroberfläche ergibt sich aus der Partikelanzahl in der Luftphase und der Partikeloberfläche. Bei der äußeren Schleieroberfläche wird angenommen, dass die Partikelschleier eine Porosität von  $\varepsilon_P = 0$  haben und damit als kompakte Festkörper (Platten) vorliegen. Unterschieden werden zwei Arten von Platten:

1. Platten mit glatter Oberfläche (PL) sowie
2. Platten mit Kugeln (in der Größe der jeweiligen Partikel) an der Oberfläche (KO).

Während die Annahme des Schleiers als kompakte Platte bei kleinem Partikeldurchmesser eher zutreffend ist, steigt die Porosität des Partikelschleiers mit dem Partikeldurchmesser stark an. Aufgrund der getroffenen Annahme sind die äußeren Schleieroberflächen ab einem gewissen Partikeldurchmesser immer größer als die innere Schleieroberfläche (s. Beispielrechnung in Anhang A ). Zudem ist die äußere Schleieroberfläche mit Kugeln an der Oberfläche stets größer als die mit einer glatten Plattenoberfläche.

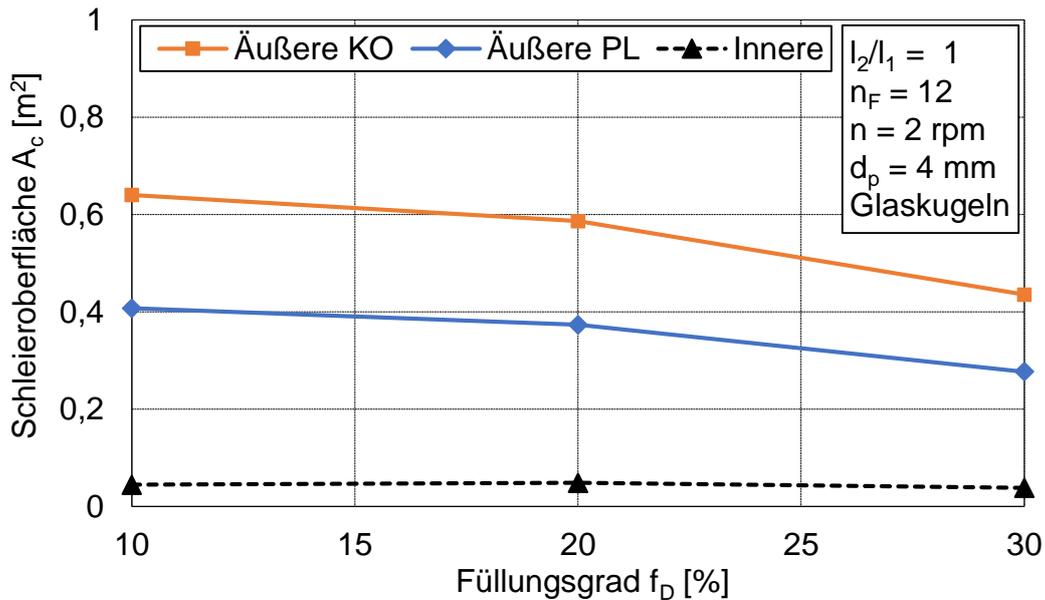
Es zeigt sich in Abbildung 31, dass die innere Schleieroberfläche bei allen untersuchten Drehzahlen kleiner ist als die beiden äußeren Schleieroberflächen. Mit steigender Drehzahl nimmt die innere Schleieroberfläche jedoch stärker zu als die äußeren Schleieroberflächen. Die Kurven nähern sich bei zunehmender Drehzahl an. Grund dafür ist, dass mit Erhöhung der Drehzahl die Partikelanzahl in der Luftphase und damit die innere Schleieroberfläche linear ansteigen. Bei einer Verdoppelung der Drehzahl wird die Partikelanzahl in der Luftphase verdoppelt und damit auch die innere Schleieroberfläche um den Faktor zwei erhöht. Die äußere Form sowie die Höhe der Schleier ändern sich hingegen weniger stark mit der Drehzahl, weshalb die äußere Schleieroberfläche nur geringfügig mit der Drehzahl zunimmt.



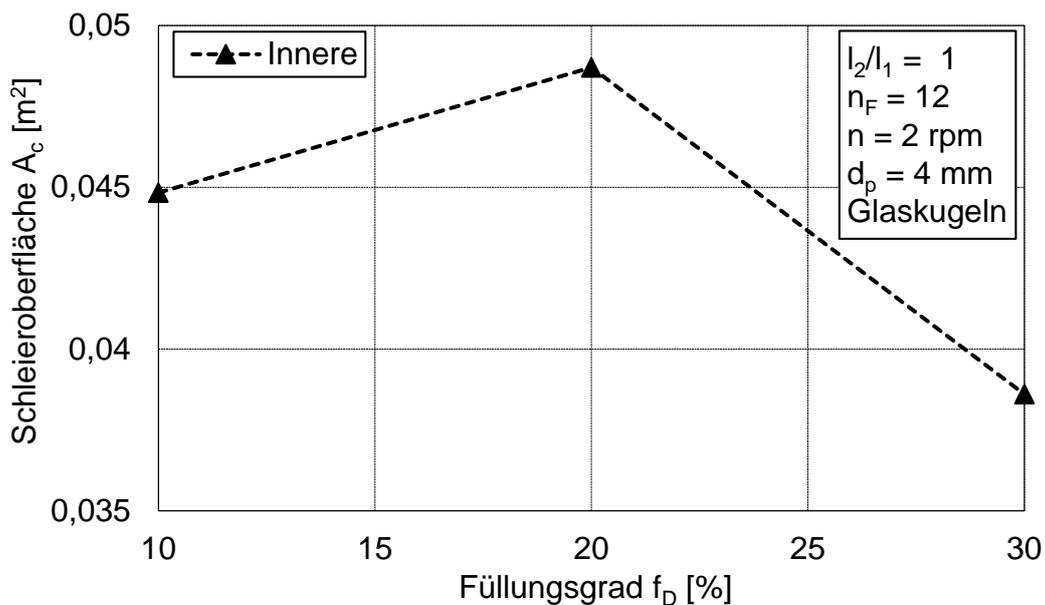
**Abbildung 31:** Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO – Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit von der Drehzahl

#### 2.3.4.2 Einfluss des Füllungsgrades

In Abbildung 32 ist der Einfluss des Füllungsgrades auf die Schleieroberfläche dargestellt. Die äußeren Schleieroberflächen nehmen mit steigendem Füllungsgrad deutlich ab, da die Schüttbetthöhe zunimmt und damit die Fallhöhe der Partikel sinkt. Der Einfluss auf die innere Schleieroberfläche ist in Abbildung 32 kaum zu erkennen. Um den Einfluss des Füllungsgrades auf die innere Schleieroberfläche zu bewerten, ist dieselbe Kurve in Abbildung 33 mit einer anderen Achsenskalierung dargestellt. Dort ist zunächst eine Zu-, dann eine Abnahme der inneren Schleieroberfläche zu sehen. Bei 10 % Füllungsgrad liegt die Drehtrommel in einem leicht unterbeladenen Zustand vor ( $f_{D,opt} = 10,7\%$ ). Die Hubschaufel ist initial nicht vollständig beladen. Eine Erhöhung des Füllungsgrades sorgt für eine vollständige initiale Beladung, wodurch mehr Partikel in die Luftphase gelangen und die innere Schleieroberfläche ansteigt. Eine Änderung des Füllungsgrades von 20 auf 30 % hat keinen Einfluss auf die initiale Beladung der Hubschaufeln. Der Massenstrom der abgeworfenen Partikel ist konstant, jedoch ist die Verweildauer der Partikel in der Luftphase bei einem höheren Füllungsgrad geringer, da die Fallhöhe durch das größere Schüttbett verringert wird. Dadurch sinkt die innere Schleieroberfläche.



**Abbildung 32:** Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

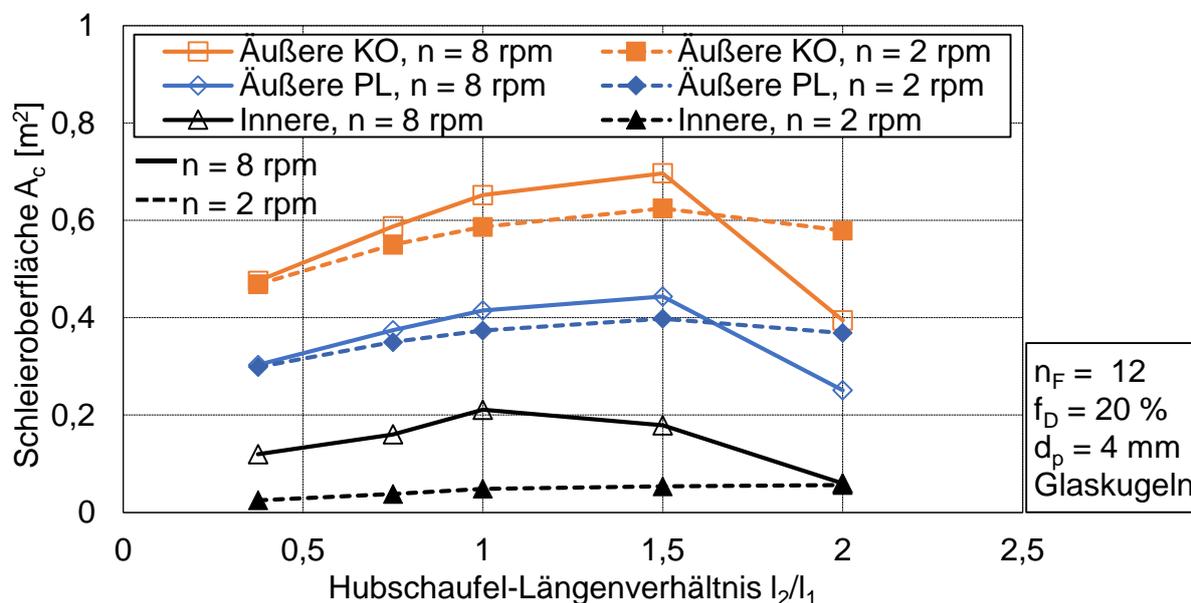


**Abbildung 33:** Innere Schleieroberfläche in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

### 2.3.4.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

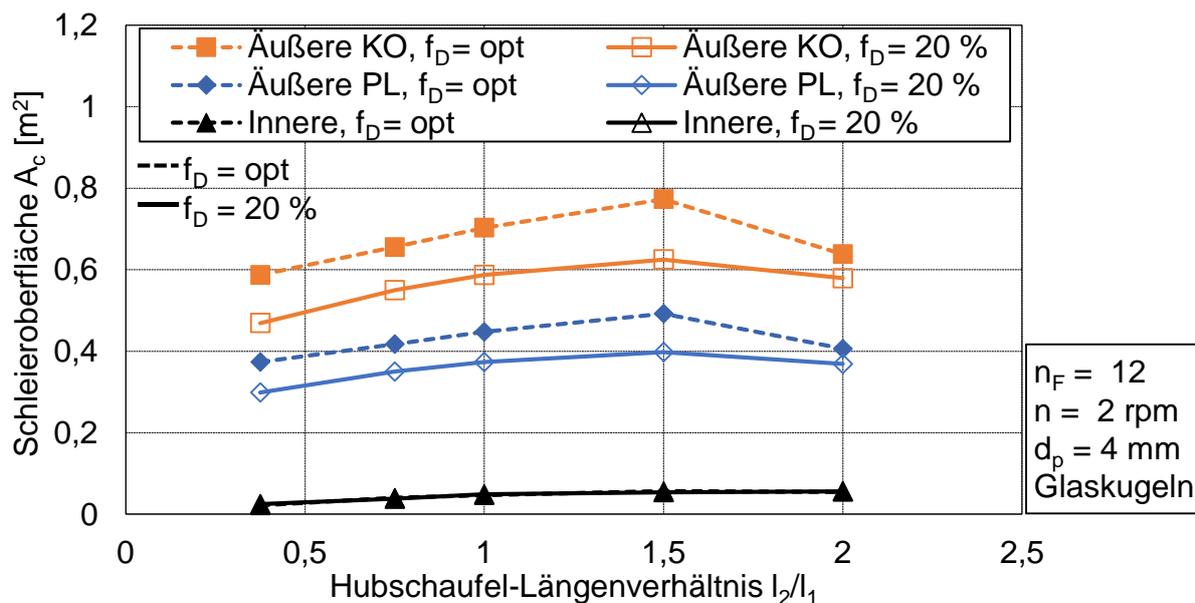
Der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Schleieroberfläche ist in Abbildung 34 dargestellt. Zusätzlich ist der Einfluss der Drehzahl bei verändertem Hubschaufel-Längenverhältnis gezeigt. Bei einer Drehzahl von 2 rpm nimmt die innere Schleieroberfläche mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zu. Dies gilt auch für die äußeren Schleieroberflächen – jedoch nur bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5. Eine weitere Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses führt zu einer Verringerung der äußeren Schleieroberfläche. Noch stärker ist dieser Einfluss bei

der höheren Drehzahl von 8 rpm zu sehen. Bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 (innere Schleieroberfläche) bzw. 1,5 (äußere Schleieroberfläche) führt eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses zu einer größeren Schleieroberfläche. Anschließend fallen die Schleieroberflächen stark ab. Das liegt zum einen daran, dass bei großen Hubschaufel-Längenverhältnissen und hohen Drehzahlen Be- und Entladungsprobleme der Hubschaufeln auftreten. Es werden insgesamt weniger Partikel in die Hubschaufel aufgenommen sowie in die Luftphase gebracht. Zum anderen entstehen die Partikelschleier bei hohen Drehzahlen und hohem Hubschaufel-Längenverhältnis erst bei hohen Abwurfwinkeln. Die Schleier haben eine geringere mittlere Fallhöhe und damit geringere äußere Schleieroberflächen.



**Abbildung 34:** Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl

In Abbildung 35 ist zusätzlich der Einfluss des Füllungsgrades auf die Schleieroberfläche bei Variation des Hubschaufel-Längenverhältnisses gezeigt. Die zuvor beschriebene Abhängigkeit der Schleieroberfläche vom Hubschaufel-Längenverhältnis zeigt sich auch in dieser Abbildung. Der dargestellte optimale Füllungsgrad beträgt 10,7 %. Eine Erhöhung des Füllungsgrades vom optimalen Füllungsgrad auf 20 % (überbelasteter Zustand) hat keinen sichtbaren Einfluss auf die innere Schleieroberfläche, wie bereits in Kapitel 2.3.4.2 erläutert. Die äußeren Schleieroberflächen sinken hingegen mit steigendem Füllungsgrad, da die Schüttbetthöhe zu- und damit die Fallhöhe abnimmt.



**Abbildung 35:** Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation des Füllungsgrades

#### 2.3.4.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Eine Erhöhung der Hubschaufelanzahl bewirkt eine Vergrößerung aller drei gemessenen Schleieroberflächen (s. Abbildung 36). Es ist ein linearer Zusammenhang zu sehen. Dieser liegt darin begründet, dass mit steigender Hubschaufelanzahl die Anzahl der aktiven Hubschaufeln – und damit die Anzahl der Schleier – linear zunimmt. Voraussetzung ist, dass bei Erhöhung der Hubschaufelanzahl trotzdem alle Hubschaufeln initial vollständig beladen sind. Das ist in Abbildung 36 der Fall, da der optimale Füllungsgrad mit der Hubschaufelanzahl steigt (vgl. Tabelle 5). Eine Erhöhung der Drehzahl führt in der dargestellten Konfiguration zu jeweils höheren inneren und äußeren Schleieroberflächen.

Auch in Abbildung 37 ist zu sehen, dass eine Erhöhung der Hubschaufelanzahl die Schleieroberflächen vergrößert. Zudem ist der Einfluss des Füllungsgrades gezeigt. Ein höherer Füllungsgrad bewirkt eine Verringerung der äußeren Schleieroberflächen. Der Einfluss auf die innere Schleieroberfläche ist vergleichsweise gering.

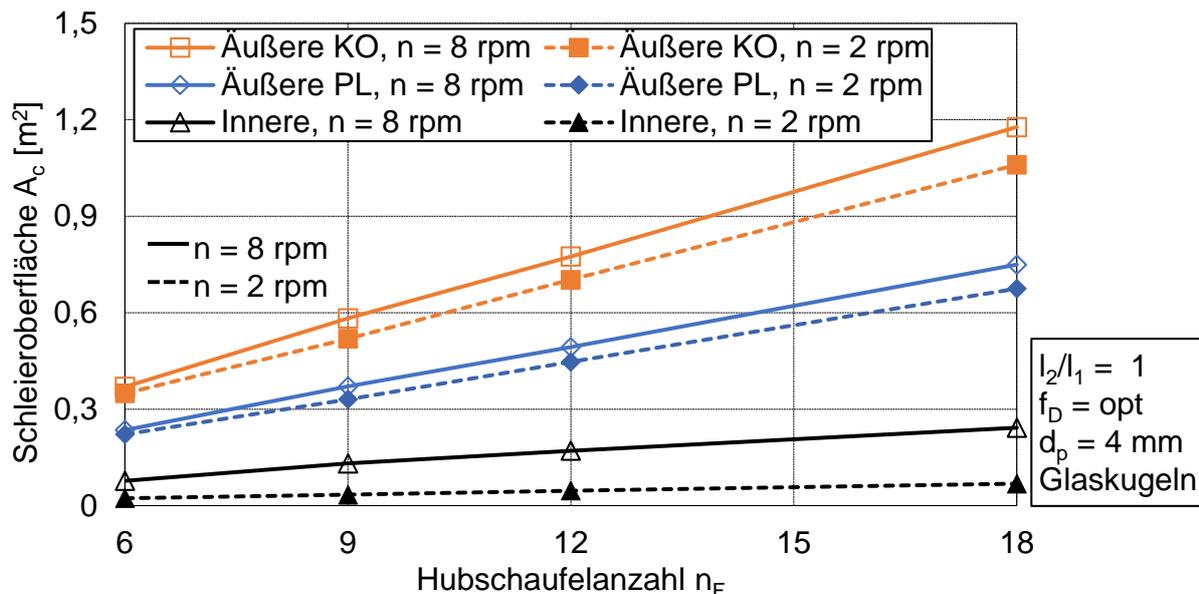


Abbildung 36: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl

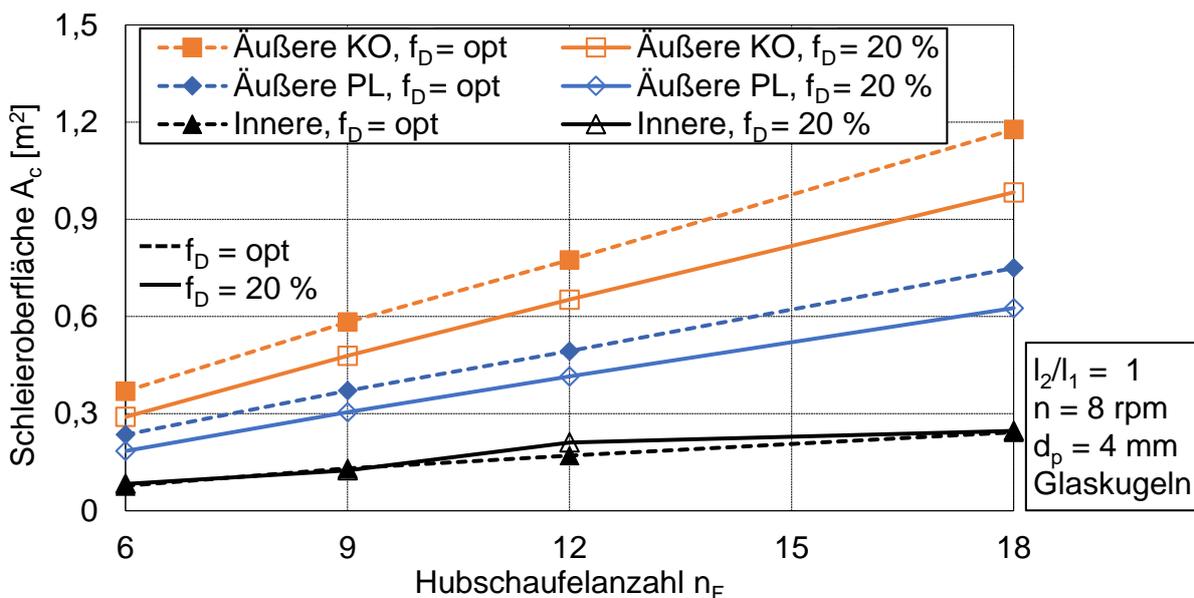
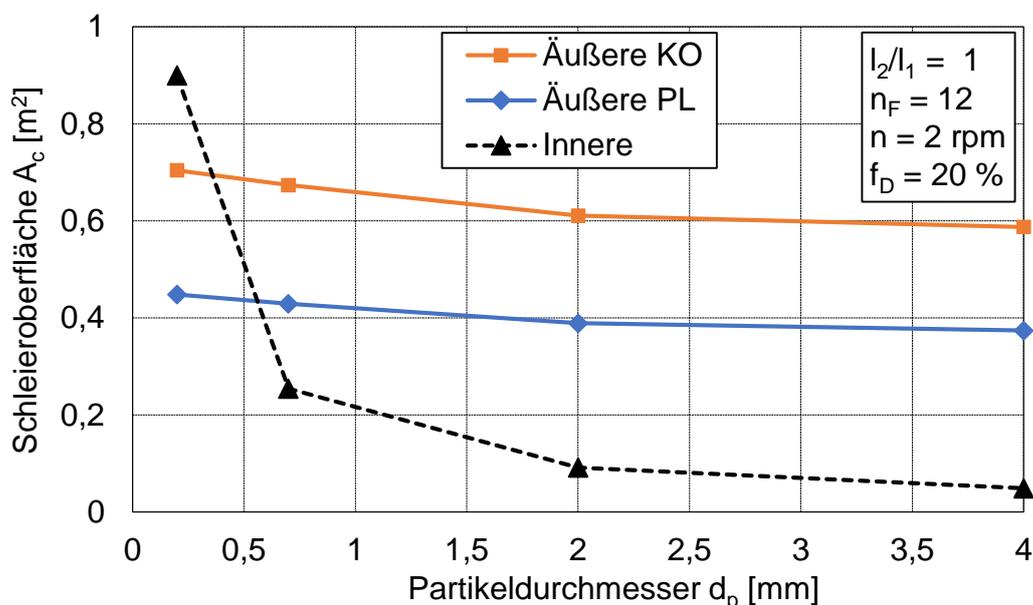


Abbildung 37: Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades

### 2.3.4.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat auf die äußere Schleieroberfläche nur insofern einen Einfluss, dass der finale Abwurfwinkel variieren kann. Durch einen höheren finalen Abwurfwinkel wird die mittlere äußere Schleieroberfläche vergrößert. Der Einfluss ist jedoch relativ gering, wie in Abbildung 38 zu sehen ist. Die innere Schleieroberfläche hängt hingegen sehr stark vom Partikeldurchmesser ab. Bei konstantem Partikelmassestrom aus der Hubschaufel steigt die Partikelanzahl in der Luftphase mit kleinerem

Partikeldurchmesser. Dadurch erhöht sich ebenfalls die innere Schleieroberfläche. Bei Partikeldurchmessern bis ungefähr 0,5 mm ist die innere Schleieroberfläche stets größer als die äußeren Schleieroberflächen. Je kleiner der Durchmesser der Partikel wird, umso geringer wird auch der Abstand zwischen den Partikeln im Schleier. Die Porosität des Schleiers nimmt ab und der Schleier nähert sich der Annahme einer dichten Platte. Dies ist am Schnittpunkt der Kurven für die innere und die äußere Schleieroberfläche zu sehen. Daraus lässt sich die Hypothese ableiten, dass bei kleinem Partikeldurchmesser die Verwendung der äußeren Schleieroberfläche eher der Realität entspricht, da der Schleier vom Gas umströmt wird. Schleier mit großen Partikeln weisen eine hohe Porosität auf, sodass die Schleier eher vom Gas durchströmt werden. In diesem Fall wäre mit der inneren Schleieroberfläche zu rechnen.



**Abbildung 38:** Innere und äußere (PL - Plattenoberfläche, KO - Kugeln an der Oberfläche) Schleieroberflächen in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser

## 2.3.5 Füllwinkel

### 2.3.5.1 Einfluss der Drehzahl

Der Füllwinkel ist als Maß für die Kontaktfläche zwischen Drehtrommelwand und Partikeln anzusehen (vgl. Abbildung 18). Mit Hilfe des Füllwinkels lässt sich die Bogenlänge der Drehtrommelwand, die in Kontakt mit Partikeln steht, berechnen. Ein Füllwinkel von  $180^\circ$  bedeutet, dass 50 % der Drehtrommelwand in Kontakt mit Partikeln sind. Eine Erhöhung der Kontaktfläche wirkt sich unmittelbar auf den Kontaktwärmübergang Wand-Schüttgut aus. In Abbildung 39 ist der Einfluss der Drehzahl auf den

Füllwinkel aufgezeigt. Eine Erhöhung der Drehzahl führt zu einem höheren Füllwinkel und es stehen mehr Partikel in Kontakt mit der Wand. Der Hauptgrund dafür ist die Zunahme der Zentrifugalkraft mit steigender Drehzahl. Die Partikel werden zunehmend nach außen zur Drehtrommelwand hin bewegt.

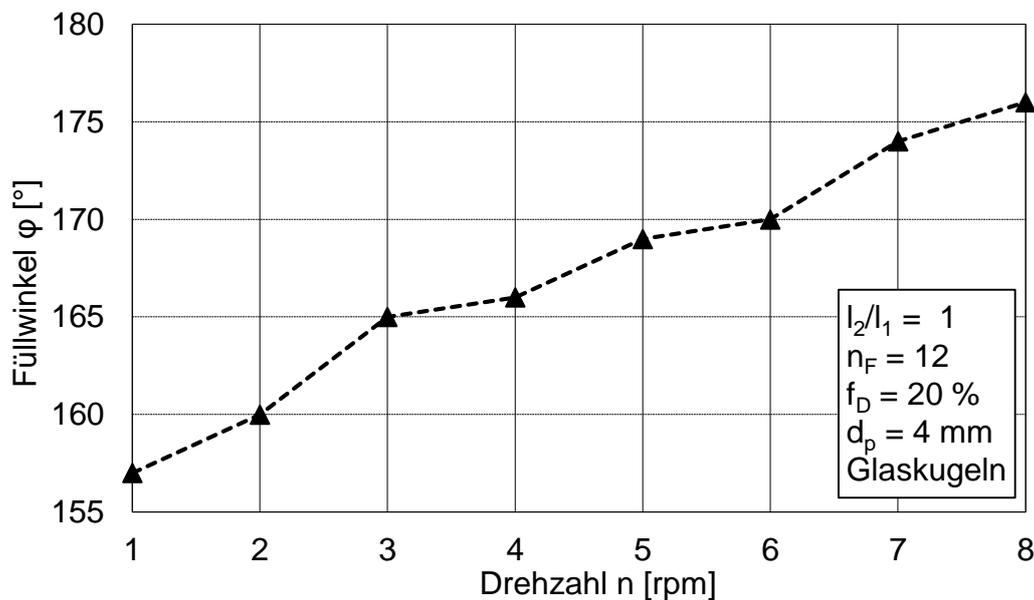
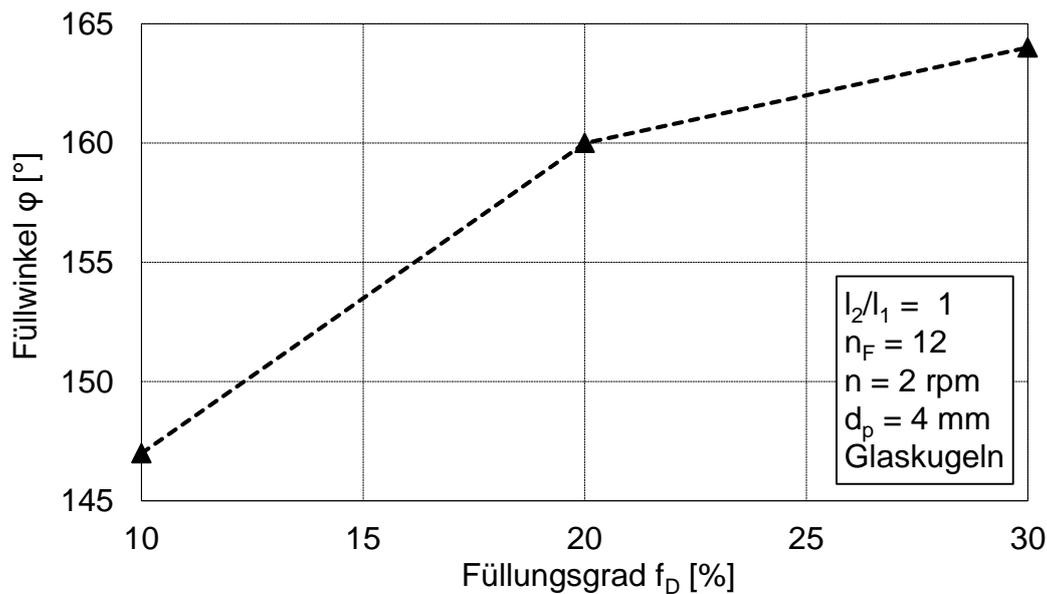


Abbildung 39: Füllwinkel in Abhängigkeit von der Drehzahl

### 2.3.5.2 Einfluss des Füllungsgrades

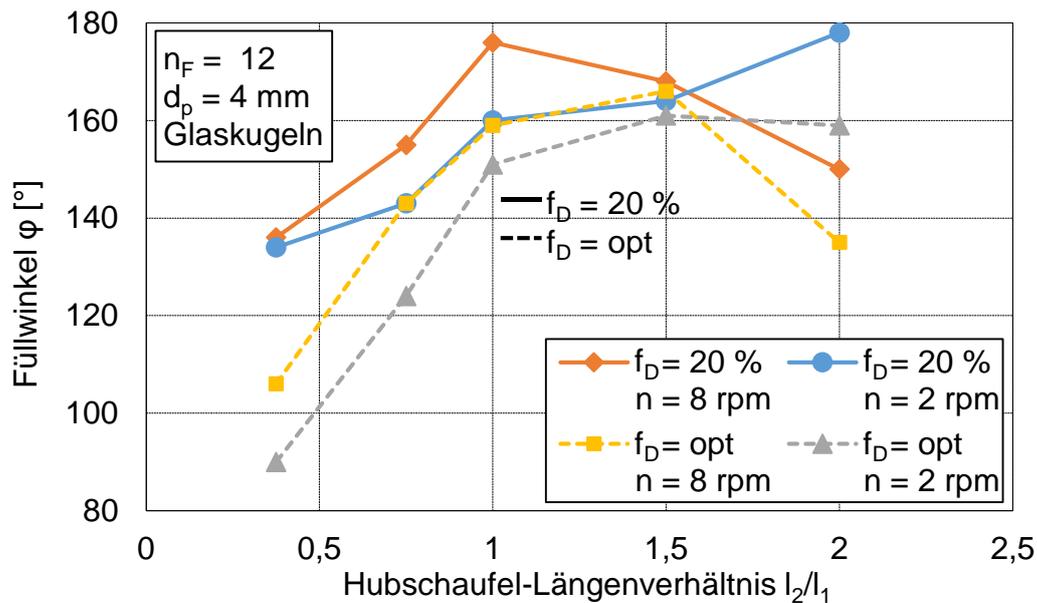
Der Füllwinkel steigt ebenfalls mit Zunahme des Füllungsgrades bei sonst gleichen Parametern (s. Abbildung 40). Je höher der Füllungsgrad ist, umso mehr Material befindet sich in der Drehtrommel und umso mehr Kontaktfläche zwischen Wand und Partikeln entsteht. Der Einfluss des Füllungsgrades nimmt jedoch bei höheren Füllungsgraden ab, da das Material über einen breiteren Querschnitt verteilt wird. Dadurch nimmt die Wand-Partikel-Kontaktfläche mit steigendem Füllungsgrad immer weniger stark zu. Dieser Trend würde bis zu einem Füllungsgrad von 50 % fortgeführt werden.



**Abbildung 40:** Füllwinkel in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

### 2.3.5.3 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

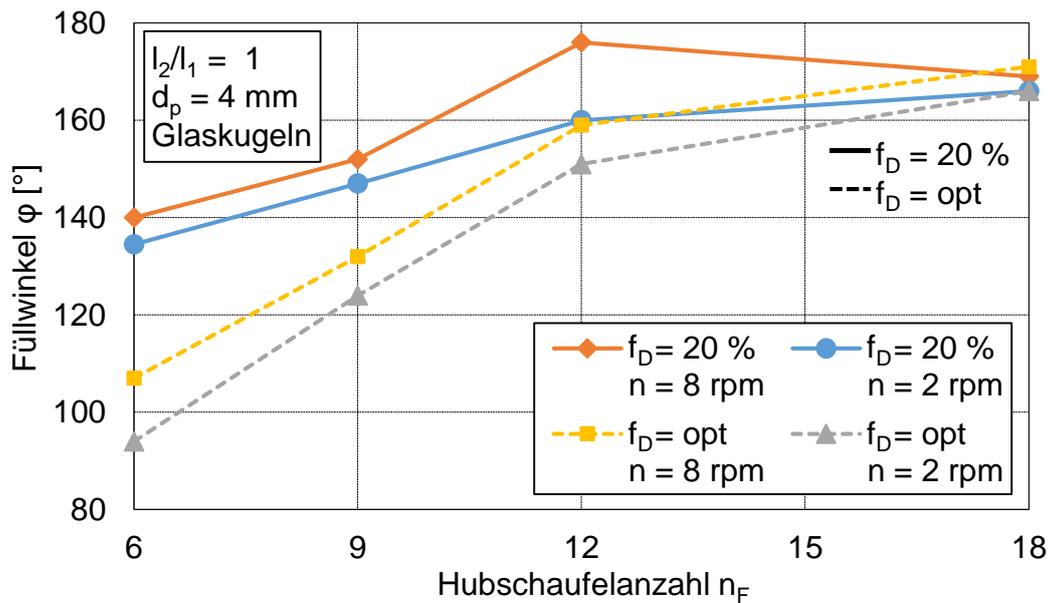
In Abbildung 41 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Füllwinkel gezeigt. Bei einer Drehzahl von 2 rpm (grau und blau) steigt der Füllwinkel mit größer werdendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Da größere Hubschaufeln mehr Partikel aufnehmen können, werden mehr Partikel aus dem Schüttbett gehoben und in Wandkontakt gebracht. Wird die Drehzahl auf 8 rpm erhöht, steigt der Füllwinkel zunächst, nimmt jedoch bei großen Hubschaufel-Längenverhältnissen ab, was an der schlechteren Be- und Entladung der Hubschaufeln liegt. Können die Hubschaufeln im überbeladenen Zustand der Drehtrommel initial nicht vollständig beladen werden, befinden sich die Partikel vermehrt im Schüttbett, wodurch der Partikel-Wandkontakt verringert wird. Zudem ist zu sehen, dass ein höherer Füllungsgrad einen höheren Füllwinkel bewirkt. Der Einfluss wird mit zunehmendem Hubschaufel-Längenverhältnis kleiner, da der optimale Füllungsgrad ansteigt und sich dem Wert von 20 % annähert.



**Abbildung 41:** Füllwinkel in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation von Füllungsgrad und Drehzahl

#### 2.3.5.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Mit mehr installierten Hubschaufeln wird ebenso ein höherer Füllwinkel erzielt, wie in Abbildung 42 verdeutlicht. Je mehr Hubschaufeln verbaut sind, umso mehr Material wird aus dem Schüttbett gehoben und mit der Wand in Kontakt gebracht. Es ist außerdem zu sehen, dass eine höhere Drehzahl, ebenso wie ein höherer Füllungsgrad, eine Steigerung des Füllwinkels bedingen. Der Einfluss des Füllungsgrades wird in der dargestellten Grafik mit steigender Hubschaufelanzahl kleiner, da sich der optimale Füllungsgrad mit steigender Hubschaufelanzahl immer mehr dem Wert von 20 % annähert.



**Abbildung 42:** Füllwinkel in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades und der Drehzahl

### 2.3.5.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat keinen direkten Einfluss auf den Füllwinkel. Dass – wie in Abbildung 43 – ein Einfluss zu erkennen ist, liegt am leicht unterschiedlichen Bewegungsverhalten der Partikel. Die verwendeten 0,2 mm Partikel (Quarzsand) weisen eine höhere Haftreibung als die glatten Glaskugeln auf. Daher türmt sich der Quarzsand in der Hubschaufeln etwas mehr auf als die anderen Partikelfractionen. Das resultiert in einem höheren Füllwinkel bei sonst gleichen Parametern. Alle untersuchten größeren Partikel haben bessere Rolleigenschaften als der Quarzsand. Ein Auftürmen ist deshalb bei den 0,7 mm und 2 mm Partikeln kaum zu beobachten, weshalb geringere Füllwinkel gemessen werden. Die 4 mm Partikel weisen zwar ebenfalls gute Rolleigenschaften auf, jedoch haben sie (bei geringen Drehzahlen) einen höheren kinetischen Schüttwinkel als die kleinen Partikel. Deshalb ist der Füllwinkel bei 4 mm Partikeln etwas höher im Vergleich zu den beiden nächstkleineren Partikelfractionen.

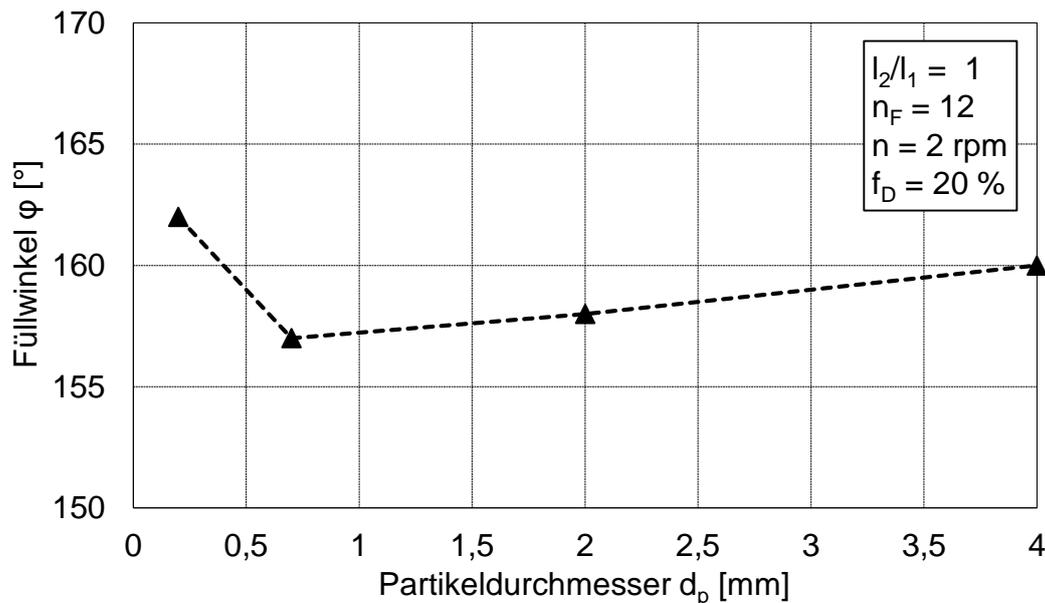


Abbildung 43: Füllwinkel in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser

## 2.3.6 Hydraulische Querschnittsfläche

### 2.3.6.1 Annahmen

Die hydraulische Querschnittsfläche wird benötigt, um die Strömungsgeschwindigkeit des Gases im Drehrohr zu bestimmen. Messungen haben ergeben, dass im vorliegenden experimentellen Design ein vernachlässigbar geringer Anteil der Strömung durch die Freiflächen zwischen den Hubschaufeln strömt. Aus diesem Grund wird als maximale hydraulische Querschnittsfläche der innere Kreisausschnitt zwischen den Hubschaufeln angenommen. Nachfolgend werden zwei hydraulische Querschnitte in Abhängigkeit von den Strömungseigenschaften des Gasstroms unterschieden (vgl. Abbildung 19):

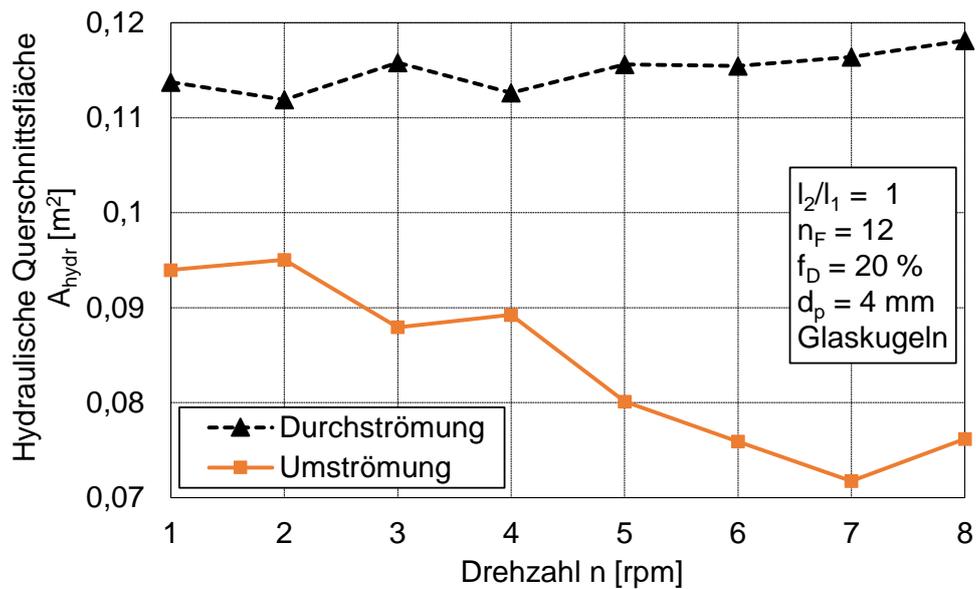
1. hydraulischer Querschnitt bei *Durchströmung* der Partikelschleier sowie
2. hydraulischer Querschnitt bei *Umströmung* der Partikelschleier.

Im Fall der Durchströmung wird davon ausgegangen, dass das Gas die Partikelschleier durchströmt. Hierbei wird die von den Partikelschleiern eingenommene Fläche zur hydraulischen Querschnittsfläche gezählt. Damit ist die hydraulische Querschnittsfläche bei der Durchströmung lediglich von der Schüttbetthöhe abhängig. Im Fall der Umströmung gilt die Annahme, dass das Gas um den Partikelschleier strömt und der Schleier nicht vom Gas penetriert wird. Die Querschnittsfläche der Partikelschleier wird in diesem Fall nicht zur hydraulischen Querschnittsfläche gezählt. Hierbei hängt die hydraulische Querschnittsfläche von der Schüttbetthöhe und der Projektionsfläche der Partikelschleier ab.

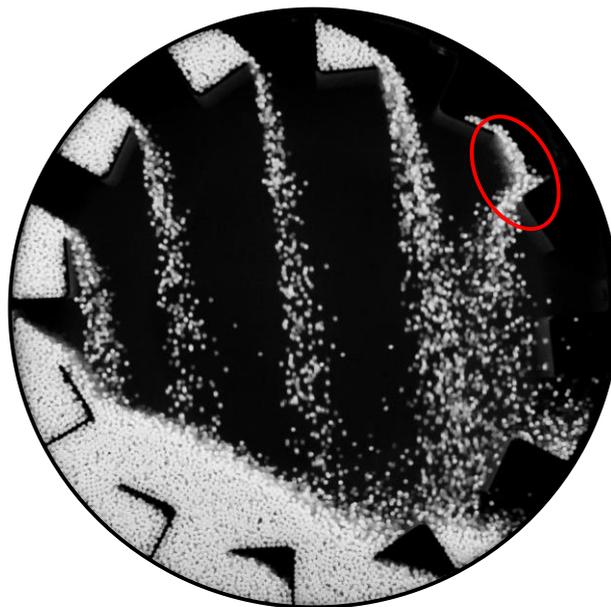
Aufgrund dieser Definition wird im Folgenden die hydraulische Querschnittsfläche bei der Durchströmung stets höher sein als bei der Umströmung. Diese beiden Definitionen stellen Extremwerte dar. Sie werden für die weiteren Betrachtungen verwendet, da sie einfach zu bestimmen sind. Die tatsächliche hydraulische Querschnittsfläche befindet sich zwischen den beiden definierten Annahmen. Das Gas wird die Schleier (teilweise) durchströmen und die Projektionsfläche der Einzelpartikel müsste von der hydraulischen Querschnittsfläche im Fall der Durchströmung subtrahiert werden.

### *2.3.6.2 Einfluss der Drehzahl*

Die hydraulische Querschnittsfläche ist in Abbildung 44 in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Da im Fall der Durchströmung lediglich die Schüttbetthöhe einen Einfluss auf die hydraulische Querschnittsfläche hat, ist nur ein geringer Einfluss der Drehzahl zu sehen. Mit steigender Drehzahl nimmt die hydraulische Querschnittsfläche leicht zu, da die Schüttbetthöhe sinkt. Unter Annahme einer Umströmung der Partikelschleier ist ein deutlicher Zusammenhang zwischen der hydraulischen Querschnittsfläche und der Drehzahl zu erkennen. Die hydraulische Querschnittsfläche sinkt mit steigender Drehzahl, da die Partikelschleier mit steigender Drehzahl mehr Fläche einnehmen. Der Einfluss der sinkenden Schüttbetthöhe ist im Vergleich dazu vernachlässigbar klein. Bei 8 rpm steigt die hydraulische Querschnittsfläche im Fall der Umströmung an. Bei steigender Drehzahl werden die Partikel aufgrund der höheren Zentrifugal- und Trägheitskraft weiter nach vorn aus der Hubschaufel abgeworfen. Bei 8 rpm fallen einige Partikel auf den Rücken der nächsten Hubschaufel (s. Abbildung 45). Dieser Teil des Partikelschleiers befindet sich zwischen zwei Hubschaufeln und daher per Definition außerhalb der hydraulischen Querschnittsfläche.



**Abbildung 44:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit von der Drehzahl für durch- und umströmte Partikelschleier

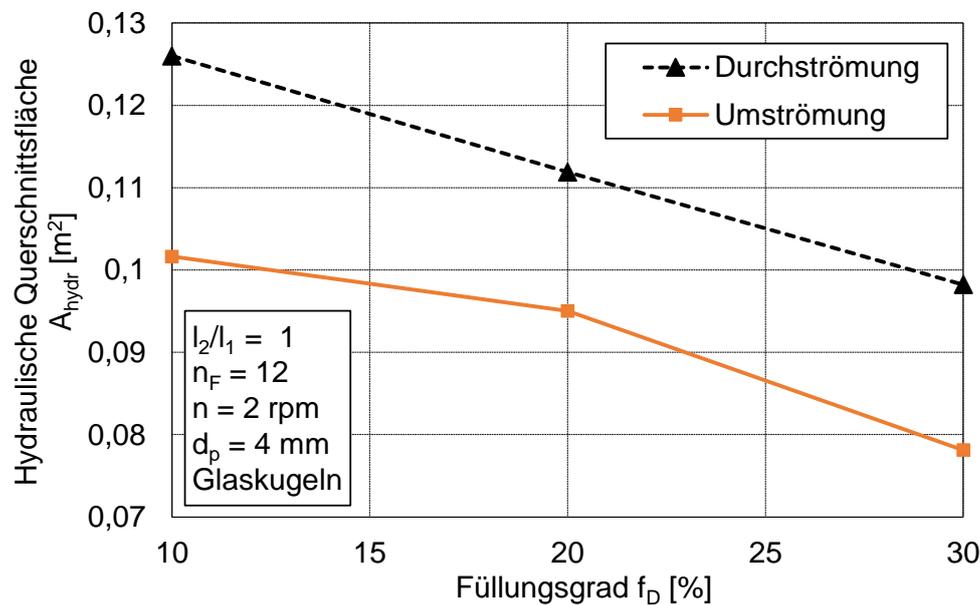


**Abbildung 45:** Anteil des Partikelschleiers, der bei hohen Drehzahlen auf den Rücken der davor liegenden Hubschaufel fällt und per Definition nicht zur hydraulischen Querschnittsfläche gezählt wird

### 2.3.6.3 Einfluss des Füllungsgrades

Mit zunehmendem Füllungsgrad steigt das Schüttvolumen in der Drehtrommel. Mit steigendem Schüttvolumen nehmen beide hydraulische Querschnittsflächen ab, wie Abbildung 46 zeigt. Im Fall der Durchströmung ist ein linearer Zusammenhang zu sehen, da die hydraulische Querschnittsfläche ausschließlich vom Schüttvolumen abhängt und das Schüttvolumen linear mit dem Füllungsgrad zunimmt. Bei der Umströmung ist ein ähnlicher Verlauf zu sehen. Das Schüttvolumen hat in diesem Fall den

gleichen Einfluss. Hinzu kommt der Einfluss der Schleieroberfläche, die leicht vom Füllungsgrad abhängt (s. Abbildung 33).



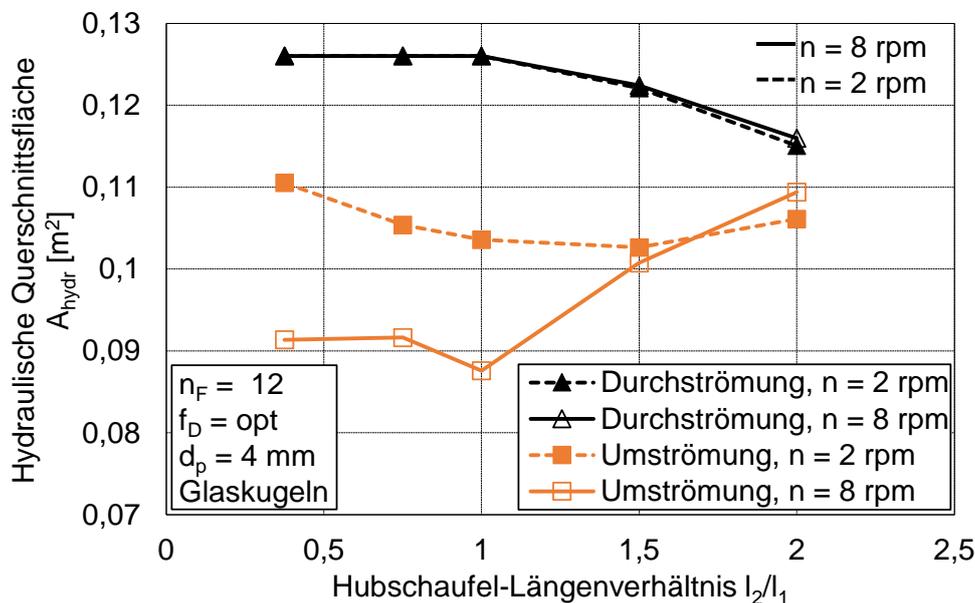
**Abbildung 46:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit vom Füllungsgrad für durch- und umströmte Partikelschleier

#### 2.3.6.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

Die hydraulische Querschnittsfläche ist in Abbildung 47 in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei jeweils optimalem Füllungsgrad dargestellt. Im Fall der Durchströmung ist die hydraulische Querschnittsfläche bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 konstant. Bei weiter steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis nimmt die hydraulische Querschnittsfläche ab, da ein Schüttbett auf den Hubschaufeln entsteht. Aufgrund der schlechten Be- und Entladungscharakteristika der beiden großen Hubschaufeln wird das Kriterium eines optimalen Füllungsgrades erst bei einem hohen Füllungsgrad erreicht, der das Entstehen eines Schüttbetts zur Folge hat.

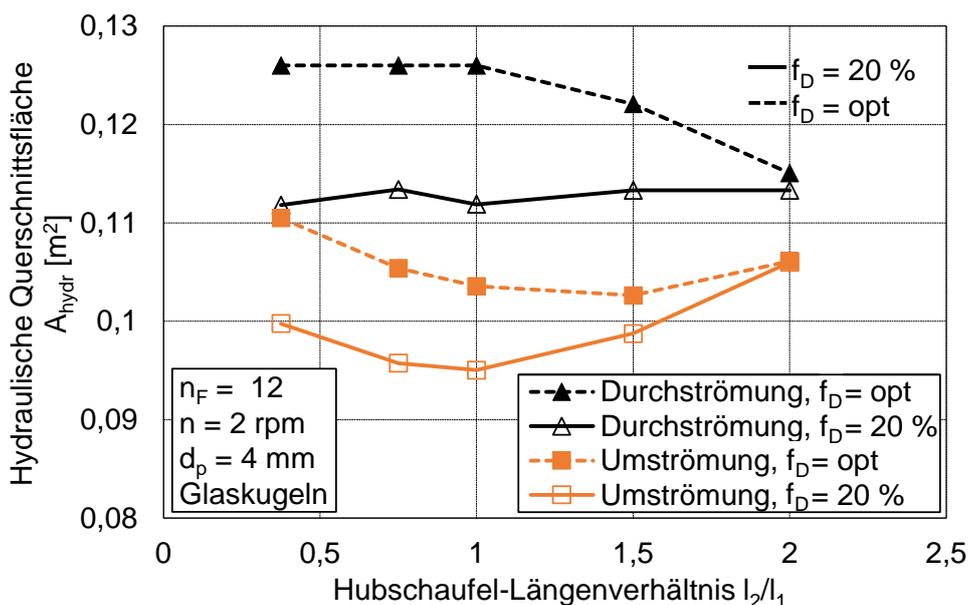
Im Fall von umströmten Partikelschleiern und einer Drehzahl von 2 rpm sinkt die hydraulische Querschnittsfläche bis zu einem Minimum bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5. Bis dahin steigt die Anzahl der Partikel in der Luftphase und damit die Schleierfläche, die umströmt werden muss. Beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis sinkt die Partikelanzahl in der Luftphase. Die hydraulische Querschnittsfläche steigt. Ein ähnlicher Trend ist bei 8 rpm zu sehen. Jedoch ist bei der hohen Drehzahl das Minimum der hydraulischen Querschnittsfläche bereits bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 erreicht. Steigt das Hubschaufel-Längenverhältnis weiter an,

führt die schlechte Be- und Entladung der Hubschaufeln zu weniger Partikeln in der Luftphase. Die Schleieroberfläche sinkt und die hydraulische Querschnittsfläche steigt.



**Abbildung 47:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation der Drehzahl

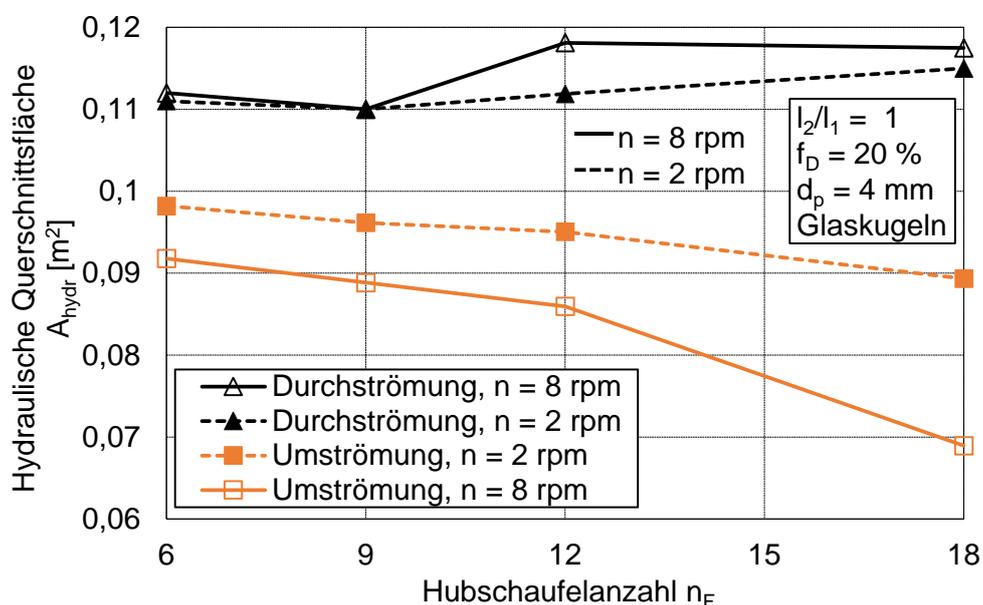
In Abbildung 48 ist zusätzlich der Einfluss des Füllungsgrades bei Variation des Hubschaufel-Längenverhältnisses zu sehen. Die Trends aller Kurven sind vergleichbar mit denen in Abbildung 47. Ein höherer Füllungsgrad führt zu einer Verringerung der hydraulischen Querschnittsfläche, da mehr Fläche vom Schüttbett eingenommen wird.



**Abbildung 48:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades

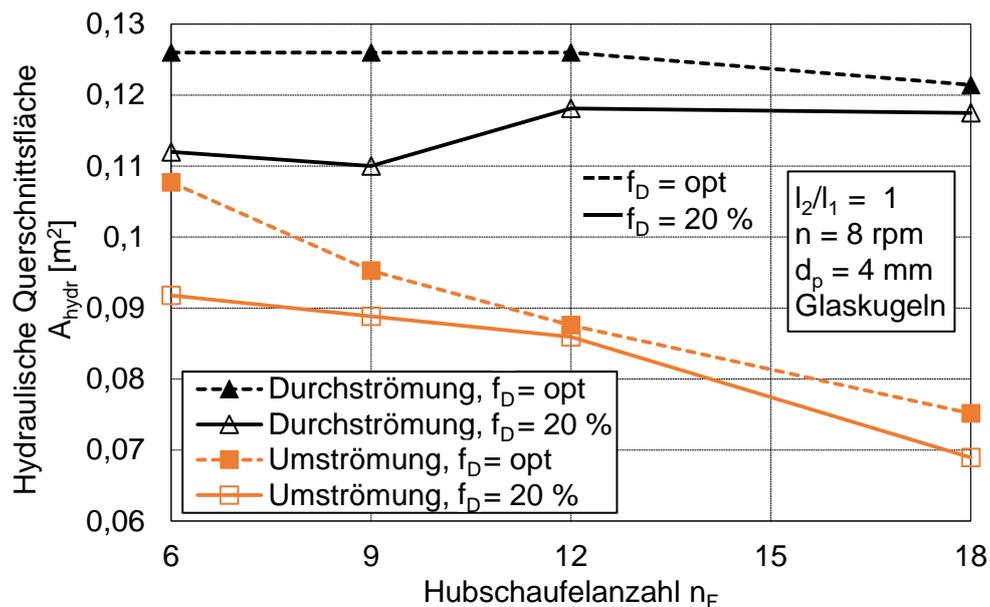
### 2.3.6.5 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Mit steigender Hubschaufelanzahl nimmt die hydraulische Querschnittsfläche bei Durchströmung zu (s. Abbildung 49), da mehr Material in die Hubschaufel aufgenommen werden kann, wodurch das Schüttbett kleiner wird. Unter Annahme von Umströmung sinkt die hydraulische Querschnittsfläche hingegen mit steigender Hubschaufelanzahl. Je mehr Hubschaufeln verbaut sind, umso mehr Partikelschleier entstehen und umso mehr Fläche wird von den Partikelschleiern eingenommen. Wird zusätzlich die Drehzahl erhöht, werden noch mehr Partikel in die Luftphase gebracht. Die Schleieroberfläche steigt an und die hydraulische Querschnittsfläche bei Umströmung sinkt.



**Abbildung 49:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation der Drehzahl

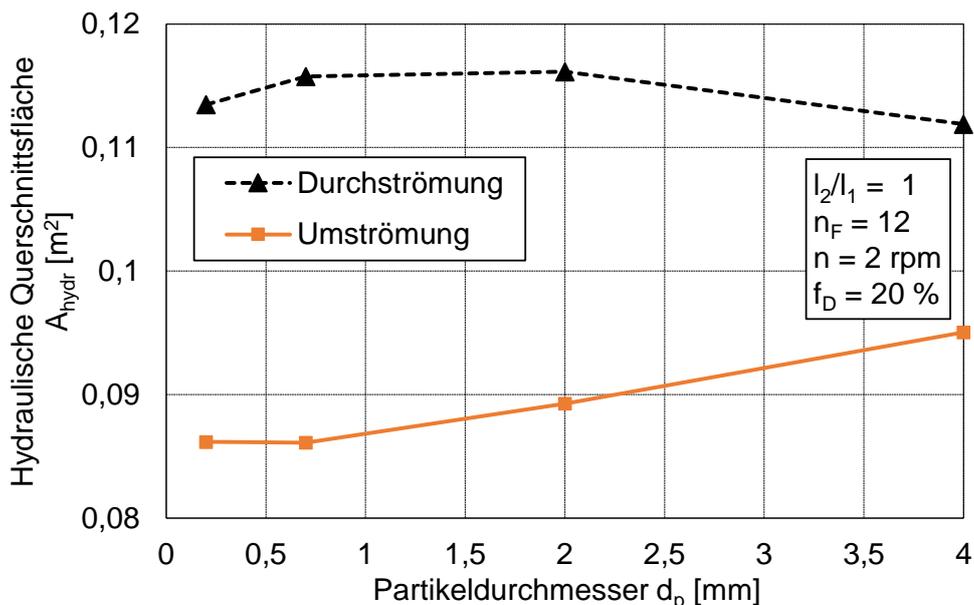
In Abbildung 50 ist zusätzlich der Einfluss des Füllungsgrades gezeigt. Im Fall der Durchströmung zeigt sich bei einem optimalen Füllungsgrad kein signifikanter Einfluss der Hubschaufelanzahl, da der optimale Füllungsgrad mit der Hubschaufelanzahl zunimmt. Bei 20 % Füllungsgrad ist, wie in Abbildung 49, eine Zunahme der hydraulischen Querschnittsfläche bei steigender Hubschaufelanzahl zu sehen. Für den Fall der Umströmung entsteht der Unterschied zwischen den beiden dargestellten orangen Kurven lediglich dadurch, dass das Schüttbett bei höherem Füllungsgrad mehr Fläche einnimmt und somit die hydraulische Querschnittsfläche verringert.



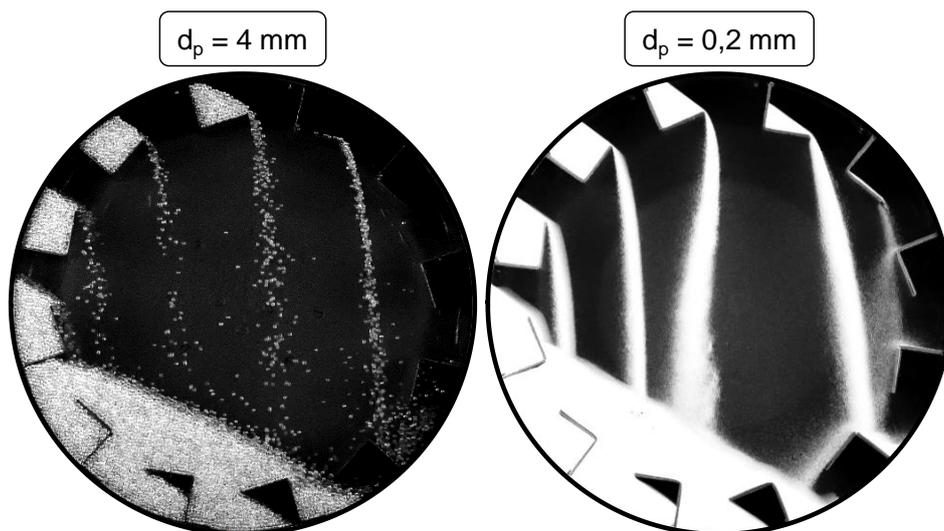
**Abbildung 50:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl für durch- und umströmte Partikelschleier bei Variation des Füllungsgrades

### 2.3.6.6 Einfluss des Partikeldurchmessers

Die Abhängigkeit der hydraulischen Querschnittsfläche vom Partikeldurchmesser ist in Abbildung 51 dargestellt. Für die Annahme einer Durchströmung liegt kein signifikanter Einfluss des Partikeldurchmessers vor. Im Fall der Umströmung zeigt sich eine mit dem Partikeldurchmesser zunehmende hydraulische Querschnittsfläche. Im Umkehrschluss bedeutet das, dass die Partikelschleier der kleineren Partikel eine größere Fläche einnehmen. Dafür gibt es zwei mögliche Erklärungen. Bei geringen Partikeldurchmessern ist der Abstand zwischen den Partikeln gering und die Wahrscheinlichkeit von Partikel-Interaktionen erhöht (s. Abbildung 52). Partikel-Zusammenstöße führen zum Abstoßen der Partikel und zum Divergieren des Partikelschleiers. Außerdem wurde bei Partikeln kleinen Durchmessers ein Aufbrechen der Partikelschleier beobachtet (s. Abbildung 52). Der aufgebrochene Partikelschleier nimmt mehr Fläche ein, wodurch die hydraulische Querschnittsfläche abnimmt.



**Abbildung 51:** Hydraulische Querschnittsfläche in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser für durch- und umströmte Partikelschleier



**Abbildung 52:** Einfluss des Partikeldurchmessers auf die Schleier-Querschnittsfläche. Aufbrechen des Partikelschleiers bei 0,2 mm Quarzsand-Partikeln sowie größere Schleierbreite durch Divergieren.

## 2.4 Schlussfolgerung zur transversalen Partikelbewegung

Die Analyse der transversalen Partikelbewegung bildet die Grundlage zur Quantifizierung des Wärmeübergangs in Drehrohren mit Hubschaufeln. In diesem Kapitel wurde das transversale Bewegungsverhalten experimentell untersucht. Dabei liegt der Fokus auf dem optimalen Füllungsgrad, der hydraulischen Querschnittsfläche, dem zeitlichen Verlauf des Hubschaufelfüllungsgrades und der daraus resultierenden Partikelanzahl in der Luftphase sowie den inneren und äußeren Schleieroberflächen, die für die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs benötigt werden. Sensitivitätsanalysen

hinsichtlich der Betriebs-, Hubschaufeldesign- und Schüttgutparameter wurden durchgeführt. Das Modell zur Bestimmung des optimalen Füllungsgrades von Karali et al. [74] konnte validiert werden und findet aufgrund der guten Übereinstimmung zwischen Mess- und Modellwerten Anwendung in den folgenden Teilen der Arbeit. Die innere Schleieroberfläche steigt mit der Drehzahl, da der Partikelaustrittsmassenstrom aus der Hubschaufel proportional zur Drehzahl ist, während die Fallzeit der Partikel nahezu konstant bleibt. Mit höherer Hubschaufelanzahl entstehen mehr Partikelschleier, wodurch die innere Schleieroberfläche zunimmt. Durch Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses wird die initiale Beladung der Hubschaufeln gesteigert. Dadurch gibt es ein höheres Potential für die innere Schleieroberfläche. Diese nimmt jedoch nur bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 1$  bzw. 1,5 zu, da die Be- und Entladung der Partikel bei großen Hubschaufeln behindert wird. Die innere Schleieroberfläche lässt sich zudem bei Erhöhung des Füllungsgrades vom optimalen Füllungsgrad hin zu einem leicht überbeladenen Drehtrommelzustand steigern, da die initiale Beladung der Hubschaufel beim optimalen Füllungsgrad nicht ihren maximalen Wert erreicht. Eine weitere Erhöhung des Füllungsgrades bei bereits überbeladener Drehtrommel wirkt sich nicht auf die initiale Beladung der Hubschaufel aus, sodass mit höherem Schüttbett lediglich die Fallhöhe und damit die innere Schleieroberfläche verringert werden. Mit steigendem Partikeldurchmesser nimmt die innere Schleieroberfläche ab, während die äußere Schleieroberfläche nahezu konstant bleibt. Diese wird lediglich positiv von der Hubschaufelanzahl sowie negativ vom Füllungsgrad beeinflusst. Darüber hinaus hat das Hubschaufel-Längenverhältnis bis  $l_2/l_1 = 1,5$  einen leicht positiven Einfluss auf die äußere Schleieroberfläche, da der finale Abwurfwinkel steigt, wodurch gleichzeitig mehr Schleier über den Querschnitt verteilt sind. Sowohl die Drehzahl als auch der Partikeldurchmesser beeinflussen vor allem die Schleierdichte, weshalb die äußere Schleieroberfläche als unabhängig von beiden Parametern betrachtet werden kann. Für die folgende Analyse des Kontaktwärmeübergangs wurde der Füllwinkel, der Aufschluss über die Kontaktfläche zwischen Schüttgut und Drehrohrwand gibt, bestimmt. Dieser korreliert positiv mit der Drehzahl, dem Füllungsgrad, der Hubschaufelanzahl sowie dem Hubschaufel-Längenverhältnis (bis  $l_2/l_1 = 1,5$ ) und ist unabhängig vom Partikeldurchmesser.



# 3 Kontaktwärmeübergang in Drehrohren mit Hubschaufeln

## 3.1 Stand der Forschung

Mit den im vorherigen Kapitel gewonnenen Erkenntnissen zur Partikelbewegung lässt sich der Wärmeübergang analysieren. Schlünder [105] untersuchte 1971 den Wärmeübergang zwischen Kugeln und einer sich bewegenden Wand. Der Wärmeübergangskoeffizient steigt dabei mit abnehmender Kontaktzeit. 1981 zeigte Schlünder [106], dass beim Wärmeübergang zwischen einer Heizfläche und einer Partikelschüttung zwei Wärmeübergangswiderstände auftreten. Der erste Widerstand tritt beim Kontaktpunkt von der Wand und der ersten Partikelschicht auf. Der zweite ist der Penetrationswiderstand, welcher beim Wärmedurchgang durch die Schüttung auftritt. 1984 postulierten Schlünder und Mollekopf [107], dass sich der Kontaktwärmeübergangskoeffizient ausschließlich mit Hilfe von physikalischen Eigenschaften des Schüttguts sowie des Gases und der Kontaktzeit berechnen lässt. Die Studie zeigt, dass kein innerer Einzelpartikelwiderstand berücksichtigt werden muss und der Kontaktwärmeübergangskoeffizient ohne empirische Untersuchungen berechnet werden kann. Vosteen [108] hat diese Aussage 1984 relativiert. Er schreibt, dass die theoretischen Modelle gute Annäherungen an den reellen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermöglichen, empirische Untersuchungen zur exakten Auslegung von entsprechenden Kontaktapparaten jedoch unumgänglich sind. Insbesondere der Einfluss der Drehzahl wird von der individuellen Apparategeometrie beeinflusst, da nicht jede Apparateumdrehung eine „thermisch voll wirksame“ Umdrehung bedeutet. 1987 untersuchte Lybaert [109] den Kontaktwärmeübergang in Drehrohren und den Einfluss von Partikeldurchmesser, Drehzahl, Füllungsgrad sowie Drehrohrdurchmesser. Er ermittelte höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei geringerem Partikeldurchmesser sowie bei höherer Drehzahl. Für den Füllungsgrad und den Drehrohrdurchmesser konnte kein signifikanter Einfluss nachgewiesen werden. Vargas et al. [110, 111] modellierten die Wärmeleitung in Schüttbetten mittels zweidimensionaler DEM und zeigten qualitative Übereinstimmungen mit empirischen Daten. Dhanjal et al. [112] haben 2004 das Auftreten von radialen Temperaturgradienten im Schüttbett mit Sand unterschiedlicher

Partikelgrößenverteilung untersucht. Dazu wurde die Schüttbetttemperatur an verschiedenen radialen Positionen während des Aufheizens gemessen. Die Vermutung, dass Segregationseffekte die radialen Temperaturgradienten beeinflussen, konnte nicht bestätigt werden. Vielmehr zeigt sich, dass eine unzureichende Schüttbettdurchmischung ursächlich für die radialen Temperaturgradienten ist. Die thermische Leitfähigkeit der aktiven Schicht konnte durch eine verbesserte Durchmischung um den Faktor fünf erhöht werden. Trotzdem konnten durch die verbesserte Durchmischung in der aktiven Schicht die radialen Temperaturgradienten im Schüttbett nicht aufgehoben werden. Zudem wird gezeigt, dass feinere Partikel eine geringere Temperatur aufweisen, da sie sich im Kern der passiven Schicht der Schüttung ansammeln. Li et al. [113] stellten 2005 ein eindimensionales, axiales Kontaktwärmeübergangsmodell vor. Darin ist der Ansatz von Schlünder und Mollekopf [107] zur Beschreibung des Widerstands durch die erste Partikelschicht enthalten. Der Penetrationswiderstand wurde aus vorhandenen Modellen zur Wärmeleitung in Wirbelschichten sowie festen Schüttungen entwickelt. Das Modell ist experimentell mit Sand- und Soda-Schüttungen validiert worden. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Modell- und Messwerten. Sonavane [114] und Specht [115] analysierten neben Sand ebenfalls Kupfer-Partikel. Das radiale Temperaturprofil der jeweiligen Schüttung wurde gemessen. Mit Hilfe einer mittleren Schüttbetttemperatur wurden Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermittelt. Diese betragen 100-350 W/m<sup>2</sup>/K für Sand respektive 300-500 W/m<sup>2</sup>/K für Kupfer-Partikel. Mit steigender Drehzahl werden höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten erzielt. Dies ist in Übereinstimmung mit den Modellen von Schlünder [106, 107] sowie Li et al. [113], in denen der Kontaktwärmeübergangskoeffizient bei geringeren Kontaktzeiten höhere Werte annimmt. 2009 entwickelten Sonavane und Specht [116] ein Modell auf Grundlage der Finite-Elemente-Methode (FEM), um die Temperatur der Drehrohrwand abzubilden. Es konnte gezeigt werden, dass die umfangspositionsbedingten Fluktuationen der Wandtemperatur mit steigender Drehzahl abnehmen und unabhängig vom Drehrohrdurchmesser sind. Das Modell ist in guter Übereinstimmung mit gemessenen Werten.

Figuroa et al. [117] stellten 2010 ein DEM-Modell vor, mit dem der Zusammenhang zwischen Durchmischungsrate und Kontaktwärmeübergang analysiert wurde. Sie wiesen nach, dass eine Erhöhung der Durchmischungsrate auch negative Auswirkungen auf den Wärmeübergang im Schüttbett haben kann. Dies gilt insbesondere für Partikel

mit geringer Wärmeleitfähigkeit, bei denen eine gewisse Kontaktzeit für den Wärmeübergang benötigt wird. Ist die Durchmischungsrate zu hoch, wird die Kontaktzeit verringert und der Wärmeübergang verschlechtert. Als ausschlaggebendes Kriterium haben sie die Péclet-Zahl genannt. Eine hohe Péclet-Zahl deutet auf thermisch schnell durchmischte Schüttbetten hin, in denen die Wärmeleitung zwischen den Partikeln den Wärmeübergang dominiert. In diesen Fällen wirkt sich eine geringe Drehzahl – und damit eine geringe Durchmischungsrate – positiv auf den Wärmeübergang aus. Bei geringen Péclet-Zahlen hingegen ist die Wärmeleitung zwischen den Partikeln so gut, dass sie von höheren Durchmischungsraten nicht beeinflusst wird. Höhere Drehzahlen wirken sich dann positiv auf den Wärmeübergang aus. Liu und Specht [118] haben 2010 eine Messapparatur vorgestellt, mit der radiale, axiale und umfangsbezogene Temperaturprofile gemessen werden können. Es zeigen sich von der radialen Position im Drehrohr abhängige Temperaturen. Die Umfangsposition hat einen vernachlässigbaren Einfluss.

Herz et al. [119] stellten 2012 mehrere analytische Modelle zur Berechnung des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten gegenüber. Dabei wurden erhebliche quantitative Unterschiede festgestellt. Ein Vergleich mit eigenen empirischen Daten zeigt gute Übereinstimmung mit den Modellen von Wes et al. [120], Schlünder und Mollekopf [107] sowie Li et al. [113]. In einer weiterführenden Studie analysierten Herz et al. [121] den Einfluss von Drehzahl, Füllungsgrad, Partikeldurchmesser sowie thermophysikalischen Eigenschaften der Partikel. Mit steigender Drehzahl, geringerem Füllungsgrad sowie kleineren Partikeldurchmessern wurden höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten erreicht. Die gemessenen Werte wurden mit Modellen aus der Literatur verglichen. Die Modelle von Wes et al. [120], Tscheng und Watkinson [122] sowie Schlünder und Mollekopf [107] weichen stark von den Messwerten ab. Das Modell von Li et al. [113] hingegen kann die gemessenen Abhängigkeiten sehr gut abbilden. Dies wurde in nachführenden Studien von Nafsun [123], Nafsun et al. [124, 125] sowie Herz et al. [126] bestätigt, wofür zunächst die Temperaturverteilung im Schüttbett untersucht wurde [127, 128]. Anschließend wurde die Abhängigkeit der thermischen Schüttbett-Durchmischung von Betriebsparametern von Nafsun et al. [129] untersucht. Hohe Drehzahlen haben eine schnellere thermische Durchmischung zur Folge. Ein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades ist nur bei geringen Drehzahlen ersichtlich. In die-

sem Fall wirkt sich ein geringerer Füllungsgrad positiv auf die thermische Durchmischung aus. Bei hohen Drehzahlen ist kein signifikanter Einfluss des Füllungsgrades ersichtlich.

Emady et al. [130] entwickelten ein DEM Modell, mit dem sie den Kontaktwärmeübergang simulieren können. Bei Erhöhung der Drehzahl von 1 auf 5 rpm wird der Kontaktwärmeübergangskoeffizient erhöht. Bei Drehzahlen über 5 rpm sinkt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient hingegen ab. Eine Erklärung für diesen Verlauf konnten die Autoren nicht geben. Das DEM Modell von Zhang et al. [131] stimmt eher mit den bisher beschriebenen Parameterabhängigkeiten überein. Mit steigender Drehzahl und sinkendem Füllungsgrad werden höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten berechnet.

Bongo Njeng et al. [132] haben 2018 den Kontaktwärmeübergang im beschaukelten Drehrohr untersucht. Die gemessenen Werte liegen zwischen 100 und 300 W/m<sup>2</sup>/K und sind abhängig von der Hubschaufelgeometrie. Jedoch ist kein allgemeingültiger Trend ersichtlich. Xie et al. [133, 134] haben verschiedene Parameter-Einflüsse auf den Kontaktwärmeübergang im beschaukelten Drehrohr mittels DEM untersucht. Sie ermittelten mit der Drehzahl ansteigende Kontaktwärmeübergangskoeffizienten. Eine Steigerung der Hubschaufelanzahl wirkt sich negativ auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten aus, ebenso wie eine Erhöhung der Hubschaufellänge und -breite. Mit radialen Hubschaufeln ist der Kontaktwärmeübergang besser als mit bogenförmigen Hubschaufeln. Die ermittelten Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sind jedoch mit Werten zwischen 1,7 und 11 W/m<sup>2</sup>/K für Stahlkugeln sehr gering.

## 3.2 Experimentelles Design

### 3.2.1 Versuchsaufbau

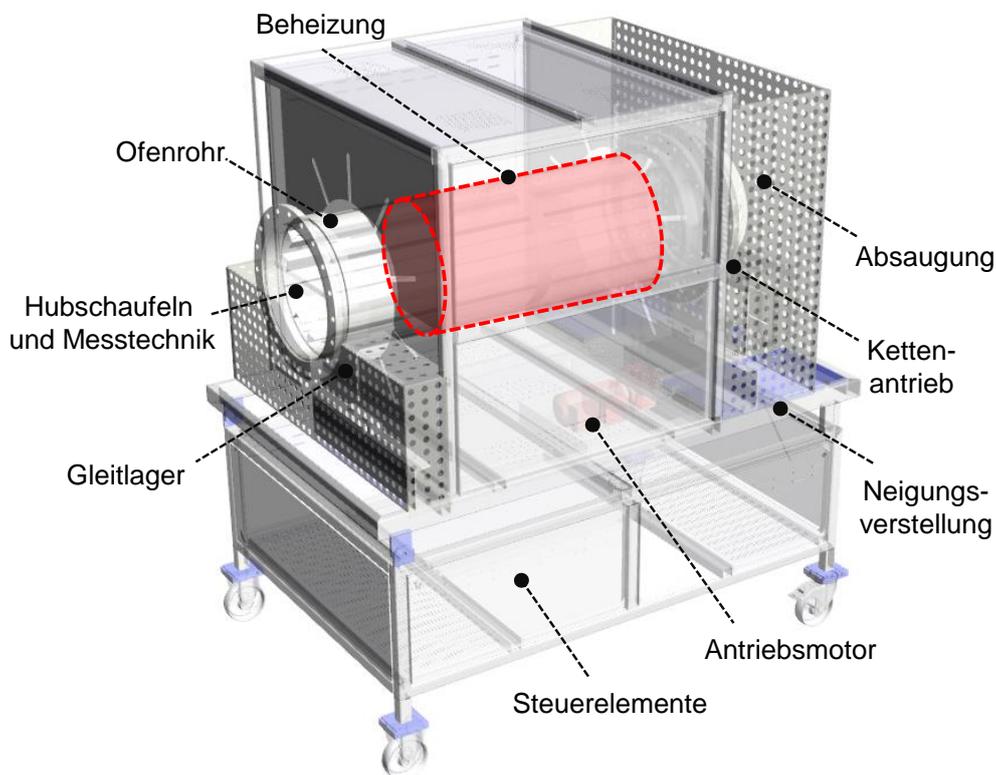
Der Wärmeübergang in Drehrohren mit Hubschaufeleinbauten wird an einem Batch-Versuchsdrehrohrofens mit einer Länge von  $L = 1,76$  m und einem Durchmesser von  $D = 0,5$  m experimentell untersucht. Der schematische Aufbau des Drehrohrofens ist in Abbildung 53 dargestellt. Der beheizte Bereich des Ofenrohres hat eine Länge von 1 m. Dieser Bereich ist gedämmt und von einer Metall-Ummantelung umgeben. In der Ummantelung befindet sich die elektrische Schalenbeheizung mit einer Leistung von 21 kW. Damit lassen sich Ofentemperaturen von 500 °C (Langzeit) bzw. 750 °C (Kurzzeit) realisieren. Das Ofenrohr liegt im vorderen Bereich auf Gleitlagern. Im hinteren Bereich wird es auf V-Profilen gelagert, um das Rohr axial zu stabilisieren. Durch diese

Konstruktion ist eine thermische Ausdehnung des Rohres nach vorn möglich. Die Neigung des Rohres kann stufenlos zwischen  $\beta = 0 - 5^\circ$  variiert werden. Angetrieben wird das Rohr durch einen Elektromotor, der die Kraft über einen Kettenantrieb auf das Rohr überträgt. Mit Hilfe der Steuerelemente lässt sich die Drehzahl stufenlos zwischen  $n = 0 - 10$  rpm einstellen. Die Drehrichtung kann sowohl im als auch gegen den Uhrzeigersinn eingestellt werden. Mittels eines Temperaturreglers können beliebige Temperaturprofile definiert werden. Somit lassen sich Heizraten und Haltedauern exakt definieren. Das Ofenrohr wird am hinteren Ende auf einen Innendurchmesser von 0,16 m verjüngt. An diese Verjüngung kann eine Rohrleitung angeschlossen werden. Während des Versuchs werden die offenen Enden des Ofenrohres mit Gittern verschlossen, damit keine Partikel ausgetragen werden. Zusätzlich werden zur Ermittlung des Kontaktwärmeübergangs während der Aufheizphase beide offenen Enden des Rohres mit Steinwolle gedämmt, um Wärmeverluste zu verringern und axiale Rohrströmungen zu minimieren. Mit dem Ofenrohr rotiert eine Messsonde, die beim Passieren eines stationären Magneten ein Signal an den Messrechner sendet. Damit lässt sich die Zeit einer Umdrehung bestimmen und den Temperaturen können Umfangspositionen ( $\delta$ ) zugewiesen werden.

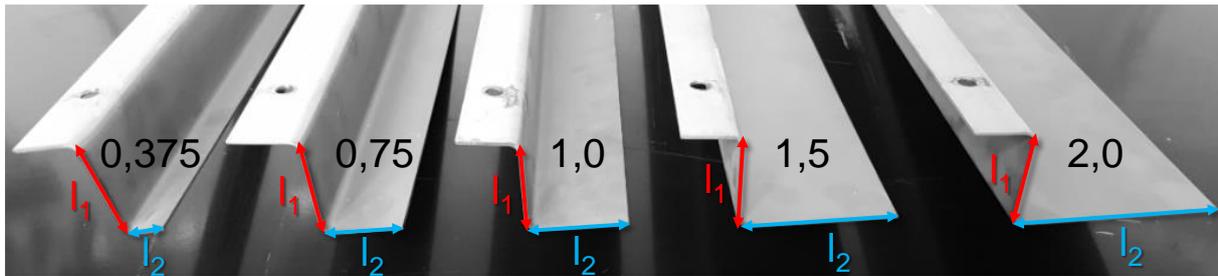
In das Ofenrohr sind in gleichmäßigen axialen und transversalen Abständen Gewinde gebohrt, sodass Hubschaufeln daran verschraubt werden können. Die Hubschaufeln haben L-Profile, wobei eine Seite der Hubschaufeln entlang des Ofenrohrradius (radiale Hubschaufellänge  $l_1$ ) und die andere Seite transversal zum Ofenrohr (transversale Hubschaufellänge  $l_2$ ) verläuft (s. Abbildung 54). Eine der im Drehrohr installierten Hubschaufeln ist mit Präzisionsröhrchen bestückt, durch die 0,5 mm Typ-K Thermoelemente geführt werden (s. Abbildung 55). Die Präzisionsröhrchen schützen die Thermoelemente vor mechanischer Beanspruchung und leiten sie an ihre Messposition. Befinden sich die Thermoelemente an Wandpositionen (Ofenwand, Hubschaufelwand), werden sie mit einem Schraubenkopf auf der Wand fixiert, wie in Abbildung 57c zu sehen ist.

Im beheizten Bereich des Drehrohres sind drei axiale Messpositionen (Abstand 250 / 500 / 750 mm zum Beginn des beheizten Bereiches) installiert. An jeder der axialen Positionen wird die Temperatur an sechs radialen Positionen erfasst. Die Messpositionen sind in Abbildung 56 schematisch und in Abbildung 57 anhand von Fotos der Messhubschaufel dargestellt. Somit werden an drei verschiedenen axialen Positionen die Temperaturen der Ofenwand, der Hubschaufelwand, des Hubschaufelzentrums

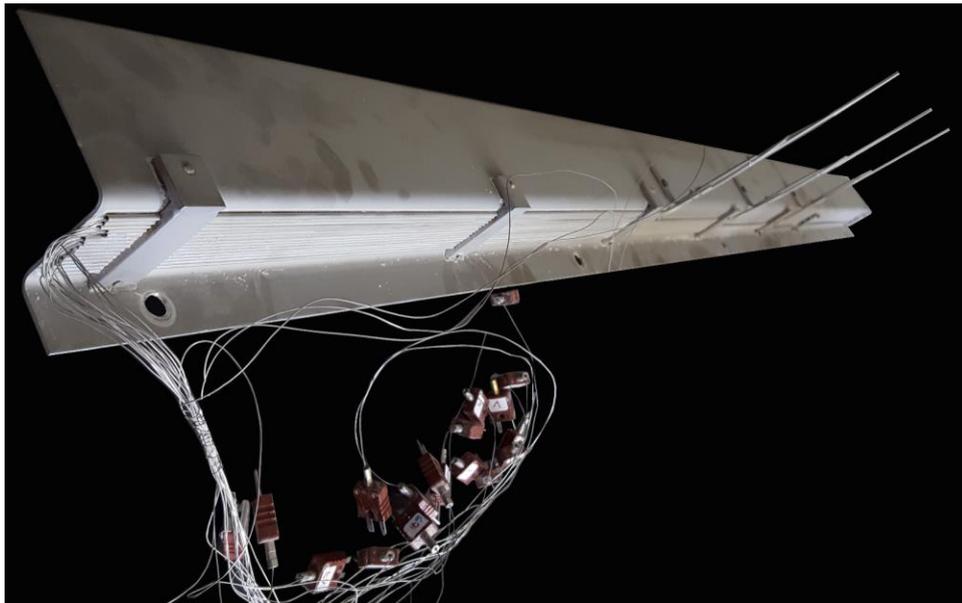
sowie an drei verschiedenen radialen Positionen die Temperatur der Gasphase bestimmt. Da die Thermoelemente an einer der Hubschaufeln befestigt sind, rotieren sie mit dem Drehrohr. Die Thermoelemente werden in einer Messbox, die mit einem Flansch an der Stirnseite des Ofenrohres montiert ist, zusammengeführt. Von der Messbox aus werden die Daten per Funk an eine Recheneinheit übertragen (je Thermoelement bis zu drei Werte pro Sekunde). Dadurch können die peripheren Temperaturverteilungen der Wand, der Hubschaufeln, des Schüttguts und der Luft simultan gemessen werden. Das Thermoelement im Hubschaufelzentrum misst – in Abhängigkeit von der Umfangsposition – die Temperatur des Schüttbetts, der Hubschaufelschüttung oder der Gasphase, wenn die Hubschaufel nicht mehr mit Partikeln befüllt ist.



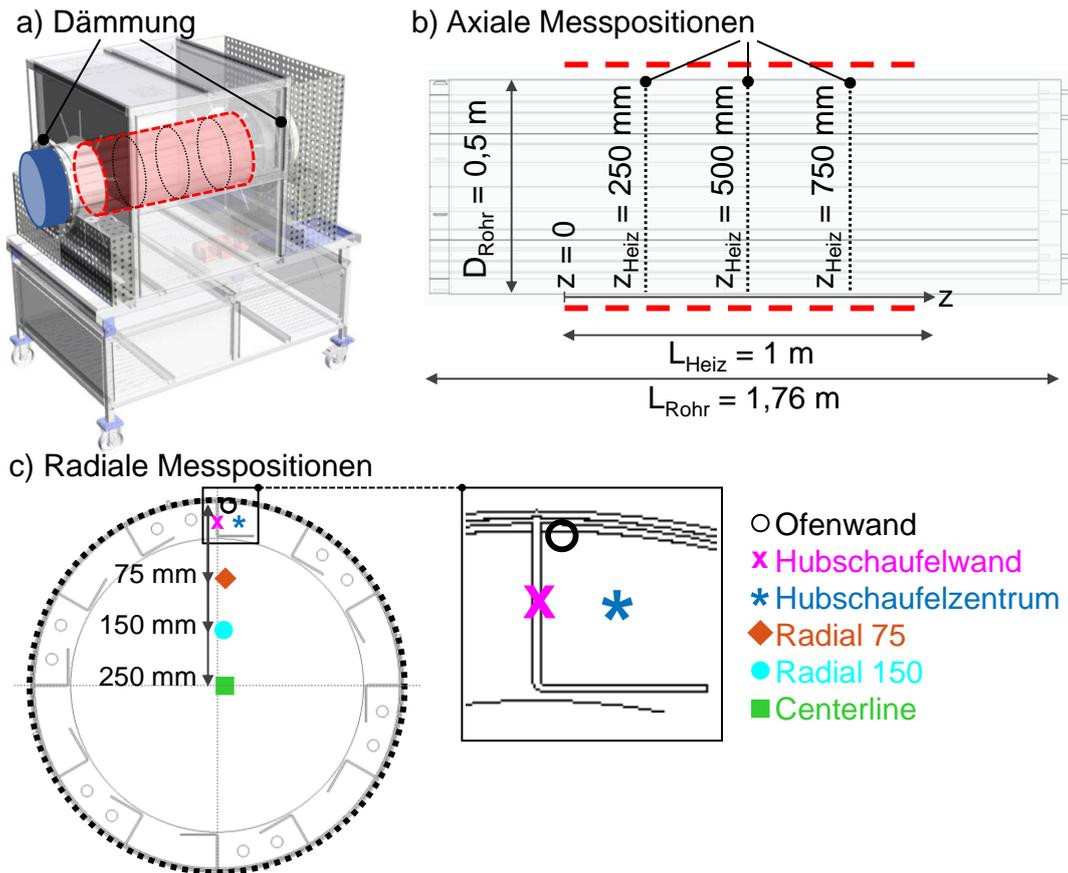
**Abbildung 53:** Schematischer Aufbau des Versuchsdrehrohrofens (modifiziert nach Linn High Therm GmbH)



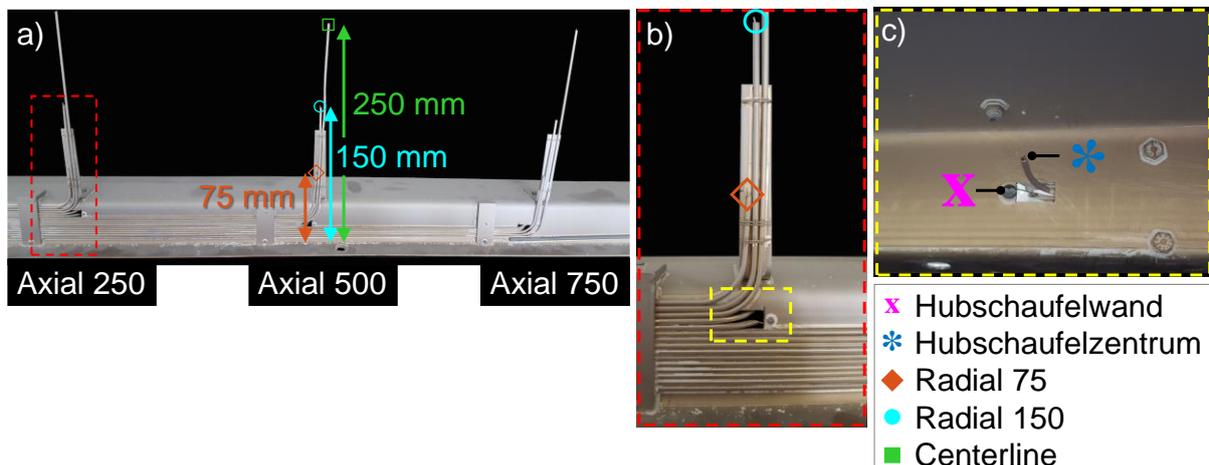
**Abbildung 54:** Hubschaufeln mit variierendem Hubschaufel-Längenverhältnis (Verhältnis der tangentialen ( $l_2$ ) zur radialen Hubschaufellänge ( $l_1$ ))



**Abbildung 55:** Messhubschaufel mit Präzisionsröhrchen, die die 0,5 mm Typ-K Thermoelemente an verschiedene axiale und radiale Positionen führen



**Abbildung 56:** Schematische Darstellung der Dämmung an den Enden des Drehrohres (a) während des instationären Aufheizens sowie der axialen (b) und radialen Messpositionen (c)



**Abbildung 57:** Darstellung der axialen (a) und radialen Messpositionen in der Gasphase (b) sowie in der Hubschaufel (c). Fixierung des Thermoelements an der Hubschaufelwand mittels Schraubenkopfs.

### 3.2.2 Versuchsdurchführung und Messdatenanalyse

Das Drehrohr wird indirekt elektrisch von außen beheizt, um das Schuttgut auf eine Referenztemperatur (ca.  $300 \text{ }^\circ\text{C}$ ) zu erwärmen. Das instationäre Aufheizen des Schuttguts (später auch als Aufheizphase bezeichnet) wird dabei kontinuierlich erfasst.

Mit den gemessenen Temperaturen kann über die differentielle Energiebilanz des Schüttguts der Kontaktwärmeübergang bestimmt werden. Es werden die nachfolgenden drei Messreihen nach der Art der analysierten Parameter unterschieden.

1. Betriebsparameter: Drehzahl, Füllungsgrad
2. Designparameter: Hubschaufel-Längenverhältnis, Hubschaufelanzahl
3. Schüttgutparameter: Partikeldurchmesser, Wärmeeindringkoeffizient

Tabelle 6 ist eine Übersicht der durchgeführten Wärmeübergangsversuche zu entnehmen. Das Referenzmaterial dieser Arbeit sind 4 mm Glaskugeln. Wenn kein Material angegeben ist, handelt es sich um das Referenzmaterial. In Tabelle 7 sind die Wärmeleitfähigkeit des Schüttguts, die Schüttdichte sowie die spezifische Wärmekapazität des Schüttguts für alle untersuchten Materialien gegeben. Zudem sind die daraus ermittelten Wärmeeindringkoeffizienten dargestellt. Alle in der Tabelle angegebenen Werte sind temperaturabhängig und wurden bei 20 °C von Nafsun [123] bestimmt.

**Tabelle 6:** Übersicht über die bei den Kontaktwärmeübergangsversuchen in den drei Messreihen variierten Parameter

<b>1. Betriebsparameter</b>	
Drehzahl $n$	1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	10; 20; 30 %
Konstanten	Hubschaufelanzahl $n_F = 12$ Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1 = 1$ Partikeldurchmesser $d_p = 4$ mm Glaskugeln
<b>2. Designparameter</b>	
Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1$	0,375; 0,75; 1; 1,5; 2
Hubschaufelanzahl $n_F$	6; 9; 12; 18
Drehzahl $n$	2; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	Optimaler Füllungsgrad $f_{D,opt}$ ; 20 %
Konstanten	Partikeldurchmesser $d_p = 4$ mm Glaskugeln
<b>3. Schüttgutparameter</b>	
Partikeldurchmesser $d_p$	0,7; 2; 4 mm
Material (jeweils in Kugelform)	Blähton; Glas; Stahl
Drehzahl $n$	2; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	Optimaler Füllungsgrad $f_{D,opt}$ ; 20 %
Konstanten	Hubschaufelanzahl $n_F = 12$ Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1 = 1$

**Tabelle 7:** Thermophysikalische Eigenschaften der untersuchten Materialien nach Nafsun [123]

Parameter	Blähton	Glas	Stahl
Wärmeleitfähigkeit der Schüttung $\lambda_b$ [W/m/K]	0,11	0,25	1,37
Schüttdichte $\rho_b$ [kg/m <sup>3</sup> ]	430	1531	4820
Spezifische Wärmekapazität der Schüttung $c_{p,b}$ [J/kg/K]	770	800	460
Wärmeeindringkoeffizient $(\lambda_b \cdot \rho_b \cdot c_{p,b})^{0,5}$ [J/K/m <sup>2</sup> /s <sup>0,5</sup> ]	191	553	1743

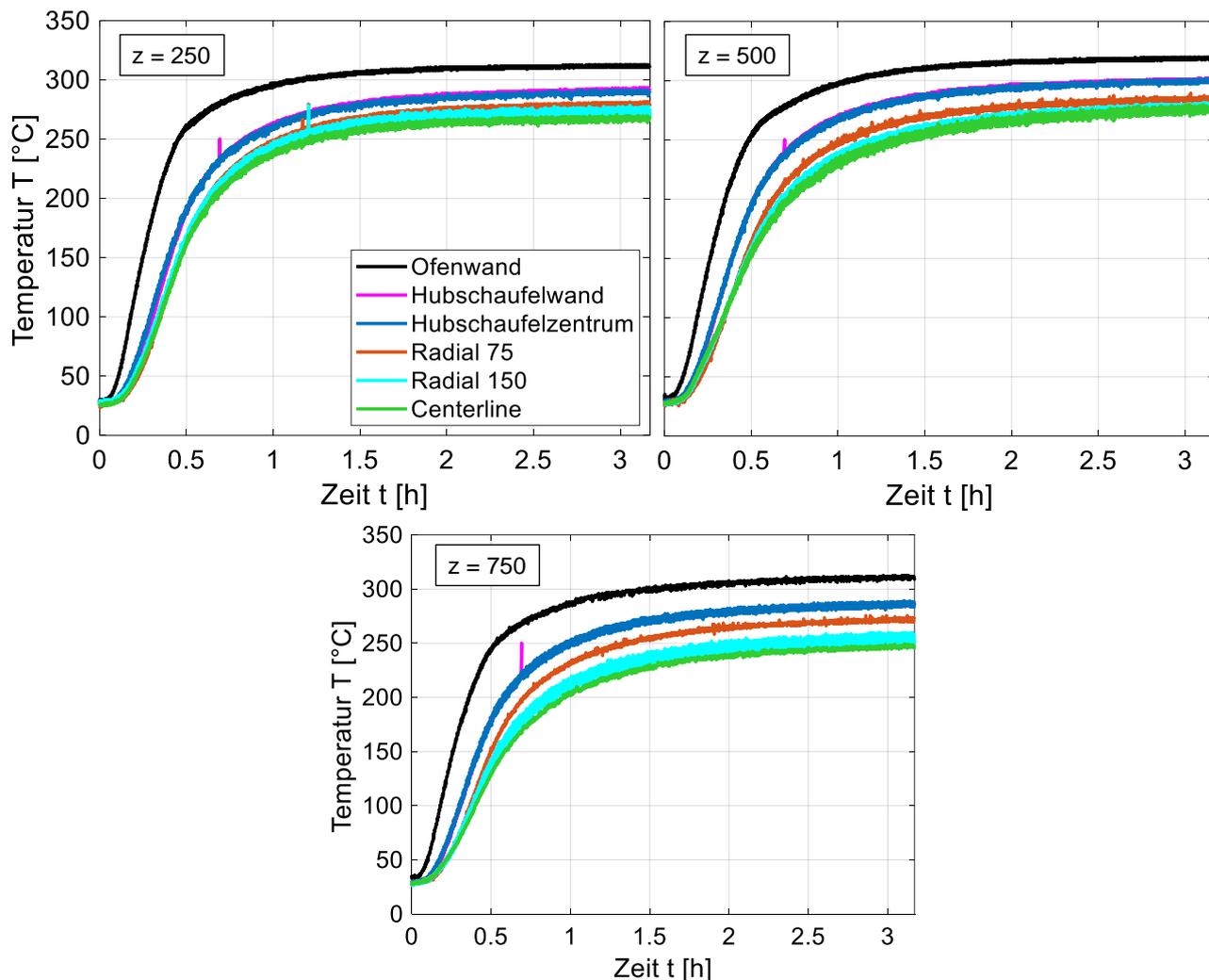
### 3.2.3 Versuchsauswertung

#### 3.2.3.1 Temperaturprofile

Während des Versuchs wird am Messrechner eine Text-Datei erstellt, in die fortwährend die folgenden Daten geschrieben werden:

- Gesamt-Versuchsdauer ( $t_{\text{Ges}}$ ),
- Umfangswinkel-Position der Messhubschaufel/Thermoelemente ( $\delta$ ),
- Dauer der aktuellen Umdrehung ( $t_u$ ),
- Umgebungstemperatur ( $T_u$ ) und
- im Ofen an allen axialen und radialen Positionen gemessene Temperaturen ( $T_i$ ).

Aus den anschließend in MATLAB eingelesenen Messdaten wird zur Bestimmung des Kontaktwärmeübergangs die Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit benötigt. Das Temperatur-Zeit-Profil wird für jeweils eine Axialposition erstellt und zeigt alle sechs Temperaturen an dieser Axialposition. Pro Versuch werden demnach drei Temperatur-Zeit-Profile für die Aufheizphase erstellt (s. Abbildung 58). In allen drei Diagrammen ist bei  $t \approx 0,7$  h ein Ausschlag der Hubschaufelwand-Temperatur zu sehen. Solche Artefakte sind auf Störeinflüsse auf die Funkübertragung zurückzuführen und können bis zu einem gewissen Maß (Temperatur  $\pm 20 - 50$  K, versuchsabhängig) nachträglich herausgefiltert werden. Der Grenzwert für die Filterung darf nicht zu klein gewählt werden, um die natürliche Schwankung der Kurven nicht zu beeinflussen.



**Abbildung 58:** Temperatur-Zeit-Verläufe während des instationären Aufheizens für alle drei Axialpositionen eines Beispielversuchs

### 3.2.3.2 Kontaktwarmeubergangskoeffizient

Der Kontaktwärmeübergang wird während der Aufheizphase untersucht. Dafür wird die Änderung der Schüttbett-Enthalpie  $dH_s/dt$  bilanziert. Die Schüttbett-Enthalpie ändert sich infolge der Strahlung zwischen Ofenwand und Schüttung  $\dot{Q}_{WS,\epsilon}$ , der Konvektion an der freien Schüttbettoberfläche  $\dot{Q}_{GS,b}$ , der Konvektion an den fallenden Partikelschleiern  $\dot{Q}_{GS,c}$ , des Kontaktwärmeübergangs von der Ofenwand auf das Schüttbett  $\dot{Q}_{WS,\lambda}$  sowie durch einen Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust}$  nach

$$\frac{dH_s}{dt} = \dot{Q}_{WS,\epsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{WS,\lambda} - \dot{Q}_{Verlust} \quad (15)$$

Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie wird berechnet nach

$$\frac{dH_S}{dt} = c_{p,b} \cdot m_b \cdot \frac{dT_S}{dt}, \quad (16)$$

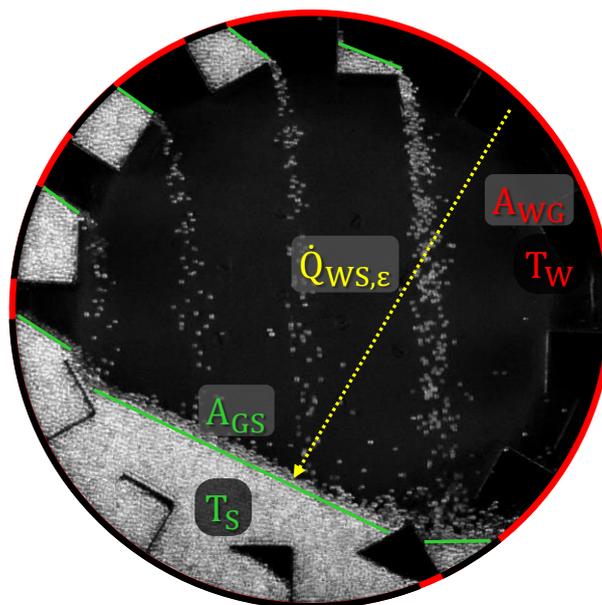
wobei  $H_S$  die Schüttgut-Enthalpie,  $t$  die Zeit,  $c_{p,b}$  die spezifische Wärmekapazität der Schüttung,  $m_b$  die Masse der Schüttung und  $T_S$  die Temperatur der Schüttung sind. Die Strahlung von der Ofenwand auf die freie Schüttbettoberfläche ergibt sich aus

$$\dot{Q}_{WS,\varepsilon} = \varepsilon_{WS} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{GS} + A_{WG}}{2} \cdot (T_W^4 - T_S^4), \quad (17)$$

mit

$$\varepsilon_{WS} = \frac{1}{\frac{1}{\varepsilon_S} + \frac{A_{GS}}{A_{WG}} \cdot \left(\frac{1}{\varepsilon_W} - 1\right)}, \quad (18)$$

worin  $\varepsilon_{WS}$  der Emissionsgrad von Ofen- und Hubschaufelwand sowie Schüttbettoberfläche,  $\varepsilon_S$  der Emissionsgrad der Schüttung,  $\varepsilon_W$  der Emissionsgrad der Ofen- und Hubschaufelwand,  $\sigma$  die Stefan-Boltzmann-Konstante,  $A_{GS}$  die freie Schüttbettoberfläche,  $A_{WG}$  die freie Ofenwandoberfläche und  $T_W$  die Ofenwandtemperatur sind (s. Abbildung 59).



**Abbildung 59:** Wärmestrom durch Strahlung  $\dot{Q}_{WS,\varepsilon}$  und zur Bilanzierung benötigte freie Flächen sowie Temperaturen von Schüttung ( $A_{GS}$ ,  $T_S$ ) und Drehrohrwand ( $A_{WG}$ ,  $T_W$ )

Während der Aufheizphase gibt es keinen erzwungenen Gasstrom. Da die Partikel auf der Schüttbettoberfläche rollen, bewegen sie sich jedoch relativ zum ruhenden Gas. Daher wird zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs an der Schüttbettoberfläche eine laminar überströmte Platte angenommen. Der konvektive Wärmeübergang lässt sich dann mit folgender Nusselt-Korrelation beschreiben

$$\text{Nu} = 0,664 \cdot \text{Re}^{0,5} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (19)$$

mit der Reynolds-Zahl

$$\text{Re} = \frac{v_{\text{Roll}} \cdot L_q}{\nu_{\text{Luft}}} \quad (20)$$

und der Prandtl-Zahl

$$\text{Pr} = \frac{\nu_{\text{Luft}} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}}}{\lambda_{\text{Luft}}}, \quad (21)$$

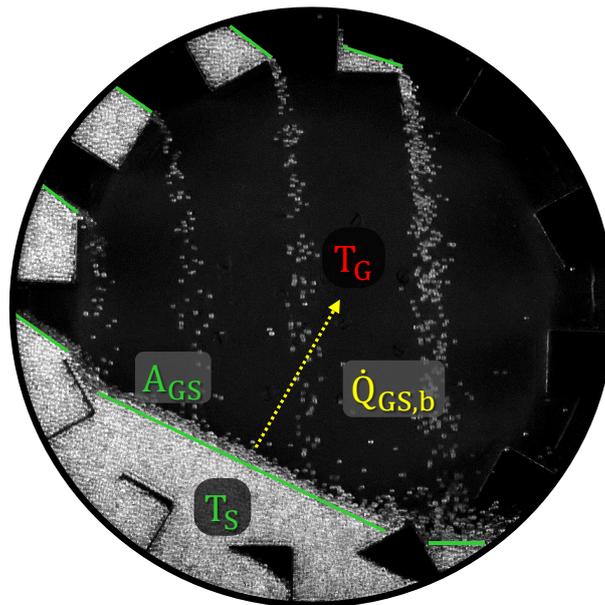
wobei  $v_{\text{Roll}}$  die Rollgeschwindigkeit [25] der Partikel auf der Schüttbettoberfläche,  $L_q$  die quer angeströmte Schüttbettlänge,  $\nu_{\text{Luft}}$  die kinematische Viskosität der Luft,  $\rho_{\text{Luft}}$  die Dichte der Luft,  $c_{p,\text{Luft}}$  die spezifische Wärmekapazität der Luft und  $\lambda_{\text{Luft}}$  die Wärmeleitfähigkeit der Luft sind [135]. Gleichung (19) gilt für  $\text{Re} < 10^5$  und  $\text{Pr} > 0,5$ . Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Schüttbettoberfläche ergibt sich aus

$$\alpha_{\text{GS},b} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{L_q}. \quad (22)$$

Schließlich lässt sich der an der Schüttbettoberfläche übertragene konvektive Wärmestrom (s. Abbildung 60) bestimmen

$$\dot{Q}_{\text{GS},b} = \alpha_{\text{GS},b} \cdot A_{\text{GS}} \cdot (T_s - T_G), \quad (23)$$

mit der Gastemperatur  $T_G$ .



**Abbildung 60:** Wärmestrom durch Konvektion an der Schuttbedeckungsflache  $\dot{Q}_{GS,b}$  und zur Bilanzierung benötigte freie Fläche sowie Temperatur der Schuttbedeckung ( $A_{GS}$ ,  $T_S$ ) sowie Gastemperatur ( $T_G$ )

An den fallenden Partikeln findet ebenfalls erzwungene Konvektion statt. Die Partikel fallen mit einer mittleren Fallgeschwindigkeit  $v_F$  und bewegen sich damit relativ zum ruhenden Gas. Unter der Annahme, dass der Partikelschleier durch eine Platte angenähert werden kann, findet die oben erwähnte Nusselt-Korrelation (Gleichung (19)) für die laminar überströmte Platte ebenfalls Anwendung. Bei der Berechnung der Reynolds-Zahl muss die mittlere Fallgeschwindigkeit sowie die mittlere Fallhöhe  $h_F$  der Partikel verwendet werden

$$Re = \frac{v_F \cdot h_F}{\nu_{Luft}}. \quad (24)$$

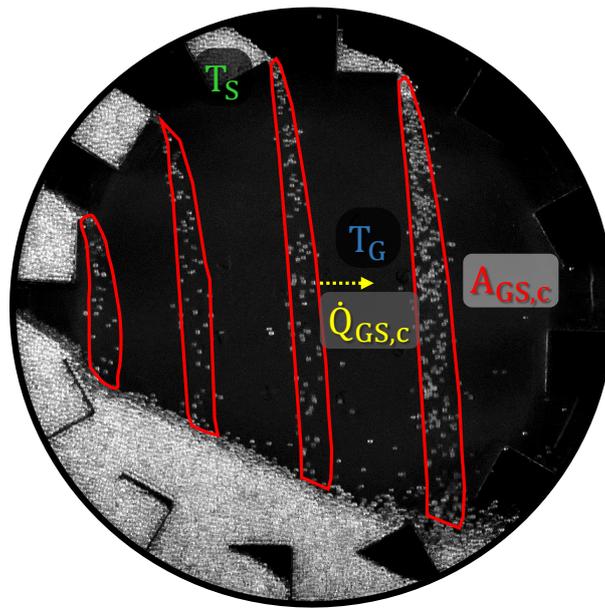
Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient  $\alpha_{GS,c}$  an den fallenden Partikelschleiern ergibt sich aus

$$\alpha_{GS,c} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Luft}}{h_F}. \quad (25)$$

Damit kann der an den fallenden Partikelschleiern übertragene konvektive Wärmestrom bestimmt werden nach

$$\dot{Q}_{GS,c} = \alpha_{GS,c} \cdot A_{GS,c} \cdot (T_S - T_G) . \quad (26)$$

Als Wärmeübergangsfläche  $A_{GS,c}$  zwischen Gas und Partikeln im Schleier wird die äußere Schleieroberfläche und als Temperatur der fallenden Partikel die Temperatur in der Hubschaufelschüttung angenommen (s. Abbildung 61).

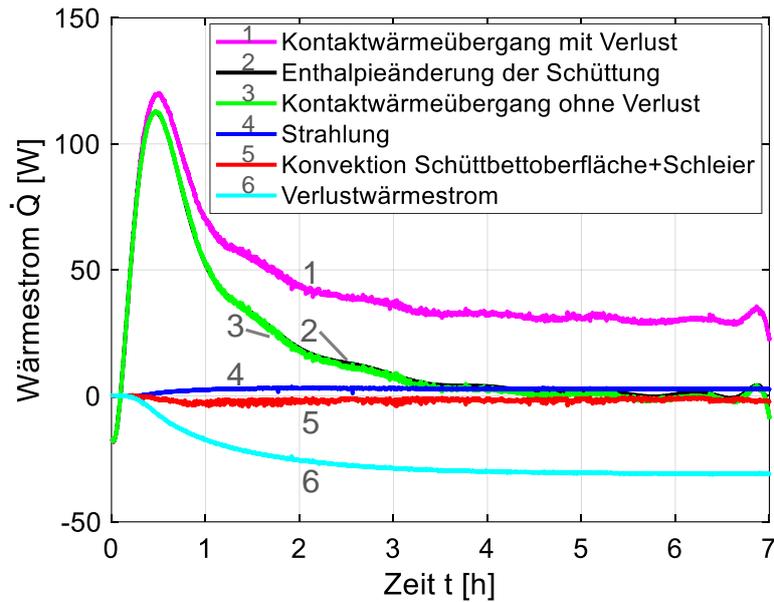


**Abbildung 61:** Wärmestrom durch Konvektion an den fallenden Partikelschleiern  $\dot{Q}_{GS,c}$  in der Aufheizphase und zur Bilanzierung benötigte Fläche der Partikelschleier ( $A_{GS,c}$ ) sowie Temperaturen von Schüttung ( $T_S$ ) und Gas ( $T_G$ )

Bei der Bestimmung des Verlustwärmestroms werden folgende Annahmen getroffen:

1. Innerhalb der ersten 20 bis 30 Minuten der Aufheizphase ist der Verlustwärmestrom aufgrund der geringen Temperaturen vernachlässigbar klein.
2. Nach ca. 4 Stunden Aufheizen stellt sich ein stationärer Zustand im Ofen ein. Der weiter zugeführte Kontaktwärmestrom wird dann vollständig als Verlustwärmestrom abgeführt.

Die erste Annahme kann damit begründet werden, dass sich bei der Bilanzierung der Wärmeströme ein Maximum der Schüttbett-Enthalpieänderung zwischen 20 und 30 Minuten während des instationären Aufheizens einstellt, wie in Abbildung 62 zu sehen ist. Bis zu diesem Maximum ist der Verlustwärmestrom im Vergleich zur Schüttbett-Enthalpieänderung vernachlässigbar gering.



**Abbildung 62:** Einfluss des Verlustwurremstroms auf die Bilanzierung der Schüttbett-Enthalpie während der instationären Aufheizung eines Beispielversuchs

Damit lässt sich bis zu dem Zeitpunkt, an dem das Maximum auftritt, die Wärmebilanz ohne Verlustwurremstrom aufstellen. Gleichung (15) vereinfacht sich zu

$$\frac{dH_S}{dt} = \dot{Q}_{WS,\varepsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{WS,\lambda,vorl} \quad (27)$$

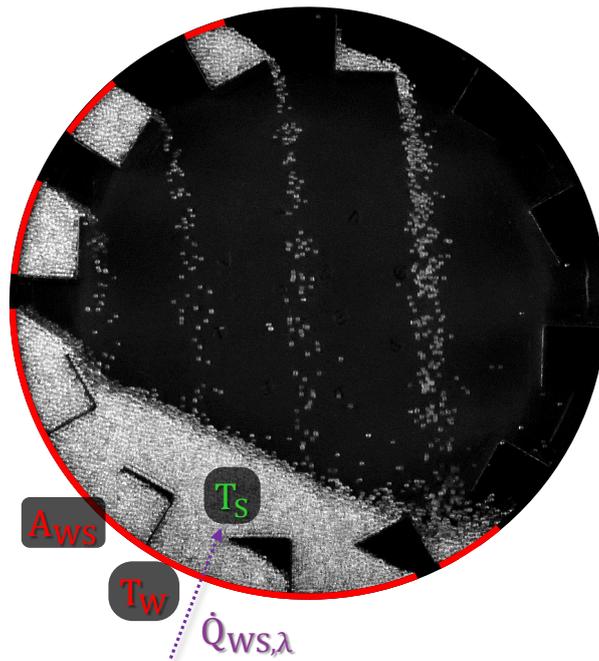
und kann nach dem vorläufigen Wurremstrom durch Kontaktwurrembergang  $\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}$  umgestellt werden

$$\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl} = \dot{Q}_{WS,\varepsilon} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} - \frac{dH_S}{dt} \quad (28)$$

Der vorläufige Kontaktwurrembergangskoeffizient  $\alpha_{WS,\lambda,vorl}$  ergibt sich ohne Beruckichtigung eines Verlustwurremstroms zu

$$\alpha_{WS,\lambda,vorl}(t) = \frac{\dot{Q}_{WS,\lambda,vorl}(t)}{A_{WS} \cdot (T_W(t) - T_S(t))} \quad (29)$$

Darin ist  $A_{WS}$  die mit Schüttgut bedeckte Ofenwandoberfläche (s. Abbildung 63).



**Abbildung 63:** Wärmestrom durch Kontaktwarmeebergang  $\dot{Q}_{WS,\lambda}$  und zur Bilanzierung benötigte bedeckte Wandoberfläche ( $A_{WS}$ ) und Temperaturen von Schuttgut ( $T_S$ ) und Wand ( $T_W$ )

Der Wärmestrom durch Kontaktwarmeebergang im stationären Zustand lässt sich bestimmen durch

$$\dot{Q}_{WS,\lambda,stat} = \alpha_{WS,\lambda,vorl} \cdot A_{WS} \cdot (T_{W,stat} - T_{S,stat}), \quad (30)$$

wobei die Temperaturen der Wand  $T_{W,stat}$  und des Schuttguts  $T_{S,stat}$  im stationären Zustand benötigt werden. Der vorläufige Kontaktwarmeebergangskoeffizient ist abhängig von der Zeit. Für die Bilanzierung wird ein Mittelwert gebildet. Die ersten 10 Minuten der Aufheizphase werden dabei nicht berücksichtigt, um Einflüsse des Anfahrverhaltens auszuschließen. Der Mittelwert wird demnach gebildet aus den Werten ab Minute 10 bis zum Erreichen des Maximums der Schuttbett-Enthalpieänderung (zwischen Minute 20 und 30). Aufgrund der zweiten getroffenen Annahme gilt, dass der Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{Verlust,stat}$  im stationären Zustand betragsmäßig so groß ist wie der Wärmestrom durch Kontaktwarmeebergang  $\dot{Q}_{WS,\lambda,stat}$  im stationären Zustand

$$\dot{Q}_{Verlust,stat} = -\dot{Q}_{WS,\lambda,stat} = |\dot{Q}_{WS,\lambda,stat}|. \quad (31)$$

Mit bekanntem Verlustwärmestrom im stationären Zustand kann unter Annahme eines konstanten Verlustwarmeebergangskoeffizienten der auf die Temperaturdifferenz bezogene Verlustwärmestrom  $\dot{Q}_{\text{Verlust}}/K$  während des instationären Aufheizens berechnet werden

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}}/K = \frac{\dot{Q}_{\text{Verlust}}}{[K]} = \frac{\dot{Q}_{\text{Verlust,stat}}}{(T_{S,\text{stat}} - T_U)}, \quad (32)$$

mit  $T_U$  als Umgebungstemperatur. Anschließend lässt sich der Verlustwärmestrom für die gesamte Versuchsdauer in Abhängigkeit von der Zeit bestimmen

$$\dot{Q}_{\text{Verlust}}(t) = \frac{\dot{Q}_{\text{Verlust,stat}}}{(T_{S,\text{stat}} - T_U)} \cdot (T_S(t) - T_U). \quad (33)$$

Gleichung (15) wird umgestellt und der Wärmestrom durch Kontaktwarmeebergang mit Berücksichtigung des Verlustwärmestroms ergibt sich aus

$$\dot{Q}_{WS,\lambda} = \frac{dH_S}{dt} - \dot{Q}_{WS,\varepsilon} - \dot{Q}_{GS,b} - \dot{Q}_{GS,c} + \dot{Q}_{\text{Verlust}}. \quad (34)$$

Der Kontaktwarmeebergangskoeffizient wird analog zu Gleichung (29) berechnet, ist nachfolgend jedoch verlustbehaftet und abhängig von der Zeit

$$\alpha_{WS,\lambda}(t) = \frac{\dot{Q}_{WS,\lambda}(t)}{A_{WS} \cdot (T_W(t) - T_S(t))}. \quad (35)$$

Aus den zeitabhängigen Koeffizienten wird ein Mittelwert gebildet, wie in Abbildung 64 zu sehen ist. Die im Ergebnisteil (Kapitel 3.4) angegebenen Standardabweichungen sind die zeitabhängigen Abweichungen vom Mittelwert.

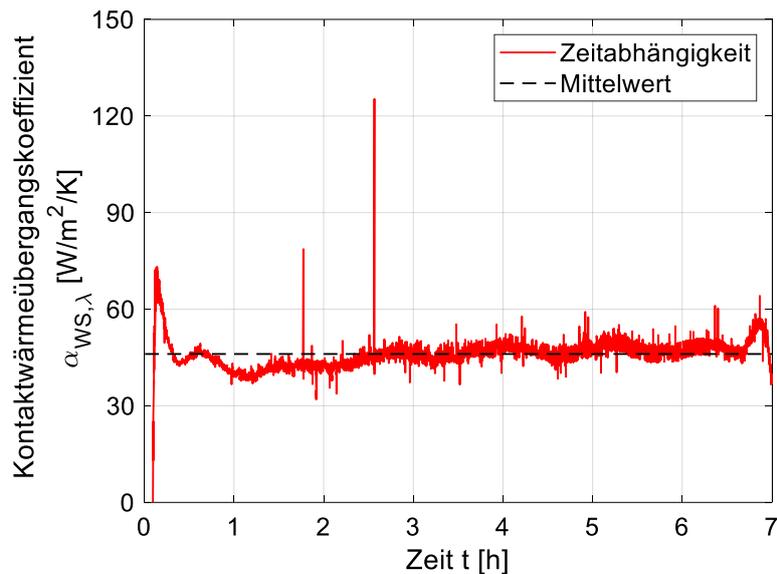


Abbildung 64: Gemessener Kontaktwarmenubergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Zeit

### 3.3 Berechnung von Modellwerten

Im folgenden Kapitel sind die ermittelten Kontaktwarmenubergangskoeffizienten  $\alpha_{WS,\lambda}$  in Abhängigkeit von den analysierten Parametern dargestellt. Dabei findet ein Abgleich mit dem Modell von Li et al. [113] ( $\alpha_{WS,\lambda, Li}$ ) statt. Dieses Modell beschreibt den Warmenubergang von der Ofenwand auf die erste Partikelschicht ( $\alpha_{WS}$ ) sowie die Penetration durch das Schüttbett ( $\alpha_{Pen}$ )

$$\alpha_{WS,\lambda, Li} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{Pen}}} \quad (36)$$

mit dem Warmenubergangskoeffizienten von der Ofenwand auf die erste Partikelschicht

$$\alpha_{WS} = \frac{\lambda_{Luft}}{\chi \cdot d_p} \quad (37)$$

und dem Penetrationskoeffizienten

$$\alpha_{Pen} = 2 \cdot \sqrt{\frac{\lambda_b \cdot \rho_b \cdot c_{p,b}}{\pi \cdot t_{Kontakt}}} = 2 \cdot \sqrt{\frac{\lambda_b \cdot \rho_b \cdot c_{p,b} \cdot n}{\varphi}} = 2 \cdot b_b \cdot \sqrt{\frac{n}{\varphi}} \quad (38)$$

Dabei ist  $\chi$  der Kontaktwärmewiderstandsbeiwert,  $\lambda_b$  die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung,  $\rho_b$  die Schüttdichte,  $c_{p,b}$  die spezifische Wärmekapazität der Schüttung,  $t_{Kontakt}$

die Kontaktzeit zwischen Partikeln und Drehrohrwand,  $n$  die Drehzahl und  $\varphi$  der Füllwinkel. Im Penetrationskoeffizienten sind die Kontaktzeit

$$t_{\text{Kontakt}} = \frac{\varphi}{\pi \cdot n} \quad (39)$$

sowie der Wärmeeindringkoeffizient der Schüttung

$$b_b = \sqrt{\lambda_b \cdot \rho_b \cdot c_{p,b}} \quad (40)$$

enthalten. Dieser beinhaltet temperaturabhängige thermophysikalische Stoffeigenschaften des Schüttgutes. Nach Nafsun [123] beträgt der Kontaktwärmewiderstandsbeiwert für monodisperse Schüttungen

$$\chi_{\text{Nafsun}} = 0,058. \quad (41)$$

In der vorliegenden Studie hat sich gezeigt, dass ein Kontaktwärmewiderstandsbeiwert von

$$\chi = 0,085 \quad (42)$$

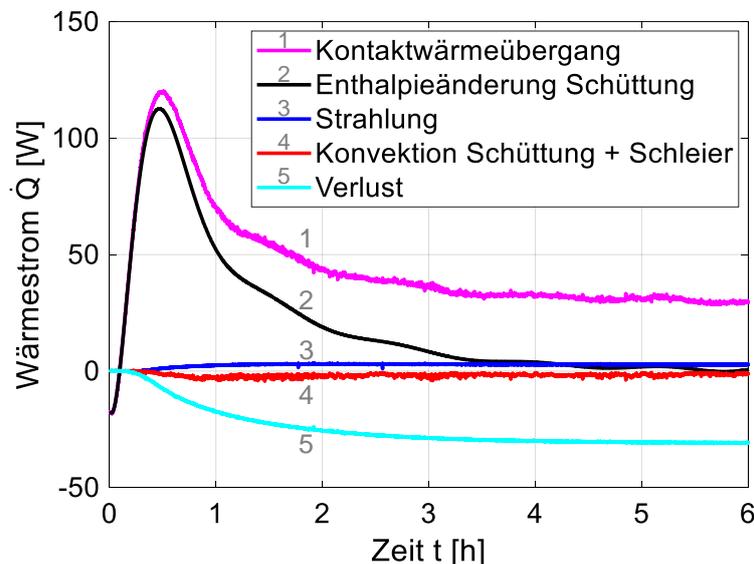
für Festbetten nach Sullivan und Sabersky [136] zu einer besseren Korrelation zwischen Mess- und Modellwerten führt (s. Kapitel 3.4.3). Dieser Kontaktwärmewiderstandsbeiwert von 0,085 wird für alle folgenden Modellrechnungen verwendet.

## 3.4 Ergebnisse

### 3.4.1 Wärmeströme

Als Bilanzraum für die Berechnung der Wärmeströme wird ein Ausschnitt aus dem Drehrohrföfen abhängig vom Partikeldurchmesser gewählt. Die Länge des Bilanzraumes folgt aus dem zehnfachen Wert des Partikeldurchmessers. Dementsprechend gering sind die berechneten Wärmeströme bezogen auf die Gesamtheizleistung des Ofens mit 21 kW. In Abbildung 65 sind die während des instationären Aufheizens bilanzierten Wärmeströme abgebildet. Es ist zu sehen, dass sowohl Strahlung als auch

Konvektion an der freien Schüttbetoberfläche sowie an den Partikelschleiern vernachlässigt werden können. Der Kontaktwärmestrom dominiert den Wärmeübergang. Dieser steigt bis zu einer Versuchszeit von ungefähr 20 Minuten an und erreicht sein Maximum. An diesem Punkt ist die vorgegebene Ofenwandtemperatur nahezu erreicht und der Temperaturgradient zwischen Ofenwand und Schüttgut am höchsten. Der Verlustwärmestrom ist zu diesem Zeitpunkt vernachlässigbar gering. Mit fortdauernder Aufheizung nähern sich die Ofenwand- und Schüttguttemperatur an, weshalb der durch Kontakt übertragene Wärmestrom verringert wird. Bei Erreichen des quasi-stationären Zustands nach etwa 3,5 Stunden nähert sich die Enthalpieänderung der Schüttung asymptotisch dem Wert null. Zwischen Ofenwand und Schüttgut besteht jedoch immer noch eine Temperaturdifferenz, sodass weiterhin Wärme durch Kontakt übertragen wird. Da sich die Schüttguttemperatur nicht mehr ändert, muss dieser Kontaktwärmestrom als Verlust abgeführt werden. Aus den bilanzierten Kontaktwärmeströmen werden die in den nachfolgenden Kapiteln dargestellten Kontaktwärmeeübergangskoeffizienten berechnet.



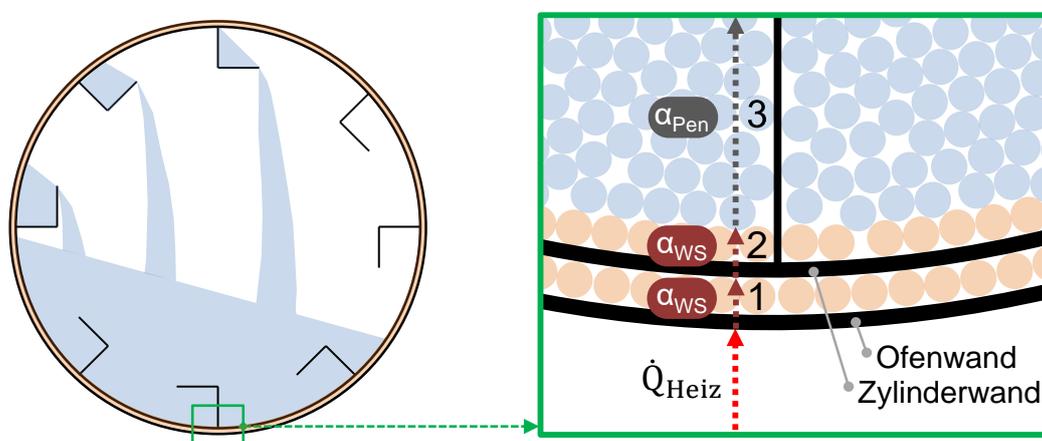
**Abbildung 65:** Exemplarische Darstellung von berechneten Wärmeströmen während der Aufheizphase

### 3.4.2 Kontaktwärmeeübergangskoeffizient

#### 3.4.2.1 Einfluss der Drehzahl

Bei der Analyse der Betriebsparameter Drehzahl, Füllungsgrad und Volumenstrom unterscheidet sich der Versuchsaufbau von den restlichen Analysen in einem Detail. Die

Hubschaufeln sind nicht an der Ofeninnenwand verschraubt, sondern in einem zusätzlichen Zylinder montiert. Dieser Zylinder hat einen Außendurchmesser von 490 mm und passt in das Ofenrohr (Innendurchmesser 500 mm). Zwischen beiden Wänden existiert ein Spalt mit einer Breite von 5 mm. Bei den Versuchen hat sich gezeigt, dass sich Glaskugeln des Durchmessers 4 mm in dem Spalt ansammeln und verkeilen. Von außen auf das Ofenrohr aufgegebene Wärme wird durch die Wand des Ofenrohres geleitet und via Kontaktwärmeübergang an die Glaskugeln im Spalt weitergegeben. Diese stehen in Kontakt mit dem zusätzlichen Mantel, an den sie die Wärme übertragen. Von diesem Mantel aus wird die Wärme per Kontaktwärmeübergang an das Schüttbett übertragen (s. Abbildung 66).



**Abbildung 66:** Schematische Darstellung des Kontaktwärmeübergangs bei der Analyse der Betriebsparameter mit zwei Mänteln (Ofen- und Zylinderwand). Es tritt zweimal der Widerstand durch die erste Partikelschicht  $\alpha_{WS}$  auf.

Dadurch sind in dieser Konfiguration nicht nur zwei, sondern drei Widerstände beim Kontaktwärmeübergang vorhanden: zweimal der Widerstand durch die erste Partikelschicht und einmal der Penetrationswiderstand. Das Modell von Li et al. [113] wird dementsprechend angepasst

$$\alpha_{WS,\lambda,an} = \frac{1}{\frac{2}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{Pen}}}. \quad (43)$$

Damit dominiert der Widerstand durch die erste Partikelschicht den Kontaktwärmeübergang. Der Einfluss des Penetrationswiderstandes wird verringert. Da die Drehzahl nur einen Einfluss auf den Penetrationswiderstand, jedoch nicht auf den Widerstand durch die erste Partikelschicht, hat, ist der Einfluss der Drehzahl auf den gesamten

Kontaktwarmeubergangskoeffizienten gering, wie in Abbildung 67 zu sehen ist. Die Messwerte sind mit 40 bis 50 W/m<sup>2</sup>/K deutlich geringer als die nach dem Modell von Li et al. berechneten Werte. Das angepasste Modell, bei dem die Wärmeleitung durch die erste Partikelschicht zweimal berücksichtigt wird, ist in guter Übereinstimmung mit den Messwerten. Auch bei der Betrachtung des Kontaktwärmestroms/K (s. Abbildung 68) zeigt sich lediglich ein geringer Anstieg mit steigender Drehzahl. Die Übereinstimmung mit dem angepassten Modell ist gut.

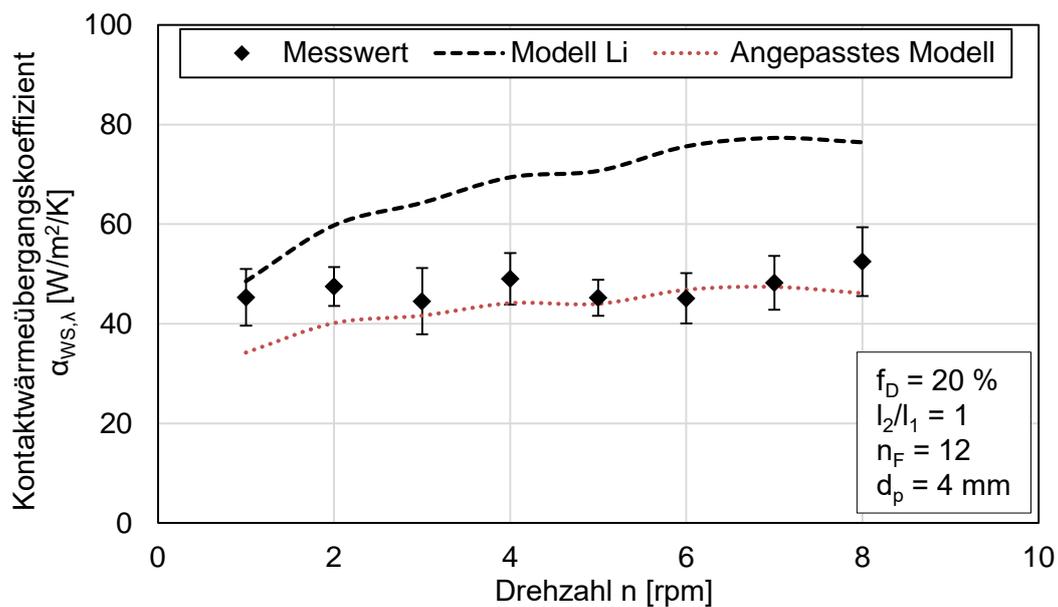


Abbildung 67: Kontaktwarmeubergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Drehzahl

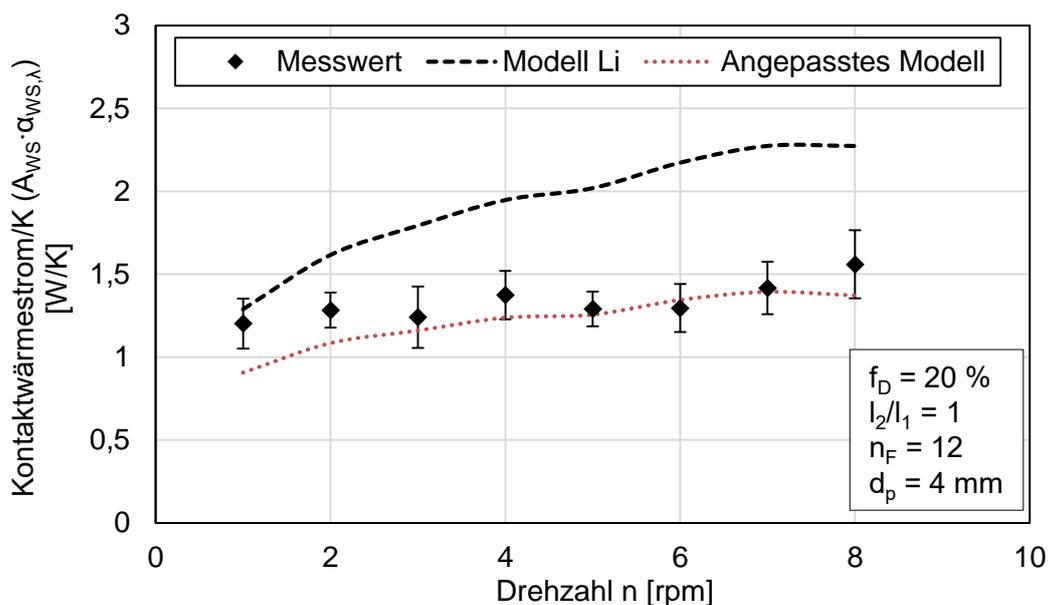


Abbildung 68: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit von der Drehzahl

In den nachfolgenden Kapiteln ist neben den untersuchten Parametereinflüssen auch immer der Einfluss der Drehzahl zu sehen. Dabei zeigen sich – wie nach dem Modell von Li et al. [113] zu erwarten – bei höherer Drehzahl höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sowie Kontaktwärmeströme/K.

#### 3.4.2.2 Einfluss des Füllungsgrades

Wie bereits im Kapitel 3.4.2 beschrieben, ist der Kontaktwärmeübergang in Abhängigkeit vom Füllungsgrad mit zwei Mänteln und einer dazwischenliegenden Partikelschicht (vgl. Abbildung 66) gemessen worden. Deshalb werden auch hier geringere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ermittelt als nach dem Modell von Li et al. [113] berechnet (s. Abbildung 69). Der Abgleich mit dem angepassten Modell ist bei kleinen Füllungsgraden zureichend. Bei höheren Füllungsgraden werden größere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten sowie Kontaktwärmeströme/K (s. Abbildung 70) gemessen. Der Kontaktwärmeübergangskoeffizient steigt von  $45 \text{ W/m}^2/\text{K}$  bei 10 % Füllungsgrad auf  $60 \text{ W/m}^2/\text{K}$  bei 30 % Füllungsgrad.

Dies steht im Widerspruch zu dem Modell von Li et al., in dem sich ein höherer Füllungsgrad negativ auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten auswirkt. Erklären lässt sich dieses Ergebnis mit unterschiedlichem Bewegungsverhalten der Partikel. In Abbildung 71 ist die Drehtrommel bei 10 und 20 % Füllungsgrad dargestellt. Alle weiteren Parameter entsprechen denen in Abbildung 69 bzw. Abbildung 70. Der Wärmeübergang durch die erste Partikelschicht ist bei beiden Füllungsgraden bei gleicher Lufttemperatur identisch. Der Penetrationskoeffizient hingegen wird vom Füllungsgrad beeinflusst. In Drehtrommeln ohne Hubschaufeln (Modell von Li et al. [113]) führt ein höherer Füllungsgrad zu geringeren Penetrations- und damit auch Kontaktwärmeübergangskoeffizienten. Der Zusammenhang ist in Gleichung (38) sowie über die Definition der Kontaktzeit (Gleichung (39)) ersichtlich. Mit dem Füllungsgrad steigen der Füllwinkel und damit die Kontaktzeit, wodurch der Penetrations- und der Kontaktwärmeübergangskoeffizient verringert werden. In Drehtrommeln mit Hubschaufeln ergibt sich ein anderes Bild. Ist die Drehtrommel unterbeladen (im Beispiel 10 %), befinden sich die Partikel ausschließlich in den Hubschaufeln bzw. in der Luftphase. In den Hubschaufeln ist die Durchmischung der Partikel vernachlässigbar. Der Penetrationswiderstand ist sehr hoch. Eine thermische Durchmischung findet hauptsächlich durch das Abwerfen der Partikel statt. Bei einem höheren Füllungsgrad von 20 % befindet sich auf den Hubschaufelrücken am Boden der Drehtrommel ein Schüttbett. In diesem Fall findet

thermische Durchmischung durch das Abwerfen der Partikel und zusätzlich durch Umwälzung in der aktiven Partikelschicht des Schüttbetts statt, wodurch der Penetrationswiderstand verringert wird. Dies zeigt einen positiven Einfluss auf den Kontaktwärmübergang im beschauften Drehrohr. Zudem ist zu beachten, dass die dargestellten Modellwerte nur gering vom Füllungsgrad abhängen. Das ist auf die im Vergleich zum unbeschauften Drehrohr relativ geringe Abhängigkeit des Füllwinkels vom Füllungsgrad bei Einsatz von Hubschaufeln zurückzuführen.

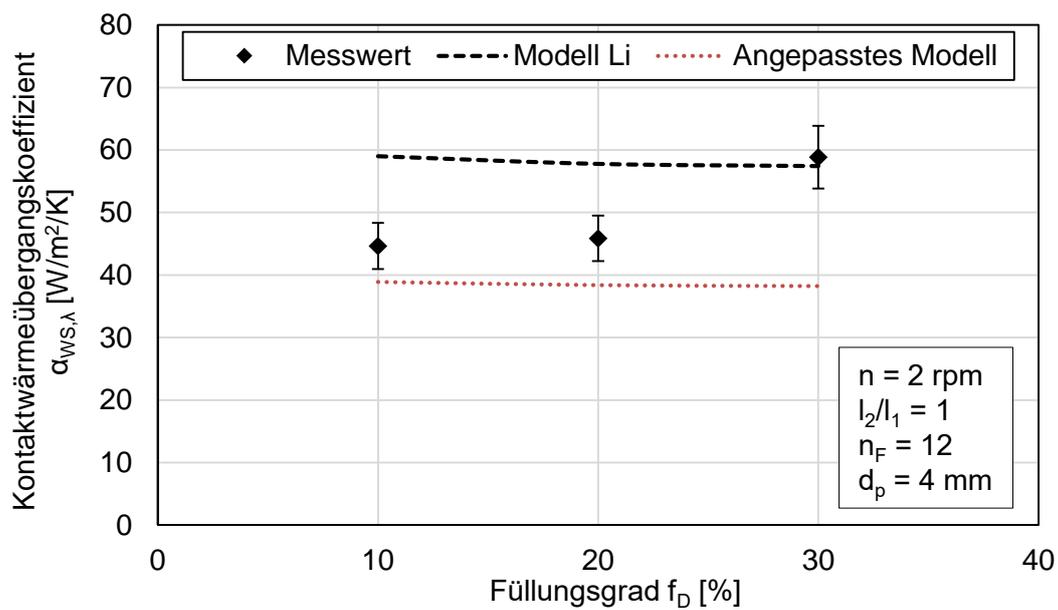


Abbildung 69: Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

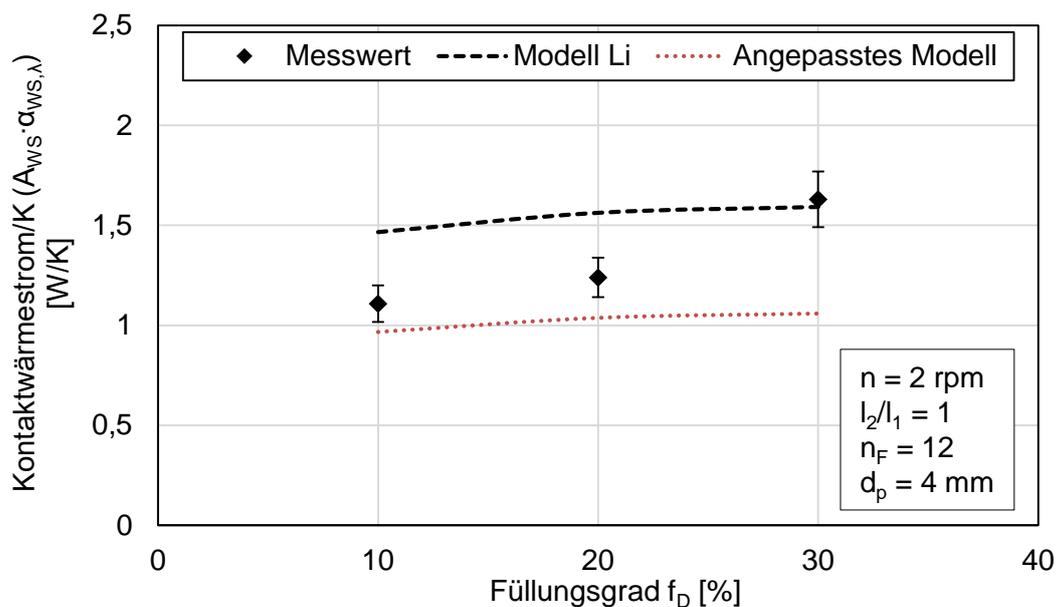
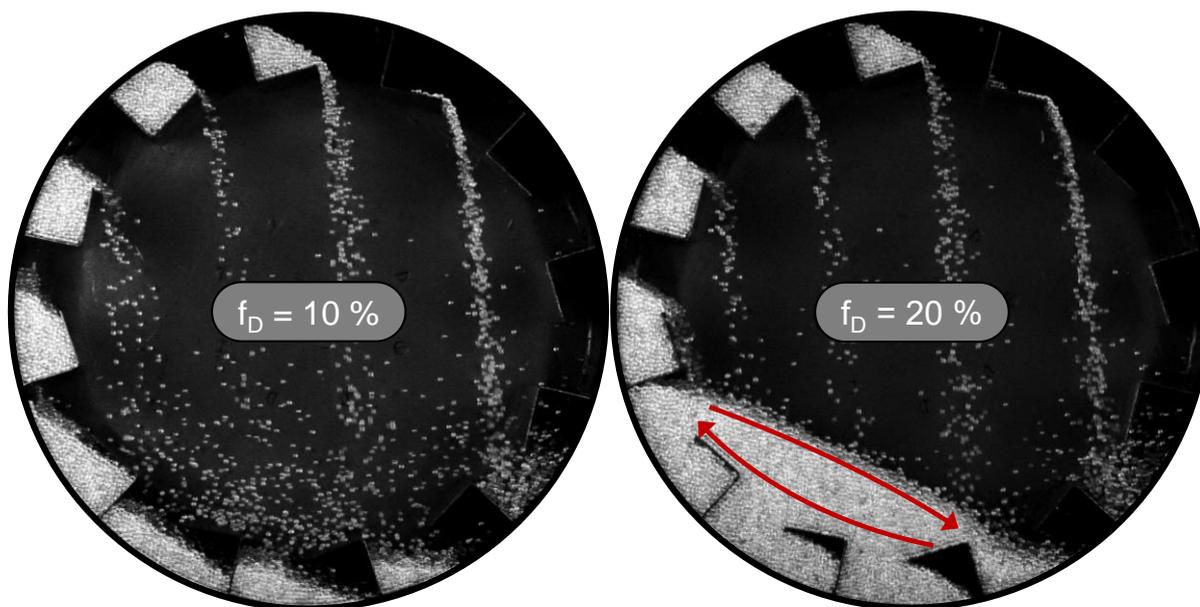


Abbildung 70: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

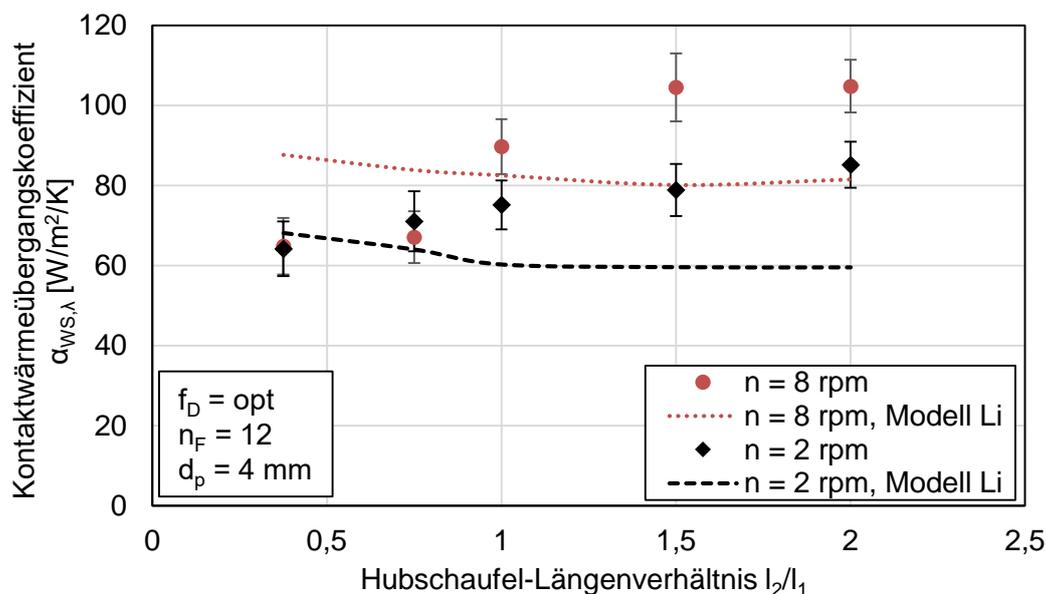


**Abbildung 71:** Veranschaulichung des unterschiedlichen Bewegungsverhaltens der Partikel bei Variation des Füllungsgrades. Beim höheren Füllungsgrad tritt zusätzliche Durchmischung in der aktiven Partikelschicht des Schüttbetts auf.

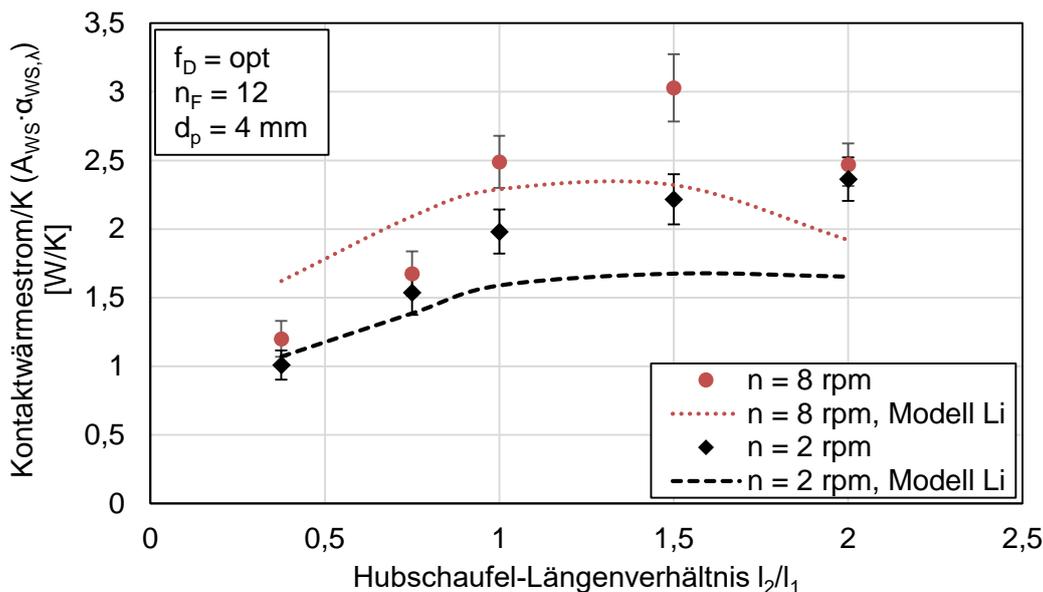
### 3.4.2.3 Einfluss des Hubschaufel-Langungsverhaltnisses

Das Hubschaufel-Langungsverhaltnis beeinflusst den Kontaktwurreubergang zum einen durch unterschiedlich große Kapazitäten der Hubschaufeln, wodurch unterschiedlich viele Partikel aufgenommen werden können. Dadurch ändert sich auch die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut. Zum anderen haben Hubschaufeln mit dem Langungsverhaltnis variierende Be- und Entladungscharakteristika. Dies beeinflusst die Kontaktzeit zwischen Ofenwand und Schüttung. Außerdem bringen Hubschaufeln mit verschiedenen Hubschaufel-Langungsverhaltnissen unterschiedlich viele Partikel in die Luftphase (vgl. Kapitel 2.3.3.3). Dadurch wird auch die thermische Durchmischung und die Warmepenetration durch das Schüttbett beeinflusst. Abbildung 72 zeigt den Kontaktwurreubergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Langungsverhaltnis. Der Füllungsgrad ist der jeweils optimale Füllungsgrad. Dieser nimmt mit steigendem Hubschaufel-Langungsverhaltnis und steigender Drehzahl zu (vgl. Kapitel 2.3.1). Für beide dargestellten Drehzahlen zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwurreubergangskoeffizienten von 65 auf 105 W/m<sup>2</sup>/K bei Erhöhung des Hubschaufel-Langungsverhaltnisses von 0,375 auf 1,5. Mit Ausnahme der kleinen Hubschaufel-Langungsverhaltnisse 0,375 und 0,75, bei denen die Drehzahl keinen Einfluss hat, ist der Kontaktwurreubergangskoeffizient bei höherer Drehzahl größer. So steigt der Kontaktwurreubergangskoeffizient bei einem Hubschaufel-Langungsverhaltnis von  $l_2/l_1 = 1,5$  von 80 (bei  $n = 2$  rpm) auf 105 W/m<sup>2</sup>/K (bei  $n = 8$  rpm). Das Modell von Li et

al. bildet die gemessenen Kontaktwarmeubergangskoeffizienten bei Hubschaufel-Längenverhältnissen von 0,75 und 1 qualitativ in guter Näherung ab. Der Trend mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis ist jedoch invers zu den gemessenen Werten. Da der optimale Füllungsgrad mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunimmt, erhöhet sich ebenfalls die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung. Um den Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf den Kontaktwärmeübergang besser zu beurteilen, werden die jeweiligen Kontaktwarmeubergangskoeffizienten mit der Kontaktfläche multipliziert. Dies entspricht dem Kontaktwärmestrom pro Kelvin Temperaturdifferenz zwischen Ofenwand und Schüttung. Dieser ist in Abbildung 73 in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis dargestellt. Hierin zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwärmestroms/K bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 1,5$  (bei 8 rpm) bzw.  $l_2/l_1 = 2$  (bei 2 rpm). Eine höhere Drehzahl bewirkt auch beim Kontaktwärmestrom/K tendenziell höhere Werte. Die Messwerte werden bei der Drehzahl von 2 rpm bis zu  $l_2/l_1 = 1$  gut von dem Modell von Li et al. abgebildet. Bei größerem Hubschaufel-Längenverhältnis entsteht eine größere Diskrepanz zwischen Modell und Messwert. Bei einer Drehzahl von 8 rpm ist ein ähnlicher Trend zwischen Modell und Messwerten zu beobachten, jedoch gibt es größere quantitative Abweichungen.



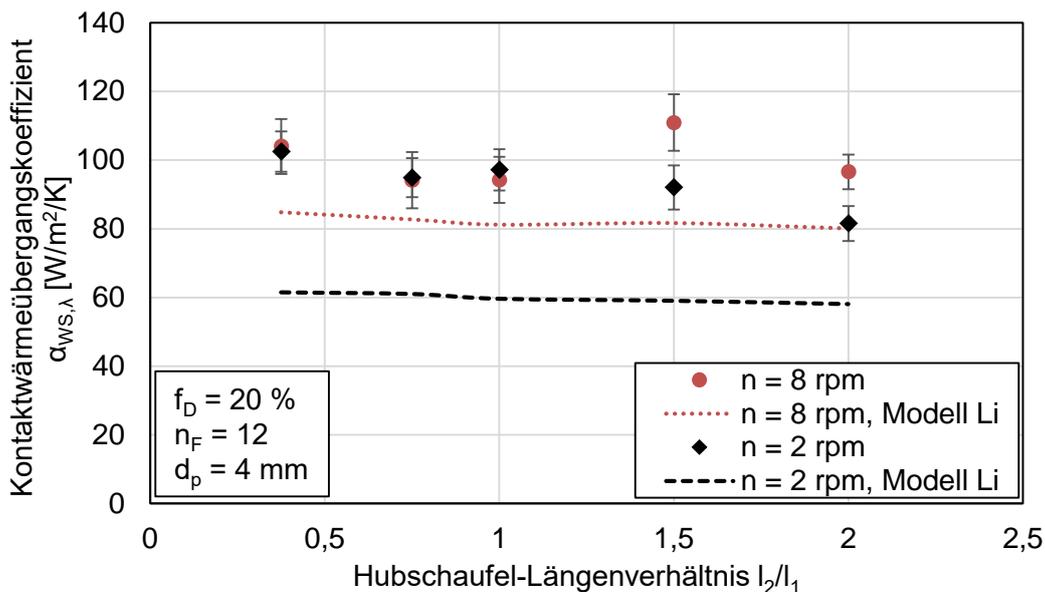
**Abbildung 72:** Kontaktwarmeubergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad



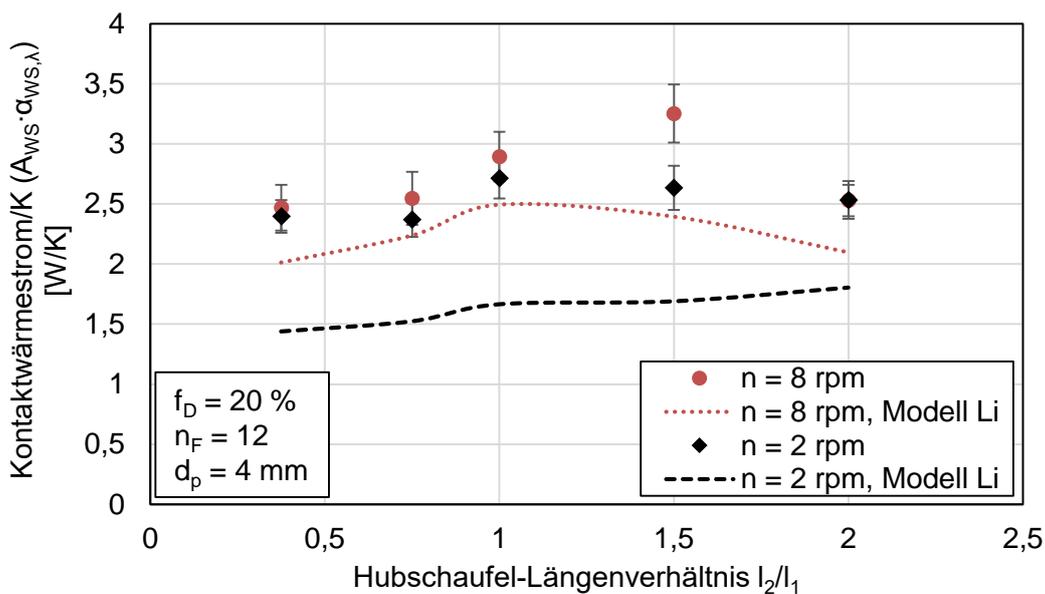
**Abbildung 73:** Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad

Abbildung 74 zeigt die gleiche Abhängigkeit wie Abbildung 72, jedoch bei einem konstanten Füllungsgrad von 20 %. Damit liegt bei allen Hubschaufel-Längenverhältnissen ein überbelasteter Zustand vor. Der Kontaktwärmeübergangskoeffizient nimmt bei einer Drehzahl von 2 rpm mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis von 105 auf 80 W/m<sup>2</sup>/K ab. Dieser Trend zeigt sich auch bei einer Drehzahl von 8 rpm, jedoch nur bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis 1. Danach steigt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient an und sinkt anschließend wieder ab. Bei der hohen Drehzahl liegen die Werte zwischen 95 und 110 W/m<sup>2</sup>/K. Die Fluktuation der Messwerte bei 8 rpm kann auf die Be- und Entladungsprobleme großer Hubschaufeln bei hohen Drehzahlen zurückgeführt werden. Im Gegensatz zum optimalen Füllungsgrad weisen Modell- und Messwerte bei einem konstanten Füllungsgrad von 20 % ähnliche qualitative Verläufe auf. Lediglich der Einfluss der Drehzahl wird von dem Modell bei kleinen Hubschaufel-Längenverhältnissen nicht korrekt abgebildet.

Die Wärmeübergangsfläche zwischen Ofenwand und Schüttung hängt bei konstantem Füllungsgrad weniger stark vom Hubschaufel-Längenverhältnis ab. Trotzdem zeigt sich bei der Betrachtung des Kontaktwärmestroms/K in Abbildung 75 eine leichte Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis. Der Kontaktwärmestrom/K steigt bis zu einem Hubschaufel-Längenverhältnis 1 (bei 2 rpm) bzw. 1,5 (bei 8 rpm). Das Modell von Li et al. bildet den Verlauf qualitativ gut ab, gibt jedoch zu hohe Werte aus.



**Abbildung 74:** Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad

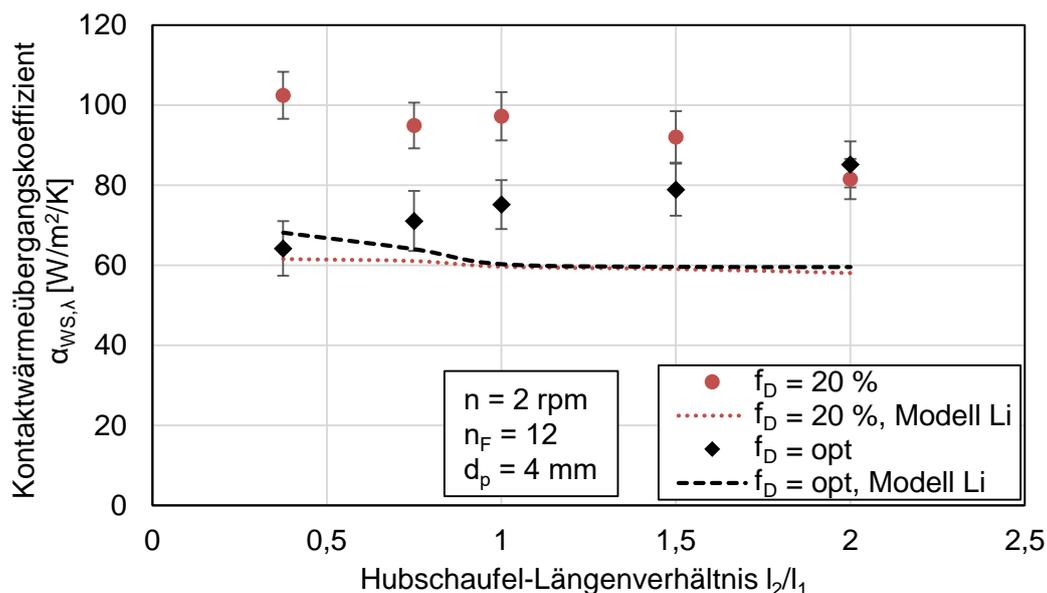


**Abbildung 75:** Kontaktwärmestrom pro K in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad

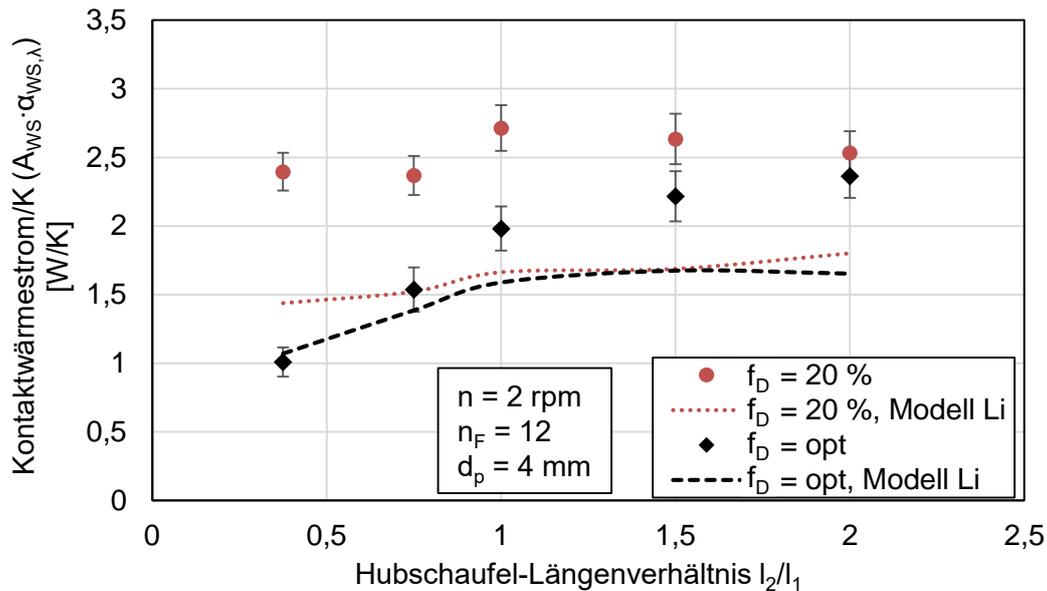
In Abbildung 76 ist der Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation des Füllungsgrades dargestellt. Darin zeigt sich eine asymptotische Annäherung der Kontaktwärmübergangskoeffizienten für optimalen und 20 % Füllungsgrad mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Bei optimalem Füllungsgrad werden die Werte immer größer (65 bis 85 W/m<sup>2</sup>/K), bei 20 % Füllungsgrad immer kleiner (105 bis 80 W/m<sup>2</sup>/K). Das lässt sich damit begründen, dass der optimale Füllungsgrad mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunimmt

und sich dem konstanten Wert von 20 % annähert ( $f_{D,opt} = 18,6\%$  bei  $l_2/l_1 = 2$ ). Die Verläufe werden qualitativ teilweise vom Modell abgebildet, jedoch liegen die Modellwerte quantitativ unter den Messwerten. Es zeigt sich ebenfalls, dass bei höheren Füllungsgraden größere Kontaktwurreubergangskoeffizienten gemessen werden.

Wird die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung mit einbezogen (s. Abbildung 77) zeigt sich bei optimalem Füllungsgrad eine starke und bei konstantem Füllungsgrad von 20 % eine geringe Zunahme des Kontaktwurreubergangskoeffizienten mit steigendem Hubschaufel-Langungsverhaltnis. Bei höherem Füllungsgrad ist der Kontaktwurreubergangskoeffizient stets höher. Der Unterschied nimmt jedoch mit steigendem Hubschaufel-Langungsverhaltnis ab, da sich der optimale Füllungsgrad dem Wert von 20 % annähert. Das Modell von Li et al. beschreibt die Abhängigkeit bis zum Hubschaufel-Langungsverhaltnis von 1 gut für den Fall des optimalen Füllungsgrades. Bei 20 % Füllungsgrad liegen die Messwerte deutlich über den Modellwerten.



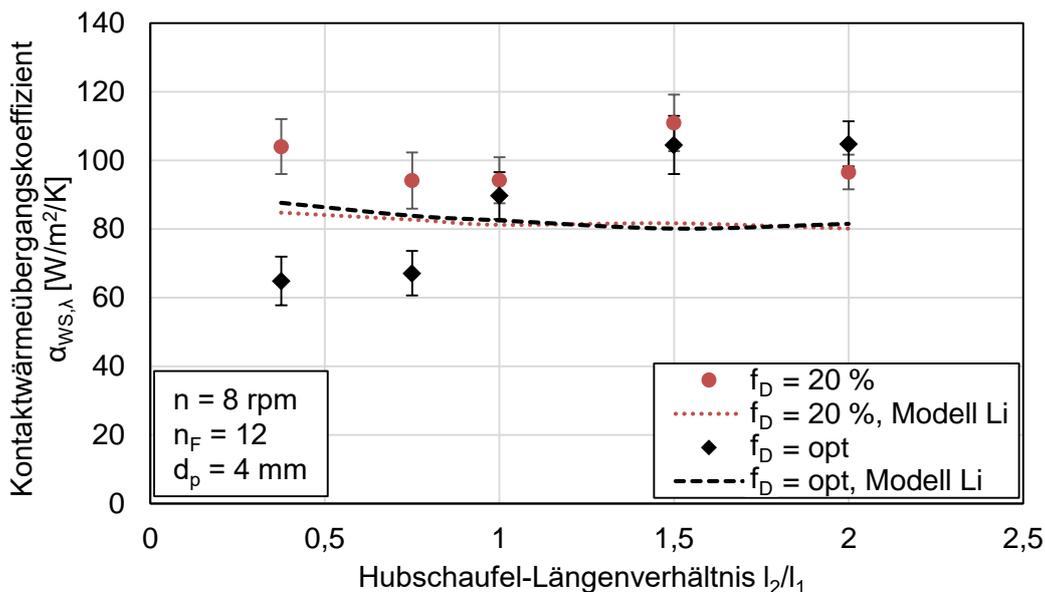
**Abbildung 76:** Kontaktwurreubergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Langungsverhaltnis bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm



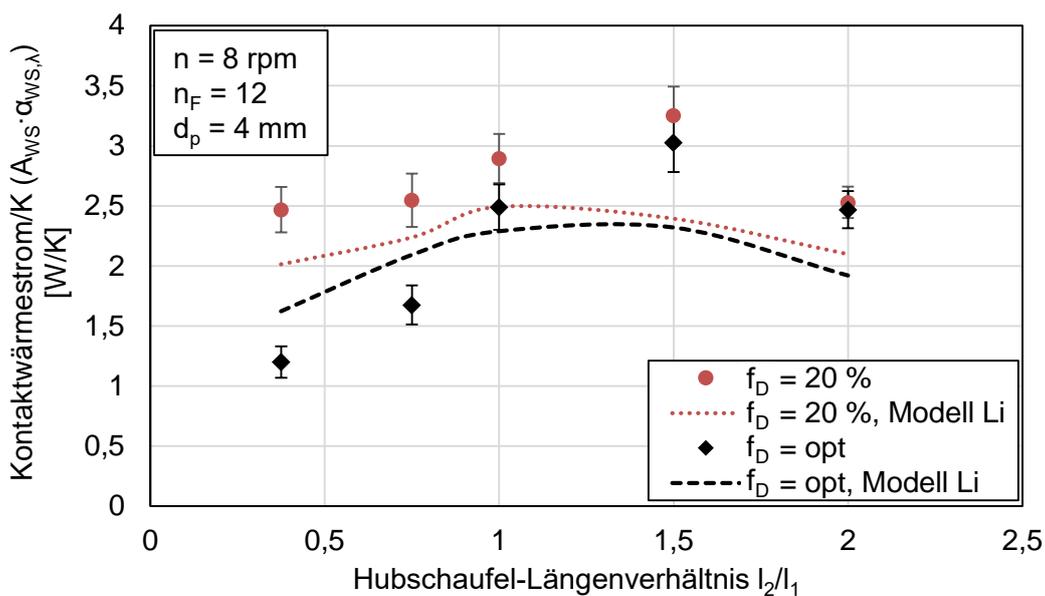
**Abbildung 77:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm

In Abbildung 78 ist ebenfalls der Kontaktwärmeeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis, jedoch bei einer Drehzahl von 8 rpm, gezeigt. Auch hier ist ein asymptotisches Zusammenlaufen der Messwerte mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zu sehen. Die Modellwerte liegen in diesem Fall näher an den Messwerten. Erneut werden bei höherem Füllungsgrad größere Kontaktwärmeeübergangskoeffizienten von 95 bis 115 W/m<sup>2</sup>/K gemessen. Beim optimalen Füllungsgrad liegen die Werte zwischen 65 und 105 W/m<sup>2</sup>/K. Lediglich bei dem größten Hubschaufel-Längenverhältnis, bei dem bei hohen Drehzahlen Be- und Entladungsprobleme auftreten, werden bei kleinerem Füllungsgrad höhere Kontaktwärmeeübergangskoeffizienten gemessen.

Um den Einfluss der sich ändernden Kontaktfläche zu eliminieren, wird erneut der Kontaktwärmestrom/K betrachtet (s. Abbildung 79). Der höchste Kontaktwärmestrom/K wird unabhängig vom Füllungsgrad bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1,5 erreicht. Höhere Füllungsgrade wirken sich positiv auf den Kontaktwärmestrom/K aus. Das Modell von Li et al. kann die Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis sowohl qualitativ als auch quantitativ in guter Näherung abbilden, wobei der maximale Wärmestrom/K bei einem Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 berechnet wird.



**Abbildung 78:** Kontaktwurreibergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Langungsverhaltnis bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm



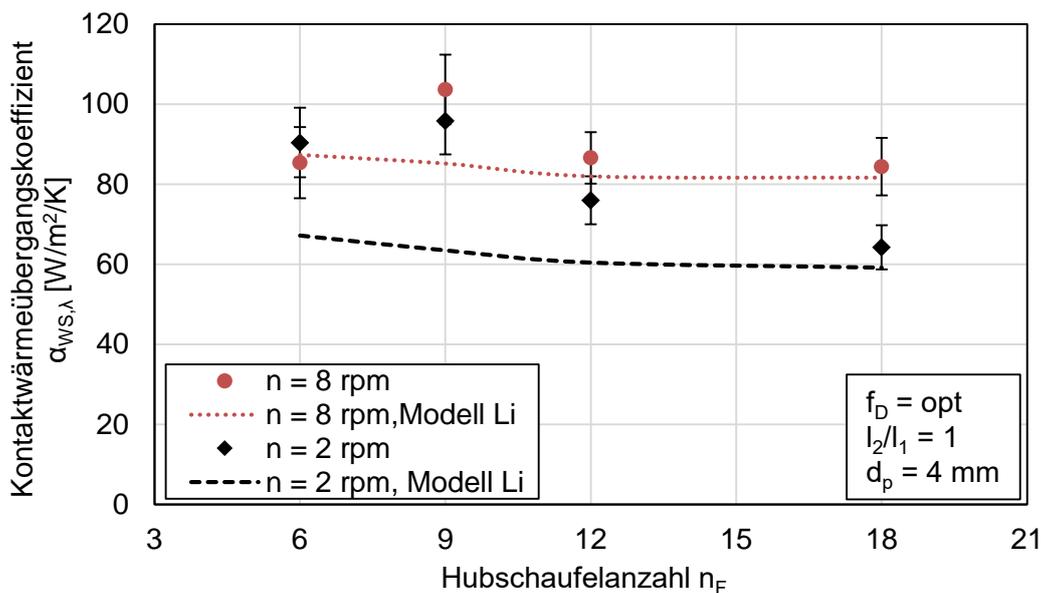
**Abbildung 79:** Kontaktwurreistrom/K in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Langungsverhaltnis bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm

#### 3.4.2.4 Einfluss der Hubschaufelanzahl

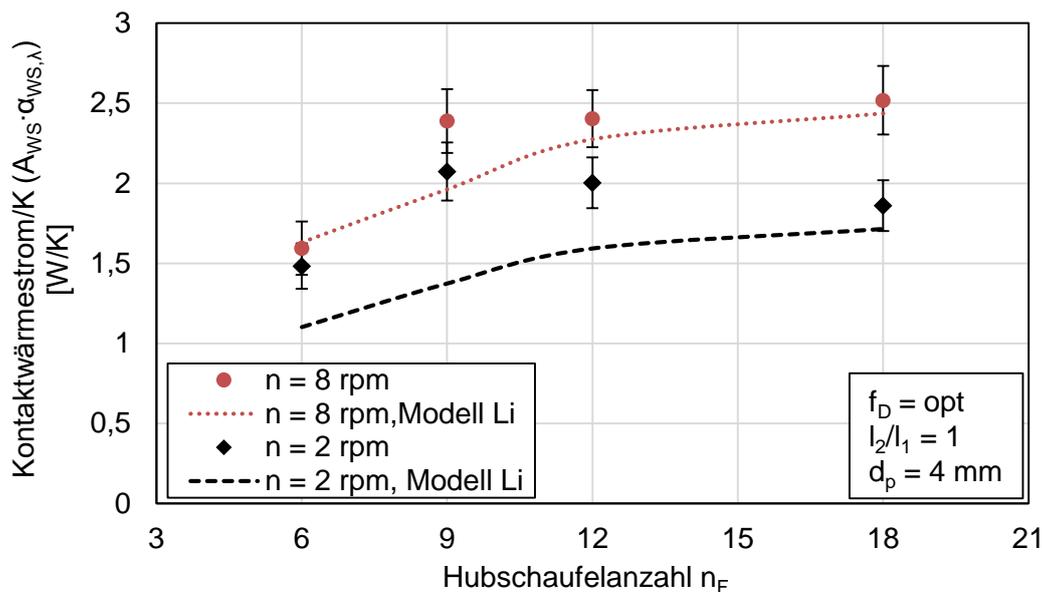
Die Hubschaufelanzahl beeinflusst den Kontaktwurreibergang durch eine Steigerung der Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttung (vgl. Kapitel 2.3.5.4) mit steigender Hubschaufelanzahl. Zudem werden mit höherer Hubschaufelanzahl mehr Partikel in die Luftphase gebracht (vgl. Kapitel 2.3.3.4), wodurch die thermische Durchmischung des Schüttbetts verbessert und der Penetrationswiderstand verringert werden.

In Abbildung 80 ist der Einfluss der Hubschaufelanzahl auf den Kontaktwarmeubergangskoeffizienten bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad dargestellt. Dabei nimmt der Koeffizient mit steigender Hubschaufelanzahl leicht ab: von 95 auf 65 W/m<sup>2</sup>/K bei 2 rpm. Bei höherer Drehzahl werden höhere Koeffizienten gemessen (85 – 105 W/m<sup>2</sup>/K bei 8 rpm). Das Modell von Li et al. kann die Messwerte in hinreichender Näherung abbilden.

Mit steigender Hubschaufelanzahl steigen sowohl der optimale Füllungsgrad (vgl. Kapitel 2.3.1) als auch der Füllwinkel (vgl. Kapitel 2.3.5.4). Die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut nimmt dadurch zu. Werden die oben dargestellten Kontaktwarmeubergangskoeffizienten mit dieser Kontaktfläche multipliziert, ergibt sich der in Abbildung 81 dargestellte Kontaktwärmestrom/K. Dieser nimmt mit steigender Hubschaufelanzahl zu und weist bei höherer Drehzahl höhere Werte auf. Bis auf eine Abweichung bei 9 Hubschaufeln und 2 rpm stimmen Mess- und Modellwerte gut überein.



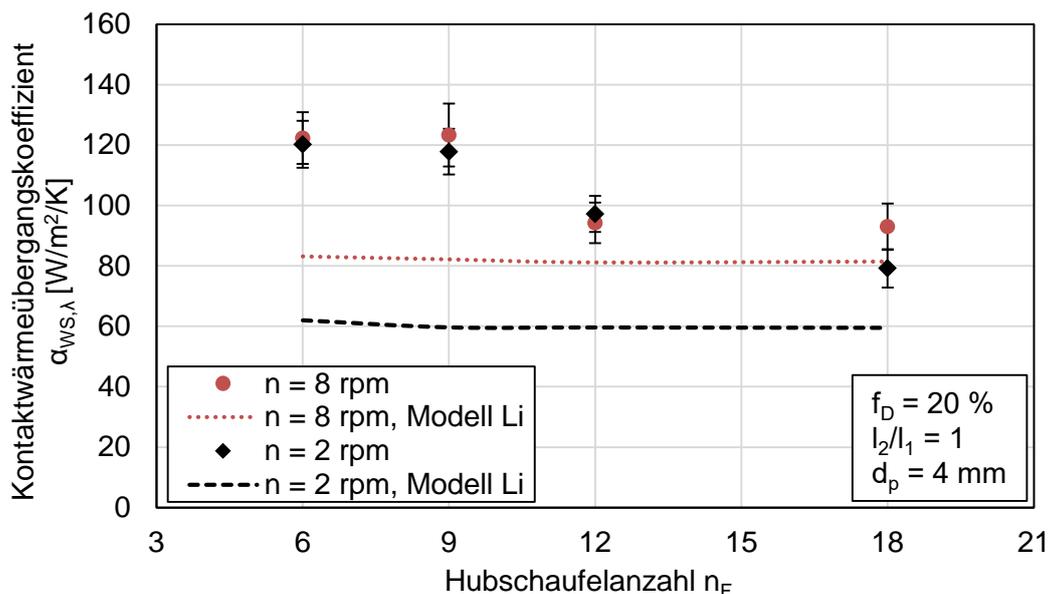
**Abbildung 80:** Kontaktwarmeubergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad



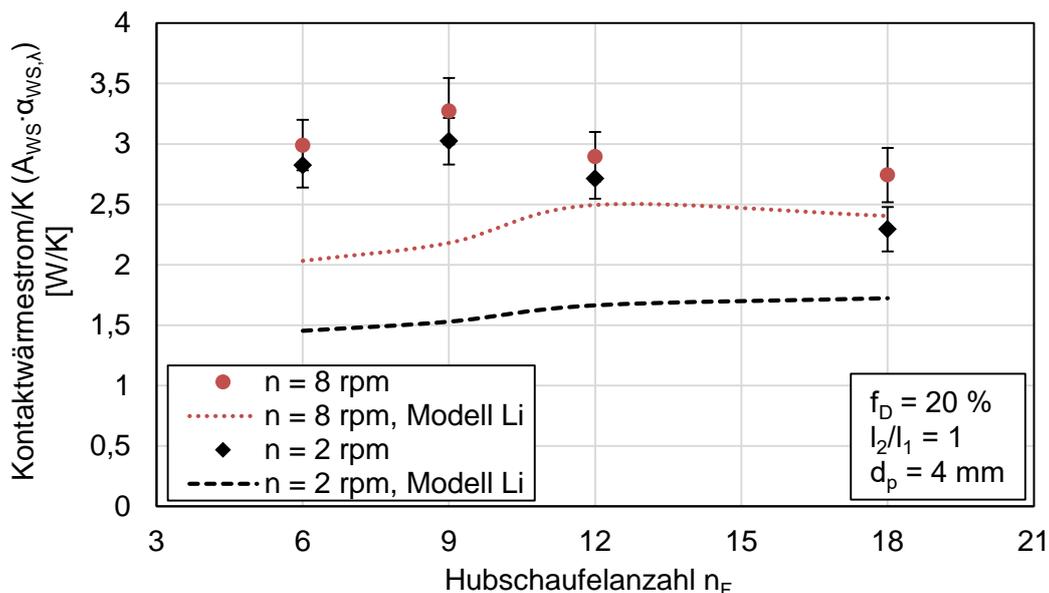
**Abbildung 81:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl und jeweils optimalem Füllungsgrad

Wird der Kontaktwärmeübergangskoeffizient bei konstantem Füllungsgrad von 20 % analysiert, zeigt sich der in Abbildung 82 dargestellte Trend. Die Koeffizienten nehmen mit steigender Hubschaufelanzahl ab: von 120 auf 80 (2 rpm) bzw. von 120 auf 95 W/m<sup>2</sup>/K (8 rpm). Ein signifikanter Einfluss der Drehzahl ist nicht mehr vorhanden. Bei kleinen Hubschaufelanzahlen liegen die Messwerte deutlich über den Modellwerten. In diesen Fällen ist die Drehtrommel stark überbeladen. Die optimalen Füllungsgrade liegen bei 5,3 % (6 Hubschaufeln) bzw. 7,6 % (9 Hubschaufeln). Mit steigender Hubschaufelanzahl geht der Beladungszustand der Drehtrommel bei 20 % Füllungsgrad weiter in Richtung der optimalen Beladung (optimaler Füllungsgrad bei 18 Hubschaufeln 14,8 %). Diesen Zustand scheint das Modell besser abbilden zu können. Modell- und Messwerte liegen dann nah beieinander.

Da bei konstantem Füllungsgrad die Variation der Hubschaufelanzahl nur einen geringen Einfluss auf die Kontaktfläche zwischen Ofenwand und Schüttgut hat, zeigt sich beim Kontaktwärmestrom/K ein zum Kontaktwärmeübergangskoeffizienten vergleichbarer Trend (s. Abbildung 83). Der Kontaktwärmestrom/K nimmt mit steigender Hubschaufelanzahl ab. Das zeigt, dass eine Verteilung des Schüttguts auf mehr Hubschaufeln negative Auswirkung auf den Kontaktwärmeübergang hat. Es befinden sich mehr Partikel in ruhenden Hubschaufelschüttungen mit hohen Penetrationswiderständen. Gleichzeitig sinkt der Anteil der Partikel im sich umwälzenden Schüttbett. Das Modell kann erneut tendenziell die Messwerte bei hohen Hubschaufelanzahlen abbilden. Bei geringer Hubschaufelanzahl liegen die Messwerte über denen des Modells.



**Abbildung 82:** Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad



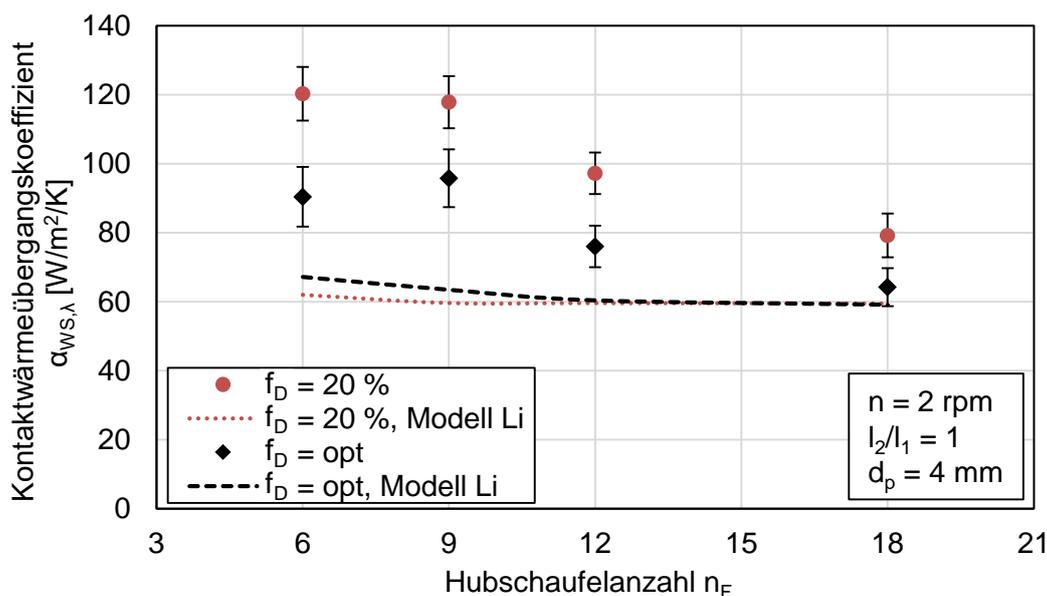
**Abbildung 83:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl und konstantem Füllungsgrad

In Abbildung 84 ist der Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei jeweils optimalem sowie konstantem Füllungsgrad (20 %) gezeigt. Mit steigender Hubschaufelanzahl nehmen die Kontaktwärmübergangskoeffizienten ab. Bei hohem Füllungsgrad werden höhere Koeffizienten gemessen: 80 – 120 W/m<sup>2</sup>/K im Vergleich zu 65 – 95 W/m<sup>2</sup>/K beim jeweils geringeren optimalen Füllungsgrad. Der Unterschied zwischen den Füllungsgraden nimmt mit steigender

Hubschaufelanzahl ab, wodurch sich auch die gemessenen Kontaktwurreubergangskoeffizienten aneinander annahren. Das Modell von Li et al. kann die Messwerte qualitativ gut abbilden. Besonders bei hohem Füllungsgrad sind die Modellwerte jedoch zu gering.

Dieser Unterschied zeigt sich immer noch, wenn die Kontaktfläche mit einbezogen wird, wie in Abbildung 85 zu sehen ist. Für den Fall des optimalen Füllungsgrades nimmt der Kontaktwurrestrom/K mit steigender Hubschaufelanzahl leicht zu. Diesen Trend bildet das Modell von Li et al. qualitativ gut ab. Bei höherem Füllungsgrad ist eine starke Diskrepanz zwischen Mess- und Modellwerten zu sehen. Eine Erhöhung des Füllungsgrades bewirkt dabei deutlich höhere Kontaktwurrestrome/K.

Bei höherer Drehzahl wird der Unterschied zwischen den betrachteten Füllungsgraden verringert. Bei Hubschaufelanzahlen von 12 und 18 sind sowohl der Kontaktwurreubergangskoeffizient (Abbildung 86) als auch der Kontaktwurrestrom/K (Abbildung 87) nahezu unabhängig vom Füllungsgrad und werden gut vom Modell von Li et al. abgebildet. Lediglich bei kleinen Hubschaufelanzahlen ist ein Unterschied zwischen den betrachteten Füllungsgraden zu sehen. Das deutet auf eine bessere thermische Durchmischung bei hohen Drehzahlen hin, wodurch die Unterschiede im Bewegungsverhalten bei Variation des Füllungsgrades teilweise aufgehoben werden. Das Modell eignet sich gut um den Kontaktwurreubergangskoeffizienten und den Kontaktwurrestrom/K bei optimalem Füllungsgrad abzubilden.



**Abbildung 84:** Kontaktwurreubergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm

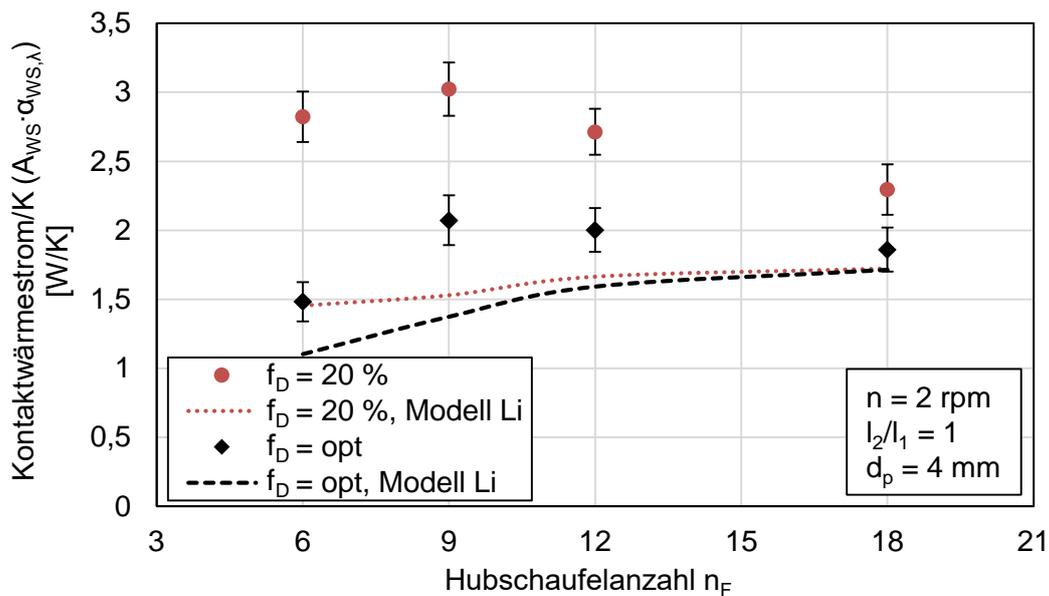


Abbildung 85: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 2 rpm

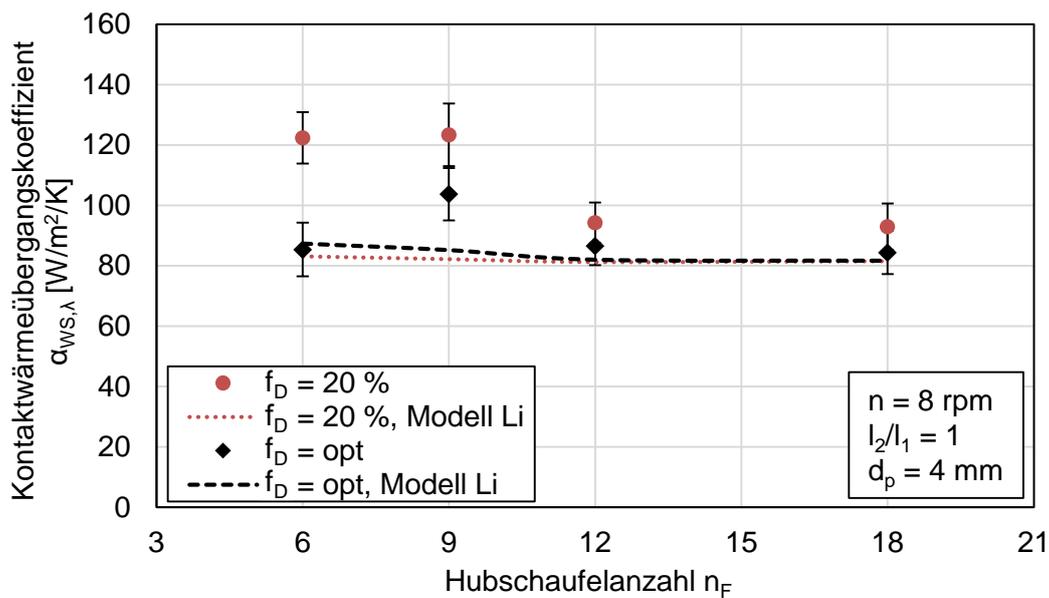
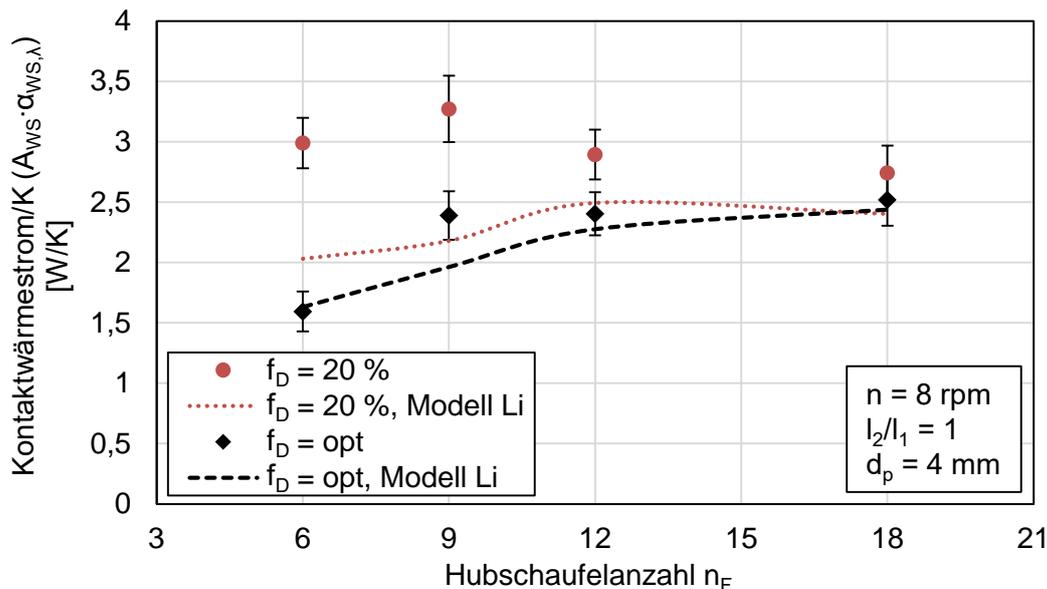


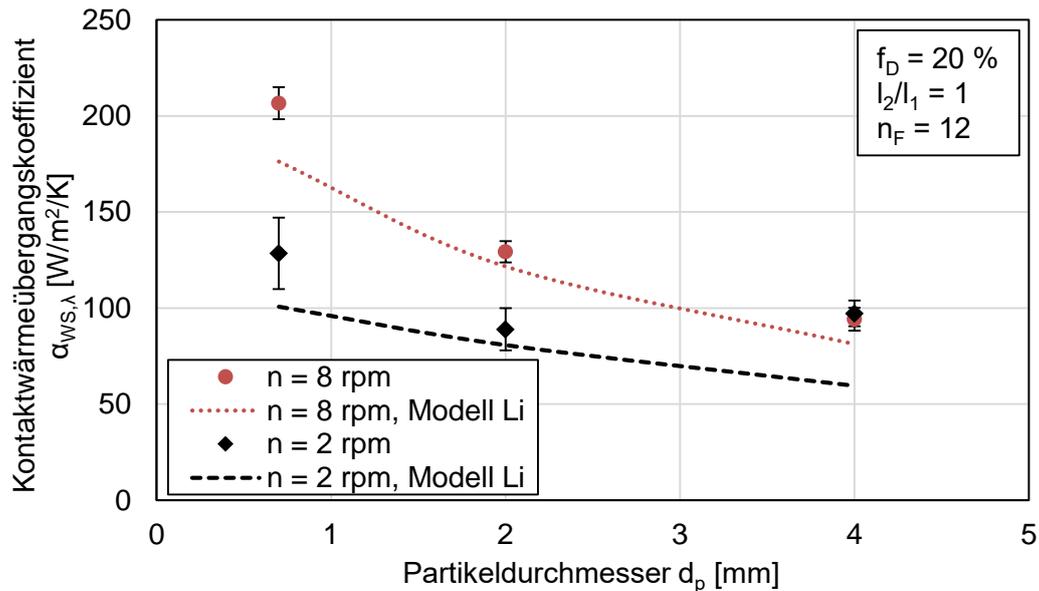
Abbildung 86: Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm



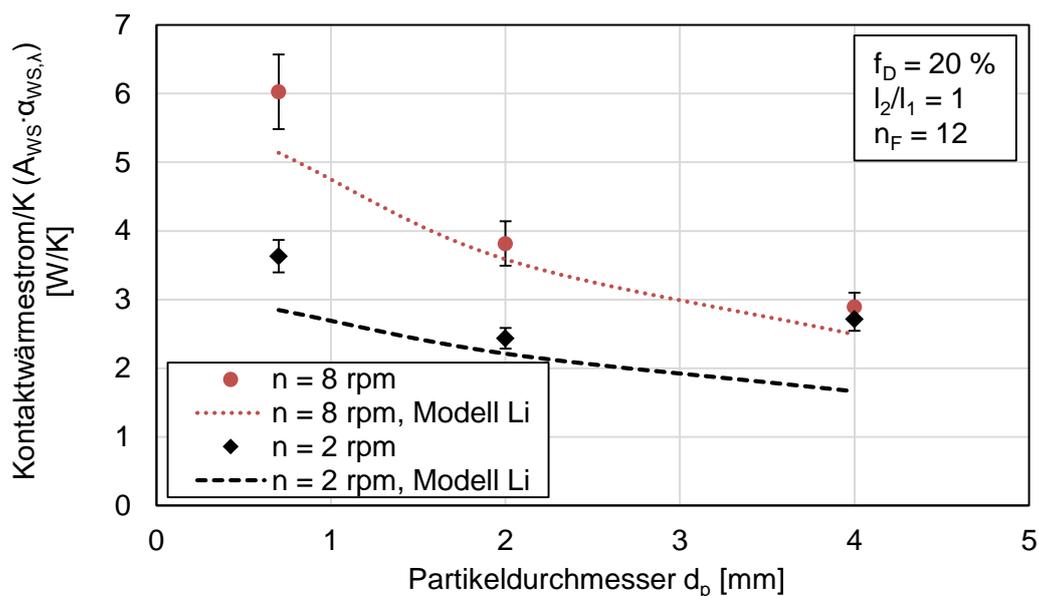
**Abbildung 87:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades und konstanter Drehzahl 8 rpm

#### 3.4.2.5 Einfluss des Partikeldurchmessers

Der Partikeldurchmesser hat einen signifikanten Einfluss auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten, wie sich in Abbildung 88 zeigt und auch aus den Gleichungen (36) und (37) hervorgeht. Je größer der Partikeldurchmesser wird, umso größer sind auch die gasgefüllten Zwischenräume, die als Widerstand beim Kontaktwärmeübergang wirken. Bei 0,7 mm Glaskugeln beträgt der Kontaktwärmeübergangskoeffizient 130 (2 rpm) bzw. 210 W/m<sup>2</sup>/K (8 rpm). Bei 2 mm Glaskugeln verringern sich die Koeffizienten auf 90 (2 rpm) bzw. 130 W/m<sup>2</sup>/K (8 rpm). Bei den größten untersuchten Partikeln mit 4 mm Durchmesser liegen die Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei 95 W/m<sup>2</sup>/K. Qualitativ sowie quantitativ werden die Messwerte gut durch das Modell von Li et al. abgebildet. Lediglich beim größten Partikeldurchmesser wird der Einfluss der Drehzahl nicht korrekt abgebildet. Die beschriebenen Trends lassen sich auf den Kontaktwärmestrom/K übertragen, der ebenfalls mit dem Partikeldurchmesser abnimmt (s. Abbildung 89).

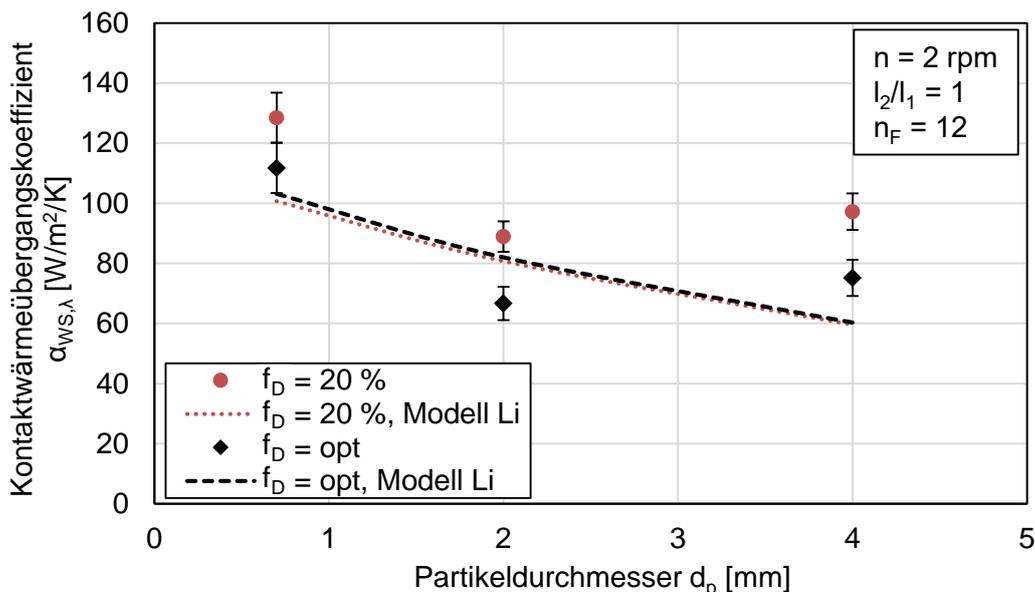


**Abbildung 88:** Kontaktwarmeubergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation der Drehzahl

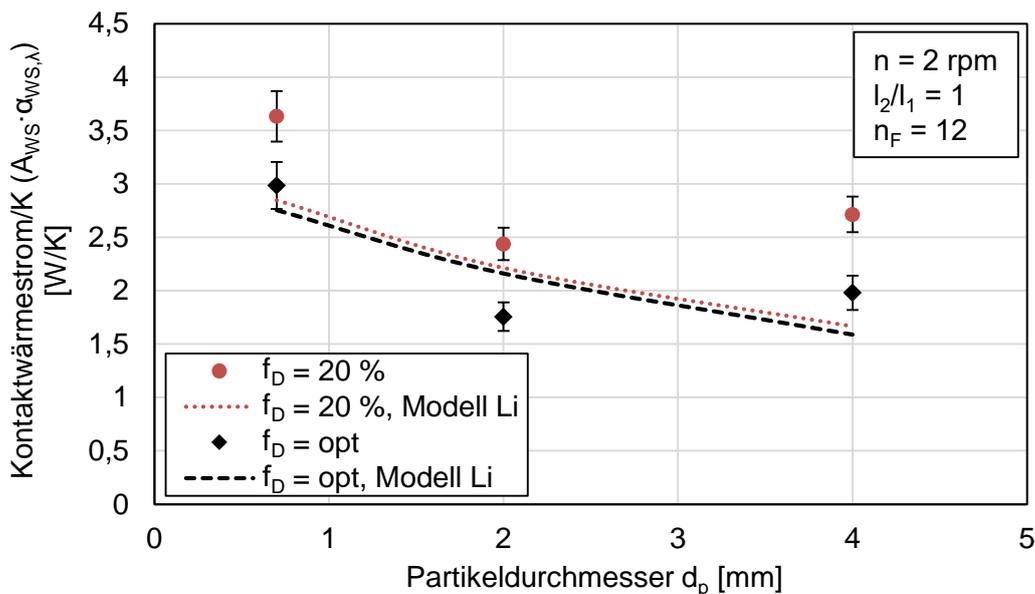


**Abbildung 89:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation der Drehzahl

Auch in Abbildung 90 nimmt der Kontaktwarmeubergangskoeffizient zunächst mit dem Partikeldurchmesser ab. Von 2 auf 4 mm Partikeldurchmesser steigt der Kontaktwarmeubergangskoeffizient jedoch leicht an. Bei optimalem Füllungsgrad ist das Modell von Li et al. quantitativ in guter Näherung zu den gemessenen Kontaktwarmeubergangskoeffizienten. Selbiges gilt auch für den in Abbildung 91 dargestellten Kontaktwärmestrom/K.



**Abbildung 90:** Kontaktwarmenubergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 2 rpm



**Abbildung 91:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 2 rpm

Bei einer höheren Drehzahl von 8 rpm gibt das Modell von Li et al. die Abhängigkeit des Kontaktwarmenubergangskoeffizienten vom Partikeldurchmesser in guter Näherung wieder, wie Abbildung 92 zeigt. Die gemessenen Kontaktwarmenubergangskoeffizienten sinken von 220 W/m<sup>2</sup>/K ( $d_p = 0,7$  mm) auf 95 W/m<sup>2</sup>/K ( $d_p = 4$  mm). Der Einfluss des Füllungsgrades ist bei der hohen Drehzahl vernachlässigbar gering.

In Abbildung 93 zeigt sich, dass auch der Kontaktwärmestrom/K mit größer werdendem Partikeldurchmesser abnimmt. Der Einfluss des Füllungsgrades ist bei der Drehzahl von 8 rpm zu vernachlässigen. Die gemessenen Kontaktwärmeströme/K können qualitativ und quantitativ gut mit dem Modell von Li et al. abgebildet werden.

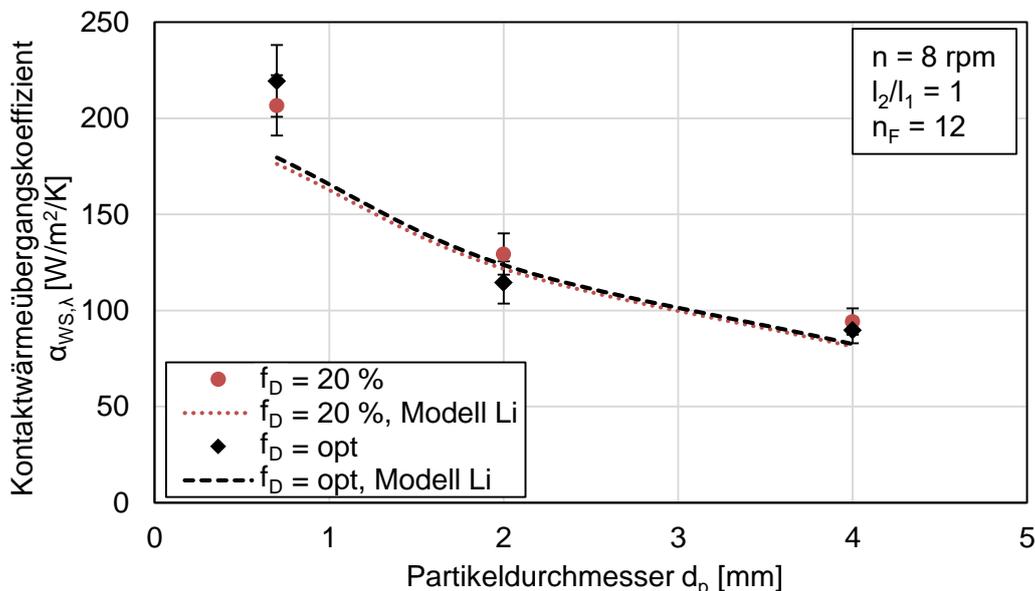


Abbildung 92: Kontaktwärmübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 8 rpm

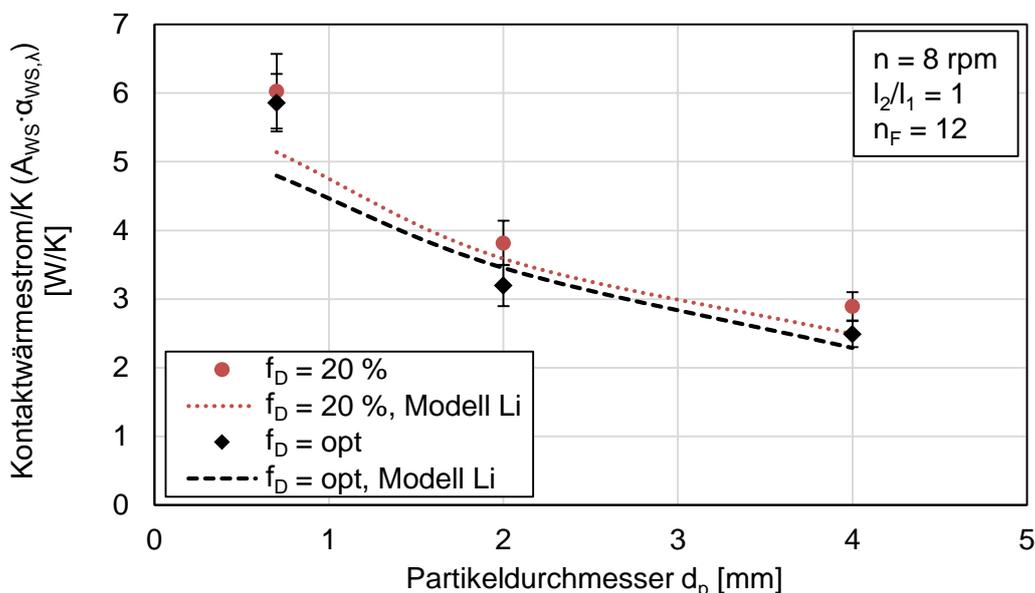
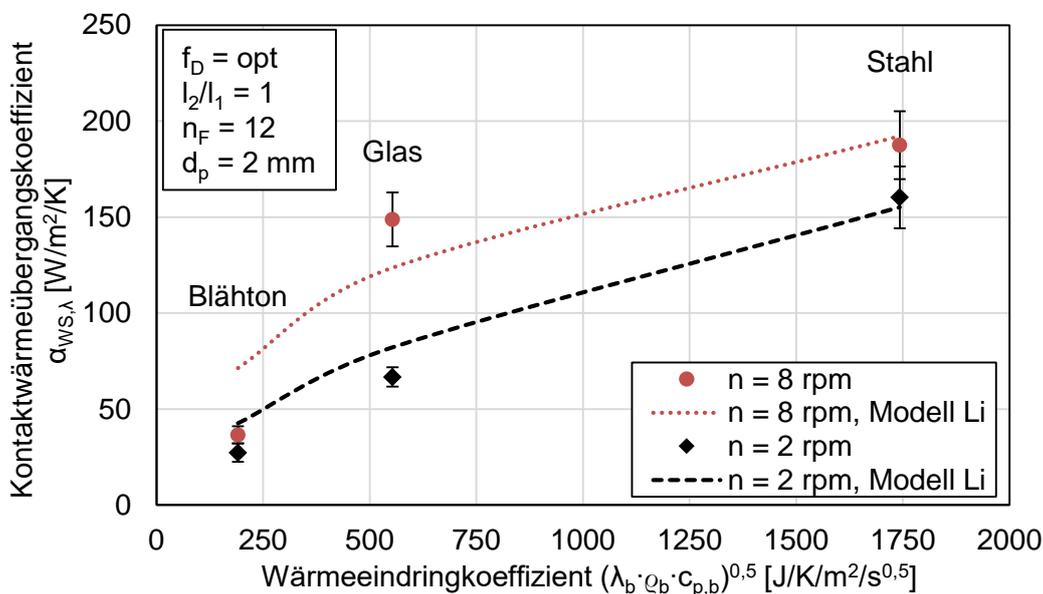


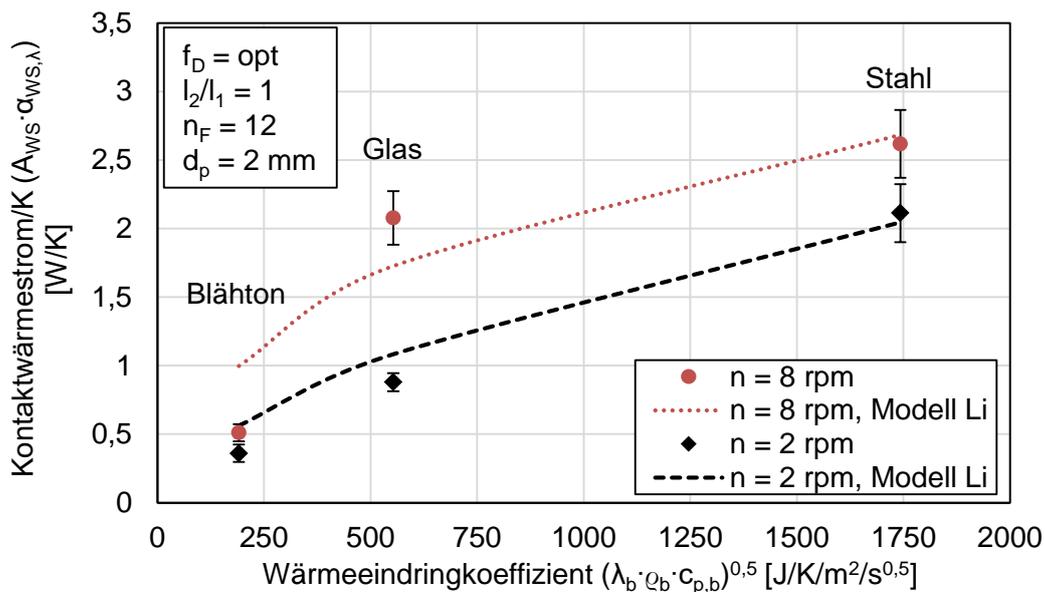
Abbildung 93: Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation des Füllungsgrades und einer Drehzahl von 8 rpm

### 3.4.2.6 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient

Abbildung 94 zeigt den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit vom Wärmeeindringkoeffizienten, der die Schüttdichte, die Wärmeleitfähigkeit und die spezifische Wärmekapazität der Materialien beinhaltet (vgl. Gleichung (40)). Die untersuchten Materialien sind Blähton, Glas und Stahl (1.4301), deren Wärmeeindringkoeffizienten in dieser Reihenfolge ansteigen. Es zeigt sich eine Zunahme des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Wärmeeindringkoeffizienten. Dieser Trend ist in Übereinstimmung mit dem Modell von Li et al. Im Modell werden jedoch für Blähton bei 8 rpm um den Faktor zwei höhere Kontaktwärmeübergangskoeffizienten berechnet als gemessen werden. Dies kann auf die Porosität des Blähtons zurückgeführt werden. Durch die vielen Hohlräume im Blähton entstehen zusätzliche Wärmeübergangswiderstände, wodurch der gemessene Kontaktwärmeübergangskoeffizient verringert wird. Da der Wärmeeindringkoeffizient, der die Schüttdichte beinhaltet, einen vernachlässigbaren Einfluss auf das Bewegungsverhalten hat, sind die Kontaktflächen unabhängig vom Wärmeeindringkoeffizienten. Dadurch sind die beschriebenen Trends auch beim Kontaktwärmestrom/K zu beobachten (s. Abbildung 95).



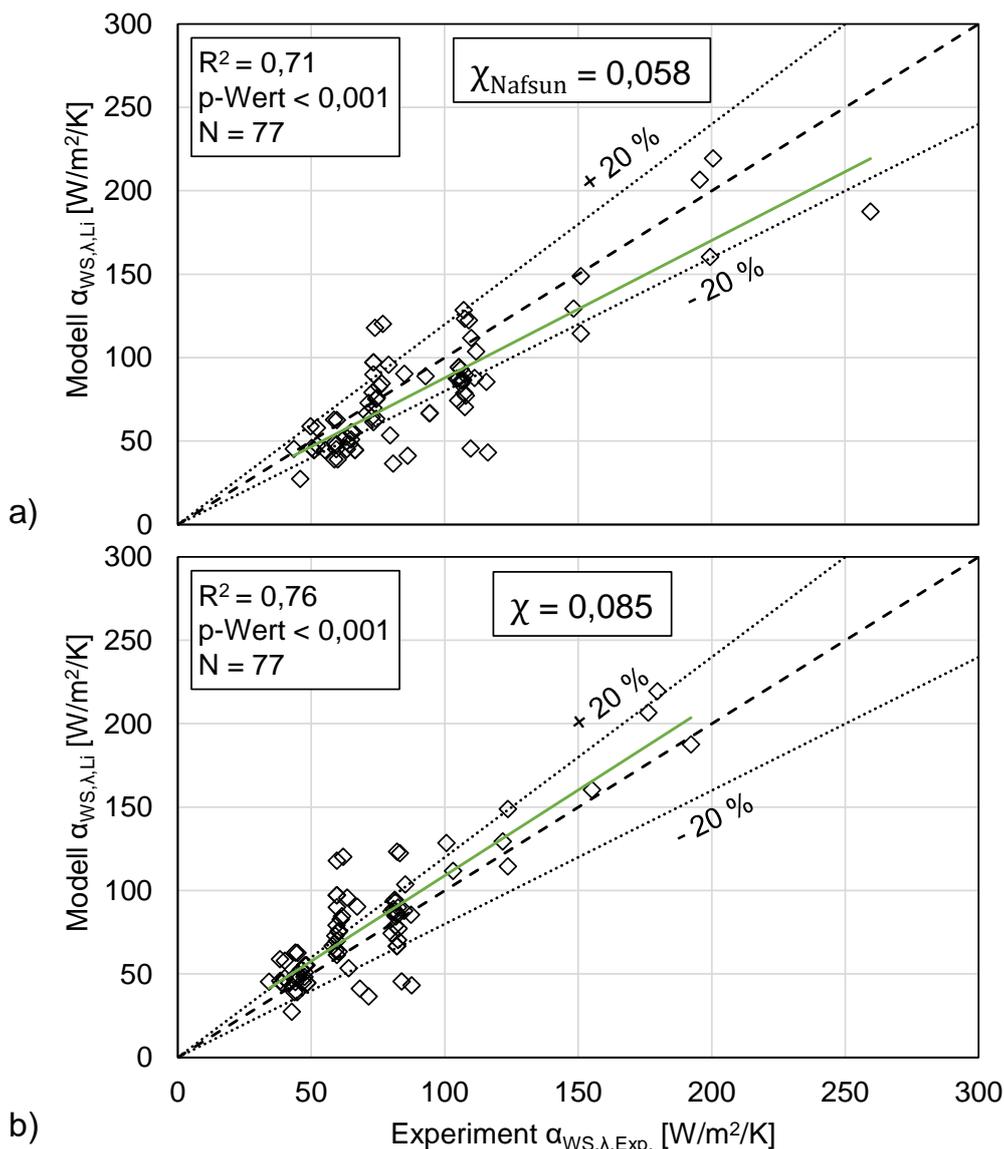
**Abbildung 94:** Kontaktwärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit vom Wärmeeindringkoeffizienten (Blähton, Glas, Stahl 1.4301)



**Abbildung 95:** Kontaktwärmestrom/K in Abhängigkeit vom Wärmeeindringkoeffizienten (Blähton, Glas, Stahl 1.4301)

### 3.4.3 Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten

In Abbildung 96 sind alle gemessenen Kontaktwärmübergangskoeffizienten mit den jeweils dazu berechneten Modellwerten nach Li et al. [113] dargestellt. Die lineare Regressionsanalyse zeigt, dass mit einem Kontaktwärmewiderstandsbeiwert von  $\chi = 0,085$  nach Sullivan und Sabersky [136] (Abbildung 96b) eine bessere Korrelation erzielt wird als mit dem von Nafsun [123] ermittelten Wert von  $\chi_{\text{Nafsun}} = 0,058$  (Abbildung 96a). Zudem ist zu sehen, dass die Messwerte sehr gut durch die Modellwerte angenähert werden können ( $R^2 = 0,76$ ). Es ergibt sich eine positive Korrelation und das Ergebnis ist aufgrund des geringen p-Wertes ( $< 0,001$ ) als hoch signifikant anzusehen. Das bedeutet außerdem, dass das Modell für den Kontaktwärmübergang im Drehrohr ohne Hubschaufeln ebenfalls im Drehrohr mit Hubschaufeln angewandt werden kann. Einschränkend ist anzumerken, dass das Modell – wie in den vorangegangenen Kapiteln gezeigt – die Abhängigkeit vom Füllungsgrad sowie von den Hubschaufeldesignparametern ( $l_2/l_1$ ,  $n_F$ ) teils unzureichend oder mit inversen Trends darstellt.



**Abbildung 96:** Vergleich von experimentell bestimmten und nach dem Modell von Li et al. [113] berechneten Kontaktwarmeubergangskoeffizienten. Die lineare Regression liefert in der vorliegenden Studie eine bessere Korrelation für einen Kontaktwärmewiderstandsbeiwert von  $\chi = 0,085$  (b) im Vergleich zu dem von Nafsun [123] bestimmten Wert von  $\chi_{\text{Nafsun}} = 0,058$  (a).

### 3.5 Schlussfolgerung zum Kontaktwärmeübergang

In einem indirekt beheizten Batch-Drehrohr im Pilotmaßstab wurde das instationäre Aufheizen von Schüttgut durch Thermoelemente in verschiedenen radialen und axialen Positionen sowie kontinuierlich über den Umfang des Drehrohres gemessen. Dabei wurden Betriebs-, Hubschaufeldesign- und Materialparameter variiert. Mit Hilfe der zuvor bestimmten Kontaktfläche zwischen Schüttgut und Drehrohrwand wurden die ablaufenden Wärmeübergänge bilanziert und final der Kontaktwarmeubergangskoeffizient bestimmt sowie parameterabhängig dargestellt. Der Kontaktwärmeübergang korreliert positiv mit der Drehzahl sowie dem Wärmeeindringkoeffizienten. Ebenso wer-

den mit höherem Füllungsgrad größere Kontaktwarmeubergangskoeffizienten gemessen. Das ist ein zum unbeschaukelten Drehrohr inverses Verhalten. Begründet werden kann das mit der bei höherem Füllungsgrad verbesserten thermischen Durchmischung im Schüttbett. Gleichzeitig wird mit steigendem Füllungsgrad der Anteil der ruhenden Hubschaufelschüttung, die einen hohen Penetrationswiderstand darstellt, verringert. Die Abhängigkeit des Kontaktwarmeubergangskoeffizienten vom Hubschaufel-Längenverhältnis ist vernachlässigbar. Eine steigende Hubschaufelanzahl wirkt sich bei konstantem Füllungsgrad negativ auf den Kontaktwarmeubergangskoeffizienten aus. Mit beiden Hubschaufelparametern nimmt die Kontaktfläche jedoch zu, wodurch der Kontaktwärmestrom/K mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ansteigt und nahezu unabhängig von der Hubschaufelanzahl ist. Verschlechtert wird der Kontaktwärmeübergang durch größere Partikeldurchmesser. Ein Abgleich der Messwerte mit dem Modell zur Berechnung des Kontaktwarmeubergangskoeffizienten nach Li et al. [113] ergibt gute Übereinstimmung. Die mathematische Beschreibung des Kontaktwärmeübergangs ist Grundlage für die folgende Analyse des konvektiven Wärmeübergangs am Partikelschleier.



# 4 Konvektiver Wärmeübergang am Partikelschleier

## 4.1 Stand der Forschung

Zur Konvektion im Drehrohr existiert zahlreiche Literatur. Darin wird meist die Konvektion an der Schüttbettoberfläche thematisiert. Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier hingegen ist empirisch sowie analytisch/numerisch wenig erforscht. Gnielinski [137, 138] veröffentlichte 1975 Nusselt-Korrelationen, mit denen der konvektive Wärmeübergang an überströmten Platten und Kugeln (laminarer bis turbulenter Bereich) sowie durchströmten Rohren (Übergangs- und turbulenter Bereich) berechnet werden kann. 1995 wurde von Gnielinski [139] eine überarbeitete Gleichung zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Strömung in durchströmten Rohren vorgestellt. Hsiau und Hunt [140] untersuchten 1993 den Einfluss der Schüttbettdurchmischung auf den Wärmeübergang mittels theoretischer Gastheorie. Sie nahmen an, dass sich die Partikel in der Schüttung wie Moleküle im Gas bewegen. Mit Hilfe der entwickelten Analytik wurden effektive thermische Leitfähigkeiten im Schüttbett berechnet und anschließend mit empirischen Daten verglichen. Dabei zeigten sich quantitativ große Unterschiede. Begründet wurden die Unterschiede durch die Annahmen von gleichmäßigen Partikel-Interaktionen sowie einer gleichmäßigen Temperaturverteilung im Schüttbett. Zudem lassen sich die lokale Schüttgut- und Schüttbettdichte schwer ermitteln, wodurch diese als konstant angenommen werden müssen. Boateng [141] postulierte 1998, dass die kinetische Gastheorie dann Anwendung finden kann, wenn eine entsprechend hohe Drehzahl vorliegt. Die Partikeldiffusion verbessert dann den gesamten Wärmeübergang im Schüttbett. Ein von Boateng und Barr [142] 1996 vorgestelltes Modell ermöglicht die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs von der Gasphase auf die freie Schüttbettoberfläche. Darin wird die zweidimensionale transversale Partikelbewegung an eine eindimensionale Pfropfenströmung gekoppelt, womit sich dreidimensionale Temperaturprofile des Schüttbetts berechnen lassen. Das Modell hat experimentell gemessene Temperaturprofile sehr gut abgebildet. Unter der Annahme von

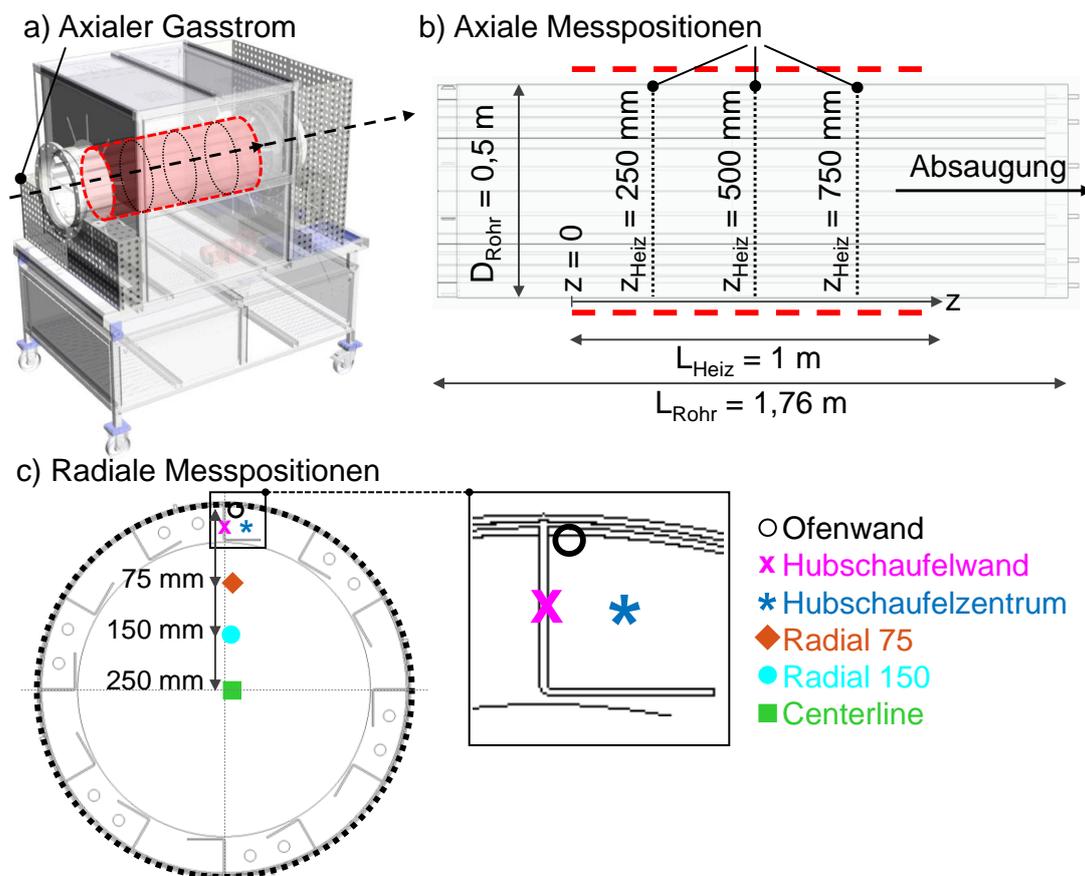
einem ideal durchmischten Schüttbett zeigten Boateng und Barr, dass bei hohen Drehzahlen isotherme Temperaturprofile auftreten. Dies war ein erster Hinweis auf die 1998 postulierte Übertragung der kinetischen Gastheorie auf das Schüttbett in Drehrohren. Die empirische Beschreibung der Konvektion am Partikelschleier erweist sich als besonders komplex. Dafür muss die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas und Partikel bekannt sein. Die Fallgeschwindigkeit der Partikel ist positionsabhängig, kann jedoch unter der Annahme eines freien Falls berechnet werden. Trotzdem unterliegt diese Geschwindigkeit Ungenauigkeiten, da die Fallgeschwindigkeit der Partikel im Schleier größer ist als beim Fall des Einzelpartikels [143, 144]. Das Gas strömt in axialer Richtung mit bekannter mittlerer Geschwindigkeit durch das Drehrohr. Bereits in Drehrohren ohne Einbauten zeigen sich jedoch asymmetrische Strömungsprofile im Querschnitt [145]. In Drehrohren mit Hubschaufeln beeinflussen sich zusätzlich die Gasströmung und die fallenden Partikelschleier [102, 146]. Die fallenden Partikelschleier verdrängen das Gas, wodurch eine horizontale sowie nach oben gerichtete Gasbewegung und Turbulenzen hervorgerufen werden [144]. Zudem entstehen durch die sich ändernden Positionen der Partikelschleier horizontale Fluktuationen. Zur Beschreibung der Relativgeschwindigkeit müssen daher Annahmen getroffen werden. Neben der Relativgeschwindigkeit muss auch die Kontaktfläche zwischen Partikel und Gas bekannt sein. Wird davon ausgegangen, dass alle Partikel gleichermaßen mit dem Gas im Wärmeaustausch stehen, ergibt sich die Kontaktfläche als Summe der Partikeloberflächen in der Luftphase. Wird angenommen, dass die Partikelschleier umströmt werden, liegen überströmte Platten vor [102], deren Oberflächen sich aus der Höhe und der Länge der Partikelschleier ergeben. Evripidis und Schlünder [101] haben eine konstante Gasgeschwindigkeit im Querschnitt und einzeln überströmte Partikel angenommen. Die getroffenen Annahmen wurden nach Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten durch einen Korrekturfaktor berücksichtigt. Konkrete Werte für den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten werden jedoch nicht präsentiert. Evripidis [147] und Blumberg [148] zeigten, dass der konvektive Wärmeübergang bei Annahme von umströmten Einzelkugeln nahezu unabhängig von der Drehzahl ist. Nach Baker [102] müssten jedoch nicht die Einzelpartikel, sondern der Schleier als Platte betrachtet werden. Für diese Annahme stellt Blumberg [148] eine Approximation zwischen Messwerten aus der Literatur und eigenen Messwerten auf. Die Approximation kann die Messwerte gut abbilden. Wardjiman und Rhodes [149] analysierten 2009 den Wärmeübergang an einem einzelnen fallenden Partikelschleier, der von Gas um-

bzw. durchströmt wird. Mit Hilfe der Messergebnisse konnte ein Modell entwickelt werden, das die Partikeltemperatur gut wiedergibt. Die Gastemperatur hingegen wird nur unzureichend berechnet. Als Ursache wird die Annahme von gleichmäßiger Gasströmung genannt, die jedoch nicht vorliegt. Eine ähnliche Studie stellten Afshar und Sheehan [150-152] vor. Sie untersuchten ebenfalls den Wärmeübergang an einem einzelnen Partikelschleier und entwickelten im Anschluss ein CFD (Computational Fluid Dynamics) Modell zur Berechnung der mittleren Schleiertemperatur. Das Modell kann die Messungen mit kleinen Partikeln ( $d_p = 0,29 \text{ mm}$ ) gut abbilden. Bei Partikeln geringfügig größeren Durchmessers ( $d_p = 0,4 \text{ mm}$ ) treten jedoch bereits große Diskrepanzen zwischen den gemessenen und modellierten Temperaturen auf. Die Autoren begründen die Diskrepanz mit der Annahme einer einheitlichen Partikelgröße, obwohl eine breite Partikelgrößenverteilung vorliegt. 2017 stellten Afshar und Sheehan [153] eine infrarotbasierte Messtechnik vor, mit der das Temperaturprofil von heißen Partikelschleiern, die durch kühle Luft fallen, veranschaulicht werden kann. Die präsentierten Ergebnisse lassen vermuten, dass die Porosität des Schleiers einen erheblichen Einfluss auf den Wärmeübergang hat. Durch Verringerung des Partikelmassenstroms sowie Erhöhung der initialen Schleierbreite wird der Wärmeübergang verbessert. Quantitative Aussagen zur Beeinflussung des Wärmeübergangs werden jedoch nicht getroffen. In einer nachfolgenden Studie nutzten Afshar und Sheehan [154] die Infrarotbilder, um ein CFD Modell aufzustellen. Mit Hilfe des CFD Modells können die Schleierdichte sowie -breite mit hinnehmbaren Einschränkungen berechnet werden. Scherer et al. [155] veröffentlichten 2016 ein gekoppeltes DEM-CFD Modell, um die Trocknung von Holzschnitzeln in beschaufelten Drehrohren zu simulieren. Die Simulation zeigt, dass die Trocknung – und damit der Wärmeübergang – verbessert wird, wenn die Hubschaufeln die Partikel gleichmäßig über den Querschnitt verteilen. Dies ist bei L-förmigen Hubschaufeln der Fall. Die Autoren schreiben jedoch auch, dass eine experimentelle Validierung der Simulationsergebnisse notwendig ist. Le Guen et al. [156] entwickelten ein vereinfachtes Modell zur Berechnung der Konvektion zwischen Gas und fallenden Partikeln, was zusammengefasst als Suspension betrachtet wurde. Mit Hilfe des Modells soll die optimale Ofenrohrlänge bestimmt werden können. Das Modell beinhaltet jedoch zahlreiche Vereinfachungen und ist bisher nicht experimentell validiert worden.

## 4.2 Experimentelles Design

### 4.2.1 Versuchsaufbau

Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier wird mit dem gleichen Versuchsaufbau wie auch der Kontaktwärmübergang gemessen (vgl. Kapitel 3.2.1). Der einzige Unterschied ist, dass zur Analyse des konvektiven Wärmeübergangs beide Drehrohrenden offen sind, sodass eine Durchströmung des Drehrohres stattfinden kann (s. Abbildung 97).



**Abbildung 97:** Schematische Darstellung der Strömungsrichtung (a) während des instationären Abkühlens sowie der axialen (b) und radialen Messpositionen (c) in Anlehnung an Seidenbecher et al. [157, 158]

### 4.2.2 Versuchsdurchführung und Messdatenanalyse

Die Drehtrommel wird zunächst von außen beheizt (Aufheizphase, vgl. Kapitel 3.2.2), um das Schüttgut auf eine Referenztemperatur (ca. 300 °C) zu erwärmen. Nach Erreichen dieser Temperatur wird die Beheizung abgeschaltet. Mittels eines Radialventilators wird Luft mit Umgebungstemperatur durch das Drehrohr gesaugt. Die Temperaturen von Drehrohr- und Hubschaufelwand, Schüttgut und Gasphase werden während

des instationären Abkühlens (Abkühlphase) zeit-, umfangs-, radial- und axialpositionsabhängig erfasst. Mit den gemessenen Temperaturen lässt sich der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier über die differentielle Energiebilanz des Schüttguts bestimmen. Es werden die nachfolgenden drei Messreihen nach der Art der analysierten Parameter unterschieden.

1. Betriebsparameter: Drehzahl, Füllungsgrad, Volumenstrom
2. Designparameter: Hubschaufel-Längenverhältnis, Hubschaufelanzahl
3. Schüttgutparameter: Partikeldurchmesser, Wärmeeindringkoeffizient

Tabelle 8 ist eine Übersicht der durchgeführten konvektiven Wärmeübergangversuche zu entnehmen. Die thermophysikalischen Eigenschaften der Versuchsmaterialien sind in Tabelle 7 (vgl. Kapitel 3.2.2) angegeben.

**Tabelle 8:** Übersicht über die bei den konvektiven Wärmeübergangversuchen in den drei Messreihen variierten Parameter

<b>1. Betriebsparameter</b>	
Drehzahl $n$	1; 2; 3; 4; 5; 6; 7; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	10; 20; 30 %
Volumenstrom $\dot{V}$	100; 200; 400; 600; 800; 1000; 1500 m <sup>3</sup> /h
Konstanten	Hubschaufelanzahl $n_F = 12$ Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1 = 1$ Partikeldurchmesser $d_p = 4$ mm Glaskugeln
<b>2. Designparameter</b>	
Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1$	0,375; 0,75; 1; 1,5; 2
Hubschaufelanzahl $n_F$	6; 9; 12; 18
Drehzahl $n$	2; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	Optimaler Füllungsgrad $f_{D,opt}$ ; 20 %
Volumenstrom $\dot{V}$	200; 600 m <sup>3</sup> /h
Konstanten	Partikeldurchmesser $d_p = 4$ mm Glaskugeln
<b>3. Schüttgutparameter</b>	
Partikeldurchmesser $d_p$	0,7; 2; 4 mm
Material (jeweils in Kugelform)	Blähton; Glas; Stahl
Drehzahl $n$	2; 8 rpm
Füllungsgrad $f_D$	Optimaler Füllungsgrad $f_{D,opt}$ ; 20 %
Volumenstrom $\dot{V}$	200; 600 m <sup>3</sup> /h
Konstanten	Hubschaufelanzahl $n_F = 12$ Hubschaufel-Längenverhältnis $l_2/l_1 = 1$

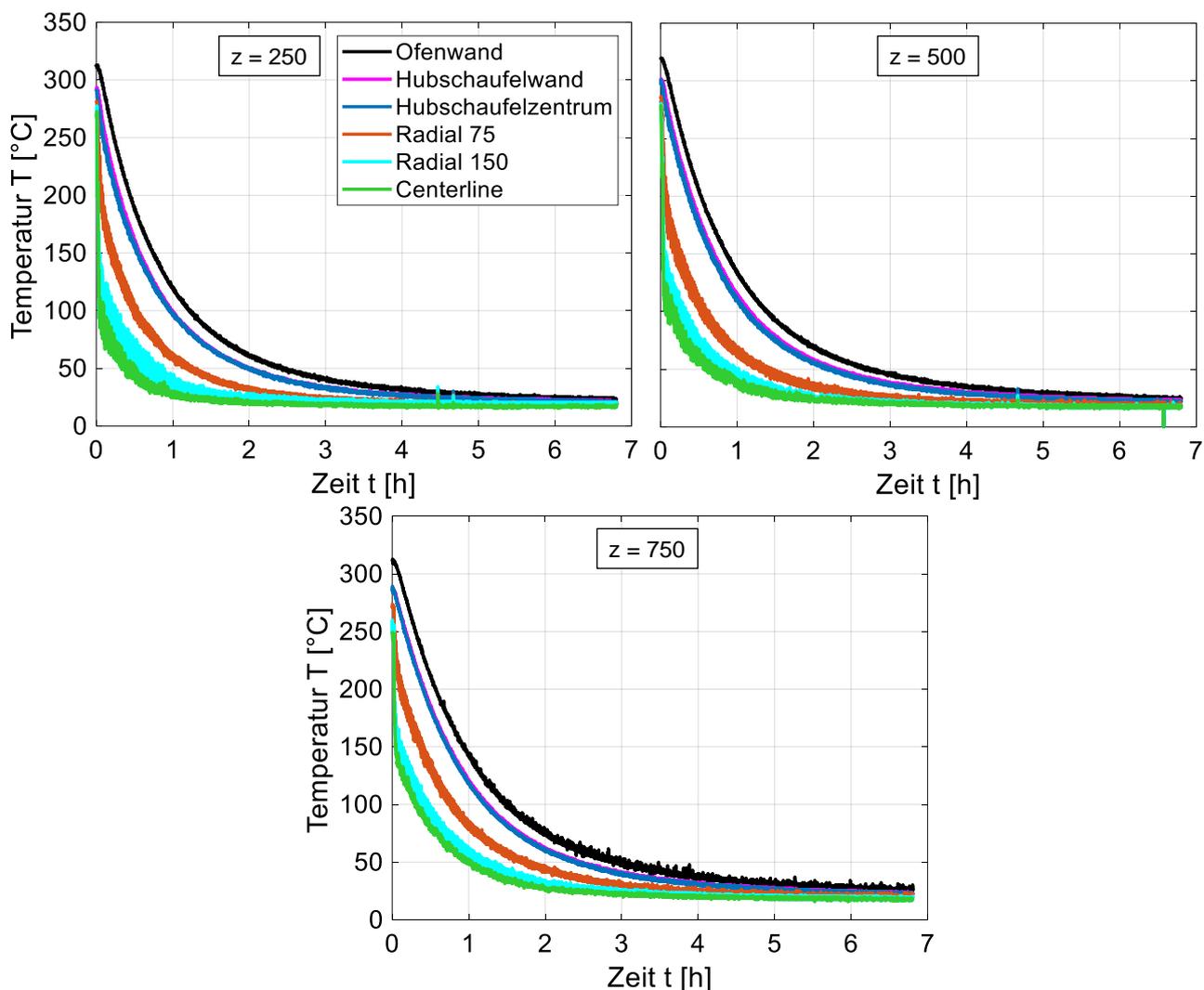
## 4.2.3 Versuchsauswertung

### 4.2.3.1 Temperaturprofile

Während des Versuchs wird – wie bereits bei der Messung des Kontaktwärmeeübergangs (vgl. Kapitel 3.2.3.1) – eine Text-Datei erstellt. Die Text-Datei wird nach dem Versuch in MATLAB eingelesen. Aus den eingelesenen Messdaten werden folgende Temperaturverläufe erzeugt:

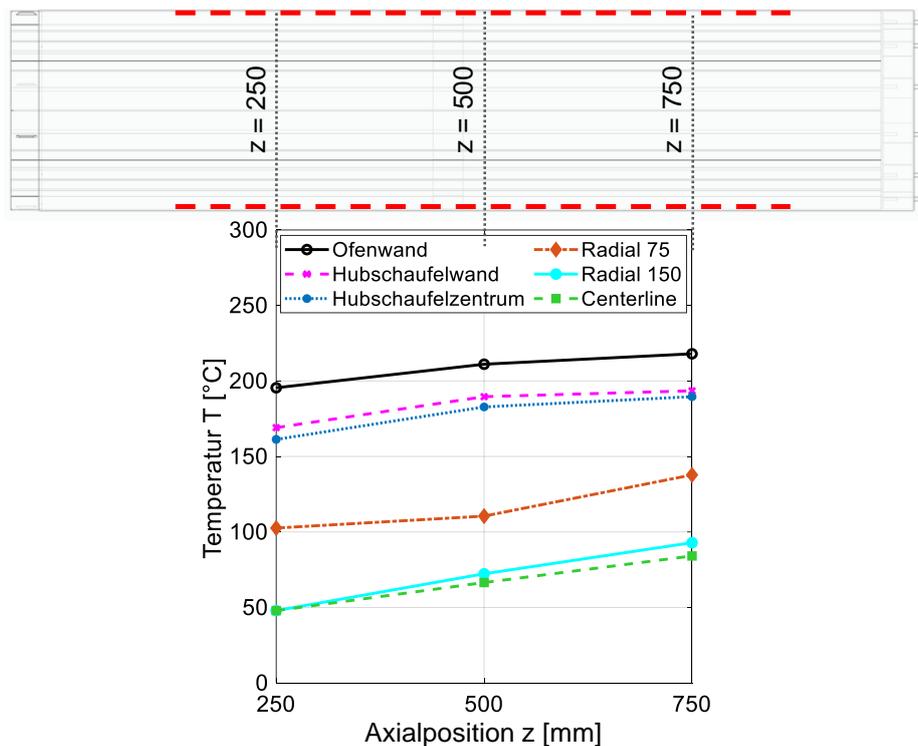
- Temperatur in Abhängigkeit von der Zeit,
- Temperatur in Abhängigkeit von der Axial-Position und
- Temperatur in Abhängigkeit von der Umfangsposition.

Das Temperatur-Zeit-Profil wird für jeweils eine Axialposition erstellt und zeigt alle sechs Temperaturen an dieser Axialposition. Pro Versuch werden demnach drei Temperatur-Zeit-Profile für die Abkühlphase erstellt (s. Abbildung 98).



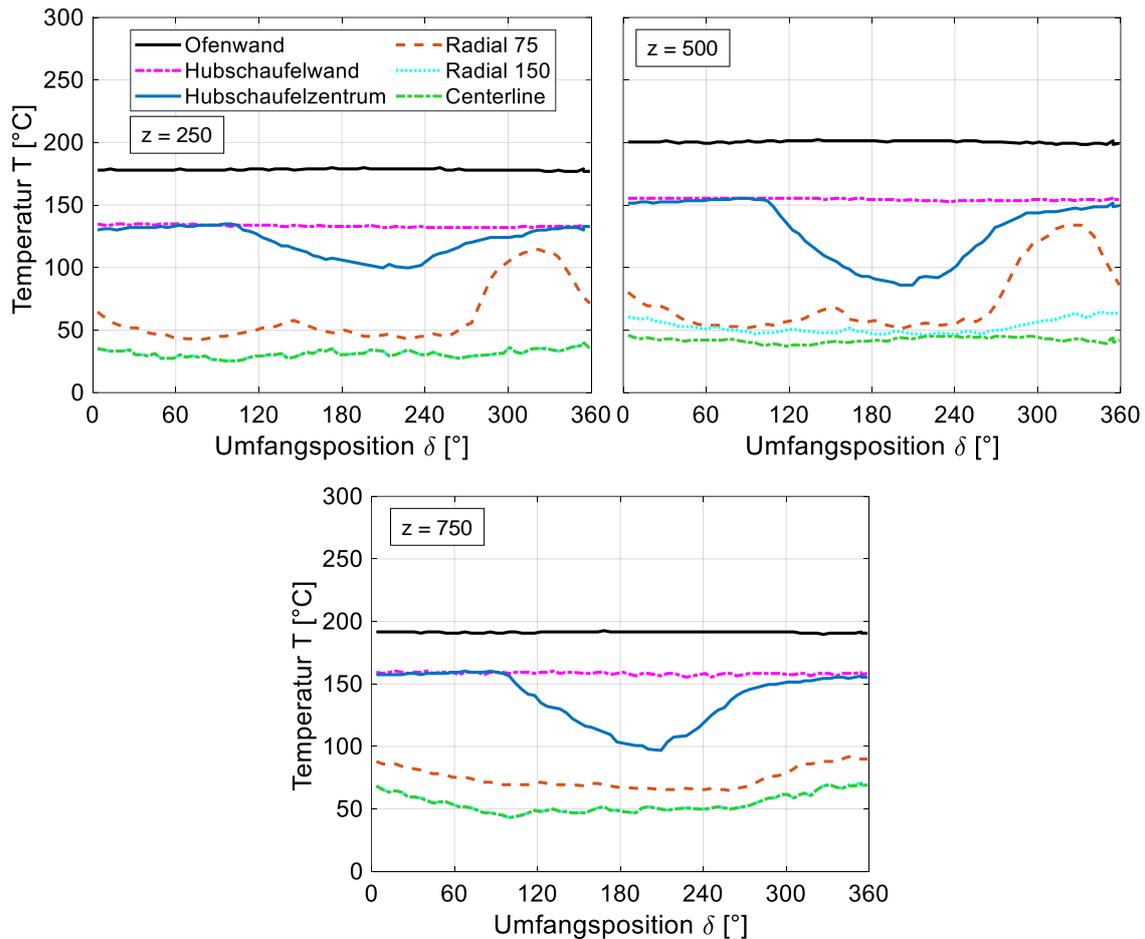
**Abbildung 98:** Temperatur-Zeit-Verläufe der Abkühlphase für alle drei Axialpositionen eines Beispielversuchs

Um die Temperatur in Abhängigkeit von der Axialposition darzustellen, wird ein Zeitpunkt innerhalb des Versuchs festgelegt. Alle sechs an jeder Axialposition gemessenen Temperaturen werden zu diesem Zeitpunkt ausgelesen und in Abhängigkeit von der Axialposition dargestellt (s. Abbildung 99). Das Diagramm beinhaltet somit alle zu einem Zeitpunkt gemessenen Temperaturen im Ofen.



**Abbildung 99:** Temperatur in Abhängigkeit von der Axialposition für einen Zeitpunkt (30 min) während der Abkühlphase eines Beispielversuchs

Die Darstellung der Temperatur in Abhängigkeit vom Umfangswinkel wird für eine vollständige Umdrehung gezeigt. Dafür wird in MATLAB ein Zeitpunkt definiert. Ab diesem Zeitpunkt wird in der Textdatei nach dem Beginn einer neuen Umdrehung ( $\delta \geq 0^\circ$ ) gesucht. Das Programm liest anschließend alle Temperaturen aus, bis die Umdrehung vollständig ist. Die Temperaturen werden anhand ihrer Axialposition sortiert und anschließend geplottet. So entstehen drei Temperatur-Umfangspositions-Profile an jeweils unterschiedlichen Axialpositionen (s. Abbildung 100). Die Schüttbetttemperatur lässt sich aus der Kurve des Hubschaufelzentrums in einem bestimmten Intervall herausfiltern (s. Kapitel 4.3.1.1).



**Abbildung 100:** Temperatur in Abhängigkeit von der Umfangsposition für einen Zeitpunkt (30 min) während der Abkühlphase eines Beispielversuchs

#### 4.2.3.2 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

Der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier wird während der Abkühlphase analysiert. Dabei wird Luft mit Umgebungstemperatur durch das Ofenrohr gesaugt. Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie  $dH_S/dt$  wird nach

$$\frac{dH_S}{dt} = \dot{Q}_{WS,\varepsilon} + \dot{Q}_{WS,\lambda} + \dot{Q}_{GS,b} + \dot{Q}_{GS,c} \quad (44)$$

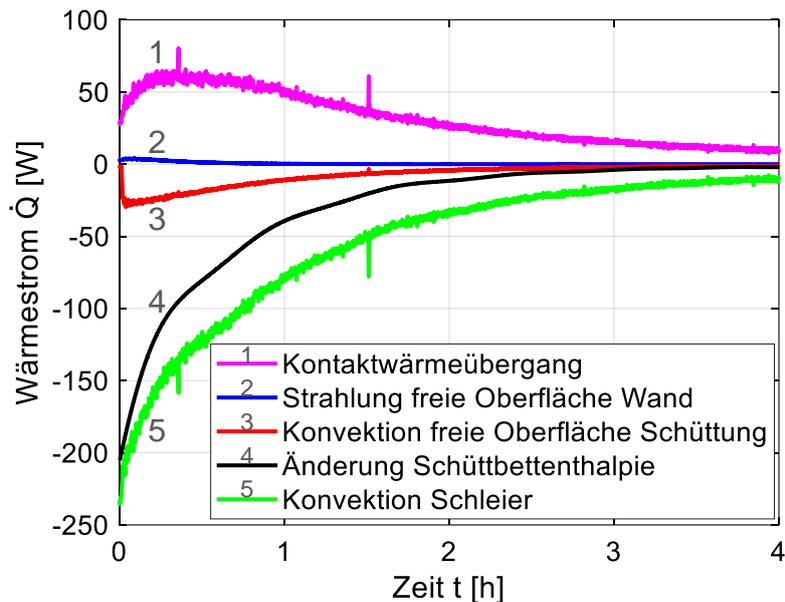
unter Einbeziehung des Strahlungswärmestroms  $\dot{Q}_{WS,\varepsilon}$ , des Kontaktwärmestroms  $\dot{Q}_{WS,\lambda}$ , und der konvektiven Wärmeströme an der freien Schüttbettoberfläche  $\dot{Q}_{GS,b}$  sowie an den Partikelschleiern  $\dot{Q}_{GS,c}$  berechnet. Die Änderung der Schüttbett-Enthalpie folgt äquivalent zur Aufheizphase aus

$$\frac{dH_S}{dt} = c_{p,b} \cdot m_b \cdot \frac{dT_S}{dt} \quad (45)$$

Der Strahlungswärmestrom von der Ofenwand auf die freie Schüttbettoberfläche lässt sich berechnen nach

$$\dot{Q}_{WS,\varepsilon} = \varepsilon_{WS} \cdot \sigma \cdot \frac{A_{GS} + A_{WG}}{2} \cdot (T_W^4 - T_S^4). \quad (46)$$

Abbildung 101 zeigt die Wärmeströme der Abkühlphase für einen Beispielversuch.



**Abbildung 101:** Bilanzierte Wärmeströme während der Abkühlphase eines Beispielversuchs

Da das Ofenrohr in der Abkühlphase in axialer Richtung durchströmt wird, gilt für den Wärmeübergang durch Konvektion an der Schüttbettoberfläche die Annahme einer Rohrströmung. Dafür gilt folgende Nusselt-Korrelation

$$Nu = 0,0214 \cdot (Re^{0,8} - 100) \cdot Pr^{0,4} \cdot \left(\frac{D_{hydr}}{z}\right)^{\frac{2}{3}}, \quad (47)$$

mit der Reynolds-Zahl

$$Re = \frac{v_{Rel} \cdot D_{hydr}}{v_{Luft}}, \quad (48)$$

in der die Relativgeschwindigkeit  $v_{Rel}$  zwischen Gasgeschwindigkeit  $v_{Gas}$  und Rollgeschwindigkeit der Partikel

$$v_{\text{Rel}} = \sqrt{v_{\text{Roll}}^2 + v_{\text{Gas}}^2}, \quad (49)$$

enthalten ist, und der Prandtl-Zahl

$$\text{Pr} = \frac{v_{\text{Luft}} \cdot \rho_{\text{Luft}} \cdot c_{p,\text{Luft}}}{\lambda_{\text{Luft}}}, \quad (50)$$

wobei  $D_{\text{hydr}}$  der hydraulische Durchmesser und  $z$  die axiale Komponente des Ofenrohres sind [135]. Gleichung (47) gilt für  $2300 < \text{Re} < 10^4$  und  $0,5 < \text{Pr} < 1,5$ . Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an der Schüttbetoberfläche ergibt sich aus

$$\alpha_{\text{GS,b}} = \frac{\text{Nu} \cdot \lambda_{\text{Luft}}}{D_{\text{hydr}}}. \quad (51)$$

Schließlich lässt sich der an der Schüttbetoberfläche übertragene konvektive Wärmestrom bestimmen nach

$$\dot{Q}_{\text{GS,b}} = \alpha_{\text{GS,b}} \cdot A_{\text{GS}} \cdot (T_{\text{S}} - T_{\text{G}}). \quad (52)$$

Wie in Kapitel 2.2.3.6 beschrieben, werden die beiden Annahmen des durchströmten und des umströmten Partikelschleiers unterschieden. In der oben beschriebenen Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten an der Schüttbetoberfläche werden je nach getroffener Annahme der hydraulische Durchmesser sowie die Gasgeschwindigkeit angepasst. Der Wärmestrom durch Kontaktwärmübergang wird mit Hilfe des verlustbehafteten Kontaktwärmübergangskoeffizienten aus der Aufheizphase bestimmt und folgt aus

$$\dot{Q}_{\text{WS},\lambda} = \alpha_{\text{WS},\lambda} \cdot A_{\text{WS}} \cdot (T_{\text{W}} - T_{\text{S}}). \quad (53)$$

Nach Umstellen von Gleichung (44) ist der von den Partikelschleiern an das Gas abgegebene Wärmestrom bekannt

$$\dot{Q}_{\text{GS,c}} = \frac{dH_{\text{S}}}{dt} - \dot{Q}_{\text{WS},\varepsilon} - \dot{Q}_{\text{GS,b}} - \dot{Q}_{\text{WS},\lambda}, \quad (54)$$

woraus der konvektive Wärmeübergangskoeffizient an den Partikelschleiern berechnet werden kann. Unter Berücksichtigung der in Kapitel 2.2.3.4 beschriebenen inneren und äußeren Schleieroberflächen ergeben sich drei konvektive Wärmeübergangskoeffizienten.

- Für den Fall der Durchströmung des Schleiers gilt

$$\alpha_{GS,c,i}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,i} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}. \quad (55)$$

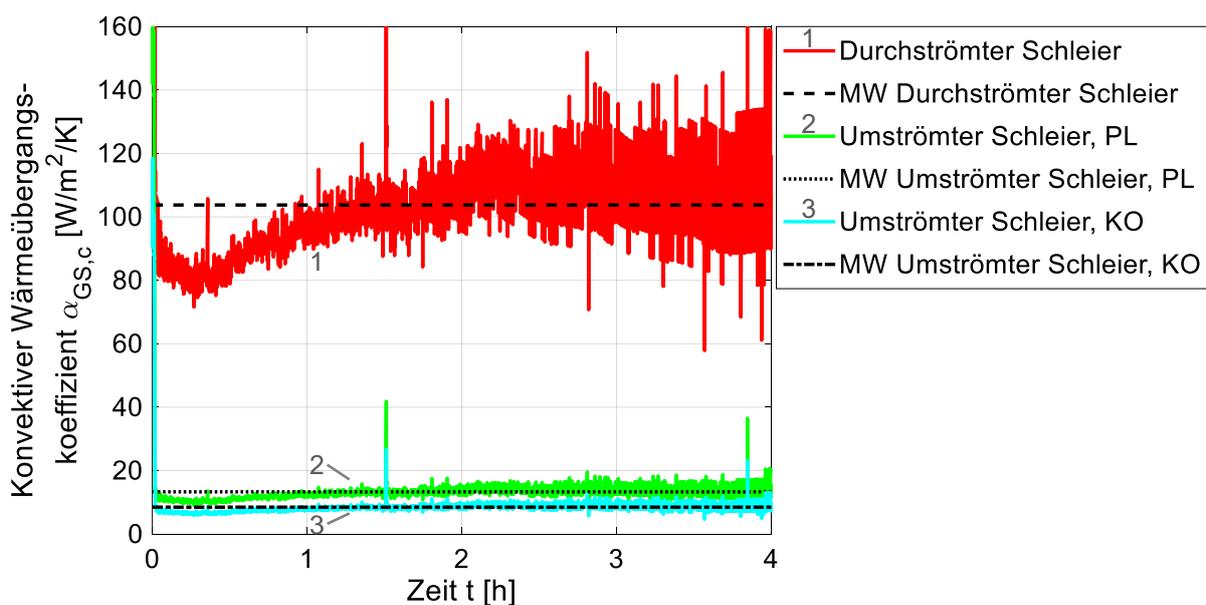
- Für den Fall der Umströmung unter Annahme einer glatten Platte gilt

$$\alpha_{GS,c,a,PL}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,a,PL} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}. \quad (56)$$

- Für den Fall der Umströmung unter Annahme von Kugeln an der Plattenoberfläche gilt

$$\alpha_{GS,c,a,KO}(t) = \frac{\dot{Q}_{GS,c}(t)}{A_{c,a,KO} \cdot (T_S(t) - T_G(t))}. \quad (57)$$

Abbildung 102 zeigt die zeitabhängigen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten.



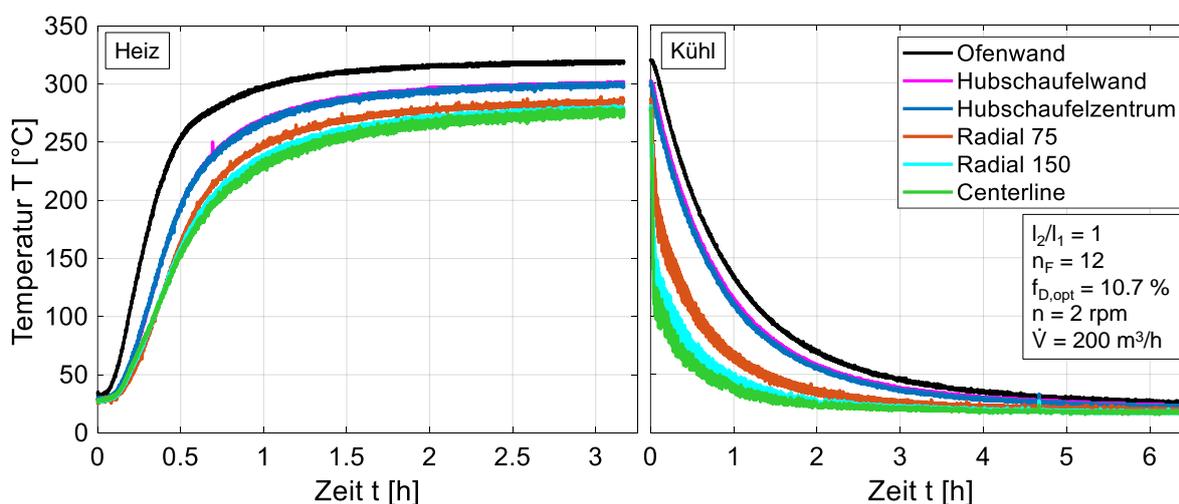
**Abbildung 102:** Gemessene zeitabhängige konvektive Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier und deren Mittelwerte (MW) für drei Modellannahmen (durchströmter Schleier, umströmter Schleier als glatte Platte (PL), umströmter Schleier als Platte mit Kugeln an der Oberfläche (KO))

## 4.3 Ergebnisse

### 4.3.1 Temperaturprofile

#### 4.3.1.1 Allgemeine zeitabhängige, umfangsbezogene und axiale Temperaturprofile

In Abbildung 103 sind die Temperatur-Zeit-Profile für die Aufheiz- sowie die Abkühlphase eines Versuches dargestellt. Darin ist zu sehen, dass die Ofenwand am schnellsten aufgeheizt wird und während der gesamten Versuchsdauer die höchste Temperatur aufweist. Zwischen Ofen- und Hubschaufelwandtemperatur liegt zu Beginn der Aufheizung eine Differenz von 50 – 80 K. Im (quasi-)stationären Zustand nach in etwa 3 Stunden Aufheizung sowie während der Abkühlphase beträgt die Differenz noch in etwa 20 K. Die Temperaturen der Hubschaufelwand und des Hubschaufelzentrums liegen eng beieinander. Das deutet auf einen guten Wärmeübergang von der Hubschaufelwand auf die Partikel in der Hubschaufel hin. Mit zunehmendem radialem Abstand von der Ofenwand (Radial 75, Radial 150, Centerline ( $\triangleq$  Radial 250)) sinkt die in der Gasphase gemessene Temperatur. Alle drei Kurven weisen eine höhere Streuung auf als die drei oberen Kurven des jeweiligen Diagramms. Das ist darauf zurückzuführen, dass die Thermolemente in der Gasphase auch mit Partikelschleiern in Kontakt kommen. Dadurch wird eine Mischtemperatur aus Partikel- und Lufttemperatur gemessen.

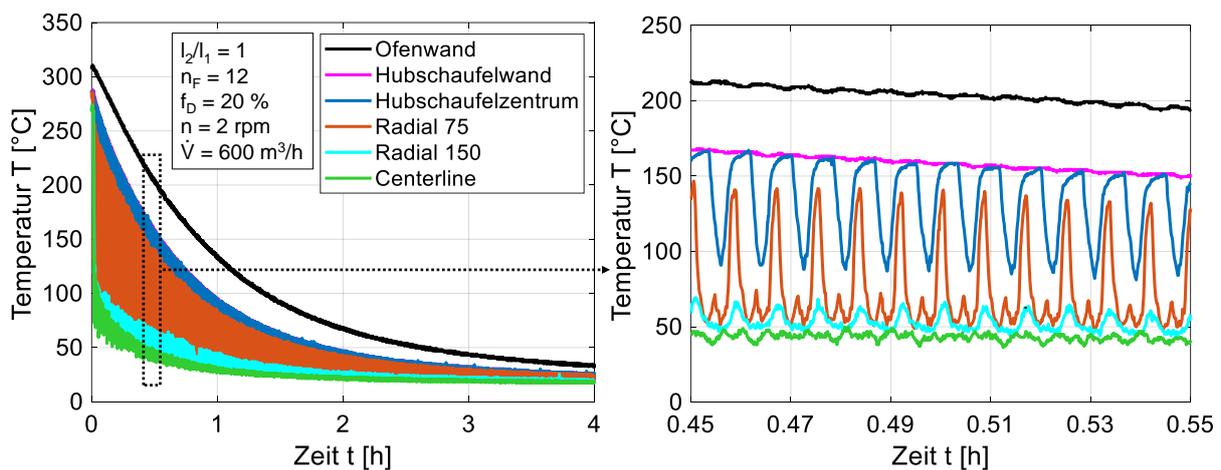


**Abbildung 103:** Exemplarisches Temperatur-Zeit-Profil für die Aufheiz- und die Abkühlphase

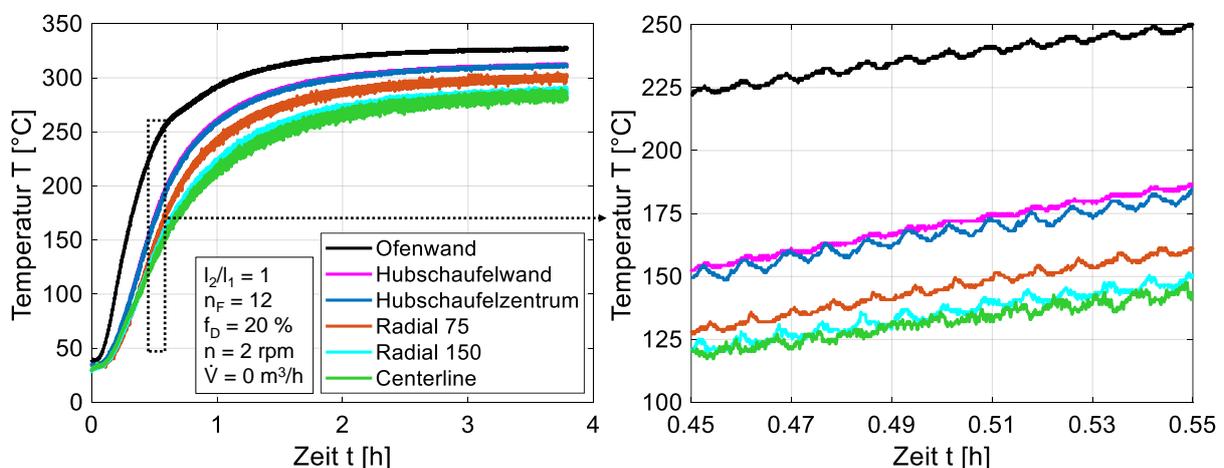
Bei einer Erhöhung des Füllungsgrades taucht das Thermolement an der Position Radial 75 in das Schüttbett ein. Es misst dann in Abhängigkeit von der Umfangsposition die Gas- oder die Schüttbetttemperatur. Wird zudem der Volumenstrom erhöht, findet eine stärkere Durchströmung der Hubschaufel statt, wenn sie nicht mehr mit

Partikeln beladen ist. Damit wird im Hubschaufelzentrum ebenfalls in Abhängigkeit von der Umfangsposition eine Gas- oder die Schüttbetttemperatur gemessen. Das zeigt sich in Abbildung 104 an einer breiteren Streuung der gemessenen Temperaturen im Hubschaufelzentrum und an der Position Radial 75. Das rechte Diagramm zeigt sechs Minuten während der Abkühlphase. Darin ist zu sehen, dass die Temperaturen periodisch schwanken, wobei die Frequenz mit der Drehzahl übereinstimmt. Insgesamt sind in der rechten Abbildung zwölf Perioden dargestellt. Das entspricht der Anzahl der Umdrehungen in sechs Minuten bei  $n = 2$  rpm.

Während der Aufheizphase lässt sich keine so stark ausgeprägte periodische Abhängigkeit von der Temperatur beobachten (Abbildung 105). Die Temperaturgradienten zwischen Hubschaufelwand und Gasphase sind mit ca. 40 K deutlich geringer als in der Abkühlphase (120 K), weshalb die Schwankungen der Kurven geringer ausfallen.

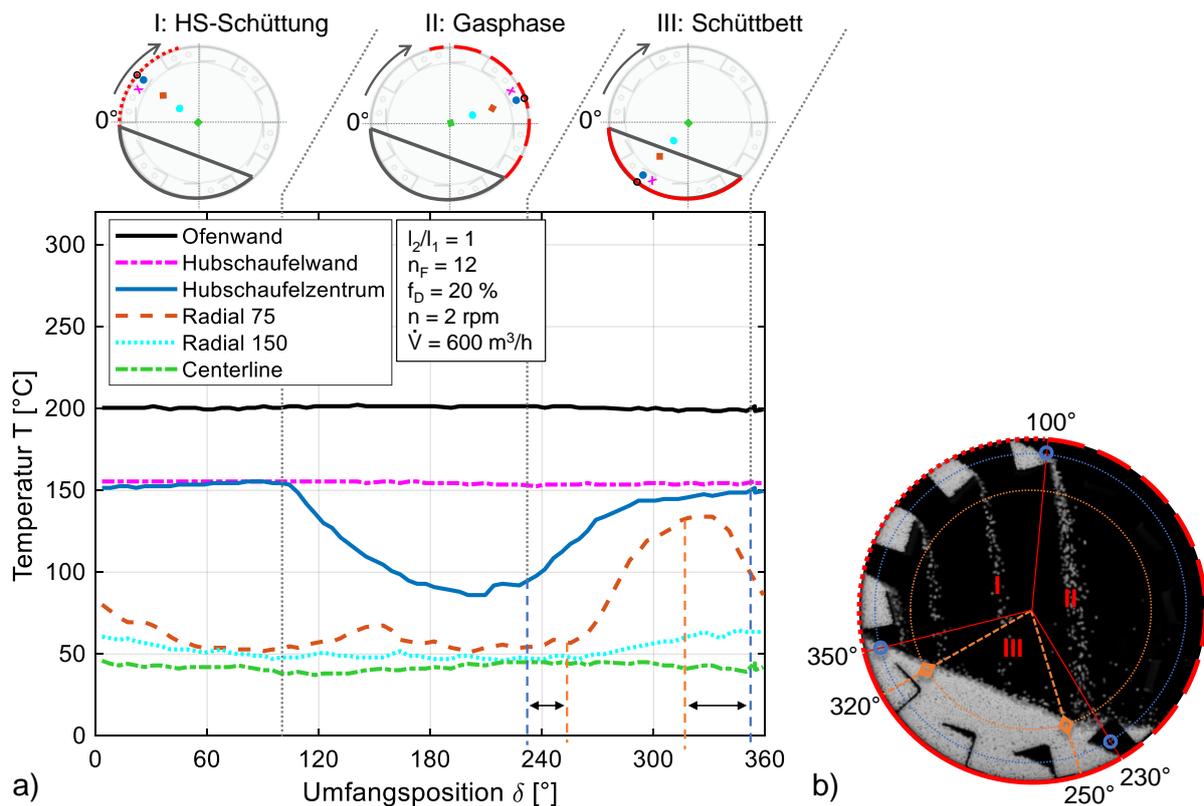


**Abbildung 104:** Temperatur-Zeit-Profil bei hohem Füllungsgrad und hohem Volumenstrom, links: Darstellung für gesamte Abkühlung, rechts: Darstellung für sechs Minuten während der Abkühlphase



**Abbildung 105:** Temperatur-Zeit-Profil bei hohem Füllungsgrad, links: Darstellung für gesamte Aufheizung, rechts: Darstellung für sechs Minuten während der Aufheizphase

Um den Einfluss der Umfangsposition auf die Temperaturverteilung zu beurteilen, wird in Abbildung 106 lediglich eine Umdrehung dargestellt. Darin zeigt sich, dass die Temperaturen von Ofenwand, Hubschaufelwand, Radial 150 und Centerline nahezu unabhängig von der Umfangsposition sind. Eine Abhängigkeit von der Umfangsposition ist für die Temperaturen im Hubschaufelzentrum sowie Radial 75 zu sehen. Wie oben beschrieben, taucht das Thermoelement Radial 75 bei hohen Füllungsgraden an einer bestimmten Umfangsposition in das Schüttbett ein und an einer späteren Position wieder aus. Somit misst es bei einer vollständigen Umdrehung sowohl die Schüttbett- als auch die Lufttemperatur. Für das Hubschaufelzentrum werden drei Regionen definiert. Von  $\delta = 350 - 100^\circ \triangleq -10 - 100^\circ$  (Region I) ist die Hubschaufel mindestens halb gefüllt, sodass das Thermoelement im Hubschaufelzentrum mit der Hubschaufelschüttung bedeckt ist und deren Temperatur misst. Die Temperatur ist nahezu konstant und in etwa so hoch wie die der Hubschaufelwand. Ist die Hubschaufel weniger als halb gefüllt, befindet sich das Thermoelement im Hubschaufelzentrum in der Gasphase. Diese Region befindet sich im Intervall  $\delta = 100 - 230^\circ$  (Region II). Die untere Grenze ( $100^\circ$ ) ist am Abfallen der blauen Kurve in Abbildung 106 zu erkennen. Die Kurve erreicht in der Gasphase ein Minimum und steigt wieder an, wenn das Thermoelement in das Schüttbett (Region III) eintaucht. An dieser Stelle ist die obere Grenze ( $\delta = 230^\circ$ ) der Gasphase definiert. Dieser Wert ist abhängig von der Schüttbetthöhe und damit vom Füllungsgrad. Das Hubschaufelzentrum taucht vor der Position Radial 75 in das Schüttbett ein, was am früheren Ansteigen der blauen im Vergleich zur orangen Kurve zu sehen ist. In Region III (Schüttbett) wird im Hubschaufelzentrum eine ähnliche Temperatur gemessen wie an der weiter von der Ofenwand entfernten Position Radial 75. Das deutet – im Gegensatz zu Drehrohren ohne Hubschaufeln – auf eine gute thermische Durchmischung und geringe radiale Temperaturdifferenzen hin.

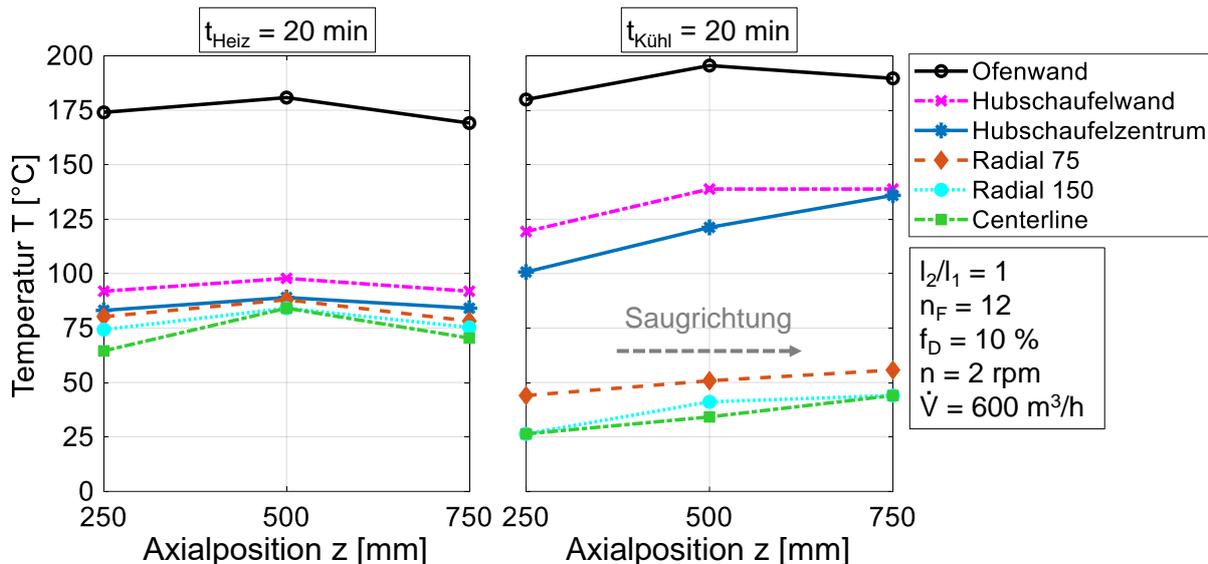


**Abbildung 106:** a) Temperatur in Abhängigkeit von der Umfangsposition. Definition von drei Regionen in Abhängigkeit von der Umfangsposition des Thermoelements im Hubschaufelzentrum: I: Hubschaufelschüttung (HS-Schüttung), II: Gasphase, III: Schüttbett, b) Optische Analyse der drei Umfangspositionen, an denen die drei Regionen ineinander übergehen.

Die oben beschriebenen Temperaturdifferenzen zeigen sich ebenfalls im axialen Temperaturprofil des Ofens (s. Abbildung 107). Neben den radialen Temperaturdifferenzen sind auch axiale Temperaturdifferenzen ersichtlich. Während der Aufheizphase (linkes Diagramm) ist die Temperatur an allen radialen Messpositionen in der Mitte des beheizten Bereichs des Drehrohres (Axialposition 500) am höchsten. Nach außen hin nehmen die Temperaturen ab. Grund dafür ist, dass ausschließlich der mittlere Bereich des Ofenrohres ( $L_{\text{Heiz}} = 1 \text{ m}$ ) beheizt und gedämmt wird. Das vordere sowie hintere Ende des Ofenrohres werden nicht beheizt und nicht gedämmt. Dadurch bildet sich ein axiales Temperaturprofil in der Ofenwand aus, dessen Maximum in der mittleren Axialposition erreicht wird. Dieses Profil überträgt sich auf alle anderen radialen Messpositionen, deren jeweils höchster Wert in der Aufheizphase ebenfalls bei der Axialposition 500 gemessen wird.

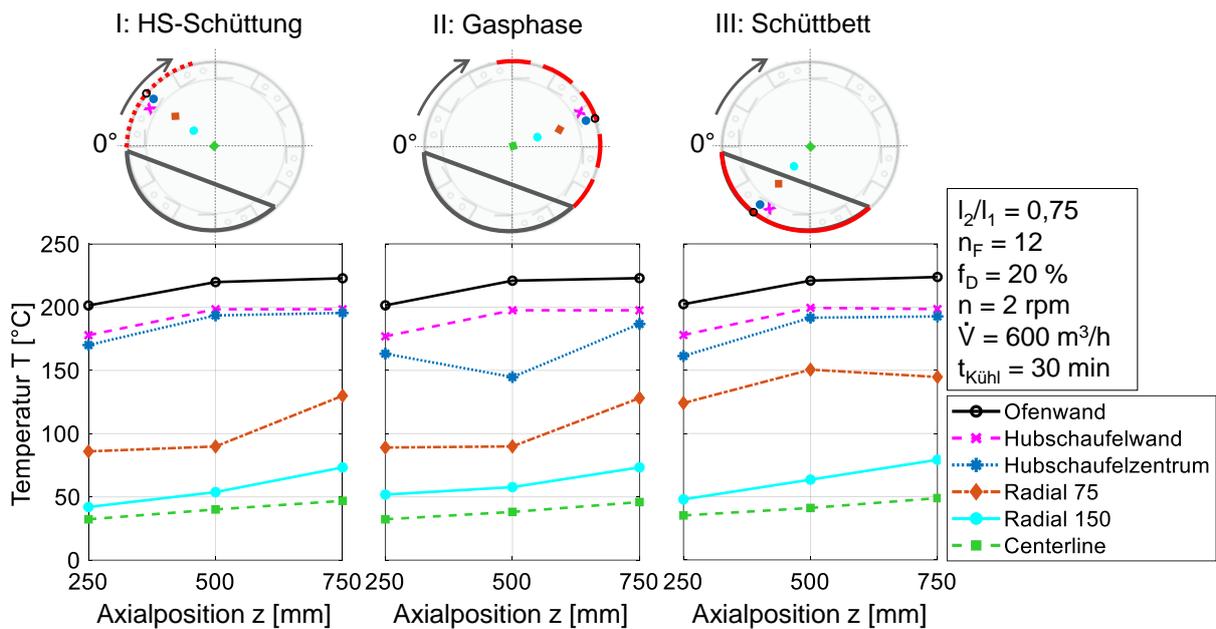
Während der Abkühlphase zeigt sich ein anderes axiales Temperatur-Profil im Drehrohr. Es wird Umgebungsluft durch den Ofen gesaugt. Die Saugrichtung ist dabei von links nach rechts, also von niedriger zu hoher Axialposition. Die angesaugte Luft erwärmt sich mit zunehmender Axialposition, was an den drei radialen Messpositionen

Radial 75, Radial 150 und Centerline zu sehen ist. Damit nimmt die Triebkraft für den Wärmeübergang von links nach rechts ab, weshalb mit zunehmender Axialposition auch das Hubschaufelzentrum und die Hubschaufelwand höhere Temperaturen aufweisen. Lediglich in der Ofenwand ist noch das oben beschriebene Temperaturprofil aus der Aufheizphase mit einem Maximum in der Mitte des Ofenrohres ( $z = 500$ ) zu sehen.



**Abbildung 107:** Exemplarisches axiales Temperatur-Profil nach 20 Minuten während der Aufheiz- (links) und der Abkühlphase (rechts)

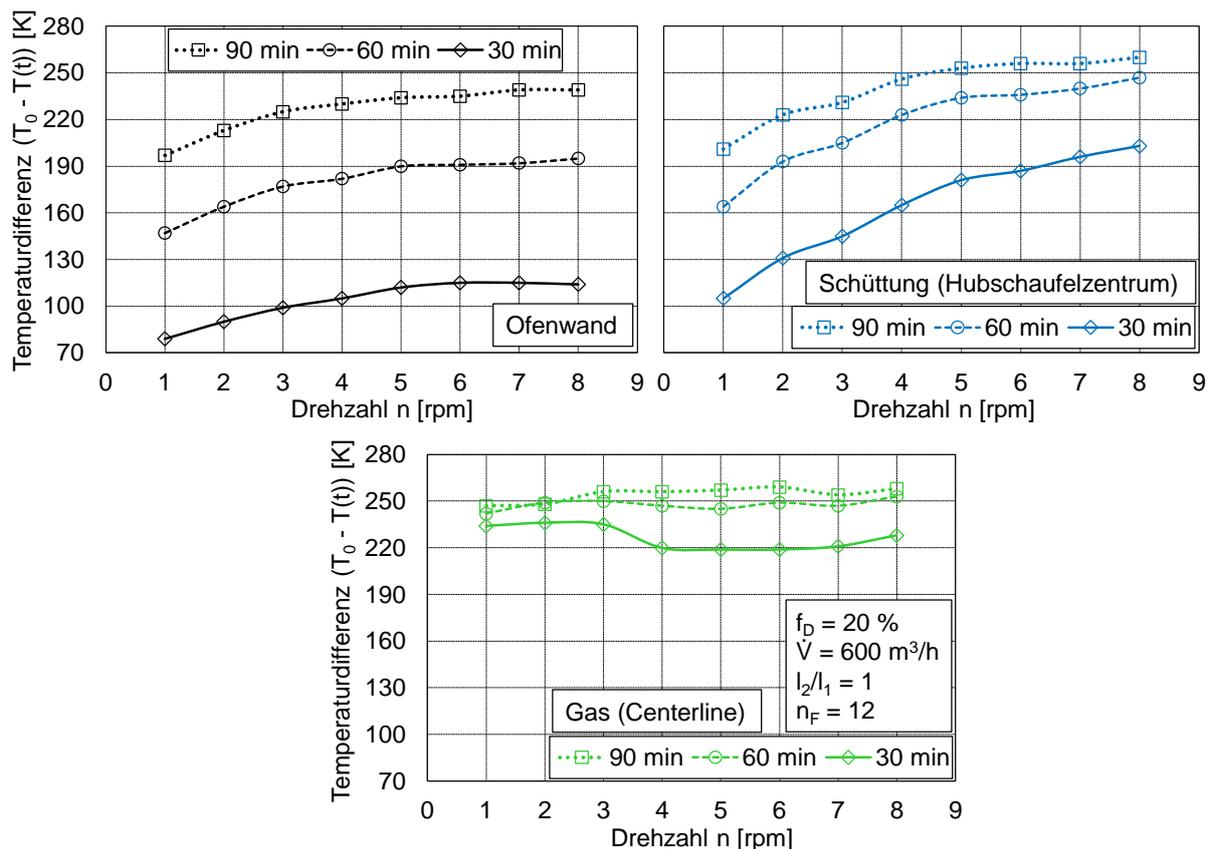
Die Axialprofile lassen sich für unterschiedliche Umfangspositionen darstellen, wie in Abbildung 108 zu sehen ist. Darin ist zu erkennen, dass die Umfangsposition keinen Einfluss auf das Axialprofil der Ofen- und Hubschaufelwand sowie auf die Messstellen in der Gasphase Radial 150 und Centerline hat. Die Temperatur im Hubschaufelzentrum entspricht der Temperatur der Schüttung (Region I und III), die sich der Hubschaufelwandtemperatur annähert. In der Gasphase (Region II) sinkt die Temperatur im Hubschaufelzentrum (zu sehen an der Axialposition 500), jedoch wird eine deutlich höhere Temperatur gemessen als an den anderen Positionen in der Gasphase. Das lässt auf eine wenig ausgeprägte Durchströmung der Hubschaufeln schließen. Das Thermoelement Radial 75 befindet sich in den Regionen I und II in der Gasphase und im Region III im Schüttbett. Sowohl in der Gasphase als auch im Schüttbett zeigt sich ein radialer Temperaturgradient.



**Abbildung 108:** Axiale Temperaturprofile während der Abkühlphase für drei verschiedene umfangsbezogene Regionen des Hubschaufelzentrums, I: Hubschaufelschüttung, II: Gasphase, III: Schüttbett

#### 4.3.1.2 Einfluss der Drehzahl

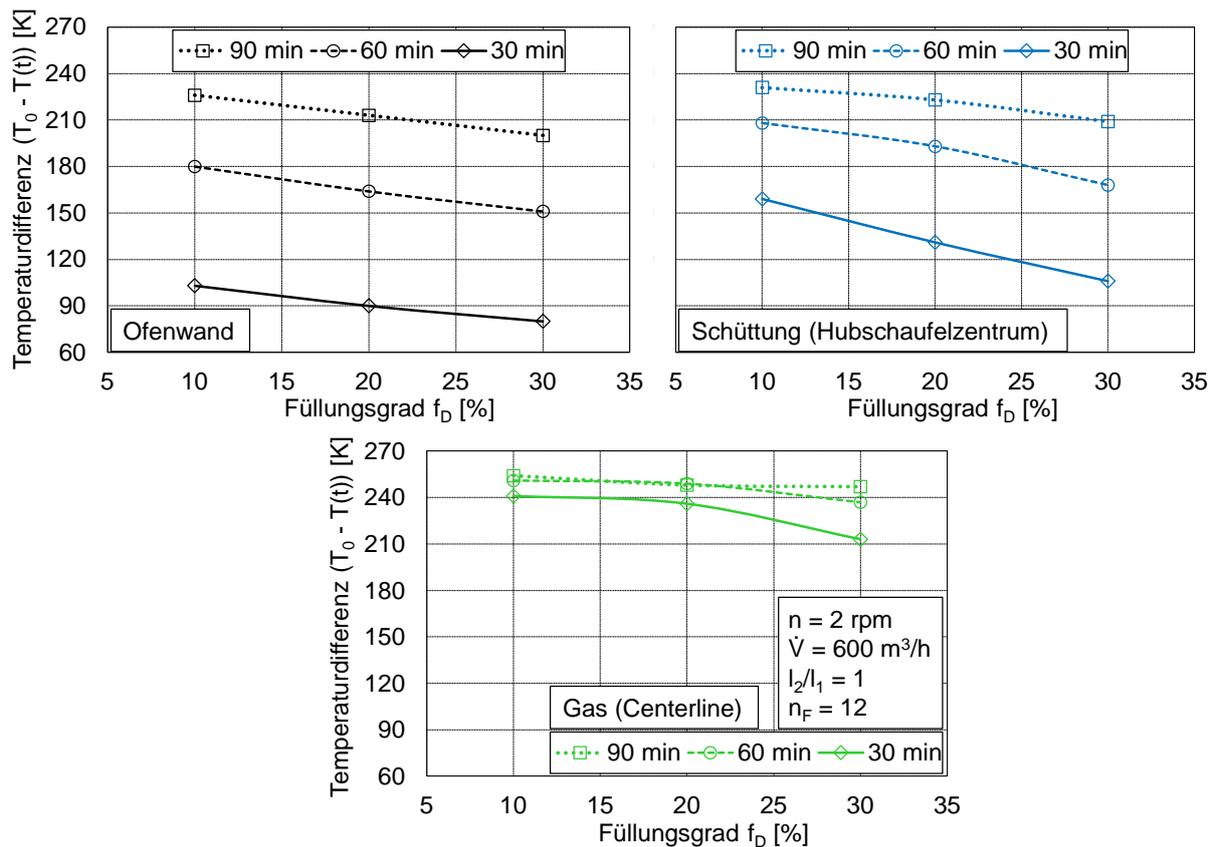
Um den Einfluss der untersuchten Parameter auf die Temperaturverläufe deutlich zu machen, werden Temperaturdifferenzen dargestellt. Die Temperaturdifferenzen werden gebildet aus dem Wert zu Beginn der Abkühlung  $T_0(t = 0)$  und dem jeweiligen Wert nach 30, 60 sowie 90 Minuten  $T(t)$ . Ein hoher Wert bedeutet eine größere Temperaturabnahme und deutet auf einen besseren konvektiven Wärmeübergang hin. In Abbildung 109 ist der Einfluss der Drehzahl auf die Temperaturdifferenzen der Ofenwand, der Schüttung (gemessen im Hubschaufelzentrum) und des Gases während der Abkühlphase dargestellt. Es zeigt sich bei der Ofenwand und der Schüttung mit steigender Drehzahl eine höhere Temperaturdifferenz. Beim Gas werden nach 30 Minuten mit steigender Drehzahl tendenziell geringere Temperaturdifferenzen gemessen. Mit steigender Drehzahl werden mehr Partikel in die Luftphase gebracht (vgl. Kapitel 2.3.3.1). Die Partikel haben nach 30 Minuten Kühlung noch eine Temperatur zwischen 100 und 200 °C. An der Position Centerline wird mit steigender Drehzahl zunehmend eine Mischtemperatur zwischen Gas- und Schüttguttemperatur gemessen, woraus geringere Temperaturdifferenzen der Gasphase bei höherer Drehzahl folgen.



**Abbildung 109:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit von der Drehzahl

#### 4.3.1.3 Einfluss des Füllungsgrades

Beim Füllungsgrad zeigt sich ein inverser Zusammenhang (s. Abbildung 110). Mit steigendem Füllungsgrad nehmen die Temperaturdifferenzen der Ofenwand, der Schüttung und des Gases ab. Ein höherer Füllungsgrad bewirkt eine langsamere Kühlung bei sonst gleichen Parametern, da mehr Material im Drehrohröfen vorhanden ist, weshalb bei konstantem Wärmestrom eine längere Kühldauer benötigt wird.



**Abbildung 110:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

#### 4.3.1.4 Einfluss des Volumenstroms

Der Einfluss des Gasvolumenstroms auf die Temperaturdifferenzen ist in Abbildung 111 dargestellt. In allen drei Diagrammen zeigt sich zunächst eine Zunahme der Temperaturdifferenzen mit steigendem Volumenstrom. Das Maximum der Temperaturdifferenz stellt sich bei Volumenströmen von 600 m<sup>3</sup>/h (für das Gas) bzw. 800 m<sup>3</sup>/h (für Ofenwand und Schüttung) ein. Eine weitere Erhöhung des Volumenstroms bewirkt geringfügig kleiner werdende Temperaturdifferenzen. Dieser Trend liegt im Mitreißen von Partikeln begründet. Die Austragsgeschwindigkeit der 4 mm Glaspartikel beträgt in etwa 14 m/s. Die Austrittsöffnung des Drehrohres hat einen Durchmesser von 16 cm, woraus ein kritischer Volumenstrom von 1000 m<sup>3</sup>/h folgt. Liegt der Volumenstrom über dem kritischen Volumenstrom, werden Partikel mit dem Gasstrom mitgerissen. Um Partikelaustrag zu vermeiden, ist das Ofenrohr mit Gittern verschlossen. Die mitgerissenen Partikel verfangen sich in den Gittern und bewirken eine Druck- und Geschwindigkeitsreduktion im Ofenrohr (s. Abbildung 112). Dies hat eine Verringerung der Kühlleistung und geringere Temperaturdifferenzen zur Folge.

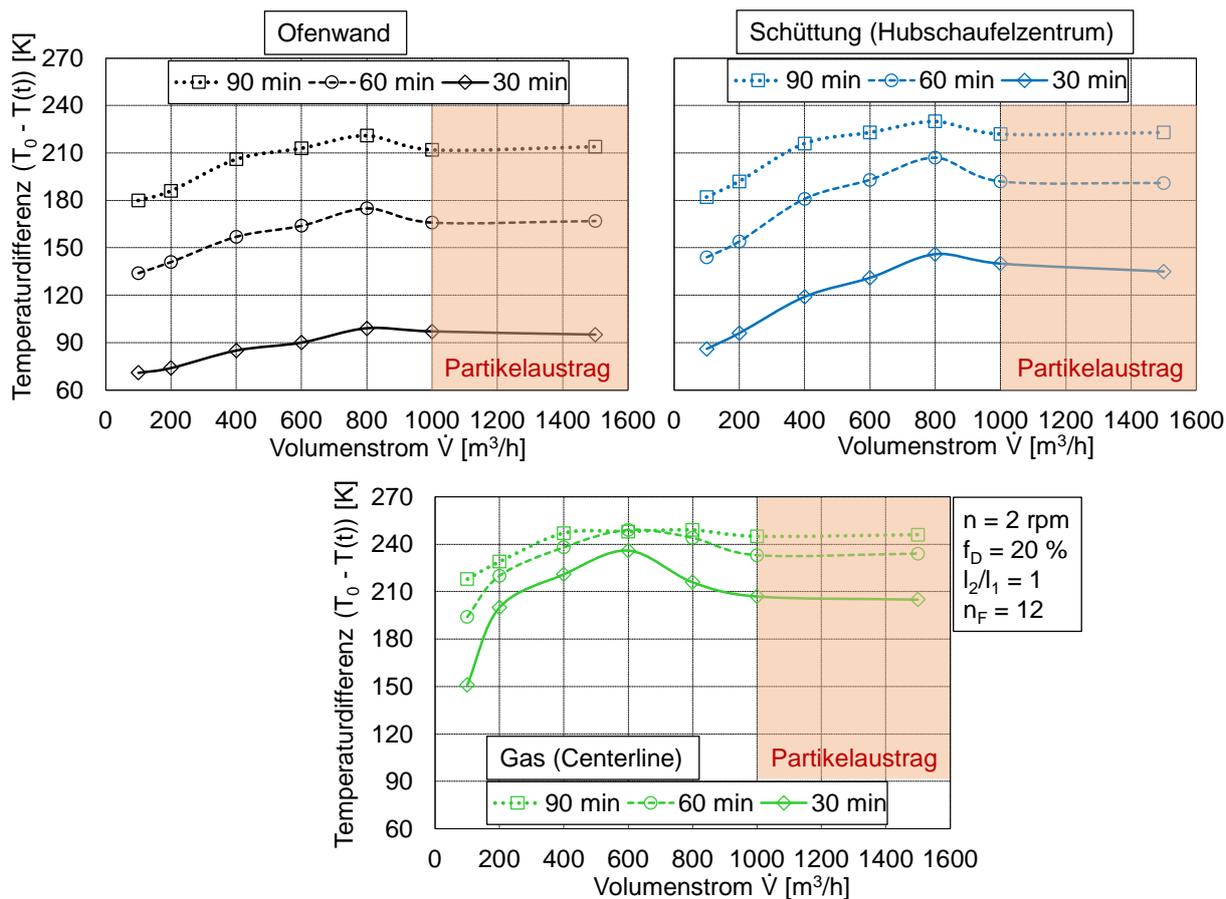


Abbildung 111: Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit vom Volumenstrom

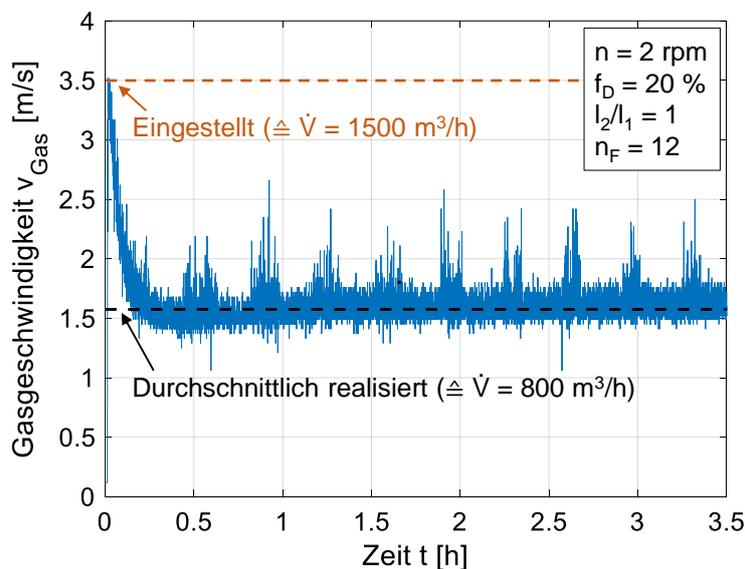
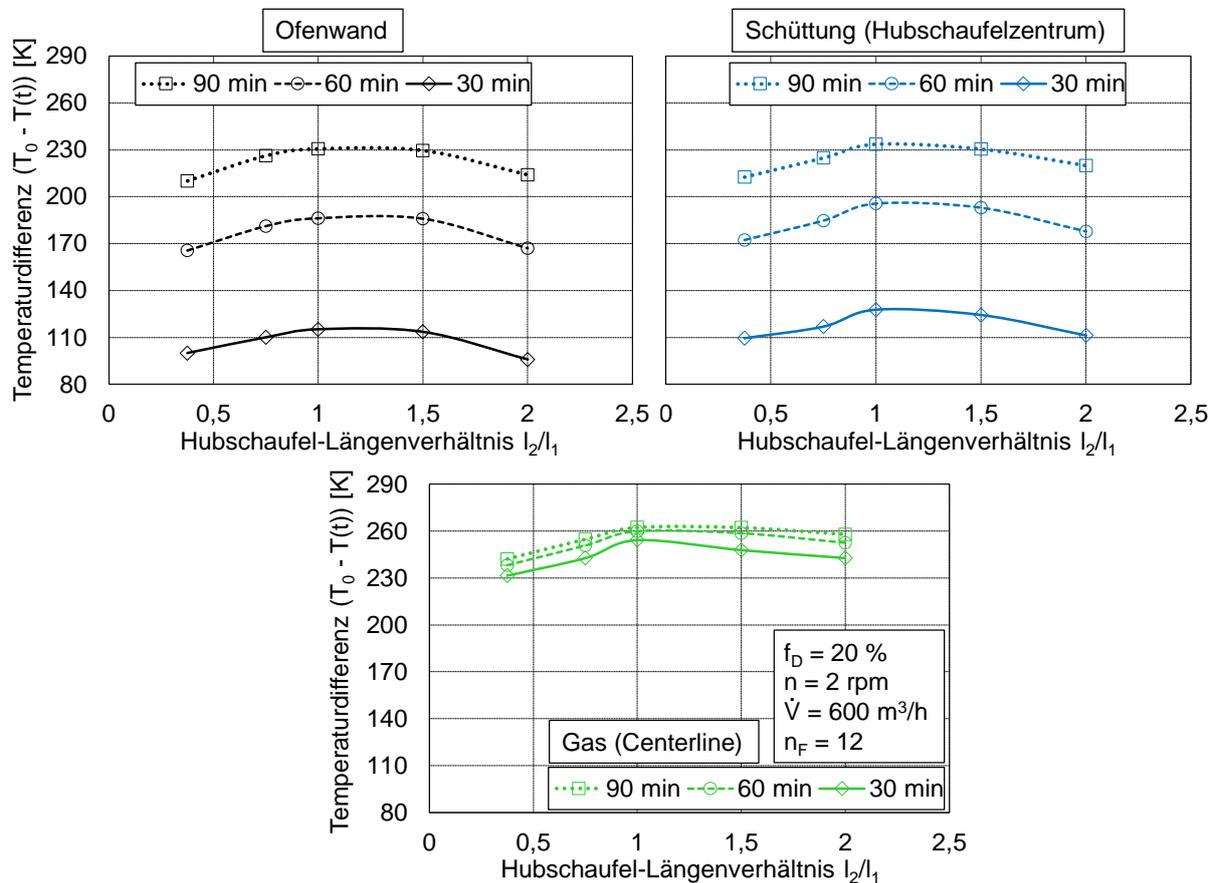


Abbildung 112: Gemessene Gasgeschwindigkeit bei eingestelltem Volumenstrom von 1500 m³/h

#### 4.3.1.5 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

In Abbildung 113 ist der Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses auf die Temperaturdifferenzen während der Abkühlphase dargestellt. Darin ist zu sehen, dass die

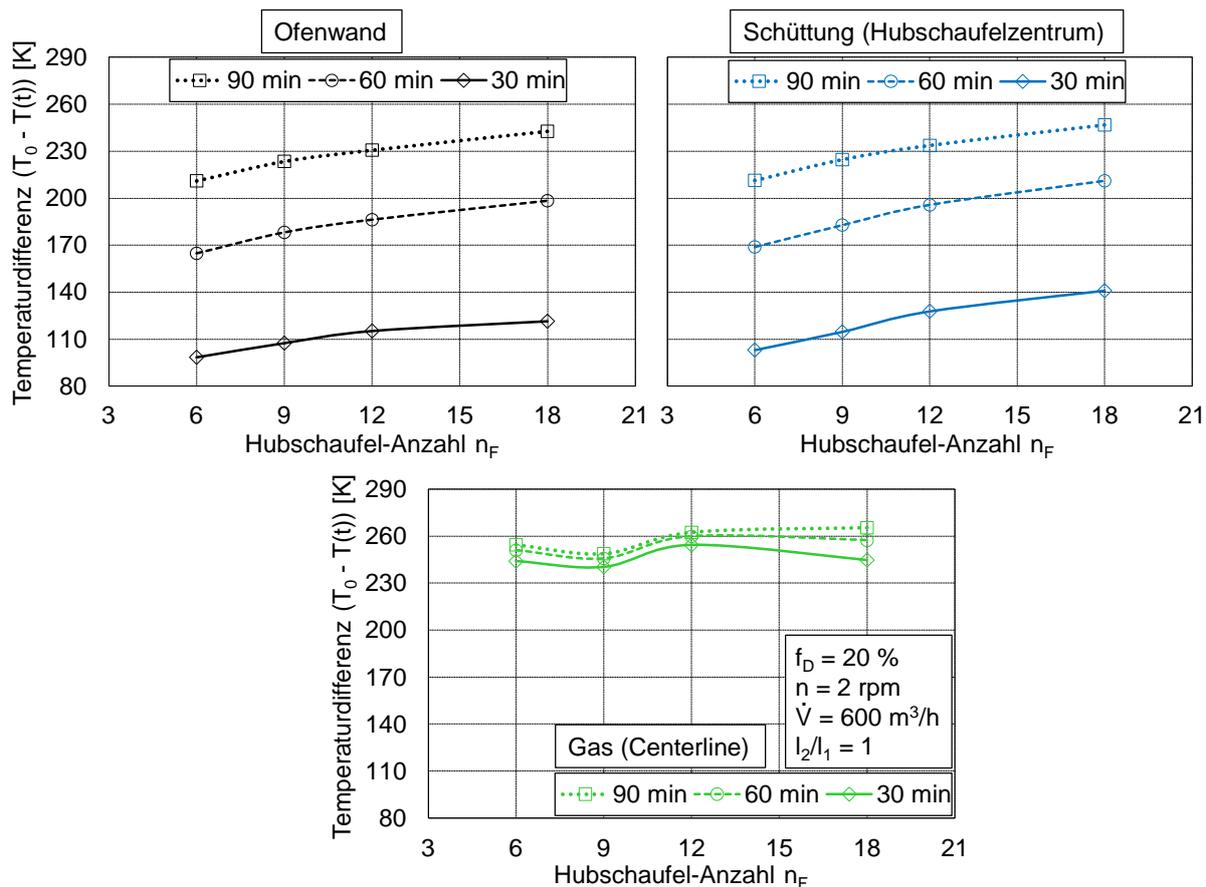
Temperaturdifferenzen in allen drei Diagrammen mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis zunehmen. Dieser Trend ist bis zum Hubschaufel-Längenverhältnis von 1 zu sehen. Eine weitere Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses verringert die Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas.



**Abbildung 113:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis

#### 4.3.1.6 Einfluss der Hubschaufelanzahl

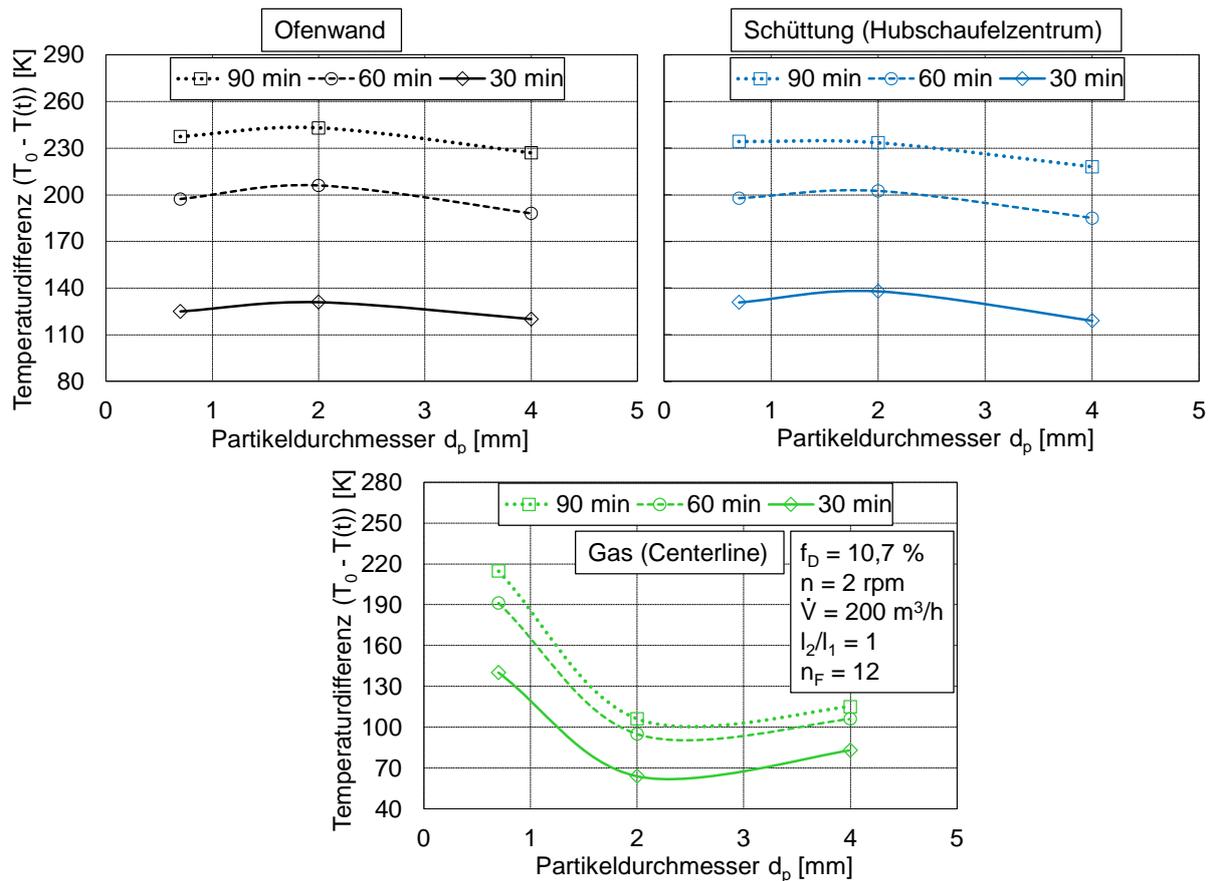
Der Einfluss der Hubschaufelanzahl auf die Temperaturdifferenzen ist Abbildung 114 zu entnehmen. Eine Erhöhung der Hubschaufelanzahl bei sonst gleichen Parametern erhöht die Temperaturdifferenz der Ofenwand sowie der Schüttung. Beides wird demnach schneller gekühlt, je mehr Hubschaufeln installiert sind. Bei den Temperaturdifferenzen des Gases ist ein ähnlicher Trend zu erkennen. Dieser ist jedoch nicht so stark ausgeprägt wie bei der Ofenwand und der Schüttung. Grund dafür könnte sein, dass mit steigender Hubschaufelanzahl ebenfalls die Anzahl der Partikel in der Luftphase steigt (vgl. Kapitel 2.3.3.4). Dadurch erhöht sich die gemessene Gastemperatur, die zunehmend eine Mischtemperatur wird, was eine Verringerung der gemessenen Temperaturdifferenz zur Folge hat.



**Abbildung 114:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl

#### 4.3.1.7 Einfluss des Partikeldurchmessers

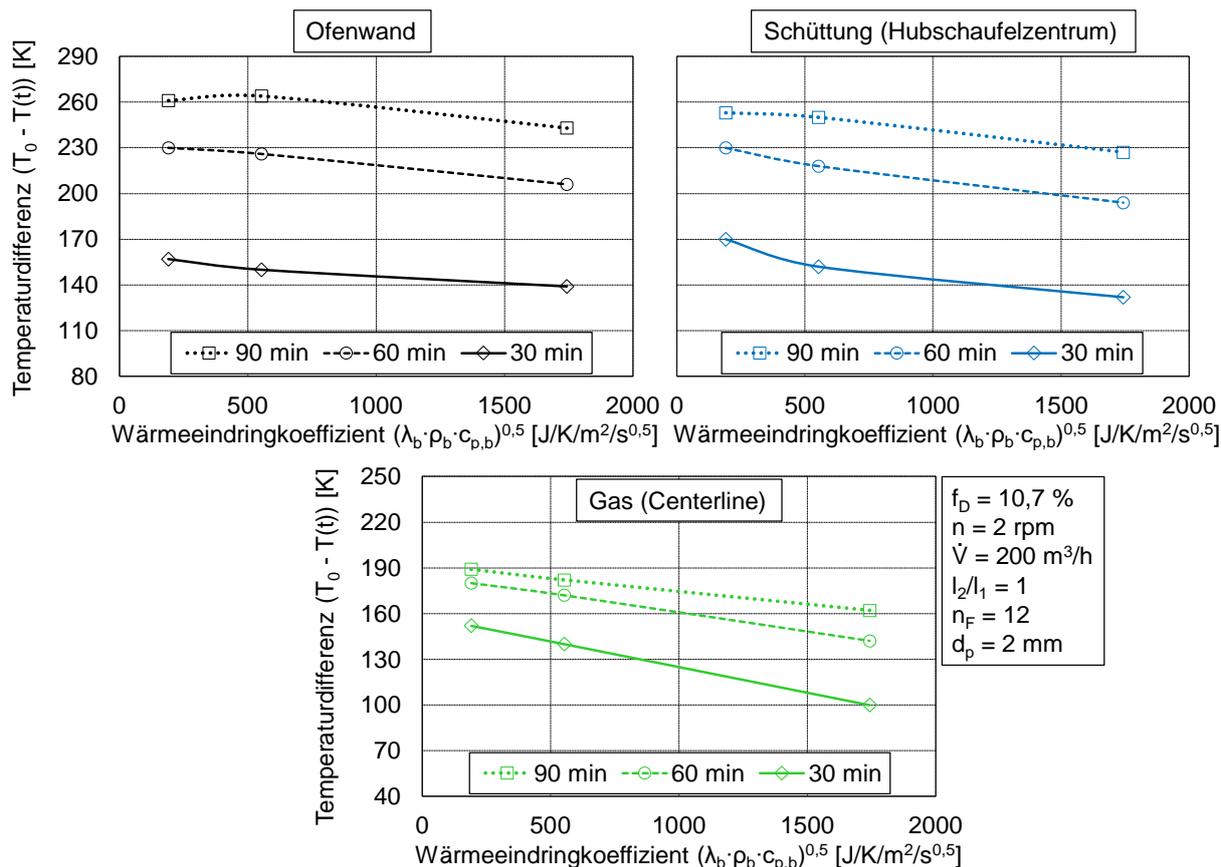
In Abbildung 115 sind die Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten der Kühlung in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser dargestellt. Darin zeigt sich die leichte Tendenz, dass bei geringeren Partikeldurchmessern höhere Temperaturdifferenzen erreicht werden. Kleinere Partikel lassen sich demnach geringfügig schneller abkühlen.



**Abbildung 115:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser

#### 4.3.1.8 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient

Abbildung 116 veranschaulicht den Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften anhand des Wärmeeindringkoeffizienten auf die Temperaturdifferenzen während der Abkühlung. Bei allen drei dargestellten Medien Ofenwand, Schüttung sowie Gas zeigen sich mit dem Wärmeeindringkoeffizienten abnehmende Temperaturdifferenzen. Das liegt an den sich ändernden Wärmeleitfähigkeiten sowie Schüttdichten der untersuchten Materialien Blähton, Glas und Stahl. Während die spezifischen Wärmekapazitäten für alle drei Materialien eng beieinander zwischen 460 und 800 J/kg/K liegen, ändert sich die Schüttdichte von 430 kg/m<sup>3</sup> (Blähton) auf 1531 kg/m<sup>3</sup> (Glaskugeln) bzw. 4604 kg/m<sup>3</sup> (Stahlkugeln). Die Wärmeleitfähigkeiten betragen 0,11 W/m/K (Blähton), 0,25 W/m/K (Glaskugeln) bzw. 1.37 W/m/K (Stahlkugeln) und steigen – wie die Schüttdichte – um einen Faktor über 10. Dadurch können sich die Temperaturen von Partikeln mit niedrigem Wärmeeindringkoeffizienten schneller ändern im Vergleich zu Partikeln mit hohen Wärmeeindringkoeffizienten.



**Abbildung 116:** Temperaturdifferenzen von Ofenwand, Schüttung und Gas zu unterschiedlichen Zeitpunkten während der Abkühlphase in Abhängigkeit vom Wärmeeindringkoeffizienten

#### 4.3.2 Wärmeströme

Die während der Abkühlphase bilanzierten Wärmeströme sind in Abbildung 117 dargestellt. Da Wärme aus dem System abgeführt wird, ist die Änderung der Schüttbetenthalpie negativ. Die zur Kühlung zugeführte Luft hat eine über die Versuchsdauer konstante Umgebungstemperatur. Die Temperatur des Schüttguts wird mit fortwährender Kühlung kleiner, wodurch auch die Temperaturdifferenz zwischen Luft und Schüttung kleiner wird. Dies zeigt sich an der abnehmenden Änderung der Schüttbetenthalpie. Sowohl die Strahlung als auch die Konvektion an der Schüttbettoberfläche sind vernachlässigbar gering. Dass die Konvektion an der Schüttbettoberfläche im Vergleich zur Konvektion an den Partikelschleiern so gering ist, könnte ein Indikator dafür sein, dass der Wärmeübergang an den in der Luftphase dispergierten Partikeln deutlich intensiver als an der Schüttbettoberfläche ist. Es könnte jedoch auch bedeuten, dass die Annahme einer überströmten Platte für den Wärmeübergang an der Schüttbettoberfläche nicht geeignet ist.

Da auch während der Abkühlung die Ofenwand eine höhere Temperatur als das Schüttgut aufweist, wird weiterhin ein Kontaktwärmestrom übertragen, der einen nicht

zu vernachlässigenden Anteil am gesamten Wärmestrom ausmacht. Verglichen mit dem konvektiven Wärmestrom am Partikelschleier ist der Kontaktwärmestrom um ca. 50 % kleiner. Aus den bilanzierten Wärmeströmen während der Abkühlphase werden die in den folgenden Kapiteln dargestellten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier berechnet.

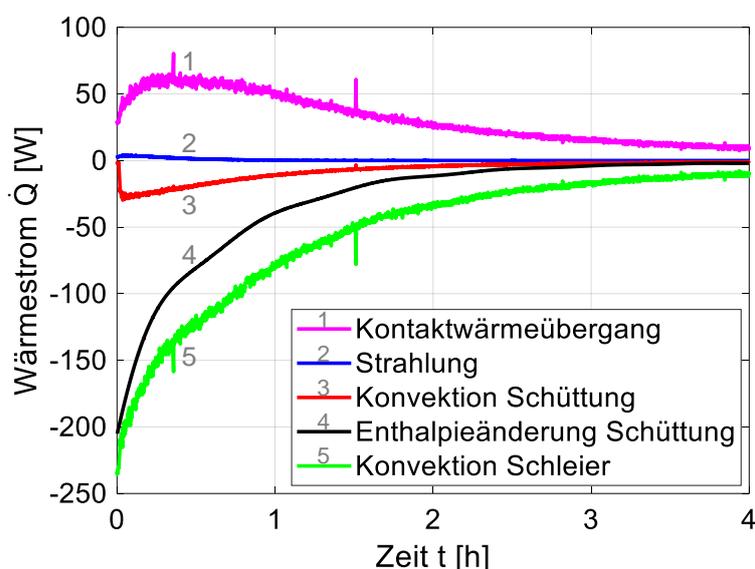


Abbildung 117: Exemplarische Darstellung von Wärmeströmen während der Abkühlphase

#### 4.3.3 Definition maßgebender Flächen für den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier

Nachfolgend werden die ermittelten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Gas und Partikelschleier in Abhängigkeit von den untersuchten Parametern dargestellt. Dabei werden jeweils drei Koeffizienten gezeigt, die sich in der zugrundeliegenden Annahme unterscheiden. Die Annahmen und damit zusammenhängenden Berechnungen sind in den Kapiteln 2.2.3.6 sowie 4.2.3.2 erläutert. Zusammengefasst werden die folgenden Annahmen unterschieden:

1. „Durchströmt“: Das Gas durchströmt die Partikelschleier. Der Kontakt zum Gas und die Intensität des konvektiven Wärmeübergangs sind bei allen Partikeln des Schleiers gleich.
2. „Umströmt, PL“: Das Gas umströmt die Partikelschleier und die Schleieroberfläche wird als glatte Platte angenommen. Lediglich die Partikel an der Schleieroberfläche sind in Kontakt mit dem Gas und ausschließlich dort findet konvektiver Wärmeübergang statt.

3. „Umströmt, KO“: Das Gas umströmt die Partikelschleier und die Schleieroberfläche wird als Platte mit Kugeln an der Oberfläche (vgl. Abbildung 17) angenommen. Lediglich die Partikel an der Schleieroberfläche sind in Kontakt mit dem Gas und ausschließlich dort findet Wärmeübergang statt.

Die Messwerte werden mit Modellen aus der Literatur verglichen. Für die erste Annahme eines durchströmten Schleiers liegen überströmte Einzelkugeln vor. Nach Specht [159] wird folgende Nusselt-Korrelation für die Konvektion an einer umströmten Kugel verwendet.

- „Modell Kugel“:

$$\text{Nu}_d = 2 + 0,6 \cdot \sqrt{\text{Re}_d} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (58)$$

wobei die Reynolds-Zahl mit dem Durchmesser der Partikel berechnet wird. Für die zweite Annahme eines umströmten Schleiers wird von einer laminar überströmten Platte ausgegangen. Folgende Nusselt-Gleichung wird verwendet [159].

- „Modell Platte“:

$$\text{Nu}_z = 0,332 \cdot \sqrt{\text{Re}_z} \cdot \text{Pr}^{0,33}, \quad (59)$$

wobei in der Reynolds-Zahl als charakteristische Länge der Abstand der jeweiligen axialen Messposition von der Stirnseite des Ofenrohres eingesetzt wird (s. Abbildung 118). Dieser Abstand entspricht dem vom Gas bis zur Messposition zurückgelegten Weg im Drehrohr.

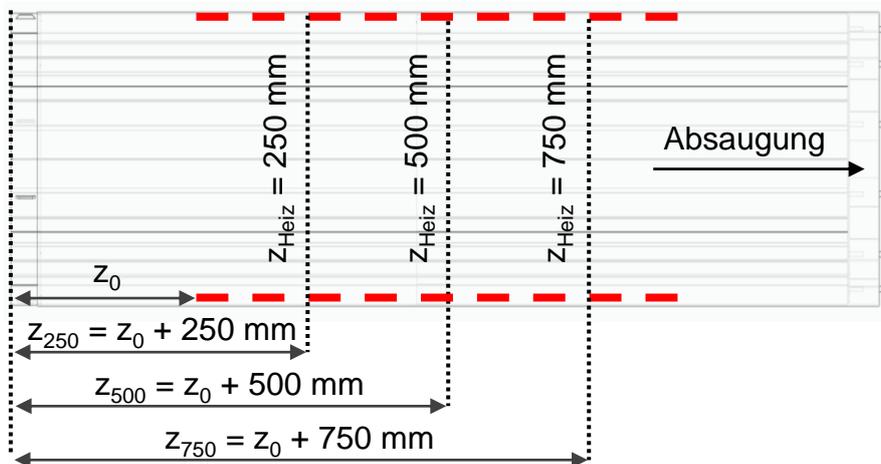


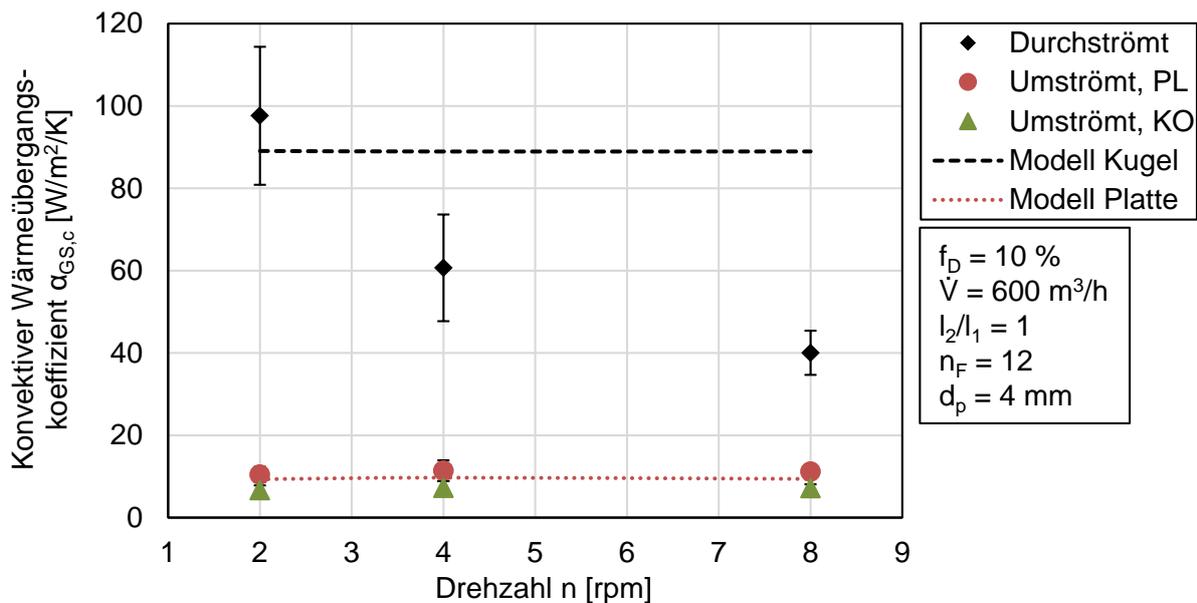
Abbildung 118: Abstände  $z_{250/500/750}$  der drei axialen Messpositionen zur Stirnseite des Drehrohres

### 4.3.4 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient

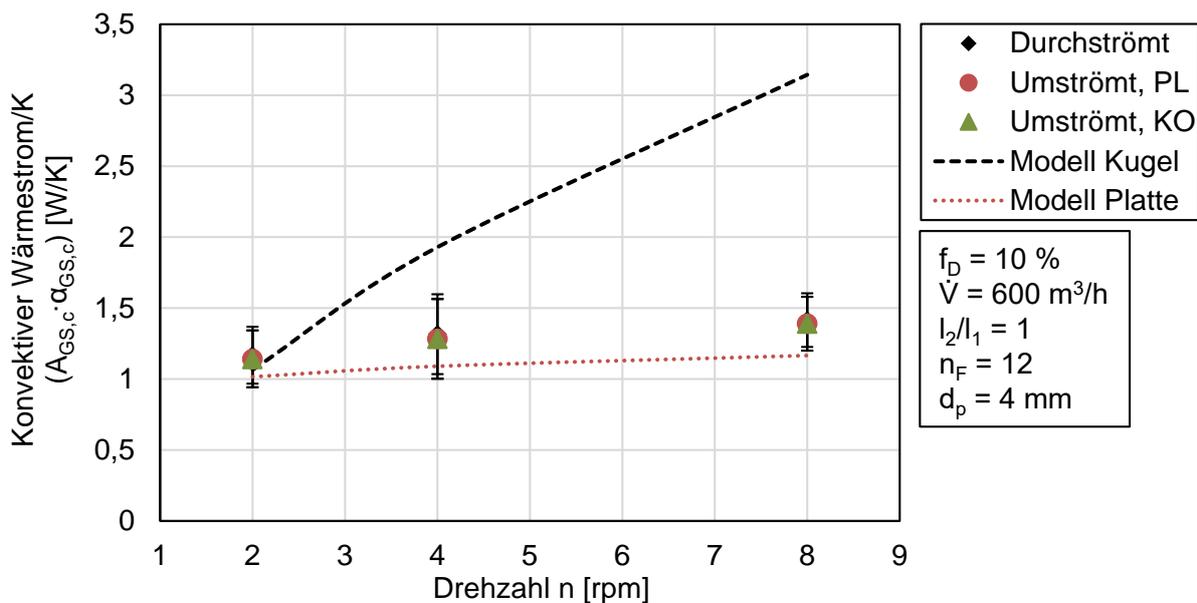
#### 4.3.4.1 Einfluss der Drehzahl

In Abbildung 119 ist der konvektive Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit von der Drehzahl dargestellt. Der Füllungsgrad beträgt 10 %, womit die Drehtrommel leicht unterbeladen ist ( $f_{D,opt} = 10,7\%$ ). Unter der Annahme von durchströmten Partikelschleiern beträgt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bei 2 rpm in etwa  $100\text{ W/m}^2/\text{K}$  und ist in guter Übereinstimmung mit dem Modell der umströmten Kugel. Mit steigender Drehzahl sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf  $60\text{ W/m}^2/\text{K}$  (4 rpm) bzw.  $40\text{ W/m}^2/\text{K}$  (8 rpm), während das Modell der umströmten Kugel unabhängig von der Drehzahl ist. Unter der Annahme vom umströmten Partikelschleiern liegen deutlich niedrigere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten von etwa  $10\text{ W/m}^2/\text{K}$  vor. Die gemessenen Werte lassen sich gut durch das Modell der überströmten Platte abbilden und sind nahezu unabhängig von der Drehzahl. Die Annahme der überströmten Platte mit Kugeln an der Oberfläche liefert niedrigere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten, da die angenommene Wärmeübergangsfläche im Vergleich zur glatten Platte größer ist.

Mit steigender Drehzahl ändert sich die Schleieroberfläche (vgl. Kapitel 2.3.4.1). Daher ist es notwendig, den konvektiven Wärmestrom pro Kelvin (Wärmestrom/K, s. Abbildung 120) als Produkt aus Schleieroberfläche und konvektivem Wärmeübergangskoeffizienten zu betrachten. Für alle drei Annahmen ergeben sich die gleichen konvektiven Wärmeströme/K. Der Abgleich mit den beiden Modellen zeigt, dass die Drehzahlabhängigkeit für den unterbeladenen Zustand der Drehtrommel mit dem Modell der Platte in sehr guter Näherung abgebildet werden kann. Mit dem Modell der umströmten Kugel kann der konvektive Wärmestrom/K im unterbeladenen Zustand lediglich bei geringer Drehzahl berechnet werden.



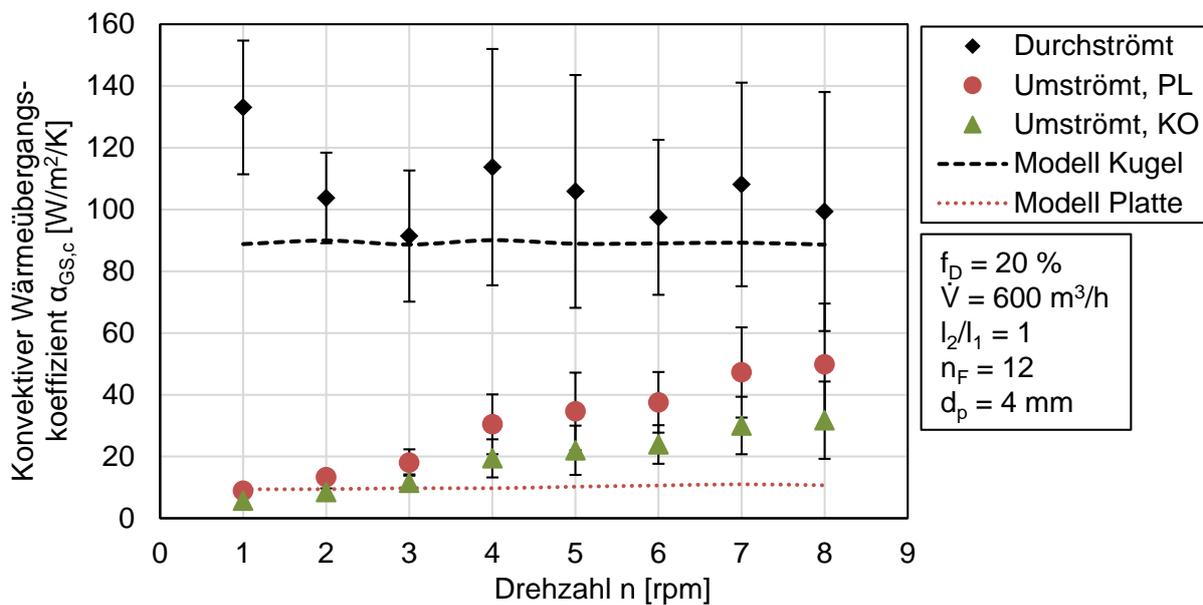
**Abbildung 119:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Drehzahl bei unterbeladener Drehtrommel ( $f_{D,opt} = 10,7 \%$ )



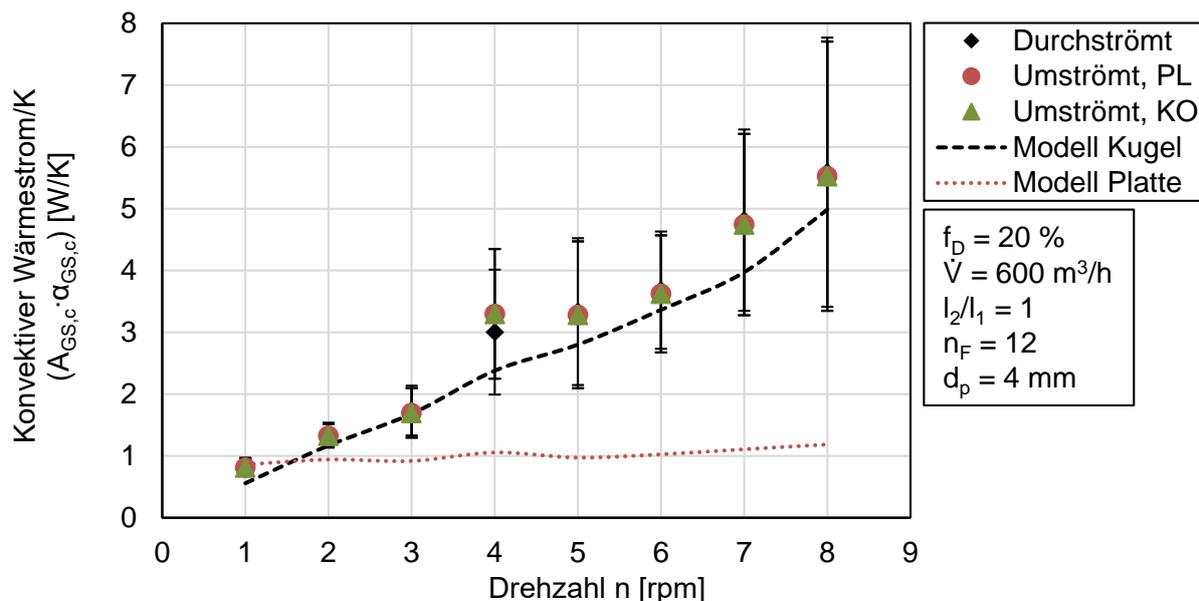
**Abbildung 120:** Konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Drehzahl bei unterbeladener Drehtrommel ( $f_{D,opt} = 10,7 \%$ )

Bei sonst gleichen Parametern, jedoch überbeladenem Zustand der Drehtrommel ( $f_D = 20 \%$ ), zeigt sich eine andere Abhängigkeit von der Drehzahl (s. Abbildung 121). Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei durchströmten Partikelschleiern nehmen weniger stark mit der Drehzahl ab und lassen sich gut durch das Modell der umströmten Kugel abbilden. Sie liegen zwischen 95 und 135  $W/m^2/K$ . Die konvektiven

Wärmeübergangskoeffizienten der überströmten Platten (PL, KO) nehmen mit steigender Drehzahl von 10 auf 50 W/m<sup>2</sup>/K (PL) respektive von 6 auf 32 W/m<sup>2</sup>/K (KO) zu, während das Modell der überströmten Platte nahezu unabhängig von der Drehzahl ist. Unter Berücksichtigung der Schleieroberfläche zeigt sich für den Fall der überbeladenen Drehtrommel eine Zunahme des konvektiven Wärmestroms/K mit steigender Drehzahl von 1 W/K auf 5,5 W/K. Dieser Trend wird durch das Modell der umströmten Kugel abgebildet. Das Modell der überströmten Platte eignet sich nur zur Beschreibung des konvektiven Wärmestroms/K bei kleinen Drehzahlen.



**Abbildung 121:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Drehzahl bei überbeladener Drehtrommel ( $f_{D,opt} = 10,7\%$ )

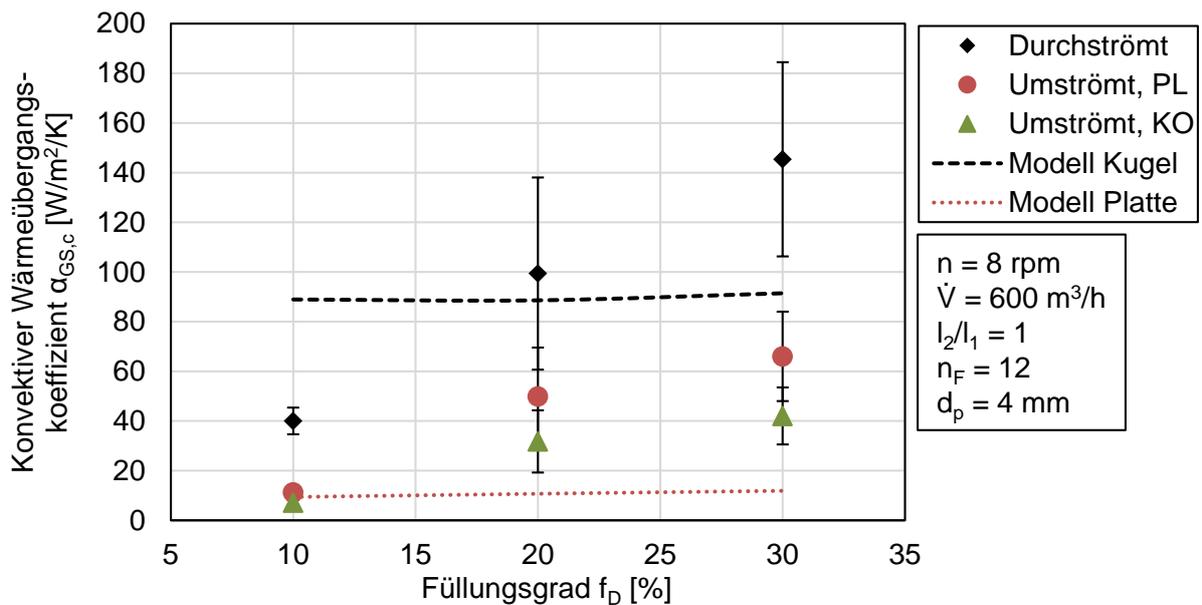


**Abbildung 122:** Konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Drehzahl bei überladener Drehtrommel ( $f_{D,opt} = 10,7\%$ )

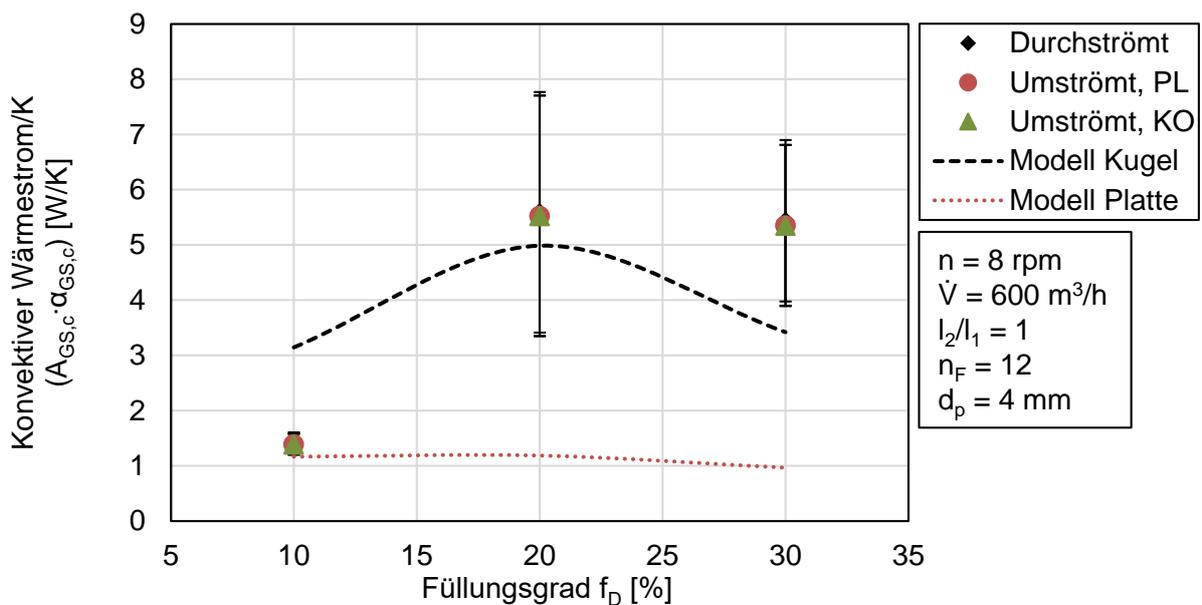
#### 4.3.4.2 Einfluss des Füllungsgrades

Dass der Füllungsgrad einen starken Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten hat, zeigt sich in Abbildung 123. Unter allen drei Annahmen nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient mit steigendem Füllungsgrad zu: von 40 auf 145 W/m<sup>2</sup>/K (Durchströmt), von 11 auf 66 W/m<sup>2</sup>/K (Umströmt, PL) sowie von 7 auf 42 W/m<sup>2</sup>/K (Umströmt, KO). Diesen Verlauf kann keines der beiden dargestellten Modelle abbilden. Lediglich beim geringsten Füllungsgrad (Modell Platte) sowie bei 20 % Füllungsgrad (Modell Kugel) gibt es Überschneidungen zwischen den gemessenen und modellierten Werten.

Der konvektive Wärmestrom/K kann durch eine Erhöhung des Füllungsgrades von 10 auf 20 % um den Faktor vier vergrößert werden. Eine weitere Erhöhung des Füllungsgrades hat geringfügig niedrigere konvektive Wärmeströme/K zur Folge, wie Abbildung 124 zeigt. Das Modell der überströmten Platte eignet sich gut um den konvektiven Wärmestrom/K bei geringem Füllungsgrad bzw. unterbeladenem Zustand zu bestimmen. Bei höheren Füllungsgraden (überladener Zustand) liefert das Modell der umströmten Kugel valide Werte.



**Abbildung 123:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

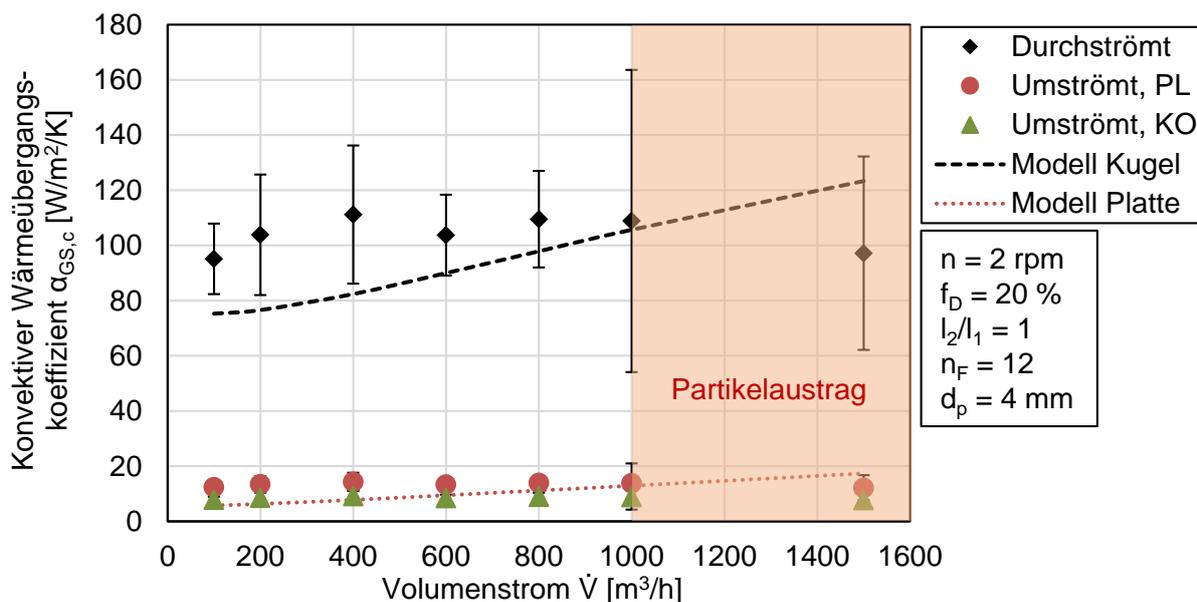


**Abbildung 124:** Konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Füllungsgrad

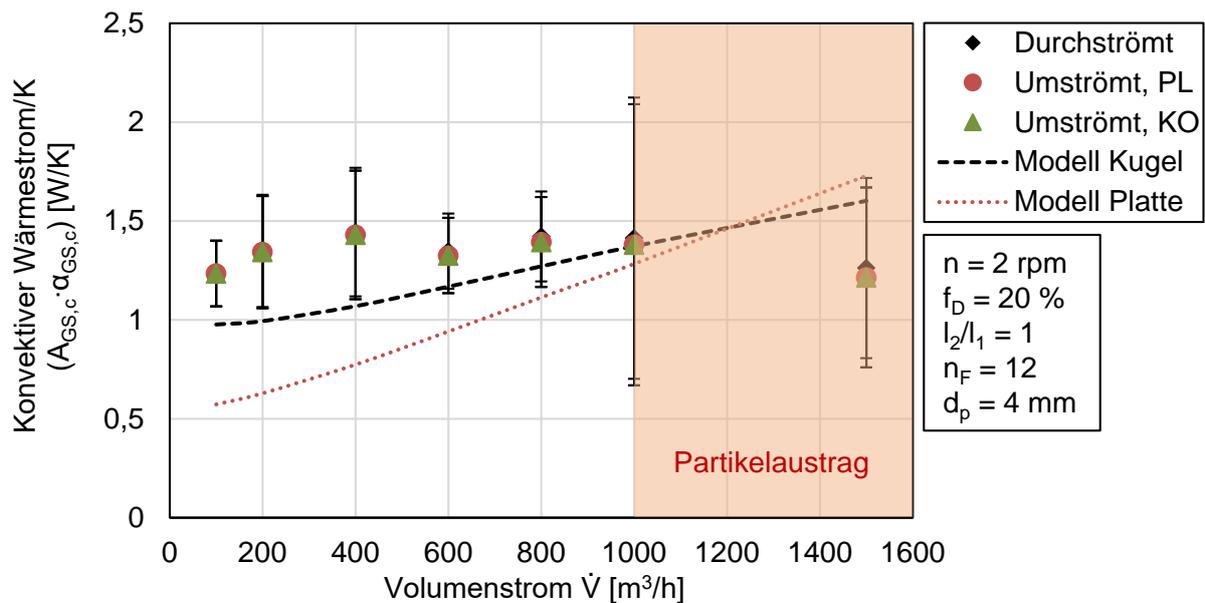
#### 4.3.4.3 Einfluss des Volumenstroms

Der Einfluss des Volumenstroms auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten ist in Abbildung 125 bei einer Drehzahl von 2 rpm und 20 % Füllungsgrad dargestellt. Es zeigt sich für den Fall des durchströmten Schleiers eine leichte Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Volumenstrom von 95 auf 110 W/m²/K. Dies gilt für Volumenströme bis 800 m³/h. Bei höher eingestellten Volumenströmen wird die Austragsgeschwindigkeit der Partikel überschritten. Die Partikel werden gegen das hintere Gitter im Ofenrohr gedrückt und verursachen einen Druck-

und Geschwindigkeitsabfall im Ofenrohr (vgl. Kapitel 4.3.1.4). Dadurch sinkt auch der konvektive Wärmeübergangskoeffizient auf  $95 \text{ W/m}^2/\text{K}$  ab. Zudem treten starke Fluktuationen auf, was sich in hohen Standardabweichungen widerspiegelt. Die gemessenen Werte sind quantitativ in guter Übereinstimmung mit dem Modell der umströmten Kugel. Qualitativ zeigt sich im Modell der umströmten Kugel jedoch eine stärkere Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Volumenstrom. Gleiches gilt für das Modell der überströmten Platte, das mit dem Volumenstrom ansteigende konvektive Wärmeübergangskoeffizienten vermuten lässt. Die gemessenen Werte unter Annahme einer Platte sind jedoch nahezu unabhängig vom Volumenstrom und liegen zwischen  $12$  und  $14 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (PL) sowie  $8$  und  $9 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (KO). Unter Einbeziehung der Schleieroberfläche, die unabhängig vom Volumenstrom ist, zeigen sich dementsprechend die gleichen Trends, wie Abbildung 126 zeigt. Es ist jedoch zu sehen, dass das Modell der umströmten Kugel im Vergleich zur überströmten Platte qualitativ und quantitativ in guter Übereinstimmung mit den Messwerten ist.



**Abbildung 125:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei  $n = 2 \text{ rpm}$  und  $20 \%$  Füllungsgrad

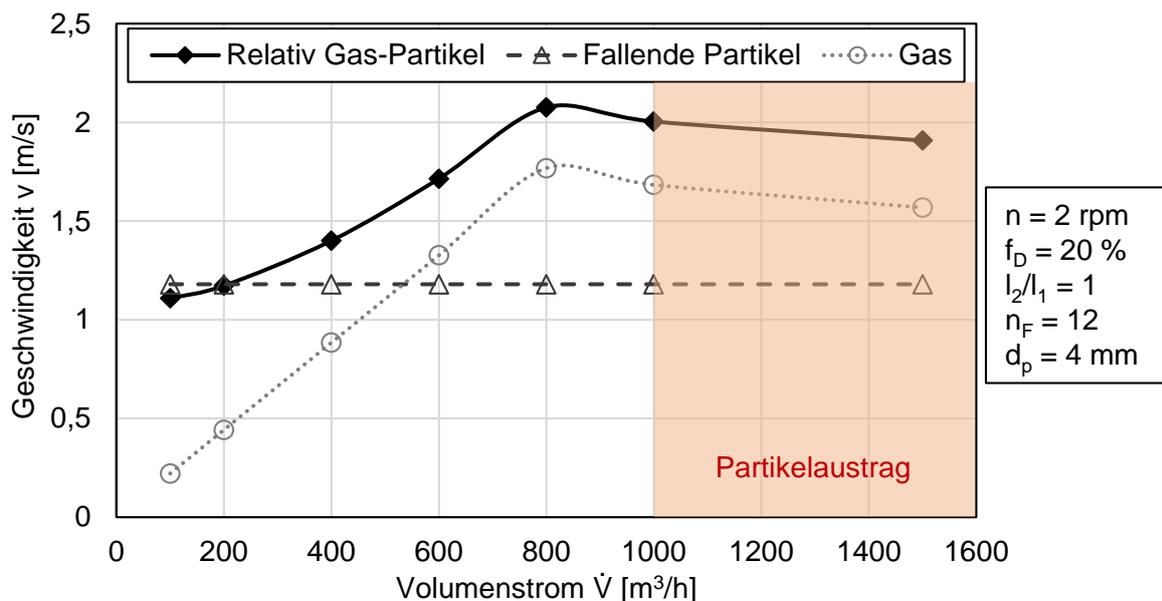


**Abbildung 126:** Konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei  $n = 2$  rpm und 20 % Füllungsgrad

Der insgesamt geringe Einfluss des Volumenstroms auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie den konvektiven Wärmestrom lässt sich anhand der folgenden Abbildung 127 erklären. Mit steigendem Volumenstrom nimmt die Gasgeschwindigkeit linear zu. Ab einem Volumenstrom von  $800 \text{ m}^3/\text{h}$  bleibt die Gasgeschwindigkeit nahezu konstant (vgl. Kapitel 4.3.1.4). Maßgebend für den konvektiven Wärmeübergang zwischen Gas und fallenden Partikeln ist jedoch die Relativgeschwindigkeit  $v_{\text{Rel}}$  zwischen Gas- ( $v_{\text{Gas}}$ ) und Partikelfallgeschwindigkeit  $v_{\text{F}}$

$$v_{\text{Rel}} = \sqrt{v_{\text{Gas}}^2 + v_{\text{F}}^2} \quad (60)$$

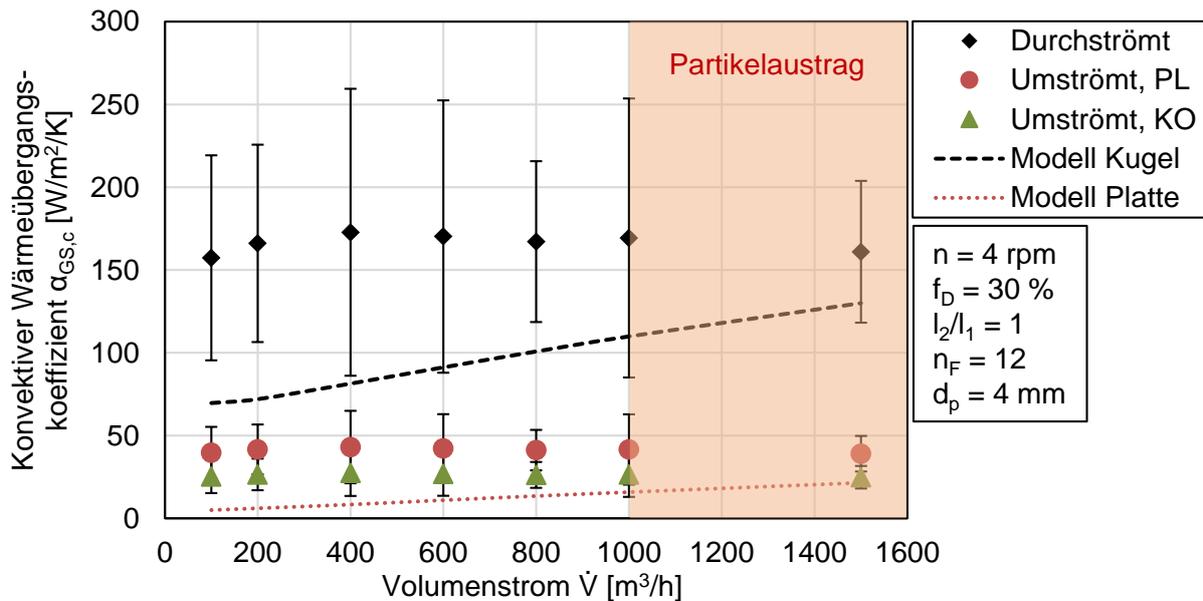
Da die Fallgeschwindigkeit der Partikel nicht vom Volumenstrom abhängt, ist der Einfluss des Volumenstroms auf die Relativgeschwindigkeit und damit auch auf den konvektiven Wärmeübergang reduziert.



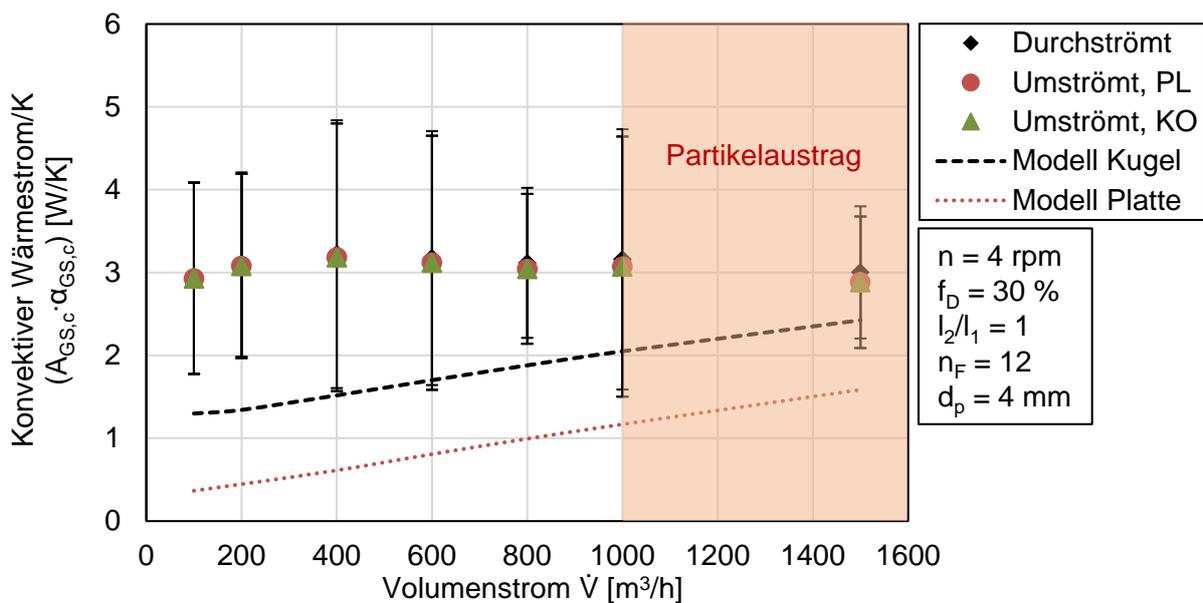
**Abbildung 127:** Geschwindigkeiten im Drehrohr von Gas und fallenden Partikeln sowie daraus resultierende Relativgeschwindigkeit. Darstellung des Bereichs, in dem Partikelaustrag stattfindet und die Gas- und Relativgeschwindigkeiten abnehmen.

In Abbildung 128 zeigen sich bei höherer Drehzahl und größerem Füllungsgrad ähnliche Trends. Die Abhängigkeit des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten vom Volumenstrom ist gering. Die experimentell bestimmten Werte sind jedoch mit  $160 - 170 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (Durchströmt),  $40 - 43 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (Umströmt, PL) sowie  $25 - 27 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (Umströmt, KO) deutlich höher als bei kleinerer Drehzahl sowie kleinerem Füllungsgrad. Die Werte weichen bei kleinem Volumenstrom stark von beiden Modellen ab, nähern sich mit zunehmendem Volumenstrom jedoch den Modellwerten an.

Abbildung 129 veranschaulicht, dass der konvektive Wärmestrom/K unabhängig vom Volumenstrom ist. In der dargestellten Parameterkonfiguration sind die ermittelten konvektiven Wärmeströme/K, verglichen mit geringerer Drehzahl und kleinerem Füllungsgrad (s. Abbildung 126), um den Faktor zwei höher. Beide Modelle geben zu geringe konvektive Wärmeströme/K aus.



**Abbildung 128:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei  $n = 4$  rpm und 30 % Füllungsgrad

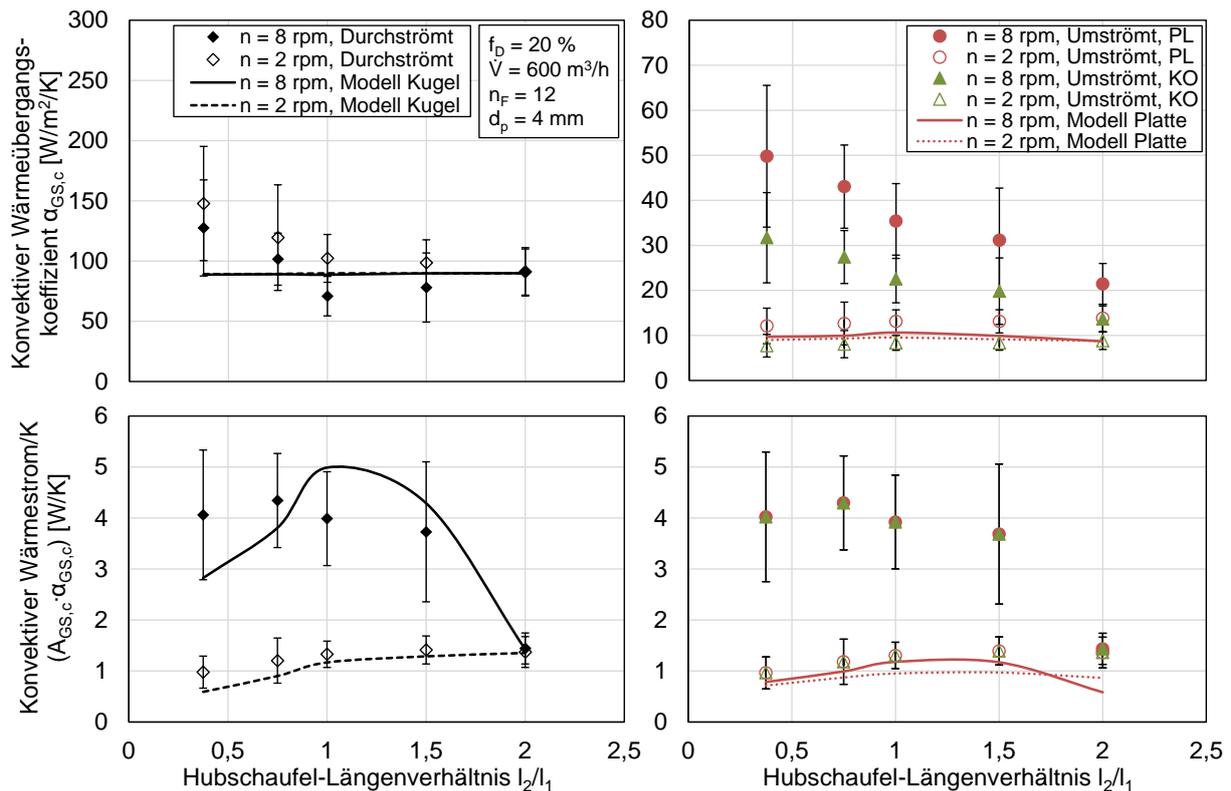


**Abbildung 129:** Konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Volumenstrom bei  $n = 4$  rpm und 30 % Füllungsgrad

#### 4.3.4.4 Einfluss des Hubschaufel-Längenverhältnisses

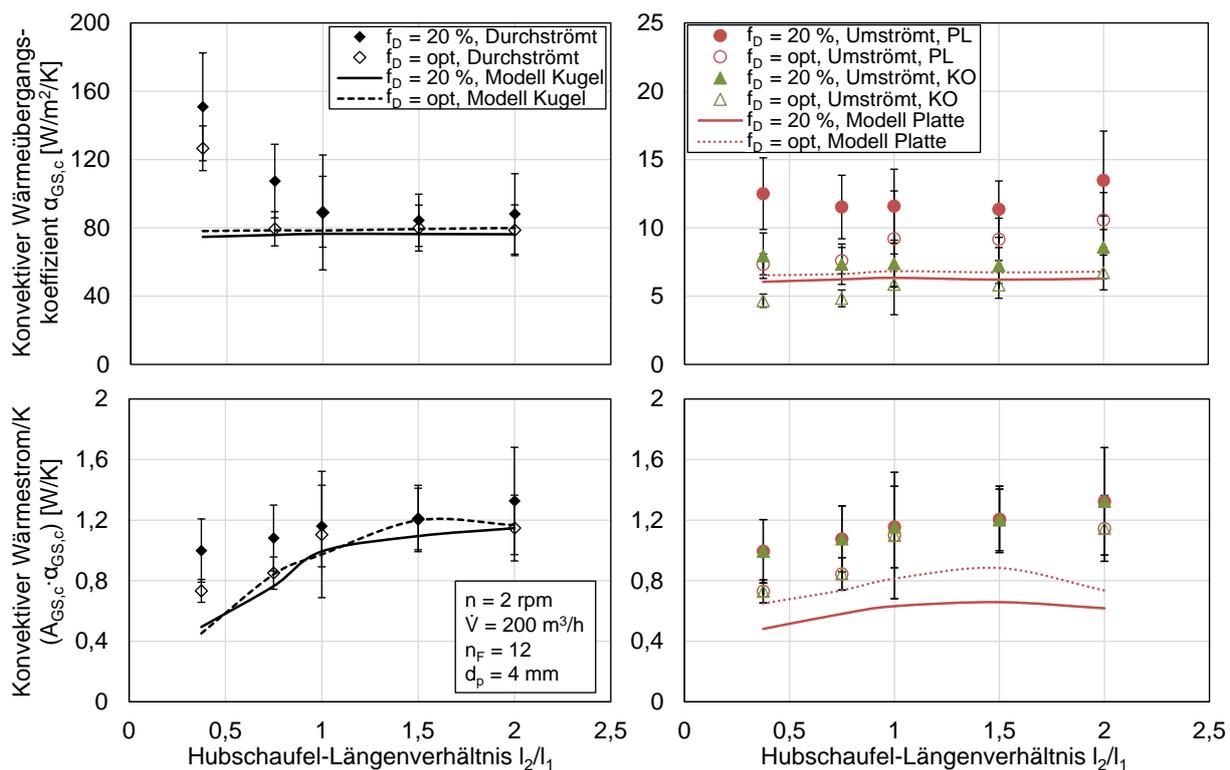
Die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nehmen mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis ab, während die Modellwerte unabhängig vom Hubschaufel-Längenverhältnis sind (s. Abbildung 130). Mit größer werdendem Hubschaufel-Längenverhältnis steigen die Kapazität der Hubschaufeln sowie die Schleierdichte. Der Abstand zwischen den Partikeln wird verringert, wodurch der Widerstand für das Gas, den Schleier zu durchströmen, immer größer wird. Zudem treten zwischen den

Partikeln Abschirmungseffekte auf. Dies wirkt sich negativ auf die Intensität des konvektiven Wärmeübergangs aus. Unter Annahme von durchströmten Schleiern sinkt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bei  $n = 2$  rpm von 150 auf  $90 \text{ W/m}^2/\text{K}$  ab. Bei umströmten Schleiern liegen die gemessenen Werte bei  $n = 2$  rpm konstant um  $13 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (PL) bzw.  $8 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (KO). Wird die Drehzahl auf  $n = 8$  rpm erhöht, sinken die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für den Fall des durchströmten Schleiern leicht ab und liegen zwischen  $130$  und  $70 \text{ W/m}^2/\text{K}$ . Im Fall des umströmten Schleiern steigen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit der Drehzahl und betragen bei  $n = 8$  rpm zwischen  $50$  und  $20 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (PL) bzw.  $30$  und  $15 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (KO). Mit dem Modell der umströmten Kugel können die großen Hubschaufel-Längenverhältnisse gut abgebildet werden. Das Modell der umströmten Platte eignet sich zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei geringen Drehzahlen. Bei Betrachtung des konvektiven Wärmestroms/K zeigt sich, dass das Modell der umströmten Kugel die Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei beiden untersuchten Drehzahlen gut abbilden kann. Das Modell der überströmten Platte liegt bei geringer Drehzahl in guter Näherung zu den Messwerten. Bei hohen Drehzahlen weicht das Modell jedoch stark von den Messwerten ab. Interessant ist dabei, dass die gemessenen konvektiven Wärmeströme/K bei Hubschaufel-Längenverhältnissen von  $l_2/l_1 = 0,375$  bis  $1,5$  bei  $n = 8$  rpm nahezu konstant sind. Lediglich beim größten Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 2$  wird ein deutlich geringerer konvektiver Wärmestrom/K übertragen. Bei geringerer Drehzahl steigt der konvektive Wärmestrom/K mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis.



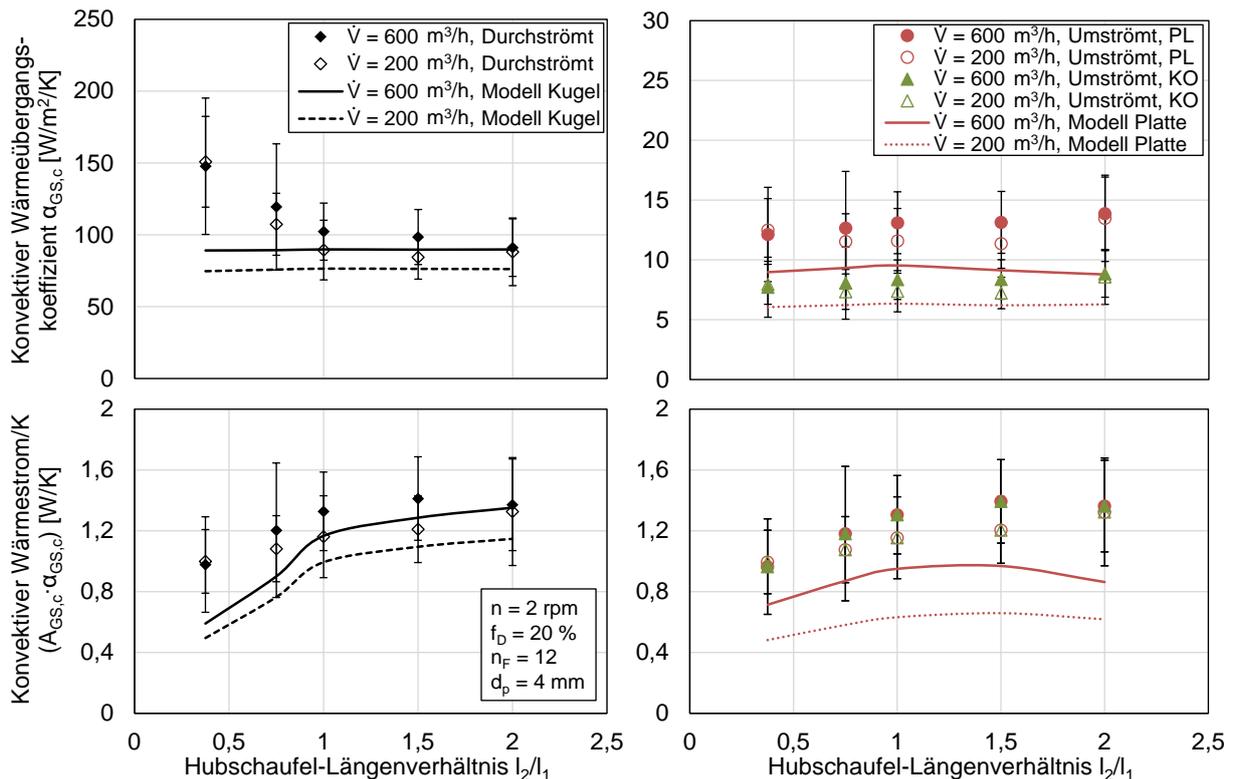
**Abbildung 130:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation der Drehzahl

In Abbildung 131 zeigt sich bei Variation des Füllungsgrades und unter Annahme durchströmter Partikelschleier ebenfalls eine Abnahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis von 150 auf 90 W/m<sup>2</sup>/K ( $f_D = 20\%$ ) bzw. von 125 auf 80 W/m<sup>2</sup>/K (optimaler Füllungsgrad). Bei höherem Füllungsgrad werden dabei stets höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten gemessen. Das Modell der umströmten Kugel liefert beim geringsten Hubschaufel-Längenverhältnis von 0,375 zu niedrige Werte, ist jedoch ansonsten in guter Übereinstimmung mit den Messwerten. Bei Annahme umströmter Partikelschleier steigen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei optimalem Füllungsgrad von 8 auf 10,5 W/m<sup>2</sup>/K (PL) bzw. von 4,5 auf 7 W/m<sup>2</sup>/K (KO). Bei 20 % Füllungsgrad sind die Messwerte (12 W/m<sup>2</sup>/K (PL) bzw. 8 W/m<sup>2</sup>/K (KO)) hingegen weitestgehend unabhängig vom Hubschaufel-Längenverhältnis und unterliegen nur leichten Schwankungen ohne erkennbaren Trend. Das Modell der überströmten Platte liefert meist zu hohe Werte. Wird die Schleieroberfläche mit einbezogen, zeigen sich mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis um ca. 40 % ansteigende konvektive Wärmeströme/K. Das Modell der umströmten Kugel bildet diesen Zusammenhang gut ab, während die Modellwerte der überströmten Platte deutlich unter den Messwerten liegen.



**Abbildung 131:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation des Füllungsgrades

Diese Abhängigkeiten lassen sich auch in Abbildung 132 bei Variation des Volumenstroms beobachten. Zusätzlich zeigt sich dort eine Zunahme des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie des konvektiven Wärmestroms/K bei Erhöhung des Volumenstroms von 200 auf 600  $m^3/h$ .

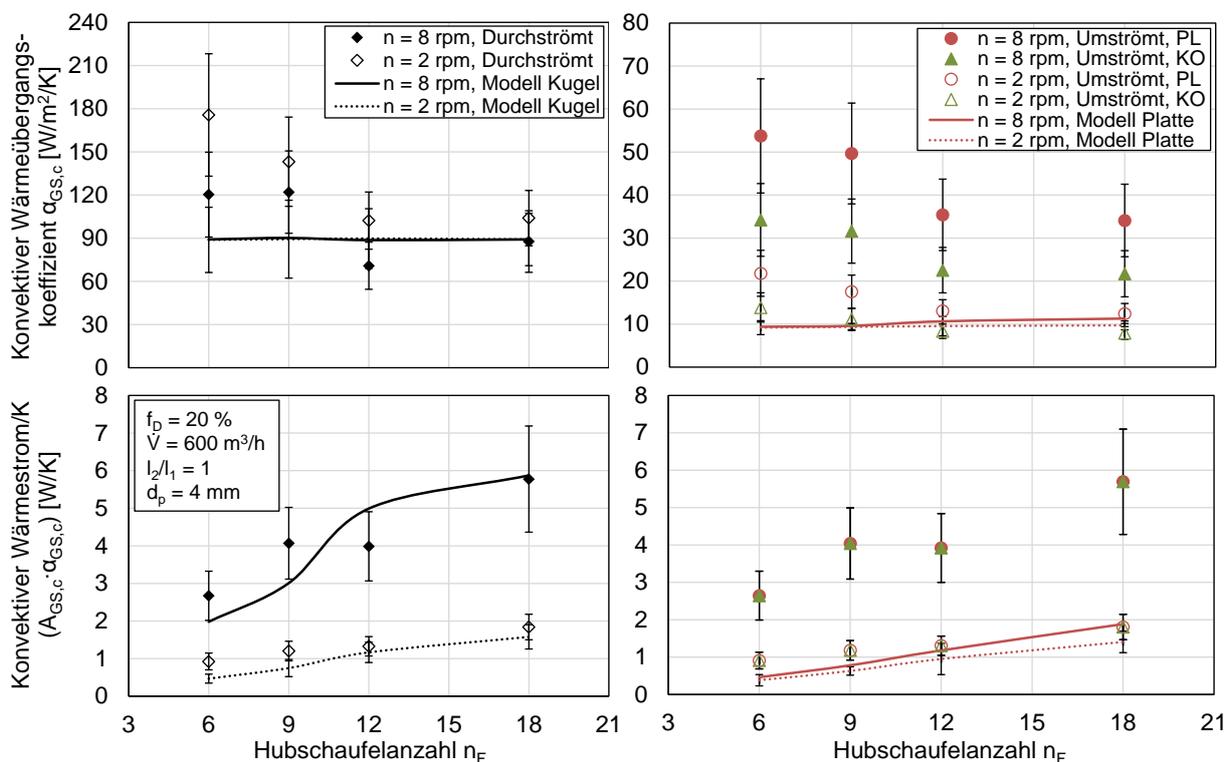


**Abbildung 132:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Hubschaufel-Längenverhältnis bei Variation des Volumenstroms

#### 4.3.4.5 Einfluss der Hubschaufelanzahl

Während das Hubschaufel-Längenverhältnis die Dichte der Partikelschleier beeinflusst, wird von der Hubschaufelanzahl lediglich der Abstand zwischen den Partikelschleiern bestimmt. In Abbildung 133 zeigt sich für alle berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten eine Abnahme mit steigender Hubschaufelanzahl. Für den Fall der Durchströmung und  $n = 2$  rpm liegen die Werte zwischen 175 und 100 W/m<sup>2</sup>/K. Unter Annahme der Schleier-Umströmung liegen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 22 und 12 W/m<sup>2</sup>/K (PL) bzw. zwischen 14 und 8 W/m<sup>2</sup>/K (KO). Bei höherer Drehzahl ( $n = 8$  rpm) werden im Fall der Durchströmung geringere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zwischen 120 und 70 W/m<sup>2</sup>/K gemessen. Unter Annahme der Umströmung nehmen die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten hingegen mit der Drehzahl zu: 54 – 34 W/m<sup>2</sup>/K (PL) sowie 34 – 22 W/m<sup>2</sup>/K (KO). Mit steigender Hubschaufelanzahl nähern sich Mess- und Modellwerte an. Im Fall der Durchströmung kann der hohe Drehzahlbereich besser abgebildet werden. Zwischen den gemessenen Werten für den Fall der Umströmung und dem Modell der überströmten Platte zeigt sich bei hohen Drehzahlen jedoch eine große Diskrepanz, während der geringe Drehzahlbereich gut abgebildet wird.

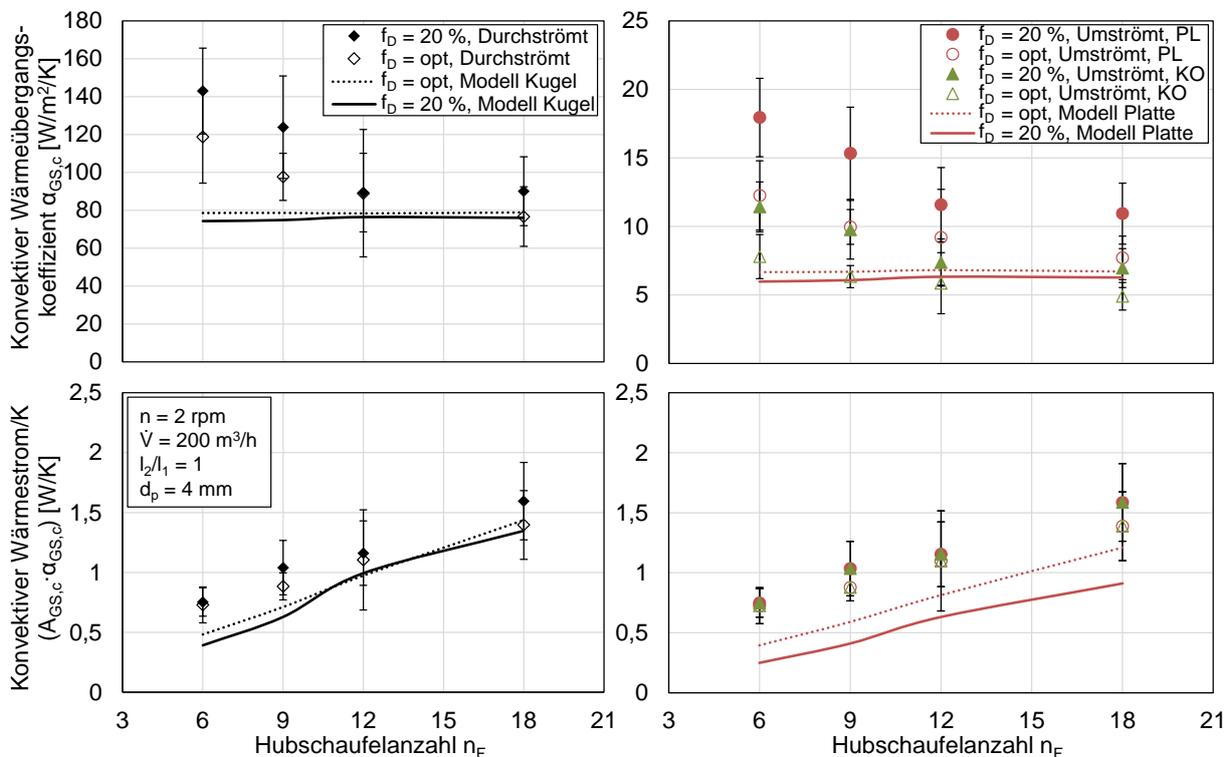
Die Schleieroberflächen steigen stark mit der Hubschaufelanzahl an (vgl. Kapitel 2.3.4.4). Da diese Zunahme größer ist als die Abnahme der gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten, steigt der konvektiv übertragene Wärmestrom/K mit der Hubschaufelanzahl an. Dabei zeigt sich eine gute Übereinstimmung der Mess- und Modellwerte bei Annahme durchströmter Schleier. Die Trends bei beiden untersuchten Drehzahlen werden gut abgebildet. Auch im Fall der Umströmung zeigt sich eine Zunahme des konvektiven Wärmestroms/K, jedoch können die Werte quantitativ nur im geringen Drehzahlbereich mit dem Modell der überströmten Platte abgebildet werden.



**Abbildung 133:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation der Drehzahl

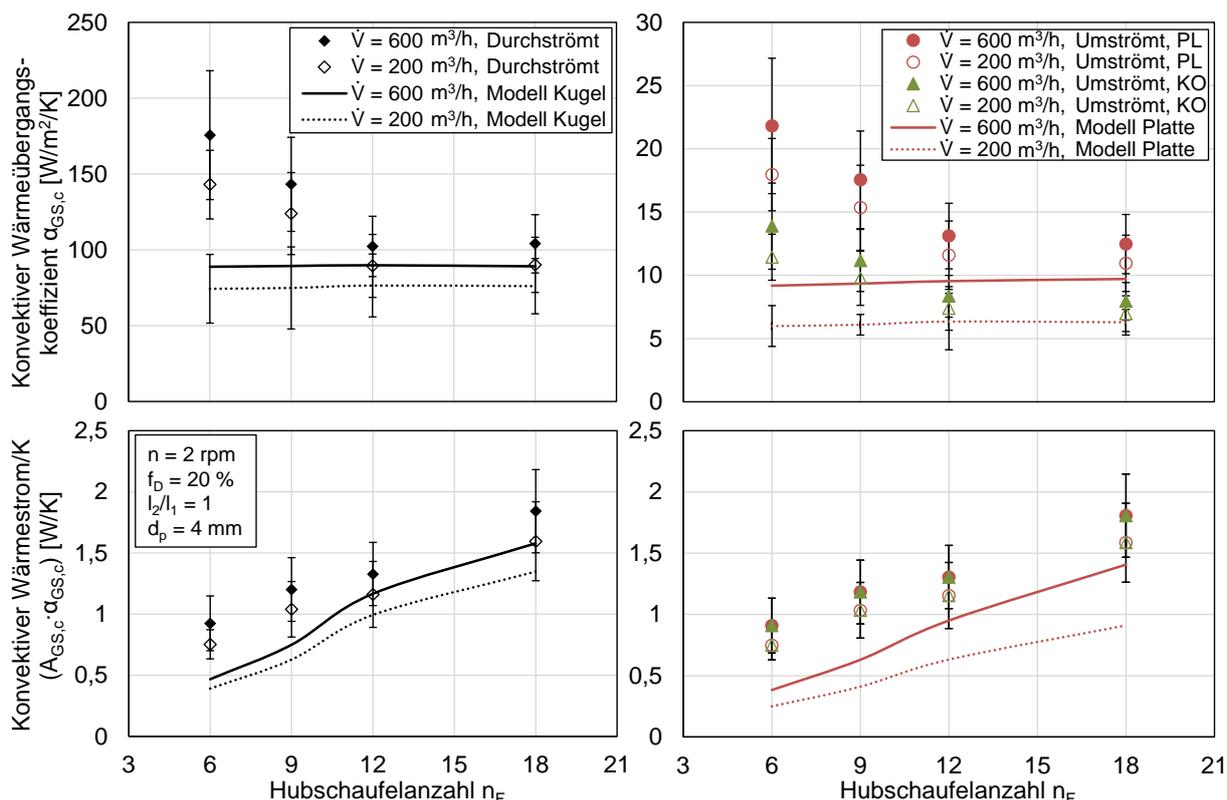
In Abbildung 134 sind die Abhängigkeiten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie des konvektiven Wärmestroms/K von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades dargestellt. Darin zeigt sich ebenfalls die bereits beschriebene Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nehmen mit steigender Hubschaufelanzahl ab, während die konvektiven Wärmeströme/K zunehmen. Das Modell der umströmten Kugel kann den konvektiven Wärmestrom/K besser abbilden. Das Modell der überströmten Platte liefert zu geringe Werte. Eine Erhöhung des Füllungsgrades hat geringfügig höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge. Da die Schleieroberfläche jedoch mit steigendem

Füllungsgrad abnimmt, ist der Einfluss des Füllungsgrades auf den konvektiven Wärmestrom/K vernachlässigbar.



**Abbildung 134:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Füllungsgrades

Anders ist es in Abbildung 135, in der neben der Hubschaufelanzahl auch der Volumenstrom variiert wird. Dieser hat keinen Einfluss auf die Schleieroberfläche, weshalb bei höherem Volumenstrom sowohl höhere konvektive Wärmeübergangskoeffizienten als auch höhere konvektive Wärmeströme/K gemessen werden.

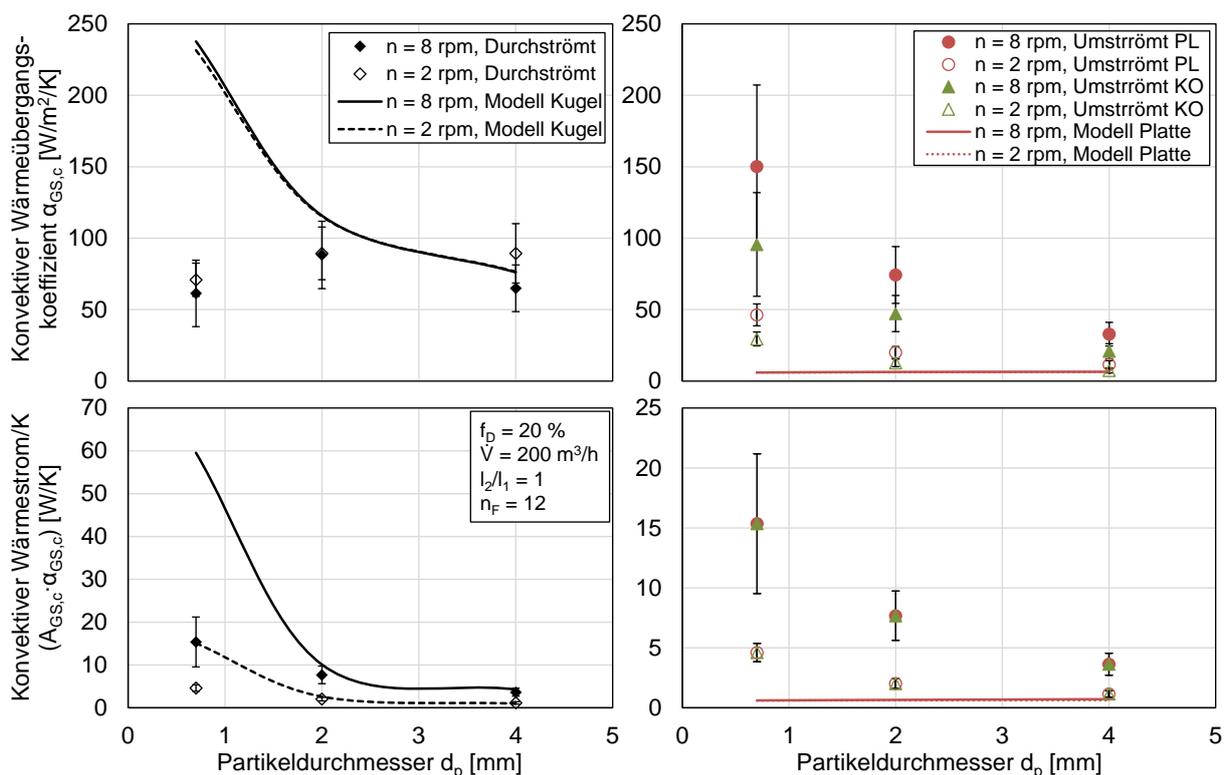


**Abbildung 135:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit von der Hubschaufelanzahl bei Variation des Volumenstroms

#### 4.3.4.6 Einfluss des Partikeldurchmessers

Mit dem Partikeldurchmesser ändert sich die innere Schleieroberfläche sehr stark, während die äußeren Schleieroberflächen wenig vom Partikeldurchmesser beeinflusst werden (vgl. Kapitel 2.3.4.5). Dies hat große Auswirkung auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie den Wärmestrom/K, wie Abbildung 136 zeigt. Unter Annahme von durchströmten Schleiern nehmen die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten leicht mit dem Partikeldurchmesser zu ( $70 - 90 \text{ W/m}^2/\text{K}$  bei  $n = 2 \text{ rpm}$ ). Wird von einer überströmten Platte ausgegangen, nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient mit dem Partikeldurchmesser ab ( $46 - 12 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (PL) bzw.  $30 - 7 \text{ W/m}^2/\text{K}$  (KO) bei  $n = 2 \text{ rpm}$ ). Beide Modelle geben nur bei den beiden größeren Partikeldurchmessern Werte aus, die in guter Übereinstimmung mit den Messwerten sind. Mit steigendem Partikeldurchmesser nähern sich die Mess- und Modellwerte an, jedoch aus unterschiedlichen Richtungen. Das Modell der umströmten Kugel gibt zu hohe Werte aus, das Modell der überströmten Platte zu niedrige. Da beim Modell der umströmten Kugel der Partikeldurchmesser die charakteristische Länge ist, nehmen die Modellwerte mit steigendem Partikeldurchmesser stark ab.

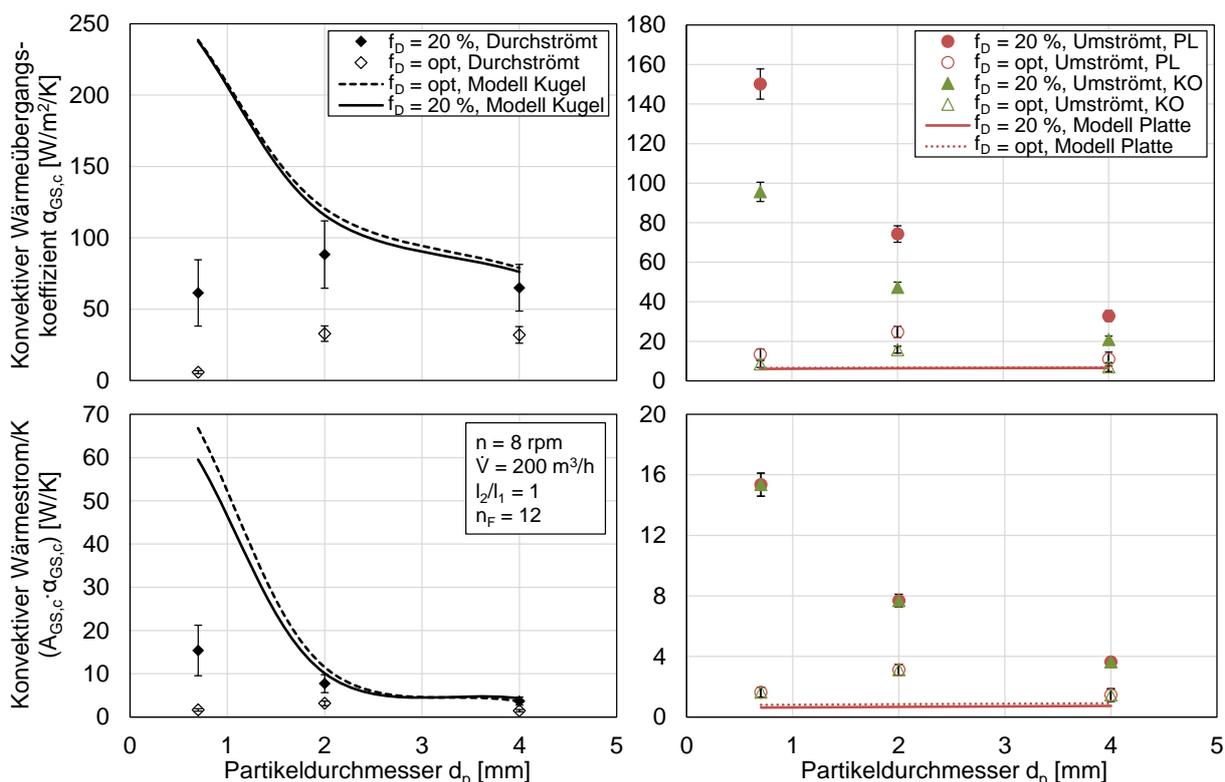
Unter Einbeziehung der Schleieroberfläche zeigen sich mit dem Partikeldurchmesser abnehmende konvektive Wärmeströme/K. Das Modell der Kugel kann die Messwerte für 2 und 4 mm Partikel sehr gut wiedergeben. Auch die Drehzahlabhängigkeit wird gut dargestellt. Bei kleineren Partikeln mit 0,7 mm Durchmesser gibt das Modell der umströmten Kugel jedoch deutlich zu hohe Werte aus. Die innere Schleieroberfläche ist proportional zur Partikelanzahl im Schleier. Diese wiederum nimmt mit dem Partikeldurchmesser zur dritten Potenz ab. Dadurch steigen die mit dem Modell berechneten konvektiven Wärmeströme/K mit kleiner werdendem Partikeldurchmesser stark an. Die große Diskrepanz zwischen Mess- und Modellwert bei 0,7 mm Partikeln ist ein Hinweis darauf, dass nicht alle der 0,7 mm Partikel mit dem durchströmenden Gas in Kontakt kommen. Eine vollständige Umströmung der Schleier liegt jedoch auch nicht vor. Das Modell der überströmten Platte weist große Unterschiede zu den gemessenen konvektiven Wärmeströmen/K auf. Es muss demnach ein Modell entwickelt werden, das Werte zwischen den beiden vorhandenen Modellen ausgibt.



**Abbildung 136:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation der Drehzahl

Gleiches lässt sich auch in Abbildung 137 beobachten. Zudem ist darin zu sehen, dass der Füllungsgrad einen starken Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang hat. Die gemessenen Werte steigen bei kleinem Partikeldurchmesser teilweise um den Faktor

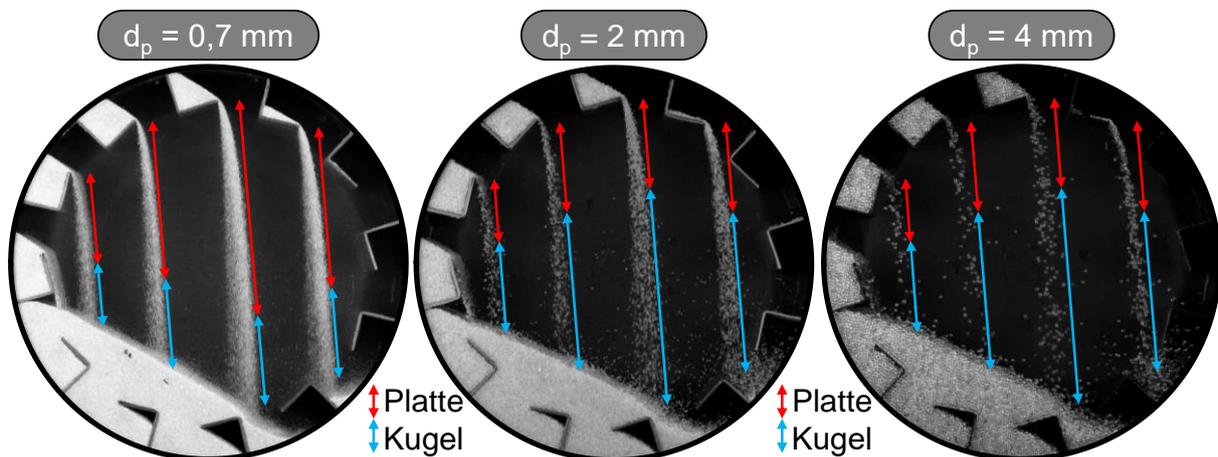
10 mit steigendem Füllungsgrad. Das deutet darauf hin, dass das Schüttbett, das nur bei 20 % und nicht beim optimalen Füllungsgrad vorhanden ist, und die darin stattfindende Durchmischung einen starken positiven Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergang haben. In der Bilanzierung wurde die Konvektion an der Schüttbettoberfläche mit einer Nusselt-Korrelation aus der Literatur für den Fall eines durchströmten Rohres berechnet. Diese Korrelation ist scheinbar nicht gut für den Fall eines überströmten Schüttbetts in einem Drehrohr geeignet.



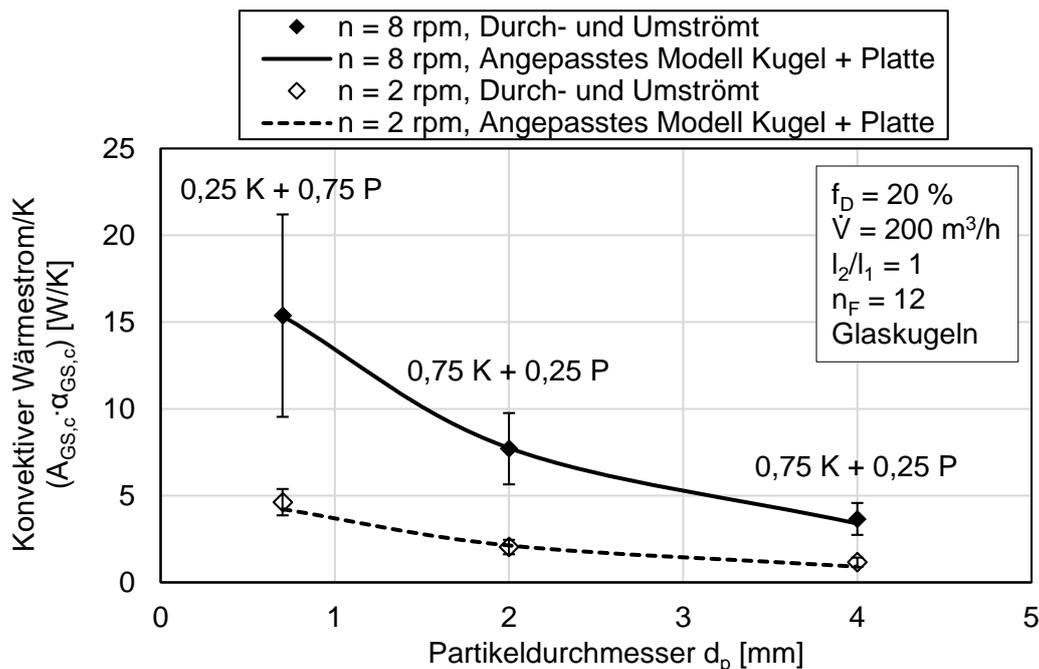
**Abbildung 137:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei Variation des Füllungsgrades

Wie oben erwähnt, befinden sich die gemessenen Werte zwischen den Modellwerten der umströmten Kugel und der überströmten Platte. Die Schleier sind weder vollständig durchströmt (Kugel), noch vollständig umströmt (Platte). Die Ergebnisse lassen den Schluss zu, dass Teile des Schleiers umströmt werden, während andere Bereiche des Schleiers durchströmt werden. Das lässt sich damit begründen, dass die Porosität des Schleiers von oben nach unten zunimmt, wodurch der Durchströmungswiderstand für das Gas von oben nach unten abnimmt. Der umströmte Bereich des Schleiers befindet sich demnach im oberen Bereich (geringe Porosität, hohe Dichte), während der untere Bereich tendenziell durchströmt wird (hohe Porosität, geringe Dichte). Um mit beiden Modellen weiterrechnen zu können, muss angenommen werden, dass der

obere Bereich des Schleiers als überströmte Platte vorliegt, während im unteren Teil umströmte Einzelkugeln vorliegen. Dies ist in Abbildung 138 schematisch dargestellt. Darin ist zu sehen, dass die Grenzen zwischen den willkürlich festgelegten Schleier-Bereichen fließend ineinander übergehen. Es ist bei allen drei Partikeldurchmessern zu sehen, dass die Schleierbreite von oben nach unten zunimmt. Damit vergrößert sich der Abstand zwischen den Partikeln und die Porosität des Schleiers steigt. Ab einer kritischen Porosität ist der Abstand zwischen den Partikeln so groß, dass das Modell der umströmten Kugel angenommen werden kann. Bei einer kleineren Porosität wird davon ausgegangen, dass die Dichte des Schleiers zu groß ist, um vom Gas durchströmt zu werden. Für diesen Bereich wird das Modell der überströmten Platte angewandt. Aktuell fehlt ein Kriterium, um die kritische Porosität festlegen bzw. berechnen zu können. Daher wird in Abbildung 139 ein Modell, das die Modelle der umströmten Kugel und der überströmten Platte kombiniert, so angepasst, dass eine Übereinstimmung zwischen Mess- und Modellwerten entsteht. Dafür muss für 0,7 mm Partikel 25 % vom Modellwert der umströmten Kugel (K) und 75 % vom Modellwert der überströmten Platte (P) addiert werden ( $0,25 K + 0,75 P$ ). Bei 2 und 4 mm Partikeln ist das Verhältnis genau umgekehrt: 75 % des Schleiers werden durchströmt und 25 % umströmt ( $0,75 K + 0,25 P$ ).



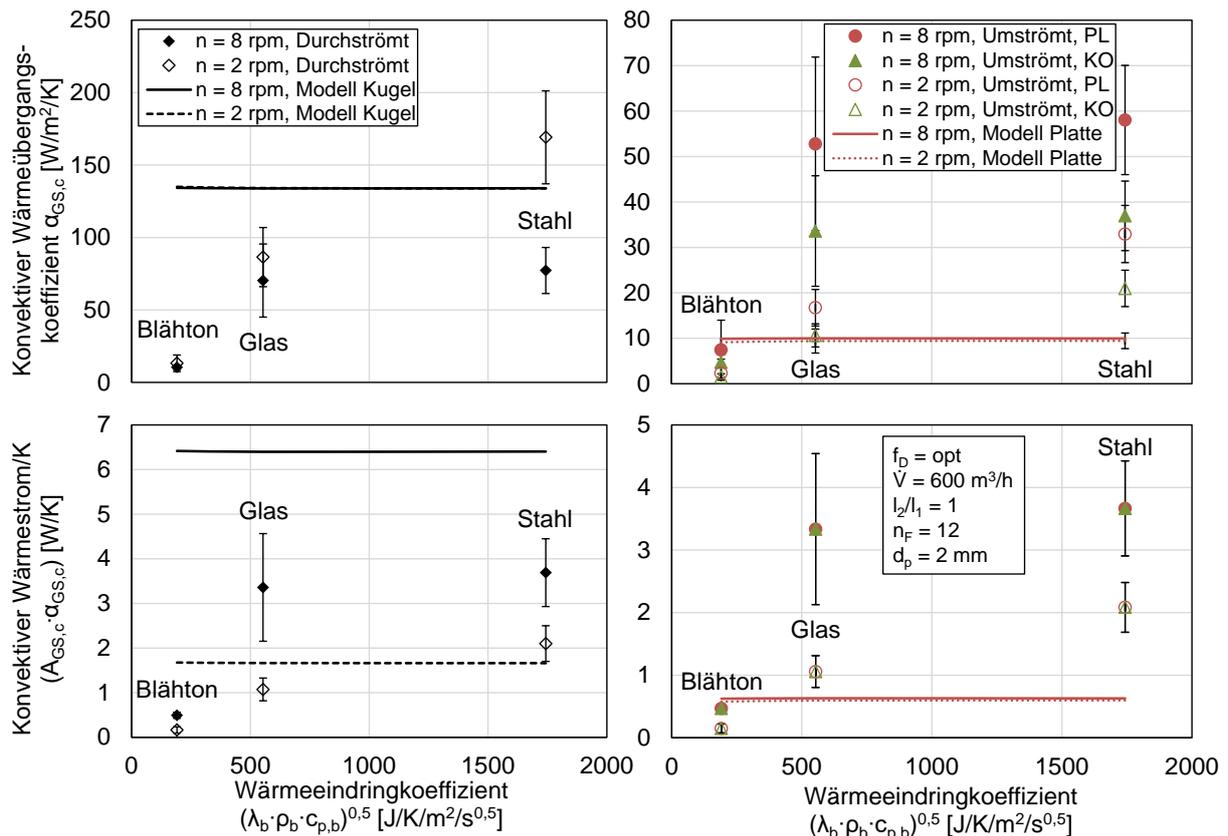
**Abbildung 138:** Modellvorstellung zur Einteilung des Partikelschleiers in zwei Teile, deren Ausprägung vom Partikeldurchmesser abhängt: umströmter Schleier angenommen als Platte (oben, rot) sowie durchströmter Schleier und damit umströmte Einzelkugeln (unten, blau). Für diese Einteilung müsste eine kritische Porosität des Partikelschleiers festgelegt werden, an der der Übergang zwischen den beiden Annahmen (umströmter und durchströmter Schleier) stattfindet.



**Abbildung 139:** Angepasstes Modell aus den Einzelmodellen der umströmten Kugel und der überströmten Platte im Abgleich mit den Messwerten des konvektiven Wärmestroms/K am Partikelschleier. Angegeben sind die Anteile der Modelle Kugel (K) und Platte (P) zu denen sie in das angepasste Modell eingehen.

#### 4.3.4.7 Einfluss der thermophysikalischen Eigenschaften – Wärmeeindringkoeffizient

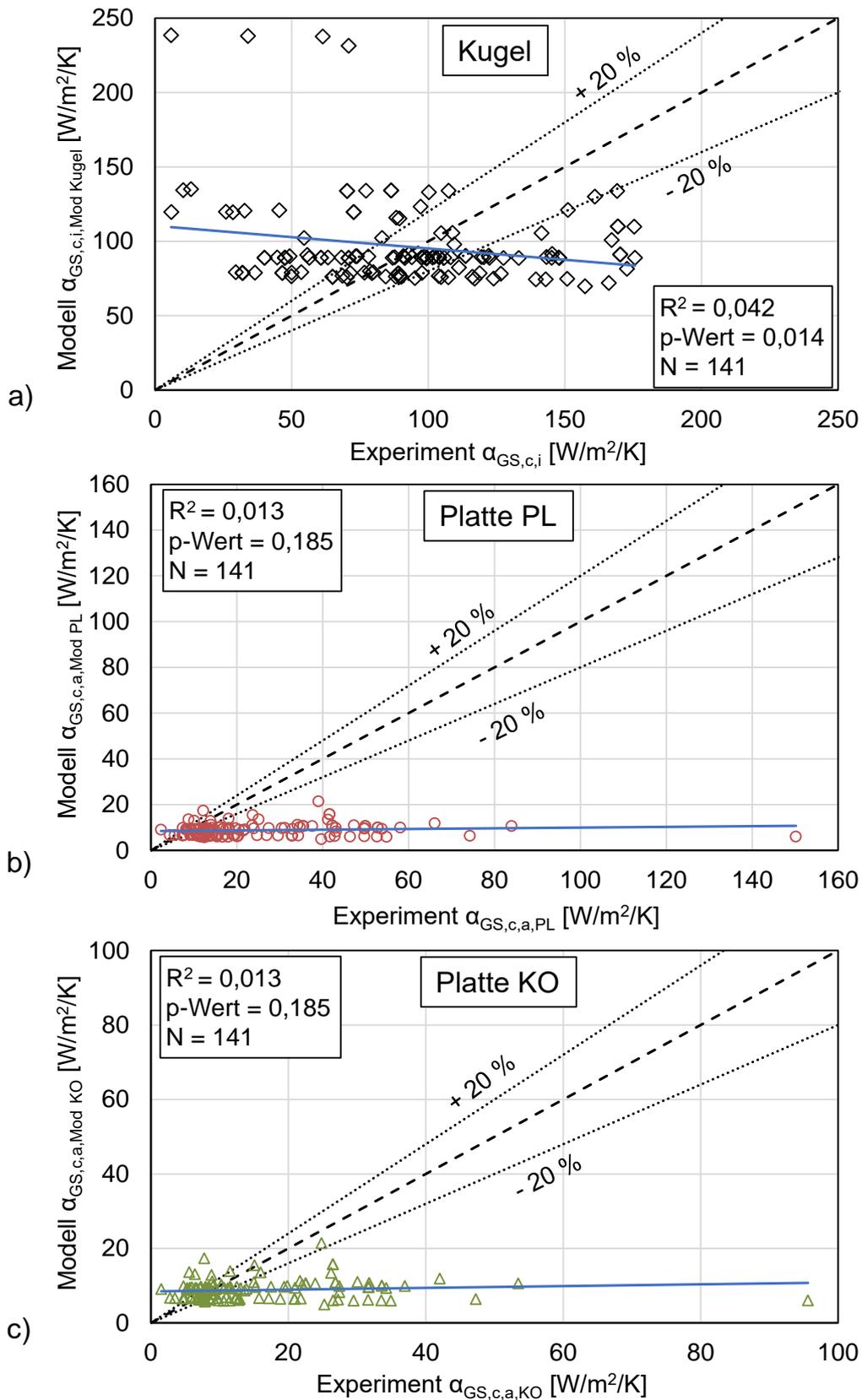
Der Einfluss des Wärmeeindringkoeffizienten auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten und den konvektiven Wärmestrom/K ist in Abbildung 140 dargestellt. Darin zeigen sich mit dem Wärmeeindringkoeffizienten zunehmende konvektive Wärmeübergangskoeffizienten sowie Wärmeströme/K. Bei  $n = 2$  rpm nimmt der konvektive Wärmeübergangskoeffizient für den Fall der Durchströmung von 13 auf 170  $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$  und bei  $n = 8$  rpm von 10 auf 80  $\text{W}/\text{m}^2/\text{K}$  zu. Ebenso steigen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bei Annahme umströmter Schleier mit dem Wärmeeindringkoeffizienten. Da die thermophysikalischen Eigenschaften des Schüttguts keinen Einfluss auf die Schleieroberfläche ausüben, zeigen sich die oben beschriebenen Zusammenhänge auch für den Einfluss des Wärmeeindringkoeffizienten auf den Wärmestrom/K. Die gewählten Modelle können diese Abhängigkeit nicht abbilden, da sie keine thermophysikalischen Eigenschaften beinhalten.



**Abbildung 140:** Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient und konvektiver Wärmestrom/K am Partikelschleier in Abhängigkeit vom Wärmeeindringkoeffizienten (Blähton, Glas, Stahl 1.4301

#### 4.3.5 Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten

In Abbildung 141 sind die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten Modellwerten für umströmte Kugeln (a) und überströmte Platten (b: glatte Oberfläche; c: Kugeln an der Oberfläche) gegenübergestellt. In allen drei Grafiken zeigt sich eine unzureichende lineare Regression zwischen Mess- und Modellwerten. Die Modelle bilden die untersuchten Parametereinflüsse nur unzureichend ab. Darauf deuten die nahezu horizontale Anordnung der Modellwerte sowie die sehr geringen Bestimmtheitsmaße ( $R^2_{\text{Kugel}} = 0,042$ ,  $R^2_{\text{PL}} = 0,013$ ,  $R^2_{\text{KO}} = 0,013$ ) hin. Die hohen p-Werte zeigen zudem an, dass kein signifikanter Zusammenhang zwischen Experimental- und Modellwerten besteht. Das ist ein insofern zu erwartendes Ergebnis, als dass die Modelle für umströmte Kugeln und überströmte Platten die meisten der in dieser Arbeit untersuchten Parametereinflüsse nicht berücksichtigen. Es sind lediglich die Strömungsgeschwindigkeit sowie der Partikeldurchmesser in den Modellen enthalten. Dies wird in Anhang B anhand der parameterweisen Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten detaillierter veranschaulicht.



**Abbildung 141:** Vergleich von experimentell bestimmten und nach den Modellen von überströmter Kugel (a) und überströmter Platte mit glatter Oberfläche (b) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (c) berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten

### 4.3.6 Parametrische Regressionsanalyse

#### 4.3.6.1 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Verwendung der Relativgeschwindigkeit (Modell A)

Um den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten in beschauelten Drehrohren in Abhängigkeit von den Prozessparametern berechnen zu können, wird eine parametrische Regressionsanalyse mit dem Programm Origin 2021 (Origin(Pro), Version (2021) 9.8.0.200. OriginLab Corporation, Northampton, MA, USA.) durchgeführt. Dabei wird der folgende mathematische nicht-lineare Ansatz für alle drei Modellansätze (Definition der Schleieroberfläche: K, PL, KO) verwendet. Der Volumenstrom geht als Relativgeschwindigkeit in die Berechnung ein. Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient am Partikelschleier ergibt sich aus

$$\alpha_{GS,c,ModA,K/PL/KO} = h \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^a \cdot \left(\frac{n_F}{n_{th}}\right)^b \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^c \cdot f_D^d \cdot Fr^e \cdot v_{Rel}^f \cdot b_b^g \text{ in } \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right]. \quad (61)$$

Darin enthalten sind die Regressionskoeffizienten a–h sowie die Parameter

- $l_2/l_1$  Hubschaufel-Längenverhältnis [-],
- $n_F$  Hubschaufelanzahl [-],
- $n_{th}$  theoretisch maximale Hubschaufelanzahl [-] [57, 64, 84, 86],
- $d_p$  Partikeldurchmesser [m],
- $D$  Drehrohrdurchmesser [m],
- $f_D$  Füllungsgrad der Drehtrommel [-],
- $Fr$  Froude-Zahl [-],
- $v_{Rel}$  Relativgeschwindigkeit aus Gas- und Partikelfallgeschwindigkeit [m/s],
- $b_b$  Wärmeeindringkoeffizient der Schüttung [J/K/m<sup>2</sup>/s<sup>0,5</sup>],

wobei die theoretisch maximale Hubschaufelanzahl folgt aus

$$n_{th} = \frac{360^\circ}{\alpha + \nu_0}, \quad (62)$$

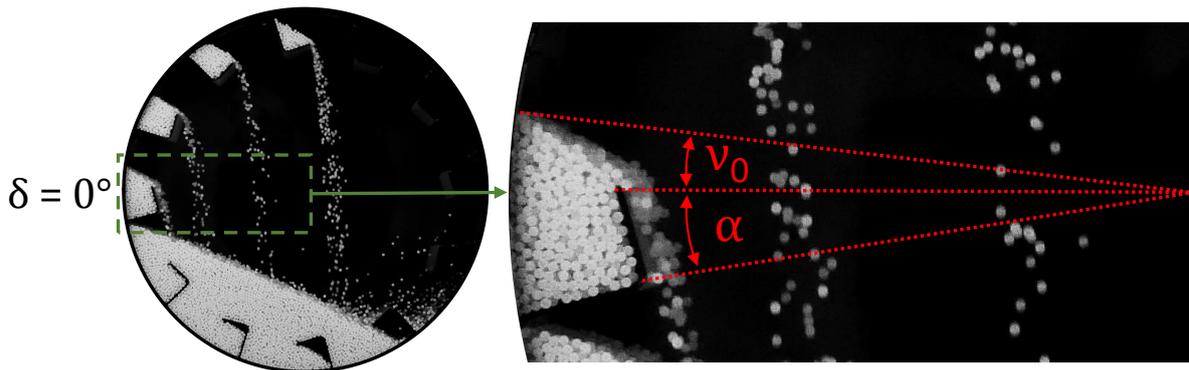
mit dem Hubschaufelwinkel

$$\tan \alpha = \frac{l_2}{r_H}, \quad (63)$$

sowie dem initialen Überstandswinkel der Schüttung in der Hubschaufel

$$\tan v_0 = \left( 1 - \frac{\left(\frac{r_H}{R}\right)}{\cos \alpha} \right) \cdot \tan \gamma |_{\delta=0^\circ} . \quad (64)$$

Beide Winkel sind in der folgenden Abbildung 142 dargestellt.



**Abbildung 142:** Darstellung des Hubschaufelwinkels  $\alpha$  und des initialen Überstandswinkels der Schüttung in der Hubschaufel  $v_0$

Die Hubschaufelanzahl wird auf die theoretisch maximal installierbare Hubschaufelanzahl (sog. Hubschaufelanzahl-Verhältnis) und der Partikeldurchmesser auf den Drehrohrdurchmesser bezogen, um die Skalierbarkeit des Modells zu gewährleisten. Ebenso geht die Drehzahl als dimensionslose Froude-Zahl, die sich ergibt aus

$$Fr = \frac{\omega^2 \cdot R}{g} = \frac{(2 \cdot \pi \cdot n)^2 \cdot R}{g} , \quad (65)$$

in die Berechnung ein. Darin sind  $\omega$  die Winkelgeschwindigkeit,  $R$  der Drehrohrradius,  $n$  die Drehzahl und  $g$  die Erdbeschleunigung. In Tabelle 9 (Kugel), Tabelle 10 (PL) und Tabelle 11 (KO) sind die aus der Regressionsanalyse folgenden Regressionskoeffizienten angegeben. Darin ist zu sehen, dass der konvektive Wärmeübergangskoeffizient negativ mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis und dem Hubschaufelanzahl-Verhältnis  $n_F/n_{th}$  korreliert. Dies ist auf die mit beiden Parametern deutlich ansteigende Wärmeübergangsfläche zurückzuführen. Für die Parameter Füllungsgrad, Relativgeschwindigkeit und Wärmeeindringkoeffizient ergeben sich positive Korrelationen. Der Einfluss des Partikeldurchmessers hängt vom gewählten Modellansatz ab. Beim Mo-

dell der umströmten Kugel steigt der Wärmeübergangskoeffizient mit dem Partikeldurchmesser, da die Wärmeübergangsfläche stärker abnimmt als der Wärmestrom. Anders ausgedrückt ist die angenommene Wärmeübergangsfläche bei kleinen Partikeldurchmessern zu groß, da in dichten Partikelschleiern nicht jedes Einzelpartikel in Kontakt mit dem Gas steht. Im Gegensatz dazu wird bei der Annahme von überströmten Platten die Wärmeübergangsfläche bei großen Partikeldurchmessern zu groß angenommen, da bei der Berechnung keine Hohlräume im Partikelschleier berücksichtigt werden. Dieser Zusammenhang ist auf Ebene der Partikelbewegung in Abbildung 143 veranschaulicht. Ein dazu inverser Zusammenhang ist hinsichtlich der Froude-Zahl und damit der Drehzahl zu erkennen. Das Modell der umströmten Kugel korreliert negativ und das Modell der überströmten Platte positiv mit der Froude-Zahl. Durch Erhöhung der Drehzahl steigt die Partikelanzahl in der Luftphase nahezu linear (vgl. Abbildung 31). Bei lediglich geringfügig zunehmender Schleierbreite wird die Dichte der Partikelschleier erhöht, wodurch der axiale Gasstrom einen geringeren Anteil des Schleiers penetriert. Somit wird die Wärmeübergangsfläche bei höherer Drehzahl für das Modell der Kugel zu hoch angenommen. Die äußere Schleieroberfläche hingegen ist nahezu unabhängig von der Drehzahl (vgl. Abbildung 31). Durch die positive Korrelation zwischen der Froude-Zahl und dem konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten nach dem Modell der Platte ist eine Intensivierung des konvektiven Wärmeübergangs am Partikelschleier nachgewiesen. Dieser Zusammenhang ist in Abbildung 144 auf Ebene der Partikelbewegung gezeigt.

**Tabelle 9:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell A ( $v_{Rel}$ ) unter Annahme einzeln überströmter Kugeln (K, Durchströmung des Schleiers)

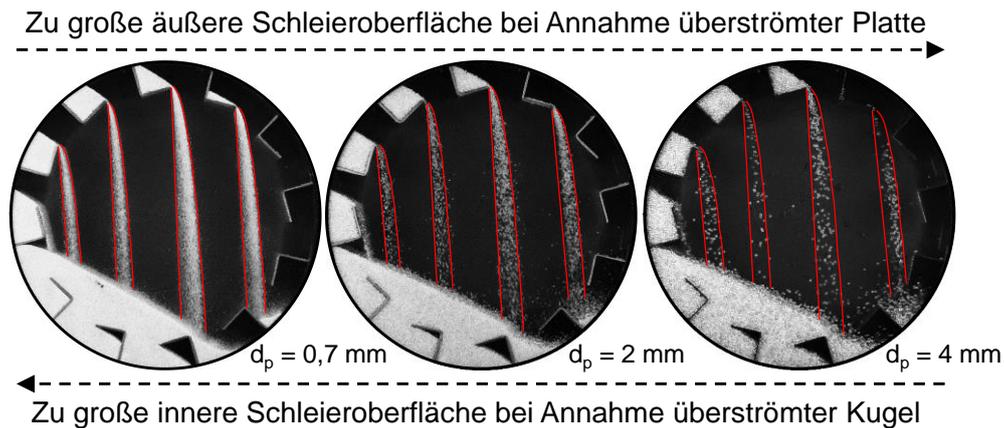
Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{SE}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,15	0,06	0,022	-0,28	-0,02
b	$(n_F/n_{th})$	-0,51	0,09	< 0,001	-0,7	-0,33
c	$(d_p/D)$	0,58	0,09	< 0,001	0,39	0,76
d	$(f_D)$	0,53	0,05	< 0,001	0,44	0,63
e	$(Fr)$	-0,09	0,02	< 0,001	-0,12	-0,06
f	$(v_{Rel})$	0,08	0,07	0,229	-0,05	0,21
g	$(b_b)$	0,73	0,1	< 0,001	0,53	0,92
h		19,51	11,7	0,098	-3,63093	42,66

**Tabelle 10:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell A ( $v_{Rel}$ ) unter Annahme überströmter glatter Platten (PL, Umströmung des Schleiers)

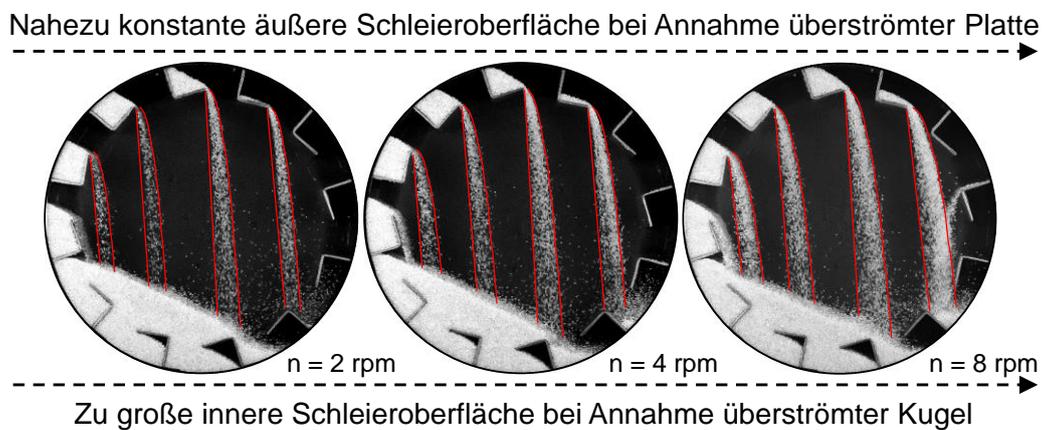
Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{SE}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,09	0,09	0,362	-0,27	0,1
b	$(n_F/n_{th})$	-0,54	0,12	< 0,001	-0,78	-0,31
c	$(d_p/D)$	-0,21	0,05	< 0,001	-0,30	-0,11
d	$(f_D)$	1,11	0,08	< 0,001	0,95	1,27
e	$(Fr)$	0,35	0,02	< 0,001	0,31	0,4
f	$(v_{Rel})$	0,2	0,09	0,025	0,02	0,37
g	$(b_b)$	0,72	0,1	< 0,001	0,53	0,91
h		2,8	1,7	0,112	-0,66	6,25

**Tabelle 11:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell A ( $v_{Rel}$ ) unter Annahme überströmter Platten mit Kugeln an der Oberfläche (KO, Umströmung des Schleiers)

Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{SE}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,09	0,09	0,362	-0,27	0,1
b	$(n_F/n_{th})$	-0,54	0,12	< 0,001	-0,78	-0,31
c	$(d_p/D)$	-0,21	0,05	< 0,001	-0,3	-0,11
d	$(f_D)$	1,11	0,08	< 0,001	0,95	1,27
e	$(Fr)$	0,35	0,02	< 0,001	0,31	0,4
f	$(v_{Rel})$	0,2	0,09	0,025	0,02	0,37
g	$(b_b)$	0,72	0,1	< 0,001	0,53	0,91
h		1,78	1,11	0,112	-0,42	3,98

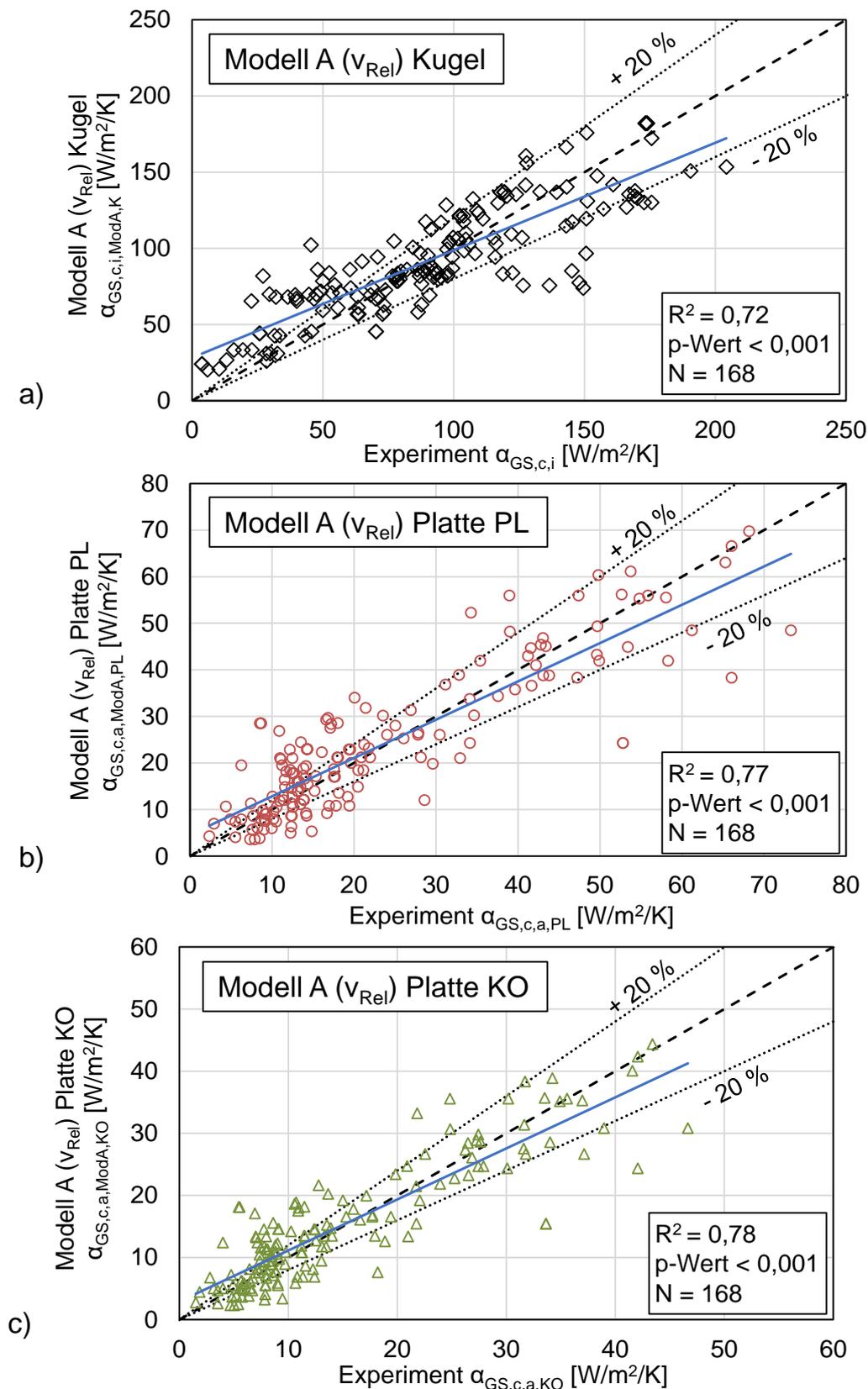


**Abbildung 143:** Änderung der inneren und äußeren Schleieroberfläche mit steigendem Partikeldurchmesser und Auswirkung auf die Annahmen der umströmten Kugel und überströmten Platte



**Abbildung 144:** Änderung der inneren und äußeren Schleieroberfläche mit steigender Drehzahl und Auswirkung auf die Annahmen der umströmten Kugel und überströmten Platte

In Abbildung 145 sind die Messwerte und die mit dem Modell A berechneten Werte gegenübergestellt. Darin sind jeweils sehr gute Korrelationen zwischen den experimentell bestimmten und den modellierten Werten zu sehen. Der vorgestellte Ansatz eignet sich deutlich besser zur parameterabhängigen Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten als die zuvor verwendeten Modelle von überströmter Kugel sowie überströmter Platte.



**Abbildung 145:** Vergleich von experimentell bestimmten und mit dem Modell A ( $v_{\text{Rel}}$ ) berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für die Annahmen a) umströmte Kugel, b) überströmte glatte Platte, c) überströmte Platte mit Kugeln an der Oberfläche

#### 4.3.6.2 Konvektiver Wärmestrom/K bei Verwendung der Relativgeschwindigkeit (Modell A)

Der konvektive Wärmeübergangskoeffizient hängt von der Wärmeübergangsfläche und damit von der Partikelbewegung ab. Diese wiederum wird von den meisten der untersuchten Parameter beeinflusst. Eine gesonderte Betrachtung des Wärmestroms/K ist daher notwendig um Aussagen über die allgemeinen Parametereinflüsse auf den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier treffen zu können. Für den Wärmestrom/K wird ebenfalls eine parametrische Regressionsanalyse mit dem mathematischen Ansatz

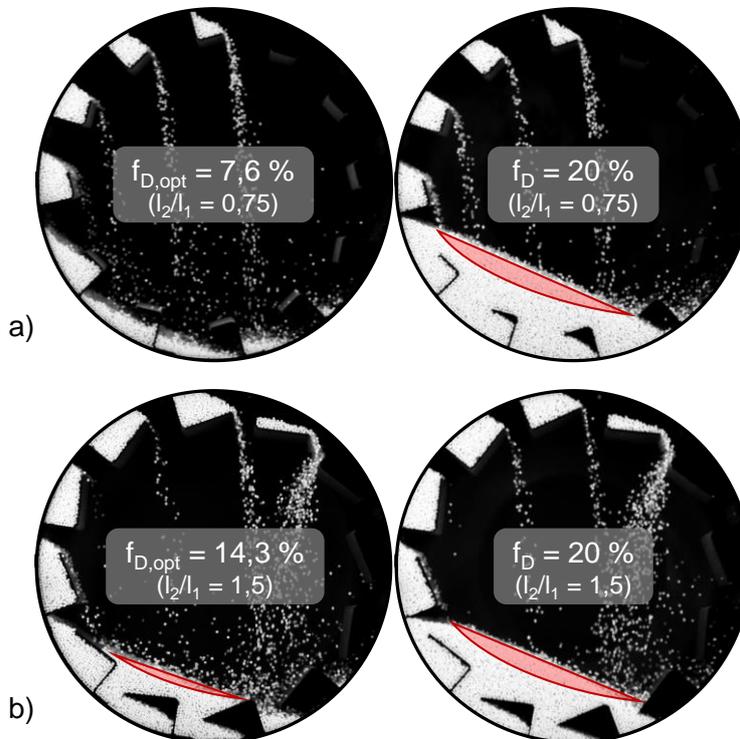
$$\frac{\dot{Q}_{GS,c,ModA}}{K} = r \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^j \cdot \left(\frac{n_F}{n_{th}}\right)^k \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^l \cdot f_D^m \cdot Fr^n \cdot v_{Rel}^p \cdot b_b^q \text{ in } \left[\frac{W}{K}\right] \quad (66)$$

durchgeführt. Es folgen die in Tabelle 12 angegebenen Regressionskoeffizienten ( $j - n, p - r$ ). Darin ist zu sehen, dass die Koeffizienten aller Parameter positiv mit dem Wärmestrom/K korrelieren, außer dem Hubschaufel-Längenverhältnis. Eine Erhöhung des Hubschaufel-Längenverhältnisses führt demnach zu einer Verringerung des konvektiv am Partikelschleier übertragenen Wärmestroms. Durch Erhöhung der Hubschaufelanzahl kann der konvektive Wärmestrom/K verbessert werden. Ebenso wird der Wärmeübergang besser bei größeren Partikeln. Das deutet darauf hin, dass eine Durchströmung des Partikelschleiers wichtig für den konvektiven Wärmestrom am Partikelschleier ist. Bei kleinen Partikeln wird die Wärme konvektiv vermehrt auf der Schleieraußenseite übertragen, was sich negativ auf den Wärmestrom/K auswirkt. Der Füllungsgrad korreliert positiv mit dem Wärmestrom/K. In dieser Studie werden hauptsächlich die jeweils optimalen Füllungsgrade oder ein Füllungsgrad von 20 % untersucht. Beim jeweils optimalen Füllungsgrad bildet sich kein (Abbildung 146a), oder nur ein niedriges Schüttbett auf dem Boden der Drehtrommel aus (Abbildung 146b). Bei einem höheren Füllungsgrad hingegen ist ein hohes Schüttbett vorhanden, das sich in eine aktive und eine passive Partikelschicht einteilen lässt. Die aktive Partikelschicht ist in Abbildung 146 rot angedeutet. Der positive Regressionskoeffizient des Füllungsgrades ist ein Indikator dafür, dass der konvektive Wärmeübergang stark vom Vorhandensein einer aktiven Partikelschicht abhängt. Darin findet eine zusätzliche Durchmischung der Partikel statt, wodurch der Wärmeübergang positiv beeinflusst wird. Die Regressionskoeffizienten der Froude-Zahl, der Relativgeschwindigkeit zwischen Gas- und Partikelfallgeschwindigkeit sowie des Wärmeeindringkoeffizienten sind ebenfalls

positiv. Eine Erhöhung der Parameter verbessert den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier. Hinsichtlich der Froude-Zahl, die die Drehzahl enthält, ist eine häufigere Umwälzung verbunden mit besserer Durchmischung ursächlich für den besseren Wärmeübergang. Die Relativgeschwindigkeit wirkt sich direkt auf die Intensität der Konvektion aus. Mit höherem Wärmeeindringkoeffizient kann die Wärme besser zwischen Partikel und Fluid übertragen werden.

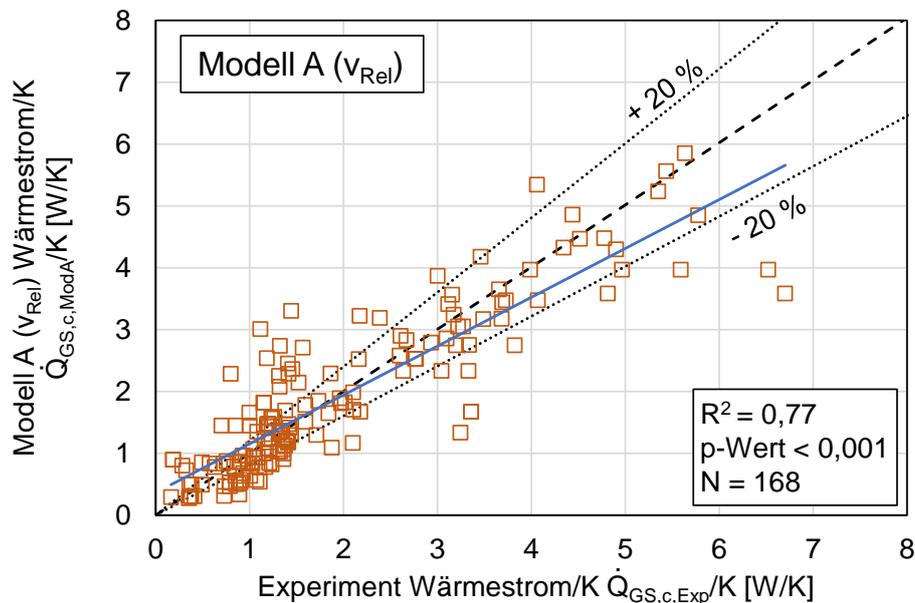
**Tabelle 12:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmestroms/K am Partikelschleier nach Modell A ( $v_{Rel}$ )

Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{SE}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
j	$(l_2/l_1)$	-0,56	0,1	< 0,001	-0,75	-0,36
k	$(n_F/n_{th})$	0,49	0,13	< 0,001	0,23	0,75
l	$(d_p/D)$	0,53	0,1	< 0,001	0,33	0,73
m	$(f_D)$	0,8	0,07	< 0,001	0,65	0,94
n	$(Fr)$	0,39	0,02	< 0,001	0,34	0,43
p	$(v_{Rel})$	0,22	0,09	0,014	0,04	0,39
q	$(b_b)$	0,63	0,13	< 0,001	0,38	0,88
r		17,82	13,92	0,202	-9,68	45,31



**Abbildung 146:** Vorhandensein eines Schüttbetts in Abhängigkeit vom Füllungsgrad sowie vom Hub-schaufel-Längenverhältnis: a)  $l_2/l_1 = 0,75$ , b)  $l_2/l_1 = 1,5$ . Rot angedeutet ist die aktive Schüttbettschicht.

In Abbildung 147 sind die gemessenen und die mit dem Modell A berechneten Wärmeströme/K dargestellt. Die Modellwerte weisen eine hohe Korrelation mit den Experimentalwerten auf. Das Modell lässt sich durch seine von den Drehrohrdimensionen unabhängige Formulierung auch für Scale-Ups anwenden.



**Abbildung 147:** Vergleich von experimentell bestimmten und mit dem Modell A (v<sub>Rel</sub>) berechneten konvektiven Wärmeströmen/K

#### 4.3.6.3 Konvektiver Wärmeübergangskoeffizient bei Verwendung der Gasgeschwindigkeit (Modell B)

Da die Relativgeschwindigkeit zwischen axialer Gas- und Partikelfallgeschwindigkeit nicht immer bekannt ist, wird im Folgenden ein zweites Modell vorgestellt. In diesem wird an Stelle der Relativgeschwindigkeit die axiale Gasgeschwindigkeit v<sub>Gas</sub> eingesetzt. Der zuvor verwendete mathematische Ansatz bleibt, mit Ausnahme dieser Änderung, bestehen und lautet für das Modell B

$$\alpha_{GS,c,ModB,K/PL/KO} = h \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^a \cdot \left(\frac{n_F}{n_{th}}\right)^b \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^c \cdot f_D^d \cdot Fr^e \cdot v_{Gas}^f \cdot b_b^g \text{ in } \left[\frac{W}{m^2 \cdot K}\right], \quad (67)$$

mit den in Tabelle 13 (Kugel), Tabelle 14 (PL) und Tabelle 15 (KO) angegebenen Regressionskoeffizienten, die sich in ihrem Einfluss auf den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten tendenziell nicht von denen des Modells A unterscheiden.

**Tabelle 13:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell B ( $v_{\text{Gas}}$ ) unter Annahme einzeln überströmter Kugeln (K, Durchströmung des Schleiers)

Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{\text{SE}}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,14	0,06	0,027	-0,27	-0,02
b	$(n_F/n_{th})$	-0,52	0,09	< 0,001	-0,70	-0,33
c	$(d_p/D)$	0,57	0,09	< 0,001	0,38	0,75
d	$(f_D)$	0,53	0,05	< 0,001	0,43	0,63
e	$(Fr)$	-0,09	0,02	< 0,001	-0,12	-0,06
f	$(v_{\text{Gas}})$	0,06	0,03	0,072	-0,01	0,12
g	$(b_b)$	0,73	0,10	< 0,001	0,53	0,92
h		19,75	11,69	0,093	-3,33	42,84

**Tabelle 14:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell B ( $v_{\text{Gas}}$ ) unter Annahme überströmter, glatter Platten (PL, Umströmung des Schleiers)

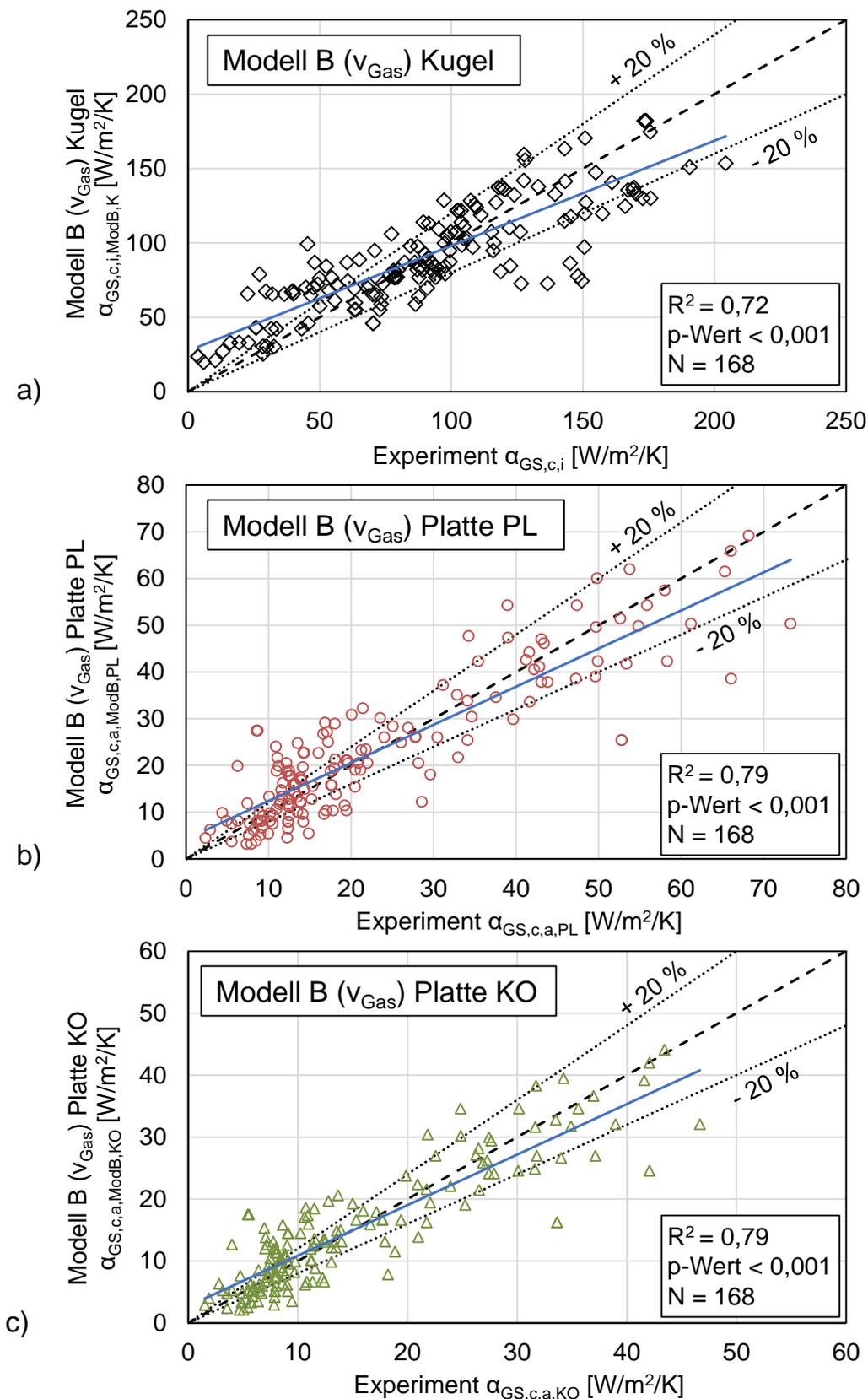
Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{\text{SE}}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,07	0,09	0,433	-0,25	0,11
b	$(n_F/n_{th})$	-0,55	0,12	< 0,001	-0,78	-0,33
c	$(d_p/D)$	-0,25	0,05	< 0,001	-0,34	-0,15
d	$(f_D)$	1,09	0,08	< 0,001	0,94	1,25
e	$(Fr)$	0,35	0,02	< 0,001	0,31	0,4
f	$(v_{\text{Gas}})$	0,17	0,04	< 0,001	0,08	0,25
g	$(b_b)$	0,71	0,09	< 0,001	0,53	0,89
h		2,78	1,66	0,096	-0,50	6,07

**Tabelle 15:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier nach Modell B ( $v_{\text{Gas}}$ ) unter Annahme überströmter Platten mit Kugeln an der Oberfläche (KO, Umströmung des Schleiers)

Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{\text{SE}}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
a	$(l_2/l_1)$	-0,07	0,09	0,433	-0,25	0,11
b	$(n_F/n_{th})$	-0,55	0,12	< 0,001	-0,78	-0,33
c	$(d_p/D)$	-0,25	0,05	< 0,001	-0,34	-0,15
d	$(f_D)$	1,09	0,08	< 0,001	0,94	1,25
e	$(Fr)$	0,35	0,02	< 0,001	0,31	0,4
f	$(v_{\text{Gas}})$	0,17	0,04	< 0,001	0,08	0,25
g	$(b_b)$	0,71	0,09	< 0,001	0,53	0,89
h		1,77	1,06	0,096	-0,32	3,86

In Abbildung 148 sind die Messwerte und die mit dem Modell B berechneten Werte gegenübergestellt. Darin sind jeweils sehr gute Korrelationen zwischen den experimentell bestimmten und den modellierten Werten zu sehen. Die Bestimmtheitsmaße

sind sogar jeweils höher als im Modell A. Der vorgestellte Ansatz eignet sich deutlich besser zur parameterabhängigen Beschreibung des konvektiven Wärmeübergangs als die zuvor verwendeten Modelle von überströmter Kugel sowie überströmter Platte. Jedoch muss bei Verwendung des Modells B darauf geachtet werden, dass die beinhaltetete Gasgeschwindigkeit nicht allein maßgebend für den konvektiven Wärmeübergang ist, sondern auch die Fallgeschwindigkeit der Partikel beachtet werden muss. Wenn beide Werte – wie in der vorliegenden Arbeit – in vergleichbaren Größenordnungen vorliegen, kann das Modell B angewandt werden. Bei zu großer Diskrepanz zwischen den Geschwindigkeiten sollte das Modell A zur Quantifizierung des konvektiven Wärmeübergangs verwendet werden.



**Abbildung 148:** Vergleich von experimentell bestimmten und mit dem Modell B ( $v_{\text{Gas}}$ ) berechneten konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für die Annahmen a) umströmte Kugel, b) überströmte glatte Platte, c) überströmte Platte mit Kugeln an der Oberfläche

#### 4.3.6.4 Konvektiver Wärmestrom/K bei Verwendung der Gasgeschwindigkeit (Modell B)

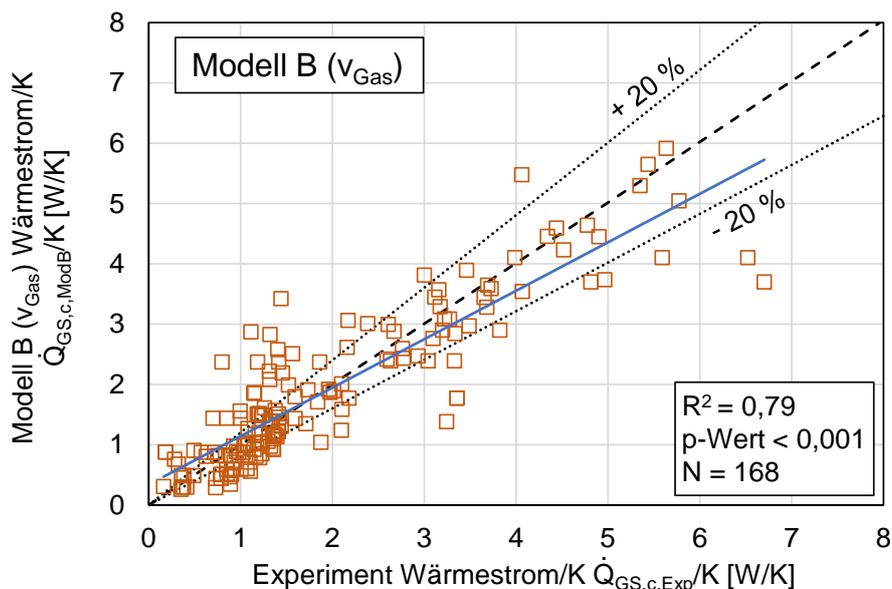
Auch für den Wärmestrom/K wird ein zweites Modell B unter Verwendung der Gasgeschwindigkeit vorgestellt, das auf dem folgenden mathematischen Ausdruck beruht

$$\frac{\dot{Q}_{GS,c,ModB}}{K} = r \cdot \left(\frac{l_2}{l_1}\right)^j \cdot \left(\frac{n_F}{n_{th}}\right)^k \cdot \left(\frac{d_p}{D}\right)^l \cdot f_D^m \cdot Fr^n \cdot v_{Gas}^p \cdot b_b^q \text{ in } \left[\frac{W}{K}\right], \quad (68)$$

wobei die zugehörigen Regressionskoeffizienten in Tabelle 16 gegeben sind. Der Einfluss der Parameter auf den Wärmestrom/K ist vergleichbar mit dem in Modell A. Dies, sowie die in Abbildung 149 dargestellte signifikante Korrelation, zeigen, dass Modell B ebenfalls verwendet werden kann, um den konvektiven Wärmestrom/K im beschauften Drehrohr zu berechnen.

**Tabelle 16:** Regressionskoeffizienten zur Berechnung des konvektiven Wärmestroms/K am Partikelschleier nach Modell B ( $v_{Gas}$ )

Koeffizient ( <i>Parameter</i> )	Wert	$\sigma_{SE}$	p-Wert	95 % LCL	95 % UCL	
j	$(l_2/l_1)$	-0,56	0,1	< 0,001	-0,75	-0,37
k	$(n_F/n_{th})$	0,51	0,13	< 0,001	0,25	0,77
l	$(d_p/D)$	0,5	0,10	< 0,001	0,3	0,7
m	$(f_D)$	0,79	0,07	< 0,001	0,64	0,93
n	$(Fr)$	0,39	0,02	< 0,001	0,34	0,43
p	$(v_{Gas})$	0,16	0,04	< 0,001	0,08	0,25
q	$(b_b)$	0,63	0,12	< 0,001	0,39	0,87
r		18,54	13,92	0,185	-8,95	46,03



**Abbildung 149:** Vergleich von experimentell bestimmten und mit dem Modell B ( $v_{\text{Gas}}$ ) berechneten konvektiven Wärmeströmen/K

#### 4.4 Schlussfolgerung zum konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier

Ein Überblick über die aktuelle Literatur zeigt, dass der konvektive Wärmeübergang am Partikelschleier in Drehrohren mit Hubschaufeln bisher wenig erforscht ist. Zur experimentellen Analyse wird dasselbe Setup verwendet wie bei der Untersuchung des Kontaktwärmübergangs. In der Versuchsdurchführung wird das aufgeheizte System mit durchströmender Umgebungsluft abgekühlt. Die Temperaturen von Drehrohr- und Hubschaufelwand, Schüttgut und Gasphase werden während des instationären Abkühlens kontinuierlich erfasst. Der weiterhin stattfindende Kontaktwärmübergang kann mit den Ergebnissen aus dem vorherigen Kapitel berechnet werden, sodass aus der Wärmebilanz der am Partikelschleier übertragene konvektive Wärmestrom folgt. Die Einbeziehung der in Kapitel 2 bestimmten Wärmeübergangsflächen am Partikelschleier ergibt die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten. Dabei werden zwei Annahmen unterschieden: Wärmeübergang an einer umströmten Kugel und an einer überströmten Platte. Ein Abgleich der Messwerte mit vorhandenen Wärmeübergangsmodellen an umströmten Kugeln und überströmten Platten ergibt keine hinreichende Übereinstimmung. Mittels parametrischer Regressionsanalyse können zwei neue Berechnungsmodelle für den konvektiven Wärmeübergang am Partikelschleier entwickelt werden, die signifikant mit den Experimentalwerten korrelieren. Die Modelle erlauben ebenfalls Aufschluss über die Parametereinflüsse. Demnach verschlechtert sich der

konvektive Wärmeübergang mit steigendem Hubschaufel-Längenverhältnis. Alle weiteren untersuchten Parameter korrelieren hingegen positiv mit dem konvektiven Wärmestrom/K.



## 5 Diskussion

Ziel dieser Arbeit war es, den konvektiven Wärmeübergang im Drehrohr mit Hubschaufeln zu untersuchen und zu modellieren. Dazu wurde die transversale Partikelbewegung in einer Versuchsdrehtrommel ( $D = 0,15 \text{ m}$ ,  $L = 0,15 \text{ m}$ ) bei Variation der Betriebsparameter Drehzahl und Füllungsgrad, der Hubschaufelparameter Hubschaufel-Längenverhältnis und Hubschaufelanzahl sowie des Partikeldurchmessers untersucht. Dabei lag der Fokus auf der Bestimmung des Hubschaufelfüllungsgrades, aus dessen zeitlicher Änderung sich die Anzahl der Partikel in Schleiern in der Luftphase ergibt. Bei der Bestimmung der Schleieroberfläche wurden die innere und die äußere Schleieroberfläche unterschieden. Die innere Oberfläche folgt aus der Oberfläche aller im Schleier enthaltenen Einzelpartikel. Hinsichtlich der äußeren Schleieroberfläche wurden die Partikelschleier als Platten angenommen und zwei verschiedene Ansätze hinsichtlich der Plattenoberfläche unterschieden: Platten mit glatter Oberfläche (PL) beziehungsweise mit Kugeln an der Oberfläche (KO). Die innere Oberfläche nimmt mit steigender Drehzahl linear zu, da der Massenstrom aus der Hubschaufel linear von der Drehzahl abhängt. Dadurch ändert sich vor allem die Porosität der Schleier, weshalb die äußere Schleieroberfläche als nahezu unabhängig von der Drehzahl betrachtet werden kann. Bei sehr hohem Füllungsgrad (überbeladene Drehtrommel) wird die Fallhöhe der Partikel verringert. Dadurch sinken die inneren und äußeren Schleieroberflächen mit steigendem Füllungsgrad. Die innere Schleieroberfläche ist jedoch bei 20 % Füllungsgrad größer als beim jeweils optimalen Füllungsgrad nach Karali et al. [74], obwohl bei optimalem Füllungsgrad eine größere Fallhöhe vorliegt. Dies lässt sich dadurch begründen, dass durch eine höhere initiale Beladung der Hubschaufel beim Füllungsgrad von 20 % mehr Partikel in die Luftphase gebracht werden können. Das Hubschaufel-Längenverhältnis korreliert positiv mit den Schleieroberflächen bis zu einem Maximum zwischen  $l_2/l_1 = 1$  und  $l_2/l_1 = 1,5$  (innere Schleieroberfläche) bzw. einem Maximum bei  $l_2/l_1 = 1,5$  (äußere Schleieroberfläche). Durch die höhere Kapazität von größeren Hubschaufeln steigt die innere Schleieroberfläche um bis zu 60 %. Die äußere Schleieroberfläche kann ebenfalls gesteigert werden (um bis zu 20 %), da der

finale Abwurfwinkel positiv vom Hubschaufel-Längenverhältnis bedingt wird [64], wodurch über den Querschnitt der Drehtrommel mehr Partikelschleier entstehen. Sowohl die innere als auch die äußere Schleieroberfläche stehen in linearer Wechselbeziehung zur Hubschaufelanzahl. Durch eine Erhöhung der Hubschaufelanzahl um den Faktor drei nehmen beide Schleieroberflächen um den gleichen Faktor zu – vorausgesetzt, dass durch Erhöhung der Hubschaufelanzahl kein unterbeladener Drehtrommelzustand auftritt [70]. Der Einfluss des Partikeldurchmessers auf die äußere Schleieroberfläche ist vernachlässigbar. Die innere Schleieroberfläche nimmt hingegen mit kleiner werdendem Partikeldurchmesser exponentiell zu, da unter der Annahme eines konstanten Partikelmassenstroms aus der Hubschaufel die Partikelanzahl in der Luftphase kubisch mit dem Partikeldurchmesser ansteigt. Daraus ergibt sich, dass bei Partikeldurchmessern größer/gleich 0,7 mm die äußere Schleieroberfläche stets größer als die innere Schleieroberfläche ist (vgl. Anhang A). Je größer der Partikeldurchmesser wird, umso größer werden auch die Abstände zwischen den Partikeln im Schleier. Diese werden jedoch bei der Berechnung der äußeren Schleieroberfläche nicht berücksichtigt, da der Schleier als kompakte Platte angenommen wird. Es folgt eine überschätzte äußere Schleieroberfläche.

Der Füllwinkel steigt mit den Betriebsparametern Drehzahl und Füllungsgrad um bis zu 12 % im untersuchten Parameterbereich. Die Hubschaufeldesignparameter Hubschaufel-Längenverhältnis und -anzahl können bei sonst gleichen Parametereinstellungen zu einer Erhöhung des Füllwinkels von 25 – 30 % führen. Dies resultiert aus der Aufteilung des Schüttbetts durch die Hubschaufeln in mehrere kleinere Schüttbetten, die jeweils in Kontakt mit der Drehrohrwand stehen. Der Einfluss des Partikeldurchmessers auf den Füllwinkel ist vernachlässigbar. Der Füllwinkel gibt Aufschluss über die Kontaktfläche zwischen Partikel und Drehrohrwand und ist damit essentiell für die Analyse des Kontaktwärmeübergangs. Diese wurde in einem indirekt beheizten Batch-Drehrohrföfen ( $D = 0,5 \text{ m}$ ,  $L = 1,76 \text{ m}$ ) mit Hubschaufeln durchgeführt. Das Drehrohr wurde mit einem definierten Füllungsgrad gefüllt und an beiden Enden mit Gittern zur Vermeidung von Partikelaustrag verschlossen sowie mit Steinwolle gedämmt. Während des instationären Aufheizens wurden die Temperaturen der Drehrohr- und Hubschaufelwand, des Schüttguts sowie der Gasphase kontinuierlich an verschiedenen radialen und axialen Positionen sowie über den gesamten Umfang mittels Typ K-Thermoelementen gemessen. Zusammen mit der zuvor bestimmten Kontaktflä-

che zwischen Schüttgut und Drehrohrwand konnten die ablaufenden Wärmeübergänge bilanziert werden. Daraus folgten der Kontaktwärmestrom sowie der auf die Kontaktfläche bezogene Kontaktwärmeübergangskoeffizient. Der gemessene Einfluss der Drehzahl auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten ist vernachlässigbar. Dies steht im Widerspruch zu Veröffentlichungen von Herz et al. [121, 126], Li et al. [113], Nafsun [123] sowie Nafsun et al. [124, 125], nach denen der Kontaktwärmeübergang mit steigender Drehzahl verbessert wird. Die Diskrepanz lässt sich durch den gewählten Versuchsaufbau erklären. Dieser enthielt zwei Mäntel – den Drehrohrmantel sowie einen in das Drehrohr eingeschobenen Mantel mit den daran angebrachten Hubschaufeln – zwischen denen sich eine Partikelschicht angesammelt hat. Dadurch musste beim Kontaktwärmeübergang zweimal der Widerstand durch die erste Partikelschicht überwunden werden. Dieser ist unabhängig von der Drehzahl und dominiert bei doppelter Berücksichtigung den Kontaktwärmeübergang. Wird dieser Widerstand zweimal in der Berechnung des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten nach Li et al. [113] berücksichtigt, zeigt sich eine gute Übereinstimmung zwischen Mess- und Modellwerten. Das deutet darauf hin, dass die Drehzahl bei Vorhandensein nur eines Drehrohrmantels einen positiven Einfluss auf den Kontaktwärmeübergang hat. Gezeigt wird diese positive Korrelation nach einer Anpassung des Versuchsaufbaus, in dem nur noch ein Drehrohrmantel vorhanden ist, an den die Hubschaufeln direkt verschraubt werden. Diese Anpassung wurde für die Analyse der Hubschaufel- und der Materialparameter vorgenommen (Kapitel 3.4.2.3 – 3.4.2.6). Dort ist bei höherer Drehzahl ein verbesserter Kontaktwärmeübergang ersichtlich, wodurch die Erkenntnisse von Herz et al. [121, 126], Li et al. [113], Nafsun [123] sowie Nafsun et al. [124, 125] gestützt werden. Ein höherer Füllungsgrad bewirkt in Drehrohren ohne Hubschaufeln durch die längere Kontaktzeit zwischen Drehrohrwand und Partikel einen verschlechterten Kontaktwärmeübergang [113, 123]. Werden Hubschaufeln eingesetzt, ergibt sich ein anderes Bild. Während der Wärmeübergang auf die erste Partikelschicht als unabhängig vom Füllungsgrad betrachtet werden kann, besteht hinsichtlich des Penetrationswiderstandes ein starker Zusammenhang. Dieser scheint jedoch invers zum Verhalten im Drehrohr ohne Hubschaufeln zu sein, da der Penetrationswiderstand mit steigendem Füllungsgrad kleiner wird, was den Kontaktwärmeübergang verbessert. Begründen lässt sich dieses Verhalten mit der Beobachtung, dass das Schüttgut bei geringem Füllungsgrad lediglich in den Hubschaufeln verteilt ist. In diesen findet keine gute Durchmischung des Schüttbetts statt, da die entstehende aktive Partikelschicht in der Hubschaufel [87]

sehr klein ist. Die Partikel werden in diesem Fall ausschließlich durch das Herabfallen als Partikelschleier durchmischt. Eine Erhöhung des Füllungsgrades in den Bereich der Überbeladung [74] führt zur Ausbildung eines Schüttbetts auf dem Boden der Drehtrommel über den Hubschaufeln. Die sich darin ausbildende große aktive Partikelschicht bewirkt neben dem Herabfallen der Partikelschleier eine zusätzliche thermische Durchmischung, wodurch der Penetrationswiderstand verringert und der Kontaktwärmeübergang verbessert werden. Hinsichtlich des Hubschaufel-Längenverhältnisses konnte kein signifikanter Einfluss auf den Kontaktwärmeübergangskoeffizienten nachgewiesen werden. Zwar wurden mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ansteigende Kontaktwärmeübergangskoeffizienten beim jeweils optimalen Füllungsgrad gemessen, jedoch steigt der optimale Füllungsgrad mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis. Wie zuvor beschrieben, hat ein höherer Füllungsgrad einen positiven Einfluss auf den Kontaktwärmeübergang. Bezüglich des durch Kontakt übertragenen Wärmestroms/K zeigt sich die Tendenz, dass dieser positiv mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis korreliert, da die Kontaktfläche ebenfalls größer wird. Mit zunehmender Hubschaufelanzahl sinken die gemessenen Kontaktwärmeübergangskoeffizienten bei konstantem Füllungsgrad. Je mehr Hubschaufeln eingebaut werden, umso geringer wird die Schüttbetthöhe am Boden der Drehtrommel und umso kleiner wird auch die Anzahl der Partikel in der aktiven Schicht. Zudem sind die Partikel in der Hubschaufel für einen langen Zeitraum mit der Drehrohrwand in Kontakt und in der Hubschaufel findet keine Durchmischung der Partikel statt. Je mehr Hubschaufeln eingebaut werden, umso größer wird die durchschnittliche Kontaktzeit der Partikel mit der Drehrohrwand und umso mehr Partikel befinden sich in passiven Schüttungen. In der Konsequenz erhöht sich der Penetrationswiderstand und der Kontaktwärmeübergangskoeffizient sinkt. Durch die gleichzeitig ansteigende Kontaktfläche ergeben sich von der Hubschaufelanzahl nahezu unabhängige Kontaktwärmeströme/K. Mit Vergrößerung des Partikeldurchmessers wird der Wärmeleitwiderstand durch die erste Partikelschicht vergrößert, sodass sowohl der Kontaktwärmeübergangskoeffizient als auch der Kontaktwärmestrom/K mit dem Partikeldurchmesser abnehmen. Eine positive Korrelation zwischen Kontaktwärmeübergang und Wärmeeindringkoeffizient konnte gezeigt werden.

Ein Abgleich der Messwerte mit dem Modell zur Berechnung des Kontaktwärmeübergangskoeffizienten von Li et al. [113] unter Verwendung des Kontaktwärmewider-

standsbeiwerts  $\chi = 0,085$  nach Sullivan und Sabersky [136] zeigt gute Übereinstimmung ( $R^2 = 0,76$ , p-Wert  $< 0,001$ ). Die zuvor beschriebenen tendenziellen Abweichungen zwischen Modell- und Messwerten sind – quantitativ betrachtet – vernachlässigbar. Die längere Kontaktzeit der Partikel in Drehrohren mit Hubschaufeln und die zusätzliche Durchmischung durch das Abwerfen der Partikelschleier scheinen sich in Bezug auf den Penetrationswiderstand zu nivellieren. Das von Li et al. [113] vorgestellte Modell für Drehrohre ohne Hubschaufeln eignet sich demnach auch zur Beschreibung des Kontaktwärmeübergangs in beschauelten Drehrohren.

Zur Analyse des konvektiven Wärmeübergangs wurde nach dem Aufheizen des Systems die Steinwolle an beiden Enden des Drehrohres entfernt und das Drehrohr mit Umgebungsluft durchströmt. Die Temperaturen während des instationären Abkühlens wurden an unterschiedlichen axialen und radialen Positionen sowie kontinuierlich über den Drehrohrumfang gemessen. Aus der zeitlichen Änderung der Schüttguttemperatur konnte der konvektive Wärmestrom am Partikelschleier bestimmt werden. Durch Division mit den zuvor bestimmten inneren (Kugel) und äußeren Schleieroberflächen (PL, KO) resultierten jeweils drei konvektive Wärmeübergangskoeffizienten am Partikelschleier. Wird die innere Schleieroberfläche angenommen, ist das einer vollständigen Durchströmung der Partikelschleier gleichzusetzen, wobei jedes Einzelpartikel im idealen Wärmeaustausch mit dem Gas steht. Im Falle der beiden äußeren Schleieroberflächen wird davon ausgegangen, dass die Partikelschleier so dicht sind, dass sie umströmt werden. Lediglich die Partikel auf der Schleieraußenseite stehen in Kontakt mit dem Gas. Die Messwerte werden mit Modellwerten umströmten Kugeln (entspricht der Durchströmung) bzw. überströmter Platten (PL, KO, entspricht der Umströmung) verglichen. In der unterbeladenen Drehtrommel sinken die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten mit der Drehzahl bezogen auf die innere Schleieroberfläche, da diese mit der Drehzahl ansteigt. Das Modell der umströmten Kugel bildet diesen Zusammenhang nicht ab. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten im Fall der Umströmung sind in der unterbeladenen Drehtrommel unabhängig von der Drehzahl und in guter Übereinstimmung mit dem Modell der überströmten Platte. Unter Berücksichtigung der jeweiligen Schleieroberfläche ergibt sich der konvektive Wärmestrom/K am Partikelschleier, der nur geringfügig mit der Drehzahl zunimmt. Nach einer Erhöhung des Füllungsgrades auf 20 % sind die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf die innere Schleieroberfläche nahezu unabhängig von der Drehzahl und

lassen sich gut mit dem Modell der umströmten Kugel abbilden. Die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten bezogen auf die äußere Schleieroberfläche steigen mit der Drehzahl, was sich mit dem Modell der überströmten Platte nicht abbilden lässt. Der konvektive Wärmestrom/K wird für alle drei untersuchten Ansätze mit der Drehzahl verbessert. Dieser Zusammenhang lässt sich durch die mit zunehmender Drehzahl ansteigende innere Schleieroberfläche gut mit dem Modell der umströmten Kugel abbilden. Hinsichtlich des Füllungsgrades ist unabhängig vom gewählten Ansatz eine positive Korrelation mit den konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten erkennbar. Dies bestätigt die oben beschriebene Beobachtung des verschlechterten Wärmeübergangs in unterbeladenen Drehrohren, die sich mit den gewählten Modellen jedoch nicht abbilden lässt. Unter Einbeziehung der Schleieroberflächen wird ein deutlich schlechterer konvektiver Wärmestrom/K im unterbeladenen Zustand der Drehtrommel (10 % Füllungsgrad) erreicht. Nachdem sich im überbeladenen Zustand (20 % Füllungsgrad) ein Schüttbett am Boden der Drehtrommel ausgebildet hat, steigt der konvektive Wärmestrom/K um den Faktor vier. Eine weitere Erhöhung des Füllungsgrades ist ohne Einfluss. Diese Beobachtung kann weder vom Modell der umströmten Kugel noch vom Modell der überströmten Platte wiedergegeben werden. Der Volumenstrom hat nur einen geringen positiven Einfluss auf die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie den Wärmestrom/K. Da sowohl das Gas als auch die Partikel sich bewegen, ist für den Wärmeübergang die Relativgeschwindigkeit aus axialer Gasgeschwindigkeit und Partikelfallgeschwindigkeit maßgebend. Beide Werte liegen in dieser Arbeit in vergleichbaren Größenordnungen vor, weshalb der Einfluss des Volumenstroms gering ausfällt. Die Messwerte können bei einer Drehzahl von 2 rpm und einem Füllungsgrad von 20 % gut von den Modellen der umströmten Kugel und der überströmten Platte abgebildet werden. Das Hubschaufel-Längenverhältnis hat einen leicht positiven Einfluss auf den konvektiven Wärmestrom/K. Lediglich bei hoher Drehzahl ( $n = 8$  rpm) ist ein inverser Trend zu sehen, der auf Entladungsprobleme in großen Hubschaufeln bei hohen Drehzahlen zurückzuführen ist (vgl. Abbildung 24). Im Gegensatz dazu nehmen die konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten unter Annahme der Durchströmung leicht mit dem Hubschaufel-Längenverhältnis ab, während sie bei Annahme von Umströmung annähernd unabhängig von den Hubschaufeldimensionen sind. Die gewählten Modelle sind in guter Näherung zu den Messwerten. Mit steigender Hubschaufelanzahl sinken die gemessenen konvektiven Wärmeüber-

gangskoeffizienten unabhängig vom gewählten Ansatz. Da gleichzeitig die Schleieranzahl und damit auch die gesamte Schleieroberfläche ansteigen, korreliert der konvektiv übertragene Wärmestrom/K positiv mit der Hubschaufelanzahl. Sowohl das Modell der umströmten Kugel als auch das der überströmten Platte können den Einfluss der Hubschaufelanzahl auf den Wärmestrom/K qualitativ gut abbilden. Quantitativ treten jedoch vor allem beim Modell der überströmten Platte teils sehr große Diskrepanzen zu den Messwerten auf. Ebenso sind große Unterschiede zwischen Mess- und Modellwerten hinsichtlich des Einflusses des Wärmeeindringkoeffizienten ersichtlich. Beide gewählten Modelle können die positiven Korrelationen des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten sowie des Wärmestroms/K mit dem Wärmeeindringkoeffizienten nicht abbilden. Alle bisher beschriebenen Parametereinflüsse wurden mit 4 mm Glaskugeln untersucht. Die Analyse des Partikeldurchmesser-Einflusses zeigt jedoch, dass bei kleineren Partikeldurchmessern keiner der gewählten Modellansätze anwendbar ist. Bei Annahme von Durchströmung sind die gemessenen konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten annähernd unabhängig vom Partikeldurchmesser, während das Modell der umströmten Kugel exponentiell vom Partikeldurchmesser abhängt und für kleine Partikel zu hohe Werte ausgibt. Der inverse Trend ist hinsichtlich der Umströmung zu erkennen. Die Messwerte sinken mit dem Partikeldurchmesser, während das Modell der überströmten Platte den Partikeldurchmesser nicht berücksichtigt. Das bedeutet zum einen, dass bei kleinen Partikeln die Annahme von durchströmten Schleiern, in denen jedes Einzelpartikel im Wärmeaustausch mit dem Gas ist, nicht zulässig ist. Auf der anderen Seite liefert das Modell der überströmten Platte zu geringe Werte, wodurch die Annahme der ausschließlichen Umströmung der Schleier nicht korrekt ist. Am Partikelschleier findet demnach sowohl Durchströmung als auch Umströmung statt. Diese Aussage lässt sich durch die Beobachtung bekräftigen, dass die Porosität der Partikelschleier von oben nach unten zunimmt. Damit ist der Widerstand für das Gas den Schleier zu durchströmen von der Position im Partikelschleier abhängig. Eine gewichtete Anwendung der Modelle für Durch- und Umströmung kann den Einfluss des Partikeldurchmessers auf den konvektiven Wärmestrom/K sehr gut abbilden. Die Gewichtung ist dabei vom Partikeldurchmesser abhängig. Bei diesem Ansatz gilt es eine Position im Schleier festzulegen, ab der die Porosität einen kritischen Wert überschreitet. Bis zu dem kritischen Wert ist bei geringerer Porosität von Umströmung und bei höherer Porosität von Durchströmung des Schleiers auszugehen. In dieser Studie zeigt sich, dass bei 0,7 mm Partikeln die kritische Porosität bei

75 % der Fallhöhe ohne Vorhandensein eines Schüttbetts erreicht wird. Die Messwerte lassen sich dann mit einem Modell abbilden, das sich zu 75 % aus dem Modell der überströmten Platte und zu 25 % aus dem Modell der umströmten Kugel zusammensetzt ( $0,75 P + 0,25 K$ ). Bei großen Partikeln ist die kritische Porosität bereits bei nach einer Fallhöhe von 25 % der Schleierhöhe ohne Vorhandensein eines Schüttbetts erreicht. Für das zusammengesetzte Modell folgt  $0,25 P + 0,75 K$ .

Das Modell der umströmten Kugel kann qualitativ lediglich die Einflüsse von Volumenstrom und Partikeldurchmesser abbilden. Beim Modell der Platte wird sogar nur der Einfluss des Volumenstroms berücksichtigt. Eine Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten demonstriert für alle drei Ansätze (Umströmt, Durchströmt PL/KO) ein jeweils sehr geringes Bestimmtheitsmaß, wodurch die Anwendbarkeit der Modelle kritisch zu sehen ist. Um alle untersuchten Parametereinflüsse modellieren zu können, wurde eine parametrische Regressionsanalyse durchgeführt. Dafür wurde ein nichtlinearer mathematischer Ansatz gewählt, in den die Parameter unabhängig von der Drehrohrdimension eingehen. Es werden die Hubschaufelanzahl auf die theoretisch maximal installierbare Hubschaufelanzahl (sog. Hubschaufelanzahl-Verhältnis) und der Partikeldurchmesser auf den Drehrohrdurchmesser bezogen. Die Drehzahl geht als dimensionslose Froude-Zahl in die Berechnung ein. Zwei Modelle werden vorgestellt, die sich in der verwendeten Geschwindigkeit unterscheiden: Modell A enthält die Relativgeschwindigkeit zwischen Gas- und Partikelfallgeschwindigkeit und Modell B die Gasgeschwindigkeit. Für beide neuen Modelle wird der konvektive Wärmeübergangskoeffizient bezogen auf die innere sowie die äußere Schleieroberfläche dargestellt. Je nach Anwendungsfall kann daher die leichter zu bestimmende Fläche verwendet werden. Ein Abgleich der Mess- und neuen Modellwerte ist hoch signifikant ( $p$ -Wert  $< 0,001$ ) bei Bestimmtheitsmaßen zwischen  $0,72 < R^2 < 0,79$ . Zudem werden zwei Modelle zur Berechnung des konvektiven Wärmestroms/K vorgestellt, die sich ebenfalls in der darin verwendeten Geschwindigkeit unterscheiden (Modell A mit Relativ- und Modell B mit Gasgeschwindigkeit). Diese Modelle geben Aufschluss darüber, wie der konvektive Wärmestrom mit den jeweiligen Parametern korreliert. Demnach ist die Korrelation für alle untersuchten Parameter positiv – mit Ausnahme des Hubschaufel-Längenverhältnisses. Eine Erhöhung dessen wirkt sich negativ auf den konvektiv übertragenen Wärmestrom/K aus. Die geringste positive Korrelation ergibt sich für die Relativ- bzw. Gasgeschwindigkeit. Dabei muss beachtet werden, dass beide Werte in

der vorliegenden Arbeit in vergleichbaren Größenordnungen vorliegen. Durch Änderung der Drehrohrdimension oder bei stark verändertem Volumenstrom kann sich der Einfluss der jeweiligen Geschwindigkeit auf den konvektiven Wärmestrom/K ändern. Am stärksten positiv korreliert der Füllungsgrad mit dem konvektiven Wärmestrom/K. Das untermauert auch für den konvektiven Wärmeübergang die Wichtigkeit eines Schüttbetts und der darin stattfindenden Durchmischung des Schüttguts.

Ein Nachteil der neuen Modelle ist, dass sie keine Eigenschaften der Gasphase enthalten. Damit sind sie aktuell nicht, oder nur bedingt, bei anderen Prozessbedingungen bezüglich Gaszusammensetzung und -temperatur anwendbar. Zudem beschränken sich die Modelle auf ein Hubschaufeldesign, bei dem das Verhältnis von radialer Hubschaufellänge zur Drehrohrdimension ( $l_1/R$  oder  $l_1/D$ ) nicht berücksichtigt wird. In dieser Arbeit wurden zudem ausschließlich monodisperse Schüttungen mit ideal sphärischen Partikeln betrachtet. Der Einfluss von Dispersität sowie Partikelform stellt eine Aufgabe für nachfolgende Studien dar. Interessant wäre zudem, die Schleiertemperatur räumlich aufzulösen und Strömungsmessungen im Partikelschleier durchzuführen. Beides kann Aufschluss über die kritische Porosität geben, ab der der Partikelschleier durchströmt wird.

Die in dieser Arbeit validierten Zusammenhänge zwischen Prozessparametern und Kontakt- sowie konvektiven Wärmeübergangsmechanismen ermöglichen ein besseres Verständnis für die in Drehrohren mit Hubschaufeln ablaufenden Vorgänge. So lassen sich künftig einzelne Parameter gezielt so einstellen, dass der Wärmetransport in das Schüttgut verbessert wird. Zudem können die Messwerte dieser Arbeit zur Weiterentwicklung eines makroskopischen Prozessmodells verwendet werden, mit dem die Auslegung sowie Optimierung von Drehrohren mit Hubschaufeln vereinfacht und effizienter wird.



## Literaturverzeichnis

- [1] Grote, K.-H.; Bender, B. & Göhlich, D. (2018). *Dubbel - Taschenbuch für den Maschinenbau*. Berlin: Springer Vieweg. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-54805-9>
- [2] Buchheim, G. & Sonnemann, R. (Hrsg.). (1990). *Geschichte der Technikwissenschaften*. Leipzig: Edition Leipzig. <https://doi.org/10.1007/978-3-0348-6152-6>
- [3] Jochum, P. (1911). *Der Drehrohrofen als modernster Brennapparat*. Braunschweig: F. Vieweg & Sohn.
- [4] Hirschberg, H. G. (2013). *Handbuch Verfahrenstechnik und Anlagenbau. Chemie, Technik, Wirtschaftlichkeit; mit 689 Tabellen*. Berlin: Springer. <https://doi.org/10.1007/978-3-642-58357-5>
- [5] Boateng, A. A. (2016). *Rotary kilns. Transport phenomena and transport processes*. Amsterdam: Elsevier. <http://www.sciencedirect.com/science/book/9780128037805>
- [6] Mellmann, J. (2001). The transverse motion of solids in rotating cylinders - forms of motion and transition behavior. *Powder Technology*, 118 (3), S. 251–270. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(00\)00402-2](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(00)00402-2)
- [7] Aissa, A. A.; Duchesne, C. & Rodrigue, D. (2011). Effect of friction coefficient and density on mixing particles in the rolling regime. *Powder Technology*, 212 (2), S. 340–347. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.06.009>
- [8] Finnie, G. J.; Kruyt, N. P.; Ye, M.; Zeilstra, C. & Kuipers, J. (2005). Longitudinal and transverse mixing in rotary kilns: A discrete element method approach. *Chemical Engineering Science*, 60 (15), S. 4083–4091. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2004.12.048>
- [9] Kwapinska, M.; Saage, G. & Tsotsas, E. (2006). Mixing of particles in rotary drums: A comparison of discrete element simulations with experimental results and penetration models for thermal processes. *Powder Technology*, 161 (1), S. 69–78. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.08.038>
- [10] Peratt, B. A. & Yorke, J. A. (1996). Continuous avalanche mixing of granular solids in a rotating drum. *Europhysics Letters*, 35 (1), S. 31–35. <https://doi.org/10.1209/epl/i1996-00526-5>
- [11] Boateng, A. A. & Barr, P. V. (1997). Granular flow behaviour in the transverse plane of a partially filled rotating cylinder. *Journal of Fluid Mechanics*, 330, S. 233–249. <https://doi.org/10.1017/S0022112096003680>
- [12] Delele, M. A.; Weigler, F.; Franke, G. & Mellmann, J. (2016). Studying the solids and fluid flow behavior in rotary drums based on a multiphase CFD model. *Powder Technology*, 292, S. 260–271. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.01.026>
- [13] Henein, H.; Brimacombe, J. K. & Watkinson, A. P. (1983). Experimental study of transverse bed motion in rotary kilns. *Metallurgical Transactions B*, 14 (2), S. 191–205. <https://doi.org/10.1007/BF02661016>
- [14] Liu, X.; Specht, E. & Mellmann, J. (2005). Experimental study of the lower and upper angles of repose of granular materials in rotating drums. *Powder Technology*, 154 (2-3), S. 125–131. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.04.040>
- [15] Liu, X.; Specht, E. & Mellmann, J. (2005). Slumping–rolling transition of granular solids in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*, 60 (13), S. 3629–3636. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.02.020>
- [16] Liu, X.; Specht, E. & Mellmann, J. (2005). Beeinflussung der Abrollbewegung und der transversalen Partikelverweilzeit in Drehrohrofen. *ZKG international*, 58 (2), S. 62–73.
- [17] Santomaso, A.; Olivi, M. & Canu, P. (2004). Mechanisms of mixing of granular materials in drum mixers under rolling regime. *Chemical Engineering Science*, 59 (16), S. 3269–3280. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2004.04.026>
- [18] Santomaso, A.; Olivi, M. & Canu, P. (2005). Mixing kinetics of granular materials in drums operated in rolling and cataracting regime. *Powder Technology*, 152 (1-3), S. 41–51. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.01.011>
- [19] van Puyvelde, D. R.; Young, B. R.; Wilson, M. A. & Schmidt, S. J. (1999). Experimental determination of transverse mixing kinetics in a rolling drum by image analysis. *Powder Technology*, 106 (3), S. 183–191. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(99\)00074-1](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(99)00074-1)

- [20] Liu, X. & Specht, E. (2010). Predicting the fraction of the mixing zone of a rolling bed in rotary kilns. *Chemical Engineering Science*, 65 (10), S. 3059–3063. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2010.01.031>
- [21] Liu, X. (2005). Experimental and theoretical study of transverse solids motion in rotary kilns (Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg).
- [22] Ding, Y. L.; Seville, J.; Forster, R. N. & Parker, D. J. (2001). Solids motion in rolling mode rotating drums operated at low to medium rotational speeds. *Chemical Engineering Science*, 56 (5), S. 1769–1780. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(00\)00468-1](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(00)00468-1)
- [23] Ding, Y. L.; Forster, R. N.; Seville, J. & Parker, D. J. (2002). Granular motion in rotating drums: bed turnover time and slumping–rolling transition. *Powder Technology*, 124 (1-2), S. 18–27. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(01\)00486-7](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(01)00486-7)
- [24] Henein, H.; Brimacombe, J. K. & Watkinson, A. P. (1983). The modeling of transverse solids motion in rotary kilns. *Metallurgical Transactions B*, 14 (2), S. 207–220. <https://doi.org/10.1007/BF02661017>
- [25] Liu, X.; Specht, E.; Gonzalez, O. G. & Walzel, P. (2006). Analytical solution for the rolling-mode granular motion in rotary kilns. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 45 (6), S. 515–521. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2005.10.009>
- [26] Santos, D. A.; Dadalto, F. O.; Scatena, R.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2015). A hydrodynamic analysis of a rotating drum operating in the rolling regime. *Chemical Engineering Research and Design*, 94, S. 204–212. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2014.07.028>
- [27] Santos, D. A.; Petri, I. J.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2013). Experimental and CFD study of the hydrodynamic behavior in a rotating drum. *Powder Technology*, 250, S. 52–62. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.10.003>
- [28] Stanev, R.; Mitov, I.; Specht, E. & Herz, F. (2014). Geometrical Characteristics of the Solid Bed in a Rotary Kiln. *Journal of Chemical Technology and Metallurgy*, 49 (1), S. 82–89. <https://dl.uctm.edu/journal/node/j2014-1/14-Raiko%20Stanev-82-89.pdf>
- [29] Peratt, B. A. & Yorke, J. A. (1998). Modeling continuous mixing of granular solids in a rotating drum. *Physica D: Nonlinear Phenomena*, 118 (3-4), S. 293–310. [https://doi.org/10.1016/S0167-2789\(98\)00018-9](https://doi.org/10.1016/S0167-2789(98)00018-9)
- [30] van Puyvelde, D. R.; Wilson, M. A.; Young, B. R. & Schmidt, S. J. (2000). Modelling transverse mixing in a rolling drum. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 78 (4), S. 635–642. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450780405>
- [31] Boateng, A. A. & Barr, P. V. (1996). Modelling of particle mixing and segregation in the transverse plane of a rotary kiln. *Chemical Engineering Science*, 51 (17), S. 4167–4181. [https://doi.org/10.1016/0009-2509\(96\)00250-3](https://doi.org/10.1016/0009-2509(96)00250-3)
- [32] Chou, S. H.; Liao, C. C. & Hsiao, S. S. (2010). An experimental study on the effect of liquid content and viscosity on particle segregation in a rotating drum. *Powder Technology*, 201 (3), S. 266–272. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2010.04.009>
- [33] Henein, H.; Brimacombe, J. K. & Watkinson, A. P. (1985). An experimental study of segregation in rotary kilns. *Metallurgical Transactions B*, 16 (4), S. 763–774. <https://doi.org/10.1007/BF02667512>
- [34] Nityanand, N.; Manley, B. & Henein, H. (1986). An analysis of radial segregation for different sized spherical solids in rotary cylinders. *Metallurgical Transactions B*, 17 (2), S. 247–257. <https://doi.org/10.1007/BF02655071>
- [35] Arntz, M. M. H. D. (2010). Modeling of particle segregation in a rotating drum (Dissertation, Universität Wageningen, Wageningen).
- [36] Bensmann, S. (2010). Zu Misch- und Transportprozessen granularer Medien in kontinuierlich betriebenen Drehrohren (Dissertation, Technische Universität Dortmund, Dortmund).
- [37] Ottino, J. M. & Khakhar, D. V. (2000). Mixing and Segregation of Granular Materials. *Annual Review of Fluid Mechanics*, 32 (1), S. 55–91. <https://doi.org/10.1146/annurev.fluid.32.1.55>
- [38] Santos, D. A.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2016). Segregation phenomenon in a rotary drum: Experimental study and CFD simulation. *Powder Technology*, 294, S. 1–10. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.02.015>
- [39] van Puyvelde, D. R.; Young, B. R.; Wilson, M. A. & Schmidt, S. J. (2000). Modelling Transverse Segregation of Particulate Solids in a Rolling Drum. *Chemical Engineering Research and Design*, 78 (4), S. 643–650. <https://doi.org/10.1205/026387600527590>
- [40] van Puyvelde, D. R. (2006). Simulating the mixing and segregation of solids in the transverse section of a rotating kiln. *Powder Technology*, 164 (1), S. 1–12. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.12.017>
- [41] Geng, F.; Yuan, Z.; Yan, Y.; Luo, D.; Wang, H.; Li, B. & Xu, D. (2009). Numerical simulation on mixing kinetics of slender particles in a rotary dryer. *Powder Technology*, 193 (1), S. 50–58. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.02.005>

- [42] Geng, F.; Li, Y.; Wang, X.; Yuan, Z.; Yan, Y. & Luo, D. (2011). Simulation of dynamic processes on flexible filamentous particles in the transverse section of a rotary dryer and its comparison with image experiments. *Powder Technology*, 207 (1-3), S. 175–182. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2010.10.027>
- [43] Geng, F.; Wang, Y.; Li, Y.; Yuan, L.; Wang, X.; Liu, M. & Yuan, Z. (2013). Numerical simulation on mixing dynamics of flexible filamentous particles in the transverse section of a rotary drum. *Particuology*, 11 (5), S. 594–600. <https://doi.org/10.1016/j.partic.2012.07.007>
- [44] Geng, F.; Chai, H.; Ma, L.; Luo, G.; Li, Y. & Yuan, Z. (2016). Simulation of dynamic transport of flexible ribbon particles in a rotary dryer. *Powder Technology*, 297, S. 115–125. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.04.012>
- [45] Ajayi, O. O. & Sheehan, M. E. (2014). Pseudophysical Compartment Modeling of an Industrial Rotary Dryer with Flighted and Unflighted Sections: Solids Transport. *Industrial & Engineering Chemistry Research*, 53 (41), S. 15980–15989. <https://doi.org/10.1021/ie502607m>
- [46] Bongo Njeng, A. S.; Vitu, S.; Clause, M.; Dirion, J.-L. & Debacq, M. (2015). Effect of lifter shape and operating parameters on the flow of materials in a pilot rotary kiln: Part I. Experimental RTD and axial dispersion study. *Powder Technology*, 269, S. 554–565. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.03.066>
- [47] Bongo Njeng, A. S.; Vitu, S.; Clause, M.; Dirion, J.-L. & Debacq, M. (2015). Effect of lifter shape and operating parameters on the flow of materials in a pilot rotary kiln: Part II. Experimental hold-up and mean residence time modeling. *Powder Technology*, 269, S. 566–576. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.05.070>
- [48] Bongo Njeng, A. S.; Vitu, S.; Clause, M.; Dirion, J.-L. & Debacq, M. (2016). Effect of lifter shape and operating parameters on the flow of materials in a pilot rotary kiln: Part III. Up-scaling considerations and segregation analysis. *Powder Technology*, 297, S. 415–428. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.04.052>
- [49] Britton, P. F.; Sheehan, M. E. & Schneider, P. A. (2006). A physical description of solids transport in flighted rotary dryers. *Powder Technology*, 165 (3), S. 153–160. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2006.04.006>
- [50] Cronin, K.; Catak, M.; Bour, J.; Collins, A. & Sme, J. (2011). Stochastic modelling of particle motion along a rotary drum. *Powder Technology*, 213 (1-3), S. 79–91. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.07.009>
- [51] Nhuchhen, D. R.; Basu, P. & Acharya, B. (2016). Investigation into mean residence time and filling factor in flighted rotary torrefier. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 94 (8), S. 1448–1456. <https://doi.org/10.1002/cjce.22520>
- [52] Pan, J.-P.; Wang, T.-J.; Yao, J.-J. & Jin, Y. (2006). Granule transport and mean residence time in horizontal drum with inclined flights. *Powder Technology*, 162 (1), S. 50–58. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2005.12.004>
- [53] Schneider, P. A.; Sheehan, M. E. & Brown, S. T. (2003). Modelling the dynamics of solids transport in flighted rotary dryers. In: Kraslawski, A. u. Turunen, I. (Hrsg.), *European Symposium on Computer Aided Process Engineering. 13 ; 36th European Symposium of the Working Party on Computer Aided Process Engineering*. Computer-aided chemical engineering, v.14, S. 911–916. s.l.: Elsevier textbooks. [https://doi.org/10.1016/S1570-7946\(03\)80233-X](https://doi.org/10.1016/S1570-7946(03)80233-X)
- [54] Sheehan, M. E.; Britton, P. F. & Schneider, P. A. (2005). A model for solids transport in flighted rotary dryers based on physical considerations. *Chemical Engineering Science*, 60 (15), S. 4171–4182. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2005.02.055>
- [55] Sherritt, R. G.; Caple, R.; Behie, L. A. & Mehrotra, A. K. (1993). The movement of solids through flighted rotating drums. Part I: Model formulation. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 71 (3), S. 337–346. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450710302>
- [56] Sherritt, R. G.; Caple, R.; Behie, L. A. & Mehrotra, A. K. (1994). The movement of solids through flighted rotating drums. Part II solids-gas interaction and model validation. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 72 (2), S. 240–248. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450720210>
- [57] Baker, C. (1988). The design of flights in cascading rotary dryers. *Drying Technology*, 6 (4), S. 631–653. <https://doi.org/10.1080/07373938808916402>
- [58] Jiang, M.; Zhao, Y.; Liu, G. & Zheng, J. (2011). Enhancing mixing of particles by baffles in a rotating drum mixer. *Particuology*, 9 (3), S. 270–278. <https://doi.org/10.1016/j.partic.2010.06.008>
- [59] Kelly, J. (1992). Flight design in rotary dryers. *Drying Technology*, 10 (4), S. 979–993. <https://doi.org/10.1080/07373939208916491>
- [60] Laurent, B. F. C.; Bridgwater, J. & Parker, D. J. (2000). Motion in a particle bed agitated by a single blade. *AIChE Journal*, 46 (9), S. 1723–1734. <https://doi.org/10.1002/aic.690460904>

- [61] Machado, M.; Nascimento, S. M.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2017). Boundary conditions effects on the particle dynamic flow in a rotary drum with a single flight. *Powder Technology*, 311, S. 341–349. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.01.076>
- [62] Revol, D.; Briens, C. & Chabagno, J. (2001). The design of flights in rotary dryers. *Powder Technology*, 121 (2-3, S. 230–238. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(01\)00362-X](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(01)00362-X)
- [63] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. (2013). Influence of flight design on the particle distribution of a flighted rotating drum. *Chemical Engineering Science*, 90, S. 101–109. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.12.035>
- [64] Sunkara, K. R. (2013). Granular Granular flow and design studies in flighted rotating drums (Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg).
- [65] Debacq, M.; Vitu, S.; Ablitzer, D.; Houzelot, J.-L. & Patisson, F. (2013). Transverse motion of cohesive powders in flighted rotary kilns: experimental study of unloading at ambient and high temperatures. *Powder Technology*, 245, S. 56–63. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.04.007>
- [66] Lisboa, M. H.; Vitorino, D. S.; Delaiba, W. B.; Finzer, J. R. D. & Barrozo, M. A. S. (2007). A study of particle motion in rotary dryer. *Brazilian Journal of Chemical Engineering*, 24 (3), S. 365–374. <https://doi.org/10.1590/S0104-66322007000300006>
- [67] Nascimento, S. M.; Santos, D. A.; Barrozo, M. A. S. & Duarte, C. R. (2015). Solids holdup in flighted rotating drums: An experimental and simulation study. *Powder Technology*, 280, S. 18–25. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.04.038>
- [68] Ajayi, O. O. & Sheehan, M. E. (2012). Application of image analysis to determine design loading in flighted rotary dryers. *Powder Technology*, 223, S. 123–130. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2011.05.013>
- [69] Ajayi, O. O. & Sheehan, M. E. (2012). Design loading of free flowing and cohesive solids in flighted rotary dryers. *Chemical Engineering Science*, 73, S. 400–411. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.01.033>
- [70] Karali, M. A.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. (2016). Comparison of image analysis methods to determine the optimum loading of flighted rotary drums. *Powder Technology*, 291, S. 147–153. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.11.053>
- [71] Karali, M. A.; Specht, E.; Herz, F. & Mellmann, J. (2017). Different camera and light positions to facilitate image analysis processing in rotary drums studies. *Powder Technology*, 306, S. 55–60. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.10.013>
- [72] Karali, M. A.; Specht, E.; Herz, F.; Mellmann, J. & Refaey, H. A. (2018). Unloading characteristics of flights in a flighted rotary drum operated at optimum loading. *Powder Technology*, 333, S. 347–352. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2018.04.052>
- [73] Karali, M. A.; Specht, E.; Mellmann, J.; Refaey, H. A.; Salem, M. R. & Elbanhaway, A. Y. (2020). Granular transport through flighted rotary drums operated at optimum-loading: Mathematical model. *Drying Technology*, 38 (4), S. 495–505. <https://doi.org/10.1080/07373937.2019.1582062>
- [74] Karali, M. A.; Sunkara, K. R.; Herz, F. & Specht, E. (2015). Experimental analysis of a flighted rotary drum to assess the optimum loading. *Chemical Engineering Science*, 138, S. 772–779. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2015.09.004>
- [75] Nascimento, S. M.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2018). Analysis of the design loading in a flighted rotating drum using high rotational speeds. *Drying Technology*, 36 (10), S. 1200–1208. <https://doi.org/10.1080/07373937.2017.1392972>
- [76] Ng, J. (2013). Determination of Design Loading in Flighted Rotary Drums (Masterarbeit, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg).
- [77] Hellou, M.; Lominé, F.; Benhsine, I. & Roques, Y. (2019). Theoretical description of the motion of a particle in rotary dryer. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 97 (1), S. 103–114. <https://doi.org/10.1002/cjce.23213>
- [78] Langrish, T. A. G. (1988). The mathematical modelling of cascading rotary dryers (Dissertation, University of Oxford, Oxford).
- [79] Lee, A. & Sheehan, M. E. (2010). Development of a geometric flight unloading model for flighted rotary dryers. *Powder Technology*, 198 (3), S. 395–403. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2009.12.004>
- [80] Nascimento, S. M.; Lima, R. M.; Brandão, R. J.; Duarte, C. R. & Barrozo, M. A. S. (2019). Eulerian study of flights discharge in a rotating drum. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 97 (2), S. 477–484. <https://doi.org/10.1002/cjce.23291>
- [81] Kamke, F. A. & Wilson, J. B. (1986). Computer simulation of a rotary dryer. Part I: Retention time. *AIChE Journal*, 32 (2), S. 263–268. <https://doi.org/10.1002/aic.690320213>
- [82] Schofield, F. R. & Glikin, P. G. (1962). Rotary dryers and coolers for granular fertilizers. *Chemical Engineering Research and Design*, 40, S. 183–190.

- [83] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. (Hrsg.). (2012). Theoretical and experimental analysis of the optimal surface area of the cascading particles in a flighted rotating drum. Singapore.
- [84] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E.; Mellmann, J. & Erpelding, R. (2013). Modeling the discharge characteristics of rectangular flights in a flighted rotary drum. *Powder Technology*, 234, S. 107–116. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2012.09.007>
- [85] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. A study on the influencing parameters of the particle motion in a flighted rotary drum. *Proceedings of the 7th International Conference for Conveying and Handling of Particulate Solids (CHoPS 2012)*, 2012, S. 1–5.
- [86] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. (2012). Influence of flight cascading rate on the particle distribution in a flighted rotary drum. *Proceedings of the 24th International Mineral Processing Congress (IMPC 2012)*
- [87] Sunkara, K. R.; Herz, F.; Specht, E. & Mellmann, J. (2015). Transverse flow at the flight surface in flighted rotary drum. *Powder Technology*, 275, S. 161–171. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.01.058>
- [88] van Puyvelde, D. R. (2009). Modelling the hold up of lifters in rotary dryers. *Chemical Engineering Research and Design*, 87 (2), S. 226–232. <https://doi.org/10.1016/j.cherd.2008.08.018>
- [89] Arntz, M. M. H. D.; den Otter, W. K.; Briels, W. J.; Bussmann, P. J. T.; Beefink, H. H. & Boom, R. M. (2008). Granular mixing and segregation in a horizontal rotating drum: A simulation study on the impact of rotational speed and fill level. *AIChE Journal*, 54 (12), S. 3133–3146. <https://doi.org/10.1002/aic.11622>
- [90] Amritkar, A. R. (2013). Parallel implementation and application of particle scale heat transfer in the Discrete Element Method (Dissertation, Virginia Polytechnic Institute and State University, Blacksburg, Virginia).
- [91] Chaudhuri, B.; Muzzio, F. J. & Tomassone, M. S. (2006). Modeling of heat transfer in granular flow in rotating vessels. *Chemical Engineering Science*, 61 (19), S. 6348–6360. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.05.034>
- [92] Höhner, D.; Wirtz, S. & Scherer, V. (2014). A study on the influence of particle shape and shape approximation on particle mechanics in a rotating drum using the discrete element method. *Powder Technology*, 253, S. 256–265. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2013.11.023>
- [93] Komossa, H.; Wirtz, S.; Scherer, V.; Herz, F. & Specht, E. (2014). Transversal bed motion in rotating drums using spherical particles: Comparison of experiments with DEM simulations. *Powder Technology*, 264, S. 96–104. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2014.05.021>
- [94] Komossa, H.; Wirtz, S.; Scherer, V.; Herz, F. & Specht, E. (2015). Heat transfer in indirect heated rotary drums filled with monodisperse spheres: Comparison of experiments with DEM simulations. *Powder Technology*, 286, S. 722–731. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2015.07.022>
- [95] Kruggel-Emden, H.; Simsek, E.; Rickelt, S.; Wirtz, S. & Scherer, V. (2007). Review and extension of normal force models for the Discrete Element Method. *Powder Technology*, 171 (3), S. 157–173. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2006.10.004>
- [96] Liu, P. Y.; Yang, R. & Yu, A. B. (2013). DEM study of the transverse mixing of wet particles in rotating drums. *Chemical Engineering Science*, 86, S. 99–107. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.06.015>
- [97] Liu, X.; Hu, Z.; Wu, W.; Zhan, J.; Herz, F. & Specht, E. (2017). DEM study on the surface mixing and whole mixing of granular materials in rotary drums. *Powder Technology*, 315, S. 438–444. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.04.036>
- [98] Metzger, T.; Kwapinska, M.; Peglow, M.; Saage, G. & Tsotsas, E. (2007). Modern Modelling Methods in Drying. *Transport in Porous Media*, 66 (1-2), S. 103–120. <https://doi.org/10.1007/s11242-006-9025-z>
- [99] Sturm, M.; Wirtz, S.; Scherer, V. & Denecke, J. (2010). Coupled DEM-CFD Simulation of Pneumatically Conveyed Granular Media. *Chemical Engineering & Technology*, 33 (7), S. 1184–1192. <https://doi.org/10.1002/ceat.201000162>
- [100] van Puyvelde, D. R. (2006). Comparison of discrete elemental modelling to experimental data regarding mixing of solids in the transverse direction of a rotating kiln. *Chemical Engineering Science*, 61 (13), S. 4462–4465. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2006.02.013>
- [101] Evripidis, I. & Schlünder, E.-U. (1991). Kombinierte Kontakt- und Konvektionstrocknung von rieselfähigem Trocknungsgut in einem Trommeltrockner. *Chemie Ingenieur Technik*, 63 (8), S. 835–837. <https://doi.org/10.1002/cite.330630811>
- [102] Baker, C. (1992). Air-solids drag in cascading rotary dryers. *Drying Technology*, 10 (2), S. 365–393. <https://doi.org/10.1080/07373939208916442>
- [103] Riquelme, G. D. & Navarro, G. Analysis and modelling of rotary dryer - drying of copper concentrate. In: *Mujamdar, A. S. (1986). Drying of Solids - Recent International Developments, Wiley Eastern, New Delhi*

- [104] Ding, Y. L.; Forster, R. N.; Seville, J. & Parker, D. J. (2001). Scaling relationships for rotating drums. *Chemical Engineering Science*, 56 (12), S. 3737–3750. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(01\)00092-6](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(01)00092-6)
- [105] Schlünder, E.-U. (1971). Wärmeübergang an bewegte Kugelschüttungen bei kurzfristigem Kontakt. *Chemie Ingenieur Technik*, 43 (11), S. 651–654. <https://doi.org/10.1002/cite.330431103>
- [106] Schlünder, E.-U. (1981). Über den Stand der wissenschaftlichen Grundlagen zur Auslegung von Kontaktrocknern für grobkörniges, rieselfähiges Trocknungsgut. *Chemie Ingenieur Technik*, 53 (12), S. 925–941. <https://doi.org/10.1002/cite.330531204>
- [107] Schlünder, E.-U. & Mollekopf, N. (1984). Vacuum contact drying of free flowing mechanically agitated particulate material. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 18 (2), S. 93–111. [https://doi.org/10.1016/0255-2701\(84\)85012-6](https://doi.org/10.1016/0255-2701(84)85012-6)
- [108] Vosteen, B. (1984). Zum trockenen Wärmedurchgang an rieselfähige Schüttgüter im indirekt beheizten Drehrohr, Taumeltrockner und Tellerrockner. *Chemie Ingenieur Technik*, 56 (11), S. 858–859. <https://doi.org/10.1002/cite.330561111>
- [109] Lybaert, P. (1987). Wall-particles heat transfer in rotating heat exchangers. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 30 (8), S. 1663–1672. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(87\)90312-7](https://doi.org/10.1016/0017-9310(87)90312-7)
- [110] Vargas, W. L. & McCarthy, J. J. (2001). Heat conduction in granular materials. *AIChE Journal*, 47 (5), S. 1052–1059. <https://doi.org/10.1002/aic.690470511>
- [111] Vargas, W. L. & McCarthy, J. J. (2002). Stress effects on the conductivity of particulate beds. *Chemical Engineering Science*, 57 (15), S. 3119–3131. [https://doi.org/10.1016/S0009-2509\(02\)00176-8](https://doi.org/10.1016/S0009-2509(02)00176-8)
- [112] Dhanjal, S. K.; Barr, P. V. & Watkinson, A. P. (2004). The Rotary Kiln: An Investigation of Bed Heat Transfer in the Transverse Plane. *Metallurgical and Materials Transactions*, 35, S. 1059–1070. <https://doi.org/10.1007/s11663-004-0062-0>
- [113] Li, S.-Q.; Ma, L.-B.; Wan, W. & Yao, Q. (2005). A Mathematical Model of Heat Transfer in a Rotary Kiln Thermo-Reactor. *Chemical Engineering & Technology*, 28 (12), S. 1480–1489. <https://doi.org/10.1002/ceat.200500241>
- [114] Sonavane, Y. (2010). Influence of the Wall on the Heat Transfer Process in Rotary Kiln (Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg).
- [115] Sonavane, Y. & Specht, E. (2009). Study of temperature profile in the agitated bed of pilot scale externally heated rotary kiln. *AIChE Spring National Meeting & 5th Global Congress on Process Safety*
- [116] Sonavane, Y. & Specht, E. (2009). Numerical analysis of the heat transfer in the wall of rotary kiln using finite element method ANSYS. In: Witt, P. J. u. Schwarz, M. P. (Hrsg.), *The 7th International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries. Melbourne, Australia, 9-11 December, 2009*, S. 9–11. Canberra, Australia: CSIRO Australia. [http://www.cfd.com.au/cfd\\_conf09/PDFs/034SON.pdf](http://www.cfd.com.au/cfd_conf09/PDFs/034SON.pdf)
- [117] Figueroa, I.; Vargas, W. L. & McCarthy, J. J. (2010). Mixing and heat conduction in rotating tumblers. *Chemical Engineering Science*, 65 (2), S. 1045–1054. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2009.09.058>
- [118] Liu, X. & Specht, E. (2010). Temperature distribution within the moving bed of rotary kilns: Measurement and analysis. *Chemical Engineering and Processing: Process Intensification*, 49 (2), S. 147–150. <https://doi.org/10.1016/j.cep.2010.01.008>
- [119] Herz, F.; Mitov, I.; Specht, E. & Stanev, R. (2012). Experimental study of the contact heat transfer coefficient between the covered wall and solid bed in rotary drums. *Chemical Engineering Science*, 82, S. 312–318. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2012.07.042>
- [120] Wes, G.; Drinkenburg, A. & Stemerding, S. (1976). Heat transfer in a horizontal rotary drum reactor. *Powder Technology*, 13 (2), S. 185–192. [https://doi.org/10.1016/0032-5910\(76\)85003-6](https://doi.org/10.1016/0032-5910(76)85003-6)
- [121] Herz, F.; Mitov, I.; Specht, E. & Stanev, R. (2012). Influence of operational parameters and material properties on the contact heat transfer in rotary kilns. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 55 (25-26), S. 7941–7948. <https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2012.08.022>
- [122] Tscheng, S. H. & Watkinson, A. P. (1979). Convective heat transfer in a rotary kiln. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 57 (4), S. 433–443. <https://doi.org/10.1002/cjce.5450570405>
- [123] Nafsun, A. I. (2015). Experimental Analysis of Heat transport in the Solid Bed of Rotary Kilns (Dissertation, Otto-von-Guericke-Universität Magdeburg, Magdeburg).
- [124] Nafsun, A. I.; Herz, F.; Specht, E.; Scherer, V. & Wirtz, S. (2014). The contact heat transfer in rotary kilns and the effect of material properties. *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics, 2014*, S. 2112–2118. <http://hdl.handle.net/2263/44635>

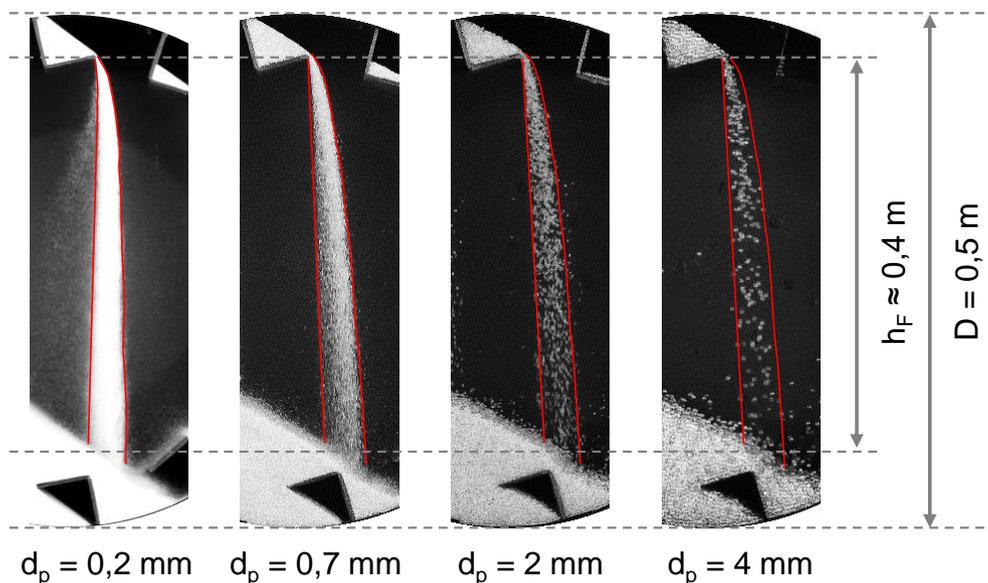
- [125] Nafsun, A. I.; Herz, F.; Specht, E.; Scherer, V. & Wirtz, S. (2016). Heat Transfer Experiments in a Rotary Drum for a Variety of Granular Materials. *Experimental Heat Transfer*, 29 (4), S. 520–535. <https://doi.org/10.1080/08916152.2015.1036180>
- [126] Herz, F.; Mitov, I.; Specht, E. & Stanev, R. (2015). Influence of the Motion Behavior on the Contact Heat Transfer Between the Covered Wall and Solid Bed in Rotary Kilns. *Experimental Heat Transfer*, 28 (2), S. 174–188. <https://doi.org/10.1080/08916152.2013.854283>
- [127] Nafsun, A. I.; Herz, F. & Specht, E. (2014). Analysis of heat penetration into the solid bed of rotary drums. *10th International Conference on Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics*, 10, S. 2136–2140. <http://hdl.handle.net/2263/44565>
- [128] Nafsun, A. I. & Herz, F. (2016). Experiments on the temperature distribution in the solid bed of rotary drums. *Applied Thermal Engineering*, 103, S. 1039–1047. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.128>
- [129] Nafsun, A. I.; Herz, F.; Specht, E.; Komossa, H.; Wirtz, S.; Scherer, V. & Liu, X. (2017). Thermal bed mixing in rotary drums for different operational parameters. *Chemical Engineering Science*, 160, S. 346–353. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.11.005>
- [130] Emady, H. N.; Anderson, K. V.; Borghard, W. G.; Muzzio, F. J.; Glasser, B. J. & Cuitiño, A. M. (2016). Prediction of conductive heating time scales of particles in a rotary drum. *Chemical Engineering Science*, 152, S. 45–54. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2016.05.022>
- [131] Zhang, Z.; Liu, Y.; Zhao, X.; Xiao, Y. & Lei, X. (2019). Mixing and Heat Transfer of Granular Materials in an Externally Heated Rotary Kiln. *Chemical Engineering & Technology*, 42 (5), S. 987–995. <https://doi.org/10.1002/ceat.201800232>
- [132] Bongo Njeng, A. S.; Vitu, S.; Clause, M.; Dirion, J.-L. & Debacq, M. (2018). Wall-to-solid heat transfer coefficient in flighted rotary kilns: Experimental determination and modeling. *Experimental Thermal and Fluid Science*, 91, S. 197–213. <https://doi.org/10.1016/j.expthermflu-sci.2017.10.024>
- [133] Xie, Q.; Chen, Z.; Hou, Q. F.; Yu, A. B. & Yang, R. (2017). DEM investigation of heat transfer in a drum mixer with lifters. *Powder Technology*, 314, S. 175–181. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2016.09.022>
- [134] Xie, Q.; Chen, Z.; Mao, Y.; Chen, G. & Shen, W. (2018). Case studies of heat conduction in rotary drums with L-shaped lifters via DEM. *Case Studies in Thermal Engineering*, 11, S. 145–152. <https://doi.org/10.1016/j.csite.2018.02.001>
- [135] Stephan, P.; Kabelac, S.; Kind, M.; Mewes, D.; Schaber, K. & Wetzel, T. (2019). VDI-Wärmeatlas. Fachlicher Träger VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen. Springer-Verlag. <https://doi.org/10.1007/978-3-662-52989-8>
- [136] Sullivan, W. N. & Sabersky, R. H. (1975). Heat transfer to flowing granular media. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 18 (1), S. 97–107. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(75\)90012-5](https://doi.org/10.1016/0017-9310(75)90012-5)
- [137] Gnielinski, V. (1975). Berechnung mittlerer Wärme- und Stoffübergangskoeffizienten an laminar und turbulent überströmten Einzelkörpern mit Hilfe einer einheitlichen Gleichung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 41 (5), S. 145–153. <https://doi.org/10.1007/BF02560793>
- [138] Gnielinski, V. (1975). Neue Gleichungen für den Wärme- und den Stoffübergang in turbulent durchströmten Rohren und Kanälen. *Forschung im Ingenieurwesen*, 41 (1), S. 8–16. <https://doi.org/10.1007/BF02559682>
- [139] Gnielinski, V. (1995). Ein neues Berechnungsverfahren für die Wärmeübertragung im Übergangsbereich zwischen laminarer und turbulenter Rohrströmung. *Forschung im Ingenieurwesen*, 61 (9), S. 240–248. <https://doi.org/10.1007/BF02607964>
- [140] Hsiau, S. S. & Hunt, M. L. (1993). Kinetic Theory Analysis of Flow-Induced Particle Diffusion and Thermal Conduction in Granular Material Flows. *Journal of Heat Transfer*, 115 (3), S. 541. <https://doi.org/10.1115/1.2910720>
- [141] Boateng, A. A. (1998). On flow-induced kinetic diffusion and rotary kiln bed burden heat transport. *Chemical Engineering Communications*, 170 (1), S. 51–66. <https://doi.org/10.1080/00986449808912735>
- [142] Boateng, A. A. & Barr, P. V. (1996). A thermal model for the rotary kiln including heat transfer within the bed. *International Journal of Heat and Mass Transfer*, 39 (10), S. 2131–2147. [https://doi.org/10.1016/0017-9310\(95\)00272-3](https://doi.org/10.1016/0017-9310(95)00272-3)
- [143] Ogata, K.; Funatsu, K. & Tomita, Y. (2001). Experimental investigation of a free falling powder jet and the air entrainment. *Powder Technology*, 115 (1), S. 90–95. [https://doi.org/10.1016/S0032-5910\(00\)00329-6](https://doi.org/10.1016/S0032-5910(00)00329-6)
- [144] Uchiyama, T. (2004). Numerical analysis of particulate jet generated by free falling particles. *Powder Technology*, 145 (2), S. 123–130. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2004.06.004>
- [145] Davies, P. R.; Norton, M. J.; Wilson, D. I.; Davidson, J. F. & Scott, D. M. (2010). Gas flow in rotary kilns. *Particuology*, 8 (6), S. 613–616. <https://doi.org/10.1016/j.partic.2010.07.014>

- [146] Wardjiman, C.; Lee, A.; Sheehan, M. E. & Rhodes, M. (2008). Behaviour of a curtain of particles falling through a horizontally-flowing gas stream. *Powder Technology*, 188 (2), S. 110–118. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2008.04.002>
- [147] Evripidis, I. (1991). Kombinierte Kontakt- und Konvektionstrocknung in einem Trommeltrockner: Zugl.: Karlsruhe, Univ., Diss., 1991. Fortschritt-Berichte / VDI Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 241. Düsseldorf: VDI-Verl.
- [148] Blumberg, W. (1995). Selektive Konventions- und Kontaktstrocknung im Drehrohr. Fortschritt-Berichte VDI. Reihe 3, Verfahrenstechnik, Nr. 384. Düsseldorf: VDI Verlag.
- [149] Wardjiman, C. & Rhodes, M. (2009). Heat transfer in a particle curtain falling through a horizontally-flowing gas stream. *Powder Technology*, 191 (3), S. 247–253. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2008.10.011>
- [150] Afshar, S. & Sheehan, M. E. (2012). Using CFD to simulate heat transfer in particle curtains. *Ninth International Conference on CFD in the Minerals and Process Industries*, S. 1–7.
- [151] Afshar, S. & Sheehan, M. E. (2013). CFD and experimental study of convective heat transfer in free falling particle curtains. In: *AIP Conference Proceedings 2013*, Bd. 1558, S. 2005–2008. American Institute of Physics. <https://doi.org/10.1063/1.4825928>
- [152] Afshar, S.; Sheehan, M. E. & Fazlollahi, A. (2015). Using CFD to derive reduced order models for heat transfer in particle curtains. *Progress in Computational Fluid Dynamics, An International Journal*, 15 (2), S. 71. <https://doi.org/10.1504/PCFD.2015.068815>
- [153] Afshar, S. & Sheehan, M. E. (2017). Applying Infrared Thermography and Image Analysis to Dilute 2-phase Particulate Systems: Hot Particle Curtains. *Energy Procedia*, 110, S. 408–413. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.161>
- [154] Afshar, S. & Sheehan, M. E. (2018). CFD and infrared thermography of particle curtains undergoing convection heat transfer: Image analysis and edge prediction. *Powder Technology*, 325, S. 167–179. <https://doi.org/10.1016/j.powtec.2017.11.001>
- [155] Scherer, V.; Mönnigmann, M.; Berner, M. O. & Sudbrock, F. (2016). Coupled DEM–CFD simulation of drying wood chips in a rotary drum – Baffle design and model reduction. *Fuel*, 184, S. 896–904. <https://doi.org/10.1016/j.fuel.2016.05.054>
- [156] Le Guen, L.; Piton, M.; Hénaut, Q.; Huchet, F. & Richard, P. (2017). Heat convection and radiation in flighted rotary kilns: A minimal model. *The Canadian Journal of Chemical Engineering*, 95 (1), S. 100–110. <https://doi.org/10.1002/cjce.22659>
- [157] Seidenbecher, J.; Meitzner, C.; Herz, F.; Wirtz, S.; Berndt, A. & Scherer, V. (2018). The convective heat transfer coefficient in flighted rotary drums. In: *International Heat Transfer Conference 16*, S. 8789–8798. Connecticut: Begellhouse. <https://doi.org/10.1615/IHTC16.tpm.022104>
- [158] Seidenbecher, J.; Herz, F.; Meitzner, C.; Specht, E.; Wirtz, S.; Scherer, V. & Liu, X. (2021). Temperature analysis in flighted rotary drums and the influence of operating parameters. *Chemical Engineering Science*, 229, S. 115972. <https://doi.org/10.1016/j.ces.2020.115972>
- [159] Specht, E. (2014). Wärme- und Stoffübertragung in der Thermoprozesstechnik. Grundlagen, Berechnungen, Prozesse. Edition GWI - EWI International. Essen: Vulkan Verlag. <https://scifo.de/9783802730108>

## Anhang

### Anhang A Beispielrechnung zur inneren und äußeren Schleieroberfläche

Die Beispielrechnung für die innere und die äußere Schleieroberfläche soll vereinfachend für einen Partikelschleier, wie er in Abbildung 150 für unterschiedliche Partikeldurchmesser dargestellt ist, durchgeführt werden.



**Abbildung 150:** Abnahme der Schleierdichte und Partikelanzahl im Schleier bei größer werdendem Partikeldurchmesser. Dadurch sinkt die innere Schleieroberfläche, während die äußere Schleieroberfläche als konstant angesehen werden kann.

Die Fallhöhe der Partikel beträgt in der Abbildung in etwa  $h_F = 0,4 \text{ m}$  bei einer Tiefe der Drehtrommel von  $L_T = 0,15 \text{ m}$ . Die Fallhöhe variiert in der Drehtrommel je nach Position der Hubschaufel. Es kann eine mittlere Fallhöhe von  $\bar{h}_F = 0,3 \text{ m}$  angenommen werden. Daraus folgt nach Gleichung (6) die äußere Oberfläche des einen Schleiers bei Annahme einer Platte

$$A_{c,a,PL} = 2 \cdot \bar{h}_c \cdot L_c = 2 \cdot \bar{h}_F \cdot L_T = 2 \cdot 0,3 \text{ m} \cdot 0,15 \text{ m} = \underline{\underline{0,09 \text{ m}^2}}, \quad (69)$$

wobei dieser Wert als unabhängig vom Partikeldurchmesser angenommen wird. Nach Division der äußeren Schleieroberfläche durch die Oberfläche eines Einzelpartikels folgt die Anzahl der Partikel, bei der die äußere und innere Schleieroberfläche übereinstimmen würden. Diese Partikelanzahl ist in Tabelle 17 in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser angegeben.

**Tabelle 17:** Partikelanzahl im Schleier, bei der die innere  $A_{c,i}$  und äußere Schleieroberfläche  $A_{c,a,PL}$  übereinstimmen würden, in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser

Partikeldurchmesser $d_p$ [mm]	Partikelanzahl Für $A_{c,i} = A_{c,a,PL}$
4	1790
2	7.162
0,7	58.465
0,2	716.197

Die mittlere Fallzeit  $\bar{t}_F$  der Partikel beträgt bei einer mittleren Fallhöhe von  $\bar{h}_F = 0,3$  m und unter der Annahme eines freien senkrechten Falls

$$\bar{t}_F = \sqrt{\frac{2 \cdot \bar{h}_F}{g}} = 0,25 \text{ s}, \quad (70)$$

wobei die mittlere Fallzeit aufgrund der Anfangsgeschwindigkeit in Drehrichtung aufgerundet werden kann auf

$$\bar{t}_F \approx \underline{\underline{0,3 \text{ s}}}. \quad (71)$$

Der Partikelschleier beinhaltet demnach alle Partikel, die innerhalb der vergangenen 0,3 s abgeworfen wurden. Innerhalb dieser Fallzeit dreht sich die Drehtrommel um einen Winkel, der von der Drehzahl abhängt und in Tabelle 18 dargestellt ist. Das heißt, dass zum Beispiel bei einer Drehzahl von  $n = 2$  rpm nach jeweils  $3,6^\circ$  Drehung ein neuer Schleier definiert wird.

Damit kann berechnet werden, wie viele Partikelschleier sich aus einer Hubschaufel im Laufe einer Umdrehung bilden. Dafür sei angenommen, dass die Hubschaufel bei  $\delta = 0^\circ$  beginnt Partikel abzuwerfen, bis sie bei einem Winkel von  $\delta_L = 120^\circ$  vollständig entleert ist. Wird dieser Winkelbereich von  $120^\circ$  durch die in Tabelle 18 angegebenen

Winkel, die während der mittleren Fallzeit zurückgelegt werden und nach denen sich ein neuer Partikelschleier definieren lässt, dividiert, resultiert daraus die Anzahl der sich aus einer Hubschaufel bildenden Partikelschleier während einer Umdrehung. Diese sind in Tabelle 19 in Abhängigkeit von der Drehzahl angegeben.

**Tabelle 18:** Während der mittleren Fallzeit der Partikel  $\bar{t}_F$  von der Drehtrommel zurückgelegter Winkel in Abhängigkeit von der Drehzahl

Drehzahl n [rpm]	Während $\bar{t}_F$ zurückgelegter Winkel [°]
1	1,8
2	3,6
4	7,2
8	14,4

**Tabelle 19:** Anzahl der Partikelschleier, die während einer Umdrehung aus einer Hubschaufel abgeworfen werden, in Abhängigkeit von der Drehzahl

Drehzahl n [rpm]	Anzahl während einer Umdre- hung gebildeter Partikelschleier
1	67
2	33
4	17
8	8

Um zu berechnen, wie viele Partikel durchschnittlich in einem Partikelschleier sind, muss die Anzahl der Partikel bekannt sein, die während einer Umdrehung aus einer Hubschaufel abgeworfen wird. Unter der Voraussetzung, dass die Hubschaufel beim Winkel von  $\delta_L = 120^\circ$  vollständig entleert ist, entspricht die Anzahl der aus der Hubschaufel abgeworfenen Partikel der Anzahl der initial in der Hubschaufel befindlichen Partikel beim Winkel  $\delta = 0^\circ$ . Diese Anzahl ergibt sich aus dem Hubschaufelvolumen, der Porosität der Schüttung sowie dem Partikeldurchmesser. Es sei das mittlere Hubschaufel-Längenverhältnis von  $l_2/l_1 = 1$  angenommen. Der initiale Hubschaufelfüllungsgrad beträgt in etwa  $f_{H,i} = 0,018$  (vgl. Abbildung 23). Durch Multiplikation mit der Drehtrommel-Querschnittsfläche folgt die von der Schüttung in der Hubschaufel initial eingenommene Fläche  $A_{s,H}|\delta=0^\circ$  aus

$$A_{s,H}|\delta=0^\circ = 0,018 \cdot \frac{\pi}{4} D^2 = \underline{\underline{0,0035 \text{ m}^2}} . \quad (72)$$

Das initial in der Hubschaufel befindliche Volumen der Schüttung  $V_{s,H|\delta=0^\circ}$ , bestehend aus Partikel- und Lückenvolumen, ergibt sich aus Multiplikation mit der Drehtrommel-tiefe  $L_T$

$$V_{s,H|\delta=0^\circ} = A_{s,H|\delta=0^\circ} \cdot L_T = 0,0035 \text{ m}^2 \cdot 0,15 \text{ m} = \underline{\underline{0,00053 \text{ m}^3}}. \quad (73)$$

Das Volumen der Partikel  $V_{p,H|\delta=0^\circ}$ , die sich initial in der Hubschaufel befinden, ergibt sich nach Abzug des Lückenvolumens, das in etwa 40 % des Schüttvolumens einnimmt (vgl. Tabelle 4), zu

$$V_{p,H|\delta=0^\circ} = (1 - 0,4) \cdot V_{s,H|\delta=0^\circ} = \underline{\underline{0,000318 \text{ m}^3}}. \quad (74)$$

Aus diesem Volumen, dividiert durch das Volumen eines Einzelpartikels, resultiert die Anzahl der Partikel, die initial in der Hubschaufel sind (s. Tabelle 20).

**Tabelle 20:** Anzahl der Partikel, die initial in der Hubschaufel sind, in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser bei  $l_2/l_1 = 1$

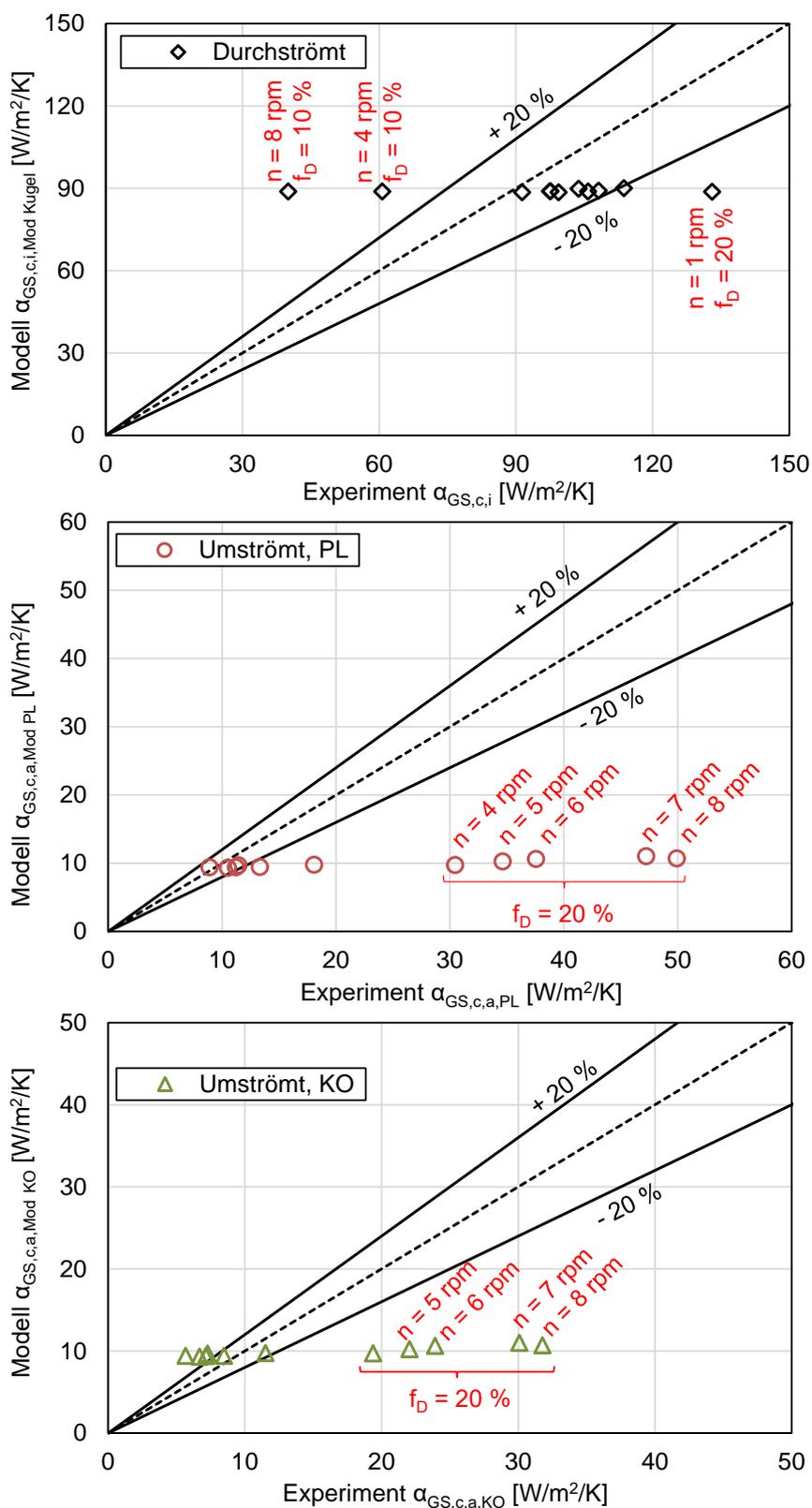
Partikeldurchmesser $d_p$ [mm]	Anzahl Partikel in der Hubschaufel bei $\delta = 0^\circ$
4	9.490
2	75.917
0,7	1.770.657
0,2	75.916.908

Diese Partikelanzahlen werden auf die in Tabelle 19 angegebene Anzahl Partikelschleier aufgeteilt. Es folgen die in Tabelle 21 angegebenen, durchschnittlich in einem Partikelschleier befindlichen Partikelanzahlen in Abhängigkeit von der Drehzahl und vom Partikeldurchmesser. Vergleichend dazu werden die Partikelanzahlen angegeben, bei denen die inneren und äußeren Schleieroberflächen übereinstimmen würden. Eine kleinere durchschnittliche Partikelanzahl bedeutet, dass die innere Schleieroberfläche geringer als die äußere Schleieroberfläche ist. Diese Fälle sind blau hervorgehoben. Gelb dargestellt sind die Werte, bei denen die innere die äußere Schleieroberfläche übersteigt. Dies ist vor allem bei geringen Partikeldurchmessern sowie hohen Drehzahlen der Fall.

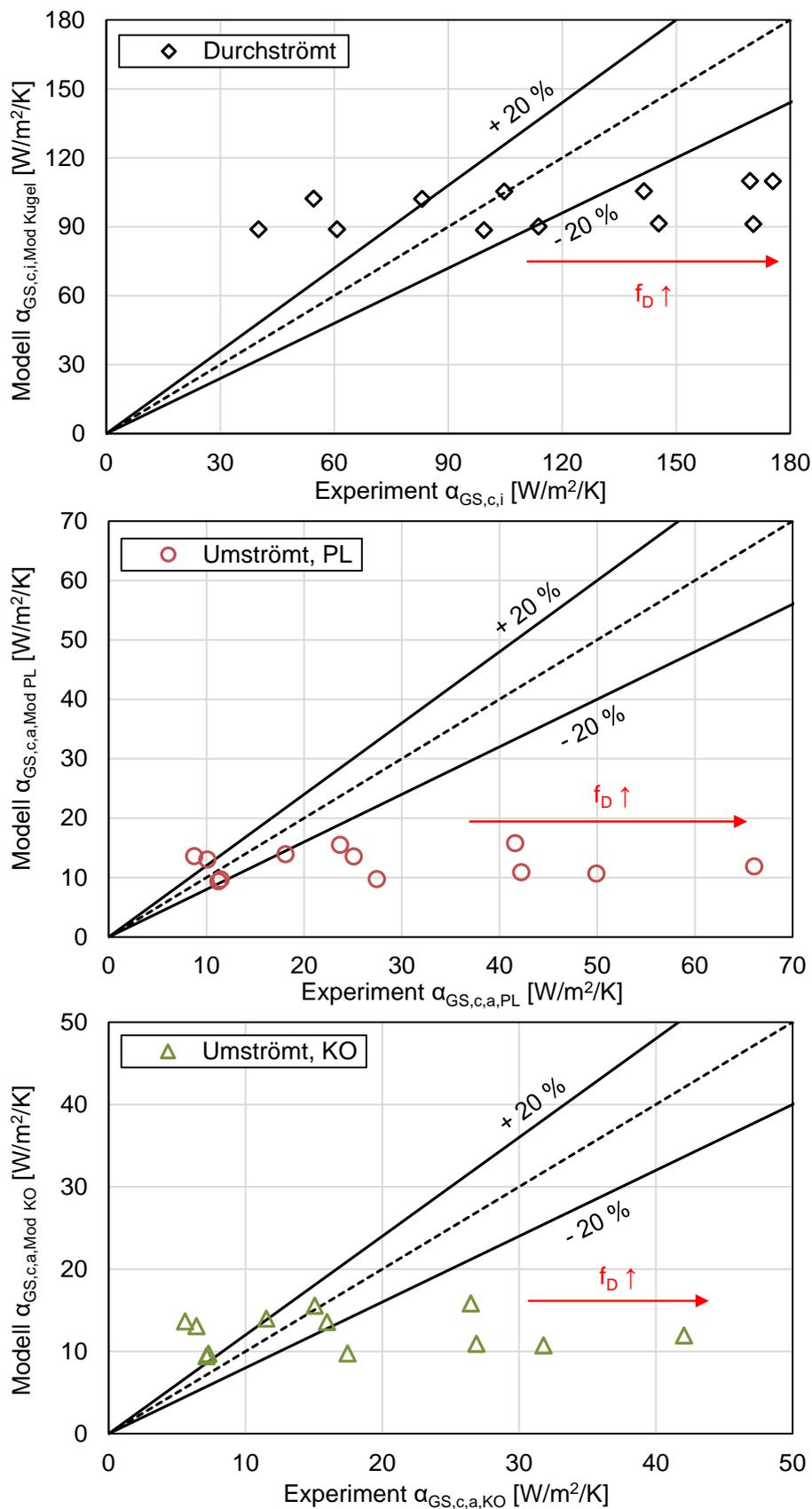
**Tabelle 21:** Durchschnittliche Anzahl der Partikel in einem Partikelschleier in Abhängigkeit vom Partikeldurchmesser und der Drehzahl verglichen mit der Partikelanzahl, bei der die innere  $A_{c,i}$  und die äußere Schleieroberfläche  $A_{c,a,PL}$  übereinstimmen würden. Blau: innere < äußere Schleieroberfläche, gelb: innere > äußere Schleieroberfläche.

Partikeldurchmesser $d_p$ [mm]	Drehzahl $n$ [rpm]	Durchschnittliche Anzahl Partikel in einem Schleier	Partikelanzahl Für $A_{c,i} = A_{c,a,PL}$
4	1	142	1790
	2	285	1790
	4	569	1790
	8	1.139	1790
2	1	1.139	7.162
	2	2.278	7.162
	4	4.555	7.162
	8	9.110	7.162
0,7	1	26.560	58.465
	2	53.120	58.465
	4	106.239	58.465
	8	212.479	58.465
0,2	1	1.138.754	716.197
	2	2.277.507	716.197
	4	4.555.014	716.197
	8	9.110.029	716.197

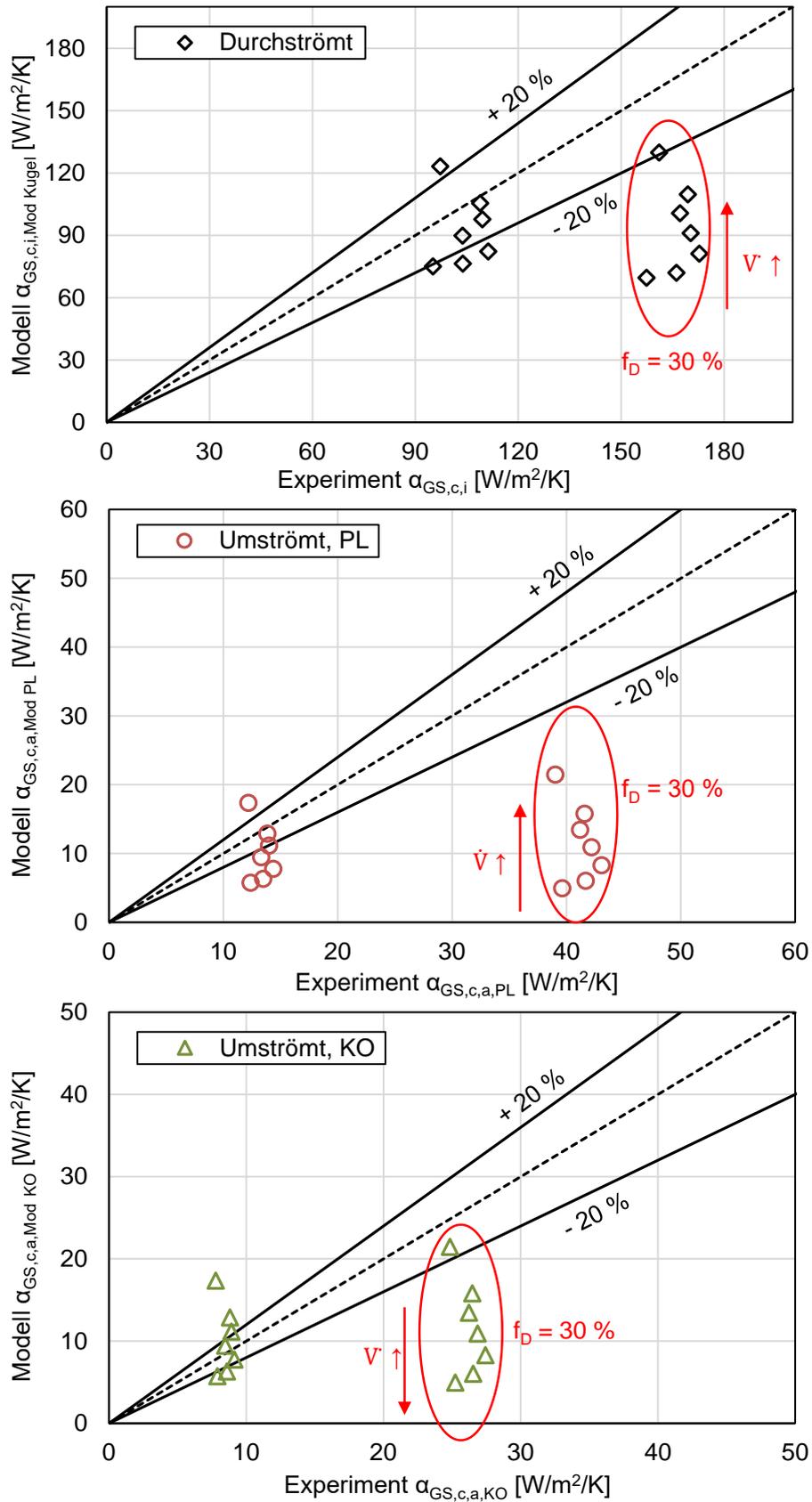
## Anhang B Parameterweise Gegenüberstellung von Mess- und Modellwerten konvektiver Wärmeübergangskoeffizienten



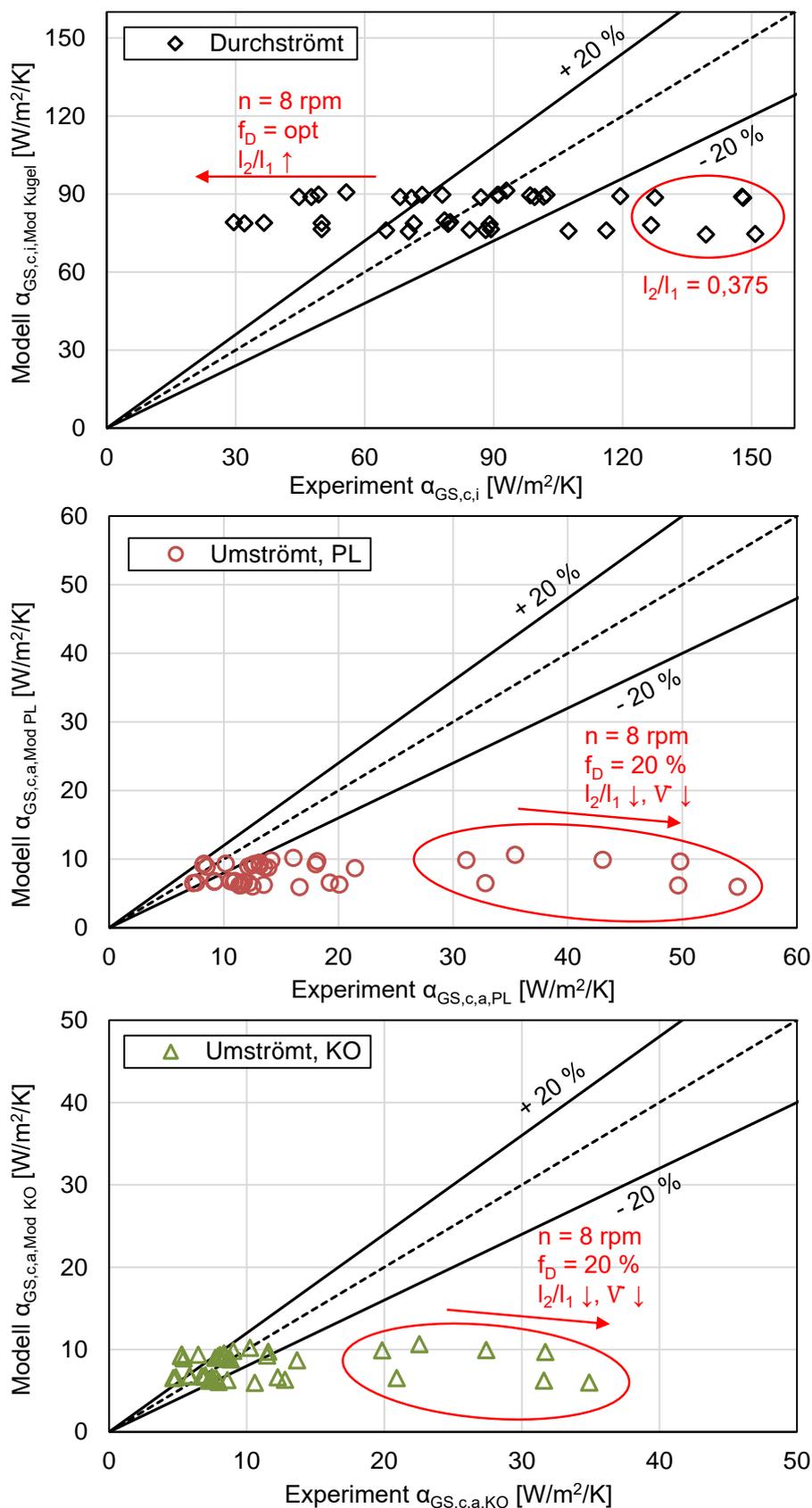
**Abbildung 151:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation der Drehzahl



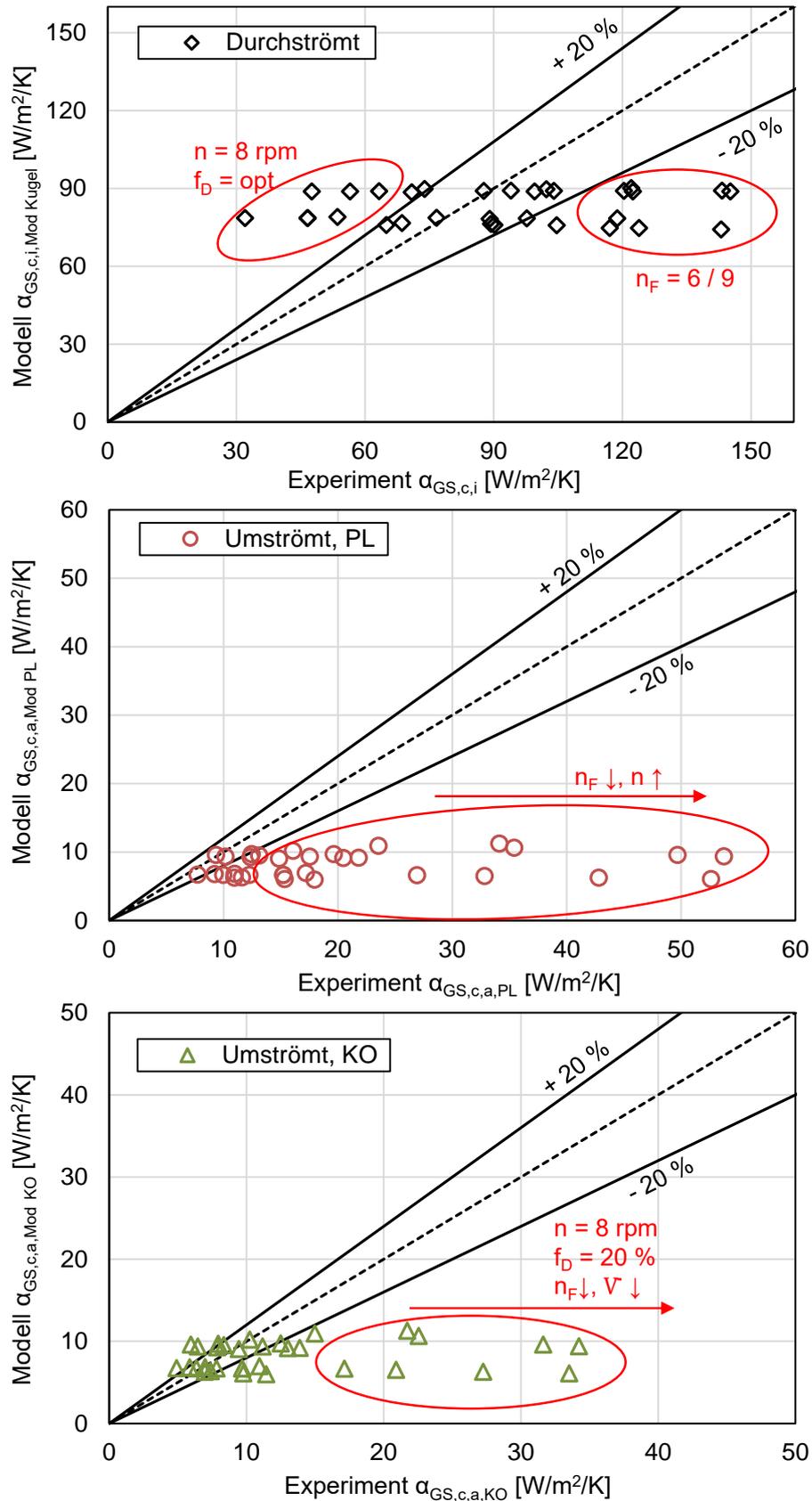
**Abbildung 152:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation des Füllungsgrades



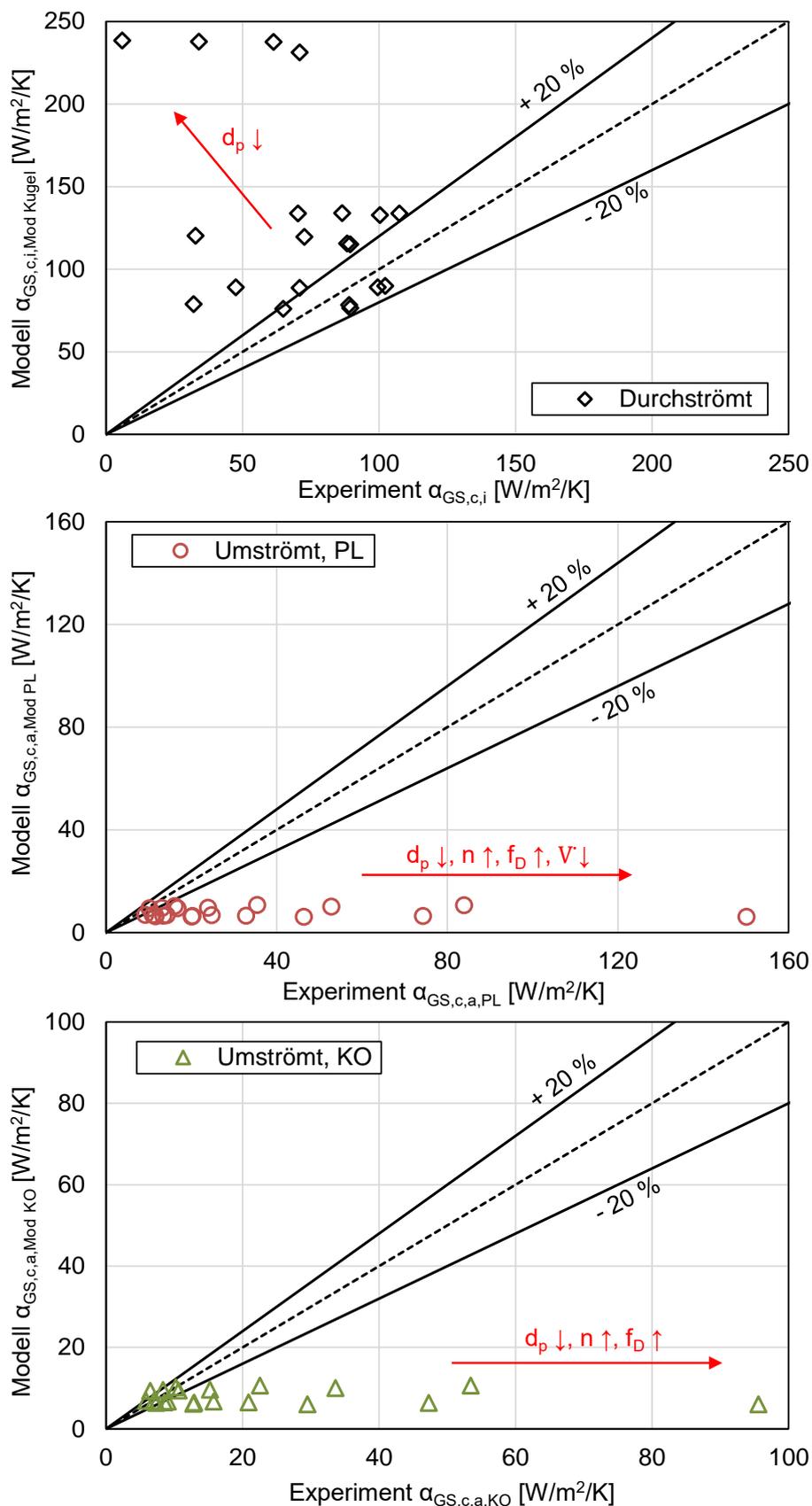
**Abbildung 153:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation des Volumenstroms



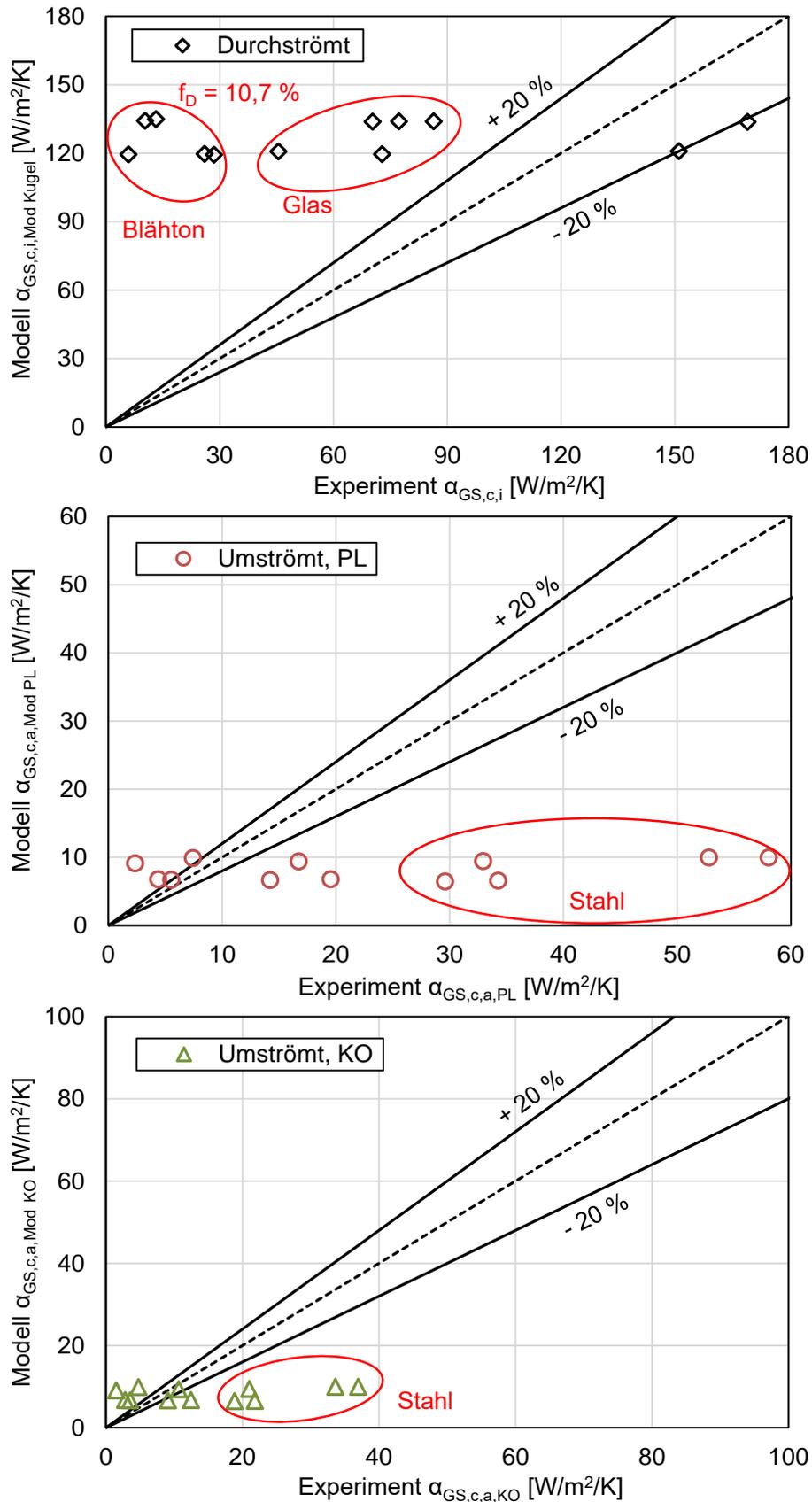
**Abbildung 154:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation des Hubschaufel-Längenverhältnisses



**Abbildung 155:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation der Hubschaufelanzahl



**Abbildung 156:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation des Partikeldurchmessers



**Abbildung 157:** Vergleich von Mess- und Modellwerten des konvektiven Wärmeübergangskoeffizienten für umströmte Kugeln (durchströmter Schleier) und überströmte Platten (umströmter Schleier) mit glatter Oberfläche (PL) sowie mit Kugeln an der Oberfläche (KO) bei Variation des Materials und des Wärmeindringkoeffizienten