

Entwicklung eines Wärmetauschers für Lacktrockenanlagen

Dissertation

zur Erlangung des akademischen Grades

Doktoringenieur
(Dr.-Ing.)

vorgelegt der
Fakultät für Maschinenbau der
Technischen Universität Ilmenau

von Herrn

Dipl.-Ing. Zaki Wimmer (geb. Hussien)

geboren am 01.02.1974 in Aleppo/Syrien

Inhaltsverzeichnis

Vorwort	IV
Zusammenfassung (Deutsch)	V
Abstract (Englisch)	VI
0. Einführung	1
1. Problembeschreibung	3
1.1. Funktionsweise eines Kammerumluftofens (KU)	3
1.2. Der Einsatz eines Wärmetauschers	5
1.3. Die Problematik der Ablagerung	6
1.4. Berechnung der verlorenen Wärmeleistung durch die Abluft	6
1.5. Zusammenfassung der Literaturrecherche	7
2. Theoretischer Hintergrund	9
2.1. Allgemeine Definitionen	9
2.2. Theorie der Ablagerung	10
2.2.1. Wärmetauscherauswahlkriterien	10
2.2.2. Ablagerungskosten	12
2.2.3. Ablagerungswiderstand	12
2.2.4. Ablagerungsmechanismen	15
2.2.5. Adhäsion (Oberflächenhaftung)	16
2.2.6. Partikelablagerung	17
2.2.7. Partikeltransport	19
2.2.8. Partikelabtrag	23
2.2.9. Ablagerungskurven	25
2.3. Theorie Numerik	27
2.3.1. Definitionen	27
2.3.2. Grundlagen numerischer Verfahren	31
2.3.3. Standard $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell	32

2.3.4.	Berechnung des Wandbereichs	33
3.	Ergebnisse der numerischen Simulationen	35
3.1.	Simulationen mit unterschiedlichen Wandprofilen	35
3.1.1.	Zielsetzung der Simulationen	35
3.1.2.	Geometrienauswahl der Simulationen	36
3.1.3.	Simulationenbedingungen der Simulationen	37
3.1.4.	Ermittelte und gesuchte Variablen der Simulationen	37
3.1.5.	Ergebnisse der Simulationen zur Geometrieauswahl	38
3.1.6.	Auswertung der Simulationen zur Geometrieauswahl	43
3.2.	Simulationen zur Geometrieoptimierung	43
3.2.1.	Zielsetzung der Geometrieoptimierung	44
3.2.2.	Simulationsbedingungen der Geometrieoptimierung	44
3.2.3.	Ermittelte und gesuchte Funktionen der Geometrieoptimierung	44
3.2.4.	Ergebnisse der Simulationen zur Geometrieoptimierung	45
3.2.5.	Auswertung der Simulationen zur Geometrieoptimierung	49
3.3.	Auswertung der gesamten Ergebnisse der Numerik	49
4.	Experimente	51
4.1.	Zielsetzung der Experimente	51
4.2.	Experimentplan	51
4.3.	Testanlage	52
4.4.	Arbeitsprinzip der Testanlage	54
4.5.	Konzipieren der Heizung	55
4.6.	Experimentbedingungen	56
4.7.	Durchführung der Experimente	57
4.8.	Ergebnisse	57
4.8.1.	Experimentsergebnisse ohne Ablagerung	57
4.8.2.	Experimentsergebnisse mit Ablagerung	59
4.9.	Auswertung der Experimentsergebnisse	60
5.	Diskussion	63
6.	Ausblick	66

Literaturverzeichnis	67
Abbildungsverzeichnis	69
Symbolverzeichnis	71
Anhang A - Durchführung der Experimente	74
Erklärung	76
Lebenslauf	77

Vorwort

Die vorliegende Arbeit entstand im Rahmen eines Entwicklungsprojekt zwischen der Firma Eliog Kelvitherm und der TU Ilmenau in den Jahren 2004 - 2009. Das Projekt wurde durch ein Förderprogramm der DBU „Deutsche Bundesstiftung Umwelt“ finanziert.

Für die Bereitstellung der Finanzmittel bedanke ich mich ganz herzlich bei der DBU sowie Herrn Dipl. Phys. U. Löscher für die Unterstützung des Projekts.

Ich bedanke mich sehr beim allen Mitarbeitern das Fachgebiet Thermo- und Magnetofluidynamik für die schönen fünf Jahre der Zusammenarbeit und vor allem Priv.-Doz. Dr.-Ing. habil. Ch. Karcher für die Betreuung dieser Dissertation.

Für die Bereitstellung eines geeigneten Arbeitsplatzes und die Unterstützung während des Projekts bedanke ich mich bei der Geschäftsführung der Firma Eliog Kelvitherm.

Und schließlich bedanke ich mich bei meiner Ehefrau Carina für die moralische Unterstützung und die Ermutigung während meiner Arbeit und für die mühevollen Arbeit bei der Korrektur der grammatischen Fehler dieser Dissertation.

Zusammenfassung

In Trockenschränken der Lackier- und Kunststofftechnikindustrie werden während eines Trocknungsprozesses brennbare Stoffe freigesetzt. Diese verursachen bei Kontakt mit heißen Oberflächen (den Heizstäben in dem Trocknungsofen) eine Explosionsgefahr. Die Sicherheitsanforderungen solcher Trockner sind in DIN EN 1539 detailliert beschrieben. In diesen Trocknern muss technisch bedingt ein Teil der Umluft (Trocknungsluft) abgeführt und mit Frischluft ersetzt werden, damit die Konzentration der entzündbaren freigesetzten Dämpfe einen bestimmten vorgegebenen Grenzwert nicht überschreitet. Die in der Abluft enthaltene Wärme geht dabei verloren. Daher muss die Frischluft vor der Zufuhr in den Nutzraum auf Betriebstemperatur gebracht werden. Die dazu notwendige Wärme erzeugen die Heizstäbe, die die Frischluft auf dem Weg zum Ofennutzraum überströmt. Durch den Einsatz eines Luft-Luft-Wärmetauschers wird ein Teil der Abluftwärme zur Vorheizung der Frischluft verwendet. Typischerweise werden für solchen Prozesse Plattenwärmetauscher eingesetzt. Die mit der Abluft abgeführten brennbaren Stoffe erreichen während der Abkühlung im Wärmetauscher ihren Taupunkt und kondensieren. Dieses Kondensat neigt dazu, sich auf den Wärmeaustauschoberflächen abzulagern. Das schnelle Verkrusten von konventionellen Wärmetauschern erschwerte bisher die technische Nutzung der Abwärme. Der hohe Wartungs- und Reinigungsaufwand durch die Ablagerung und die Partikelabscheidung macht den Betrieb von Wärmetauschern unwirtschaftlich. Das Ziel dieser Dissertation ist die notwendigen Kenntnisse zu sammeln, um einen wartungsfreien Wärmetauscher zu entwickeln bzw. die Wartungszyklen zu verlängern.

Die Dissertation ist in sechs Hauptkapitel unterteilt. Das erste beinhaltet die Problembeschreibung. Ein theoretischer Hintergrund der Grundlagen der Ablagerung und die notwendigen Basiskennnisse der durchgeführten numerischen Simulationen werden im zweiten Kapitel dargestellt. Das dritte Kapitel beinhaltet die durchgeführten numerischen Simulationen und ihre Ergebnisse. Das vierte Kapitel legt die durchgeführten Experimente und ihre Ergebnisse dar. Dann werden alle Ergebnisse der Dissertation in Kapitel fünf zusammengefasst und eine Diskussion durchgeführt und schließlich werden Vorschläge zu Weitererforschung der Ablagerung im Luft-Luft-Wärmetauscher in Kapitel sechs erörtert.

Abstract

In dry cupboards of the varnishing or plastic technology industry ignitable materials are released during a drying process. These cause in contact with hot surfaces (the heating rods in the drying furnace) a danger of explosion. The security standards of such dryers are described in German Institute for Standardization EN 1539 in detail. In this drier a part of the air circulation (drying air) must be exhausted technically partly and be substituted with fresh air, so that the concentration of the flammable released steams does not reach a certain given limit value. Besides, the heat contained in the exhaust air gets lost. Hence, the fresh air must be brought before the supply in the benefit space on operating temperature. The heating rods which the fresh air on the way overflows to the furnace benefit space generate the necessary heat. A part of the exhaust air heat is used by the applying of an air-to-air heat exchanger to preheat the fresh cold air. Typically plate-fin heat exchangers are used for such processes. The ignitable materials exhausted with the exhaust air reach during cooling in the heat exchanger her condensation point and condense. This condensate tends to deposit on the heat exchange surfaces. The quick deposition of conventional heat exchangers complicates up the technical use of the rejected heat. The high servicing and cleaning expenditure by the deposition and the particle separation makes the operation of heat exchangers uneconomical. The main goal of this study is to collect the necessary knowledge to develop a maintenance free heat exchanger or to extend his servicing cycles. The study is divided in six main chapters. The first one contains the problem description. A theoretical background of the basics of the deposition and the necessary knowledge of the mathematics of the numerical simulations are shown in the second chapter. The third chapter contains the carried out numerical simulations and her results. The fourth chapter presents the experiments and her results. Then all results of the study and a discussion are summarized into chapter five. And finally suggestions are demonstrated for next research of the deposition in the air-to-air heat exchanger in chapter six.

0. Einführung

Die vorliegende Dissertation beinhaltet die Ergebnisse der Untersuchungen der Lack-Lösemittel-Ablagerung in einem Luft-Luft-Wärmetauscher. Ausgangspunkt war ein Projekt zur Entwicklung eines Wärmetauschers für den Einsatz im Bereich der Lacktrocknungsöfen. Ziel dieser Entwicklung ist die Minimierung der Ablagerung im Wärmetauscher und damit die Reduktion der Wartungszyklen.

In Kapitel 1 wird die Problembeschreibung dargestellt. Zuerst wird der Einsatzbereich (der Ofen) des Wärmetauschers beschrieben. Dann folgt eine detaillierte Darstellung der einzelnen Komponenten des Ofens. Dann wird das Arbeitsprinzip geklärt. Und schließlich wird die Ablagerungsproblematik erläutert und die mit der Abluft verlorene Wärme berechnet und eine Zusammenfassung der Literaturrecherche dargestellt.

In Kapitel 2 werden die theoretischen Hintergründe der Ablagerung dargestellt. Zuerst werden die wichtigsten Grundbegriffe der Ablagerung, die sich in den nachfolgenden Kapiteln wiederholen, definiert. Dann werden die Auswahlkriterien des Wärmetauschers vorgelegt und die Ablagerungskosten beleuchtet. Es folgt eine mathematische Formulierung des Ablagerungswiderstands. Die relevanten Ablagerungsmechanismen werden durch Ablagerungskurven dargestellt und eine neue Ablagerungsuntersuchungsmethode wird beschrieben und schließlich werden die notwendigen Kenntnisse der Numerik zusammengefasst.

In Kapitel 3 sind die Ergebnisse der durchgeführten numerischen Simulationen detailliert vorgelegt. Dieses Kapitel ist in zwei Teile gegliedert. In dem ersten Teil wird die Untersuchung der Auswirkung der Beschaffenheit der Austauschoberfläche über die wichtigsten Parameter der Strömung dargelegt und eine optimale Geometrie ausgewählt. In dem zweiten Teil werden die Ergebnisse des ersten Teils erweitert, indem die optimale Geometrie weiter untersucht wird.

In Kapitel 4 sind die Ergebnisse des experimentellen Teils der Untersuchungen dargestellt. Zuerst wird die Zielsetzung der Experimente festgelegt. Es folgt der Testplan und die Beschreibung der Testanlage sowie ihr Arbeitsprinzip. Die Experimentbedingungen

werden zusammengefasst und schließlich die Ergebnisse der Experimente mit und ohne Partikel dargelegt.

In Kapitel 5 werden die wichtigsten Ergebnisse der numerischen und experimentellen Anteile der Untersuchungen zusammengefasst und eine Diskussion der Ergebnisse durchgeführt.

In Kapitel 6 werden weitere Untersuchungsmöglichkeiten hinsichtlich der Ablagerungsproblematik in Luft-Luft-Wärmetauscher angeschnitten und ein Ausblick gegeben.

1. Problembeschreibung

Bevor man sich mit der Problematik der Ablagerung beschäftigt, werden im Folgenden der Einsatzofen und sein Arbeitsprinzip dargestellt. Dann wird der Einsatz eines Wärmetauschers beschrieben und die Ablagerungsproblematik erläutert. Und schließlich wird die durch den Wärmetauscher verlorene Wärme gerechnet.

1.1. Funktionsweise eines Kammerumluftofens

Ein Kammerumluftofen (kurz KU) ist ein weit verbreiteter Industrieofen. Die Bezeichnung Kammer beschreibt die Ansicht des Ofens (Abb. 1). Die Benennung Umluft stellt das Arbeitsprinzip dar.



Abb. 1 KU Ofen mit Wärmetauscher nach DIN 1539 [12]

Der Ofen besteht hauptsächlich aus den folgenden Komponenten (Abb. 2):

- Außengehäuse
- Innengehäuse
- Umluftventilator
- Heizregister
- Nutzraum
- Luftführungs kanal
- Frisch- und Ablufts chützen
- Abluftventilator
- Elektrik und Steuerung

Ein KU ist Konvektionsofen und funktioniert wie folgt:

- Der Umluftventilator wird eingeschaltet und versetzt die Luft in eine Umwälzbewegung
- Der Umluftüberwachungssensor gibt das Signal zum Einschalten der Heizung
- Der Luftstrom wird durch die heißen Austauschoberflächen des Heizregisters bis zur vorgegebenen Betriebstemperatur erwärmt
- Der Umluftventilator sorgt durch das kräftige Durchmischen der Luft für eine homogene Temperatur der Umluft
- Die Umluft überströmt die Charge im Nutzraum und heizt sie auf. Dabei wird in einem Trocknungsprozess die Feuchtigkeit aus der Charge gezogen
- Ein Teil der Umluft wird als Abluft ausgeblasen und durch Frischluft ersetzt
- Das Heizregister bringt das Luftgemisch wieder auf Betriebstemperatur
- Der Prozess läuft kontinuierlich bis zum Ende der Behandlung

Die KU's werden in den Bereichen der Industrie verwendet, in denen nicht zwingend ein Durchlaufofen eingesetzt werden muss. Sie verfügen über eine einfache Konstruktion, da sie über keine beweglichen Teile verfügen und sind somit relativ preisgünstig im Vergleich zu Durchlauföfen. Das Einsatzumfeld solcher Öfen ist sehr umfangreich. Sie sind in der Automobil-, Aluminium-, Gummiindustrie sowie in der Luft- und Raumfahrt zu finden.

Ein KU wird grundsätzlich in den Wärmebehandlungsprozessen, bei denen keine brennbaren Stoffe von der Charge freigesetzt werden, verwendet. Werden jedoch brennbare Stoffe freigesetzt, dann wird der Ofen mit KUV bezeichnet.

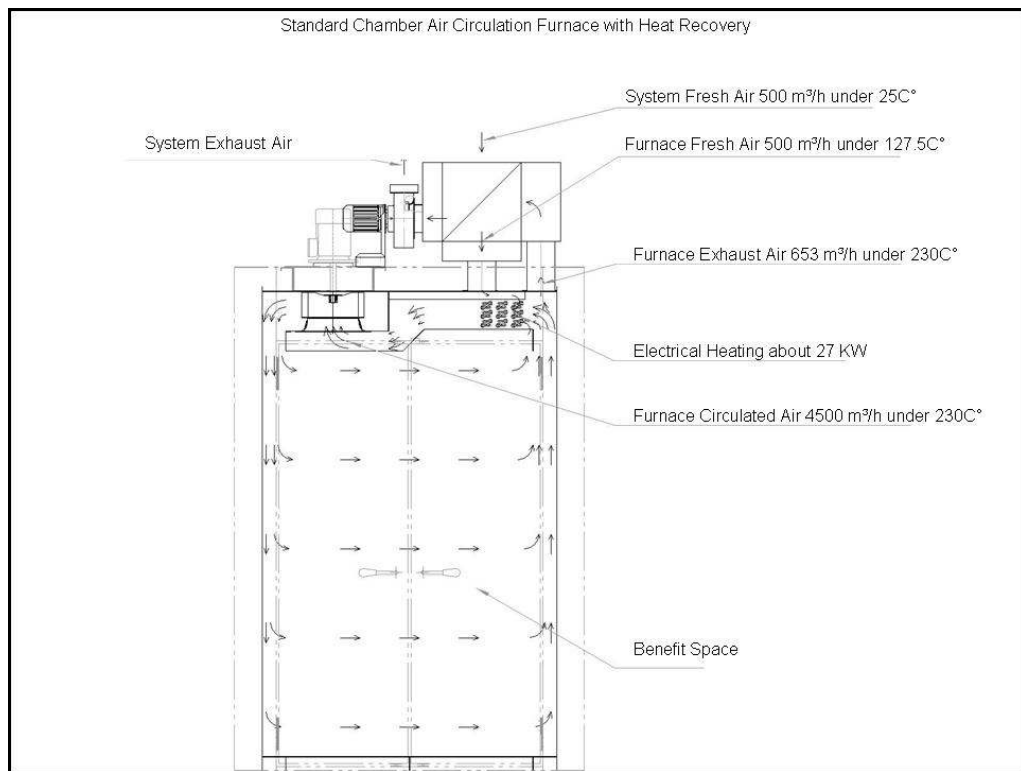


Abb. 2 KU Komponente und Arbeitsprinzip [12]

Der Unterschied zwischen beiden Ofenarten (KU und KUV) ist der Einsatz von einem Abluftventilator. Dieser Ventilator ist dafür verantwortlich eine mindest vorgeschriebene Abluftmenge zu fördern, damit die Konzentration der freigesetzten brennbaren Stoffe im Ofen einen bestimmten Grenzwert nicht übersteigt. Die zulässige Konzentration der freigesetzten brennbaren Stoffe sind in DIN EN 1539 detailliert beschrieben und festgelegt. In der Norm DIN EN 1539 wird zwischen verschiedenen Klassen des Ofens je nach der Konzentration der freigesetzten brennbaren Stoffen unterscheiden.

1.2. Der Einsatz eines Wärmetauschers

Damit die Frischluft, die die Abluft ersetzt, vorgeheizt wird, wird ein Wärmetauscher eingesetzt, durch den die mit der Abluft verlorene Wärme verwendet wird. In den Einsätzen, bei denen die Arbeitsmedien an beiden Seiten Gase sind, werden typischerweise Plattenwärmetauscher verwendet [5]. Diese Wärmetauscher sind kompakt und gleichzeitig bieten sie große Wärmeaustauschoberflächen. Sie sind einfach zu konstruieren und zu fertigen und relativ preisgünstig. Allerdings können sie nur unter relativ niedrigen Betriebsdruck eingesetzt werden.

Mittels eines Wärmetauschers, dessen Aufwärmzahl (siehe Kapitel 2.2.3.) 0,5 beträgt (typischer mittlerer Wert für Luft-Luft-Wärmetauscher), steigt die Frischlufttemperatur auf ca. 127,5 °C und dadurch sinkt die notwendige Heizleistung auf 13,15 KW, mit einer Ersparnis von ca. 52% der Heizleistung.

Durch die relativ niedrige notwendige Heizleistung bei dem Einsatz eines Wärmetauschers sinken sowohl die Beschaffungskosten des Heizregisters als auch der gesamte Preis sowie die Betriebskosten der Anlage.

1.3. Die Problematik der Ablagerung

In vielen KU-Anwendungen werden (auch in Abhängigkeit mit dem technologischen Prozess) Partikel (siehe Kap. 2.1.) aus der Charge entfernt und mit der Umluft getragen. Manchmal entstehen bei bestimmten Chargen Dämpfe, die durch einen Verdünnungsprozess freigegeben werden. Diese Dämpfe und Partikel müssen in bestimmten Prozessen aus dem Ofen entfernt werden.

Die mitgetragenen Partikel setzen sich auf den Austauschoberflächen ab. Die entstehenden Dämpfe kondensieren und bilden einen weiteren Faktor bei der Entstehung der Belagbildung. Als Folge der Ablagerung sinkt die Aufwärmzahl des Wärmetauschers und damit die durch den Wärmetauscher gewonnene Wärme. Es wird mehr Heizleistung notwendig, damit der Ofen die gewünschte Temperatur erreicht. In manchen Fällen führt die Belagbildung sogar zu einer totalen Verstopfung des Wärmetauschers und damit zu einem ungeplanten Austausch.

Zur Untersuchung dieser Problematik werden in den nächsten Kapiteln die Ergebnisse der durchgeführten numerischen Simulationen und Experimente dargestellt.

1.4. Berechnung der verlorenen Wärmeleistung durch die Abluft

Ein typischer mittelgroßer KU (H x B x T: 1,5 x 1 x 1 m³) hat durchschnittlich die folgenden technischen Daten:

- Nutzraum 1,5 m³
- Elektrische Heizleistung ca. 33 KW
- Betriebstemperatur $\vartheta_B = 230$ °C
- Umluft Volumen von $V_U = 4500$ m³/h (bei 230 °C)

- Abluftvolumen von $V_{Ab} = 653 \text{ m}^3/\text{h}$ (bei $230 \text{ }^\circ\text{C}$)

Die mit der Abluft verlorene Wärme beträgt unter diesen Bedingungen und ohne Wärmetauscher ergibt sich durch [4]:

$$\dot{Q}_{Ab} = V_{Ab} \cdot \rho_{Ab} \cdot Cp \cdot (\vartheta_B - \vartheta_F) \quad (1)$$

$$\dot{Q}_{Ab} = \frac{653}{3600} \cdot 0,7 \cdot 1,03 \cdot (230 - 25)$$

$$\dot{Q}_{Ab} = 27 \text{ KW}$$

ϑ_F ist die Temperatur der Frischluft.

Das Heizregister muss ca. 82% seiner Leistung bringen, damit es die verlorene Wärme ausgleicht.

1.5. Zusammenfassung der Literaturrecherche

Mehrere Forscher untersuchten die Ablagerungsproblematik in den Wärmetauschern. Leider blieb die Ablagerung in Luft-Luft-Wärmetauscher im Vergleich mit anderen Ablagerungsarten weniger erforscht. Die Quellen für die Grundinformationen für die Literaturrecherche basieren daher auf die allgemeinen wissenschaftlichen Erkenntnisse der Ablagerungsproblematik.

Bott [1] hat in seinem Buch eine detaillierte Beschreibung der Ablagerung in Wärmetauschern dargestellt. Er hat die Ablagerungsrate, Abtragsrate und die Ablagerungsquote in einer Gleichung zusammengestellt (siehe Kap. 2.1. und 2.2.6.). Dann hat er die verschiedenen Ablagerungsmechanismen detailliert in verschiedenen Kapiteln beschrieben und die Abhängigkeiten zwischen den Betriebsbedingungen und den Ablagerungsmechanismen dargestellt. Diese Quelle ist die Hauptquelle der Dissertation.

Davis [9] hat die dimensionslose Haltezeit mit Hilfe verschiedener Ergebnisse anderer Forscher definiert. Dieser Parameter umfasst die wichtigsten und beeinflussenden Parameter der Strömung und der Partikel auf den Partikeltransport von der Strömung zu den Oberflächen.

Davis [10] hat auch die Auswirkung der dimensionslosen Haltezeit auf den Partikeltransport zu der Oberfläche in drei Bereiche unterteilt (siehe Kap. 2.2.7.). Er erklärte die Abhängigkeit zwischen der niedrigen dimensionslosen Haltezeit (kleiner als 0,1) und den Partikeltransport durch Diffusion und legte Beispiele für diese Gleichungen vor. Er beschrieb die Abhängigkeit zwischen der mittleren Haltezeit (0,1 - 10) und dem Partikeltransport durch Strömungsimpulse und schließlich für die großen Haltezeiten und den Zusammenhang zwischen dem Partikelzusammenstoß und dem Partikeltransport.

Brahim und Augustin [38] beschäftigten sich mit der Ablagerung von CaSO_4 in den Wärmetauschern. Sie legten die Ergebnisse ihrer Experimente vor. Sie führten numerische Simulationen für verschiedene Oberflächenprofile durch und verglichen diese Profile untereinander und mit den Ergebnissen der Experimente.

Kefer [15] hat die Zusammenwirkung von Partikelablagerung durch Diffusion und Strömungsimpulse in einem mathematischen Modell formuliert (siehe Kap. 2.2.6.). Er zeigte die Abhängigkeit zwischen der Abtragsrate und die wirkende Schubspannung an den Oberflächen. Er erstellte verschiedene Diagramme mit Hilfe der Ergebnisse anderer Forscher, in welchen die Wechselwirkung zwischen Partikeldurchmesser, Strömungsgeschwindigkeit, Wärmestrom und Ablagerungsquote dargestellt ist.

Seinfeld & Pandis [39] haben eine Abhängigkeit zwischen der Ablagerungsgeschwindigkeit und der Gravitation sowie verschiedenen Parameter der Partikel und der Strömung dargestellt (siehe Kap. 2.2.7.). Sie studierten die Abhängigkeit zwischen der wirkenden Gravitation und ihrer Ablagerungsrate.

Andere Forschungsergebnisse und die Erweiterung der Literaturrecherche werden in dem theoretischen Teil der Dissertation dargestellt.

2. Theoretischer Hintergrund

In diesem Kapitel werden die wichtigsten theoretischen Hintergründe der Ablagerungsproblematik in einem Luft-Luft-Wärmetauscher dargestellt. Diese Darstellung beschränkt sich auf die in nächsten Kapiteln benötigten Kenntnisse. Am Anfang stehen Definitionen und Grundbegriffe, danach folgt die Beschreibung des physikalischen Hintergrunds der Ablagerung. Und am Schluss werden die wichtigsten Grundlagen der Numerik erklärt.

2.1. Allgemeine Definitionen

Im Folgenden werden die Grundbegriffe, die in den nächsten Kapiteln häufig verwendet werden, definiert.

Partikel: Ionen, Moleküle, Kristalle, usw., die durch eine Strömung getragen werden und sich auf den Wärmeaustauschoberflächen absetzen, werden im Bereich der Wärmetauscherablagerung als Partikel bezeichnet [1].

Partikelablagerung (Eng. Fouling): die Verschmutzung der Wärmeaustauschoberflächen durch das Absetzen von Partikel auf diesen Oberflächen [9].

Ablagerungsrate ϕ_D : die Masse der auf einer Flächeneinheit abgesetzten Partikel entlang der Zeit [15].

Abtragsrate ϕ_R : die Masse der von einer Flächeneinheit abgerissenen und/oder abgetragenen Partikel entlang der Zeit [15].

Ablagerungsquote dm/dt : die Differenz zwischen der Ablagerungsrate und der Abtragsrate [15].

Ablagerungsmechanismen: die Art und Weise der Partikelabsetzung auf einer Oberfläche [1].

Reynolds-Zahl Re : sie ist eine nach dem Physiker Osborne Reynolds benannte dimensionslose Kennzahl. Sie wird in der Strömungslehre verwendet und stellt das Verhältnis von Trägheits- zu Zähigkeitskräften dar. Sie ergibt sich durch:

$$\text{Re} = \frac{\rho_f U_{ref} D_c}{\mu_f} \quad (2)$$

Dabei sind:

ρ_f Fluiddichte

U_{ref} Referenzgeschwindigkeit

D_c charakteristische Länge

μ_f dynamische Viskosität

Die Reynolds-Zahl wird zur Abschätzung der Strömungsart (laminar oder turbulent) verwendet [5].

Schubspannung τ_w : die Kraft F_w pro Flächeneinheit A_w , die in einer gedachten Schnittfläche durch einen Körper, eine Flüssigkeit oder ein Gas wirkt [4]:

$$\tau_w = \frac{F_w}{A_w} \quad (3)$$

2.2. Theorie der Ablagerung

In diesem Abschnitt wird der physikalische Hintergrund der Ablagerung detailliert beschrieben. Zuerst werden die wichtigsten Kriterien zur Konzeption eines Wärmetauschers erläutert, dann werden die Ablagerungskosten bzw. Widerstand dargestellt, und schließlich folgt eine ausführliche Beschreibung der wirkenden Ablagerungsmechanismen und Ablagerungskurven.

2.2.1. WärmetauscherAuswahlkriterien

Die Auswahl des eingesetzten Wärmetauschers in Wärmeprozessen hängt unter anderem von folgenden Faktoren ab [2]:

- Betriebstemperatur: die Betriebstemperatur befindet sich in einem Lacktrocknungsöfen im niedrigen Bereich (bis zu 250 °C) [11]
- Betriebsdruck: der Betriebsdruck ist niedrig (bis 500 Pa) [12]
- Arbeitsmedien: beide Arbeitsmedien sind Luft

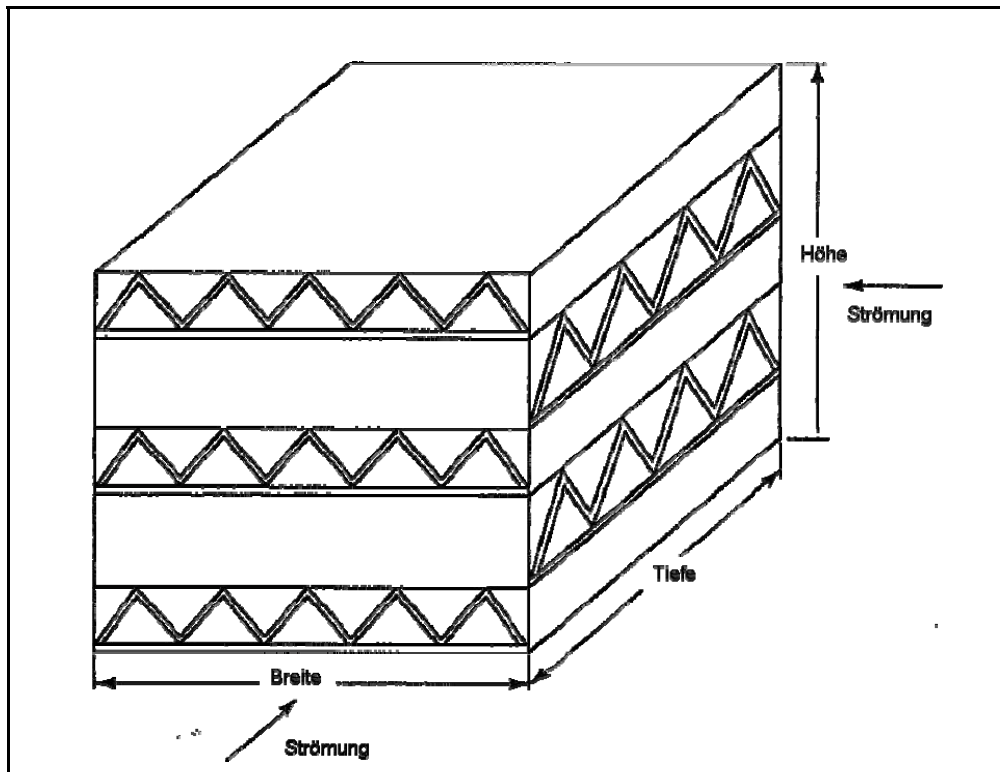


Abb. 3 Schematische Darstellung eines Plattenwärmetauschers mit Kreuzströmung [5]

- Reinigungsbedarf bzw. Aufwand: der Wärmetauscher ist reinigungsbedürftig, da die Verschmutzungstendenz sehr hoch ist. Deswegen muss der Wärmetauscher mit weniger Aufwand zu reinigen sein
- Konstruktions- und Fertigungskosten: da der Betriebsdruck und die Betriebstemperatur relativ niedrig sind, genügt eine einfache Wärmetauscherkonstruktion
- Vorhandener Platz: der Wärmetauscher muss relativ kompakt bleiben, da der zur Verfügung stehende Platz eingeschränkt ist

Für die oben dargestellten Betriebsbedingungen ist ein Plattenwärmetauscher (Abb. 3) geeignet [2].

Dieser Wärmetauscher hat eine sehr kompakte Form, die eine relativ große Austauschfläche im Vergleich mit der Größe des Wärmetauschers zur Verfügung stellt. Er besteht aus mehreren Platten, die parallel zueinander positioniert sind und Kanäle bilden. Jeder Warmluftkanal ist von beiden Seiten mit Kaltluftkanälen umgeben und umgekehrt. Die Größe der Platten bzw. ihre Anzahl wird durch die notwendige Wärmetauscherleistung und das Platzangebot festgelegt. So sind bei großen Wärmetauschern mehrere hunderte Plattenpaare zu finden. Meistens wird eine kreuzförmige Strömung für diese

Wärmetauscher eingesetzt, da bei Gleich- oder Gegenströmung aufwendige Verfahren notwendig sind, damit die Luft in den Kanälen verteilt bzw. geführt wird [3].

2.2.2. Ablagerungskosten

Die Partikelablagerung auf den Wärmeaustauschoberflächen verursacht einen zusätzlichen Widerstand im Weg des Wärmestroms zwischen den warmen und kalten Fluiden. Als Folge sinkt die effektive ausgetauschte Wärme. Dadurch gehen große Wärmemengen verloren. Damit der Wärmetauscher seinen Zweck erfüllt und die durch ihn ausgetauschte Wärme erreicht wird, ist ein größerer Wärmetauscher mit mehr Austauschflächen notwendig, was die Beschaffungskosten erhöht. Diese Kosten sind in großen Anlagen, wie Raffinerien und Kraftwerke, erheblich hoch. Die Reinigungskosten eines Wärmetauschers spielen auch eine bedeutende Rolle, da meistens das gesamte thermische System außer Betrieb gesetzt werden muss, damit die notwendige und manchmal unvorprogrammierte Wartung durchgeführt wird. Die hohe Anzahl der vorprogrammierten Reinigungszyklen ist auch von großer Bedeutung. Alle diese Faktoren machen es sehr wichtig während der Konstruktionsphase verschiedene Maßnahmen einzusetzen, damit keine (oder möglichst wenige) Ablagerung entsteht.

2.2.3. Ablagerungswiderstand

Im Folgenden wird der durch die Ablagerung entstehende Wärmewiderstand mathematisch dargestellt. Durch die Ablagerungsschicht entsteht ein zusätzlicher Wärmewiderstand. Die Abbildung 4 zeigt eine verschmutzte Wärmeübertragungsfläche mit zwei Ablagerungsschichten (innen und außen). In der Mitte befindet sich die Wärmetauscherwand.

Der Wärmedurchgangskoeffizient K_A ergibt sich durch [13]:

$$K_A = \frac{1}{R_A} = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Ai}} + \frac{\delta_{Ai}}{\lambda_{Ai}} + \frac{\delta_W}{\lambda_W} + \frac{\delta_{Aa}}{\lambda_{Aa}} + \frac{1}{\alpha_{Aa}}} \quad (4)$$

Dabei sind:

R_A gesamter Wärmewiderstand

α_{Ai} Wärmeübergangskoeffizient der inneren Seite einer verschmutzten Oberfläche

α_{Aa} Wärmeübergangskoeffizient der äußeren Seite einer verschmutzten Oberfläche

Die Feststoffablagerungsmasse m_A lässt sich wie gefolgt berechnen:

$$m_A = \rho_A \delta_{Ai} A_A = \rho_A \lambda_A R_A A_A. \quad (8)$$

Dabei sind:

ρ_A Dichte der Ablagerungsschicht

A_A Oberfläche der Ablagerungsschicht

Hat die Ablagerungsschicht eine konstante Dichte ρ_A und eine konstante Wärmeleitfähigkeit λ_A , dann ist der Ablagerungswiderstand R_A proportional zur Feststoffablagerungsmasse m_A .

Die ausgetauschte Wärme Q_A einer verschmutzten Oberfläche ergibt sich durch:

$$\begin{aligned} \dot{Q}_A &= A_A \alpha_{Ai} (\vartheta_{Ai} - \vartheta_{ai}) = A_A \frac{\lambda_{Ai}}{\delta_{Ai}} (\vartheta_{ai} - \vartheta_{wi}) = \\ &A_A \frac{\lambda_w}{\delta_w} (\vartheta_{wi} - \vartheta_{wa}) = A_A \frac{\lambda_{Aa}}{\delta_{Aa}} (\vartheta_{wa} - \vartheta_{aa}) = A_A \alpha_{Aa} (\vartheta_{aa} - \vartheta_{Aa}). \end{aligned} \quad (9)$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten α_{Aa} und α_{Ai} sind stark von der Rauheit der Ablagerungsschicht abhängig [1]. Ist die Rauheit der der Ablagerungsschicht größer als die reine Metalloberfläche, dann steigt der Turbulenzgrad der Strömung. Als Folge steigt der Wärmeübergangskoeffizient. Diese Verbesserung des Wärmeübergangskoeffizienten ist aber meistens vernachlässigbar im Vergleich mit dem durch die Ablagerungsschicht verursachten Wärmeleitwiderstand.

Die Aufwärmzahl φ

ein sehr wichtiger Parameter bei der Festlegung des Wärmetauschertyps ist die Aufwärmzahl φ . Sie repräsentiert das Verhältnis zwischen der durch den Wärmetauscher ausgetauschten Wärme Q_{ausg} und der maximalen zur Verfügung stehenden Wärme an der warmen Seite des Wärmetauschers Q_{max} . Sie ergibt sich durch [4]:

$$\varphi = \frac{Q_{ausg}}{Q_{max}} = \frac{\dot{m}_k c_{p_k} \Delta \vartheta_k}{\dot{m}_w c_{p_w} \Delta \vartheta_{max}}. \quad (10)$$

Dabei sind:

m_k Fluidmassenstrom der kalten Seite des Wärmetauschers

m_w Fluidmassenstrom der warmen Seite des Wärmetauschers

Cp_k spezifische Wärmekapazität der kalten Seite

Cp_w spezifische Wärmekapazität der warmen Seite

$\Delta\vartheta_{\max}$ maximale Temperaturdifferenz des Wärmetauschers

Die Temperatursteigung der kalten Seite $\Delta\vartheta_k$ ergibt sich durch die Temperaturdifferenz zwischen den Aus- ϑ_{k-Aus} und Eintritttemperatur ϑ_{k-Ein} :

$$\Delta\vartheta_k = \vartheta_{k-Aus} - \vartheta_{k-Ein} . \quad (11)$$

Die maximale Temperaturdifferenz im Wärmetauscher $\Delta\vartheta_{\max}$ ergibt sich durch der Differenz zwischen der Eintritttemperatur der warmen Seite ϑ_{w-Ein} und der Eintritttemperatur der kalten Seite ϑ_{k-Ein} des Wärmetauschers:

$$\Delta\vartheta_{\max} = \vartheta_{w-Ein} - \vartheta_{k-Ein} . \quad (12)$$

Sind die Massenströme bzw. die Wärmekapazitäten der warmen und kalten Seiten des Wärmetauschers identisch, dann lässt sich die Aufwärmzahl wie folgt berechnen:

$$\varphi = \frac{\Delta\vartheta_k}{\Delta\vartheta_{\max}} . \quad (13)$$

2.2.4. Ablagerungsmechanismen

In diesem Abschnitt werden die Art und Weise der Entstehung der Ablagerung dargestellt. Die herrschenden Mechanismen in einem Luft-Luft-Wärmetauscher werden besonders detailliert beschrieben, da sie in den nächsten Kapiteln große Bedeutung haben.

Abhängig von den strömenden Fluiden, der Art der Partikel, der Betriebstemperatur, der Art des Wärmetauschers usw. agieren einer oder mehrere der folgenden Mechanismen miteinander [1]:

- Partikelablagerung: Ansammlung der Partikel auf der Oberfläche
- Biologische Ablagerung: Ablagerung der Mikroorganismen und Nährstoff
- Kristallisation: Ablagerung von Ionen und Kristallen

- Einfrieren: Moleküle in gelösten oder flüssigen Form, die durch die Abkühlung frieren und sich auf der Oberflächen Ablagern
- Korrosion: durch Korrosion entstehende Moleküle
- Chemische Reaktion: durch eine chemische Reaktion entstehende Ionen und freie Moleküle

2.2.5. Adhäsion (Oberflächenhaftung)

Die Adhäsionsauswirkung in einem Ablagerungsprozess ist ein relativ komplexer Prozess. Adhäsion ist die Folge von Anhangskräften, die das Haften zweier Stoffe verursachen. Die Adhäsion tritt bei festen und flüssigen Stoffen auf. Beispiele: Das Haften der Kreide an der Tafel, der Druckfarbe am Papier, das Schreiben mit dem Bleistift, die Leimverbindung und anderes. Die erzeugten Kräfte durch Adhäsion liegen im Bereich 10^{-5} bis 10^2 Dyn. Die Van der Waals Kräfte agieren zwischen den Partikeln und den Wärmeaustauschoberflächen. Diese Kraft für eine Sphäre ergibt sich durch [16]:

$$F_w = \frac{A_H D_p}{12 S^2} \quad (14)$$

Je größer der Partikeldurchmesser D_p ist, desto höher ist die erzeugte Kraft F_w und je größer der Abstand zwischen der Partikel und der Oberfläche S , desto kleiner ist diese Kraft. Diese Kraft kann sowohl positiv (Anziehungskraft) als auch negativ (Abstoßkraft) sein. Der Parameter A_H (Hamaker-Konstante) legt fest, in welche Richtung diese Kraft wirkt und wie stark diese Kraft ist. Diese Konstante hängt von Lifschitz-van der Waals Konstante h ab [16]:

$$h = \frac{4 \pi A_H}{3} \quad (15)$$

Der Parameter h hängt von den Oberfläche- und Partikelmaterialien ab und ist immer paarweise für Materialien tabellenförmig dargestellt.

Die Auswirkung der Adhäsion in einem Ablagerungsprozess kann man in zwei Phasen unterteilen. Die erste Phase wirkt zwischen der reinen Oberfläche und den mit dem Freistrom getragenen Partikeln. Die Partikel werden während dieser Phase durch die

Adhäsion zu den Oberflächen angezogen (bei einer positiven Kraft). Haben sich die ersten Partikel abgelagert, dann sorgt die Adhäsion für eine dauerhafte Bindung zwischen den Partikeln und der Oberfläche. Die van der Waals Kraft ist meistens positiv bei Partikelpaaren von derselben Substanz. Der Schlüssel zur Bekämpfung der Ablagerung liegt daher darin, die erste Ablagerungsphase zu verlängern und die richtige Auswahl des Oberflächenmaterials zu treffen, damit eine negative van der Waals Kraft zwischen den Partikeln und der Oberfläche entsteht.

In der Praxis sind die Austauschoberflächen nicht so glatt, wie die Theorie darstellt. Aufgrund der Unebenheit der Oberfläche ist die verfügbare Kontaktfläche größer. In der Realität rollt ein Partikel auf einer Oberfläche bis er in ein passendes Loch fällt (Abb. 5).

2.2.6. Partikelablagerung

Die Partikelablagerung beschreibt die Absetzung von Partikeln auf einer Austauschoberfläche. Diese Absetzung entsteht durch zwei Methoden: Gravitation und Partikeltransport durch die Strömung [1]. Beide Methoden können sowohl getrennt voneinander als auch gemeinsam agieren. Mehrere Faktoren beeinflussen diesen Prozess: Partikelgröße und ihre Masse, Strömungsart (laminar oder turbulent), Strömungstemperatur usw. [1]. Zwei Ereignisse müssen eintreten, damit sich ein Partikel auf einer Oberfläche abgelagert. Der Partikel muss von dem Freistrom zur Oberfläche befördert werden und dann er muss auf der Oberfläche haften bleiben.

Durch die Ablagerung der Partikel auf den Oberflächen, die sich in unmittelbarer Nähe befinden, sinkt die Konzentration der Partikel in diesem Bereich im Vergleich zum Freistrom. Dadurch entsteht ein Konzentrationsgradient, durch welchen die Partikel im Freistrom entsprechend dem Diffusionsgesetz zu den Oberflächen befördert werden [1]. Die Ablagerungsrate ϕ_D hängt von der Konzentration der Partikel im Freistrom in der unmittelbaren Nähe der Oberfläche ab und ergibt sich durch [3]:

$$\phi_D = K_t (c_p - c_s). \quad (16)$$

Die Gleichung zeigt, dass die Differenz zwischen Partikelkonzentration im Freistrom c_p und auf der Oberfläche c_s die Absetzungsrate beeinflusst.

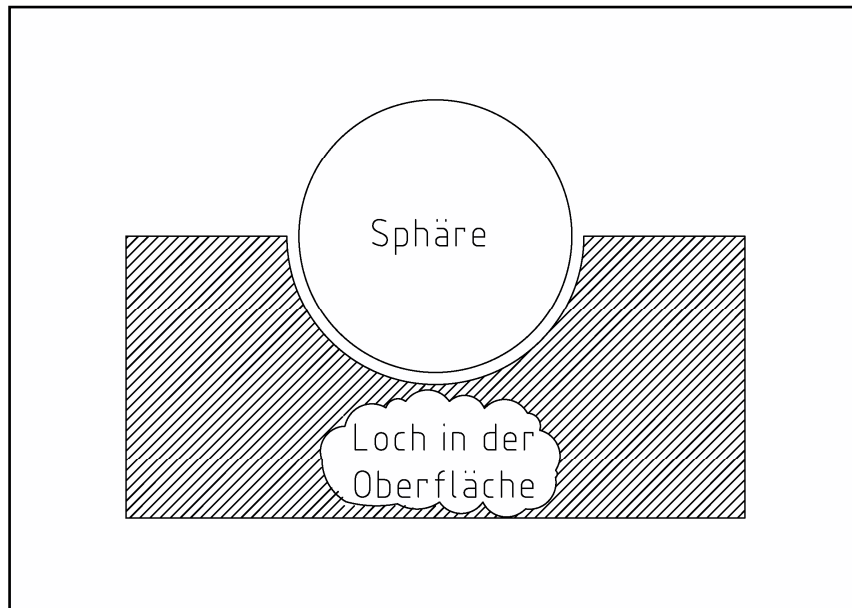


Abb. 5 Das Haften eines Partikels auf einer Oberfläche [1]

Am Anfang des Ablagerungsprozesses ist die Partikelkonzentration auf der Oberfläche gleich null. Der Transportkoeffizient K_t ist strömungsabhängig. Die Ablagerungsquote dm/dt ergibt sich durch [1]:

$$\frac{dm}{dt} = \phi_D - \phi_R \quad (17)$$

Die Abtragsrate ϕ_R hängt von vielen Faktoren ab. Der wichtigste Faktor ist Schubspannung τ_w und die dadurch erzeugte Schubkraft an der Oberfläche [1]. Je höher die Schubspannung, desto größer ist die Abtragsrate. Keefer [15] veröffentlichte ein Beispiel für den Einfluss der Schubspannung auf die Abtragsratekonstante:

$$E = \frac{\ln\left(1 - \frac{\sigma}{270}\right)}{75 \mu_f} \tau_w \quad (18)$$

Die Abtragsratekonstante E hängt von der dynamischen Viskosität μ_f und dem turbulenten Abrisskoeffizient σ ab. Die Abtragsrate ergibt sich in diesem Fall durch [1]:

$$\phi_R = E m_A \quad (19)$$

m_A ist die bereits abgelagerte Masse auf der Oberfläche. Der Schlüssel zur Bekämpfung der Partikelablagerung in diesem Fall liegt in der Erhöhung der Schubspannung, da alle anderen Faktoren und Konstanten schwer beeinflussbar sind.

2.2.7. Partikeltransport

Die Größe eines Partikels spielt eine wichtige Rolle in der Art und Weise, wie ein Partikel von dem Freistrom zu der Oberfläche transportiert wird. Die sehr kleinen Partikel werden durch die Brownsche- und Eddydiffusion (abhängig von der Strömungsart) zu den Oberflächen getragen und dort abgesetzt. Bei großen Partikeln spielt der Strömungsimpuls eine größere Rolle. Durch die Gravitationsanziehungskraft werden die schweren Partikel mehr beeinflusst als die leichteren, die mehr durch den Strömungsimpuls zu der Oberfläche getragen werden [9,10]. Damit man den Partikeltransport beschreiben kann, muss man die regelnden Parameter definieren. Der wichtigste Parameter ist die Haltezeit eines Partikels. Diese beschreibt, welche Faktoren im Partikeltransport von dem Freistrom zur Oberfläche dominanter sind.

Die benötigte Zeit t , die ein Partikel mit einem Durchmesser D_p , einer Geschwindigkeit u_p und einem Oberflächenabstand S braucht, bis er sich auf der Oberfläche abgesetzt hat, wird als Partikel-Haltezeit bezeichnet (Abb. 6):

$$t = \frac{S}{u_p} \quad (20)$$

S wird auch als Haltabstand bezeichnet.

Die Partikelhaltezeit t hängt von der Partikeldichte ρ_p , dem Partikeldurchmesser D_p und der dynamischen Viskosität des Fluides μ_f ab und ergibt sich durch [1]:

$$t = \frac{\rho_p D_p^2}{18 \mu_f} \quad (21)$$

Die dimensionslose Haltezeit t^* ergibt sich durch [1]:

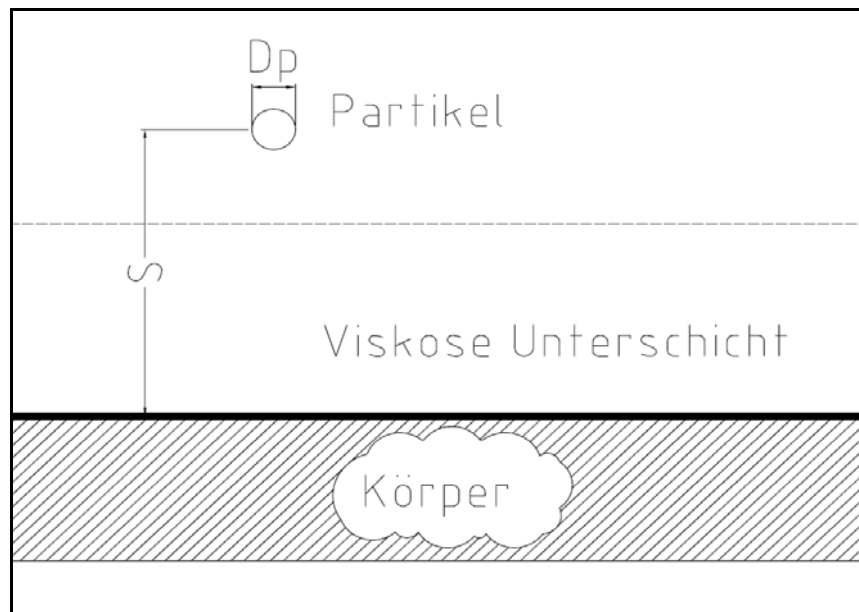


Abb. 6 Darstellung des Durchdringens eines Partikels durch der viskosen Unterschicht

$$t^* = \frac{\rho_f \rho_p D_p^2 u_f^2}{18 \mu_f^2} \quad (22)$$

Die Schubspannungsgeschwindigkeit u_f entspricht der Geschwindigkeit mit der eine Schicht, die Druck auf ihre Nachbarschicht ausübt, über diese hinweg gleitet. Sie ergibt sich durch [6]:

$$u_f = \sqrt{\frac{\tau_w}{\rho_f}} \quad (23)$$

Die dimensionslose Haltezeit beinhaltet alle wirkenden Faktoren, die den Partikeltransport bzw. den Transportmechanismus beeinflussen. Sie beinhaltet sowohl die thermophysikalischen Eigenschaften des strömenden Fluides als auch die physikalischen Eigenschaften der getragenen Partikel. Der wichtigste Faktor in dieser Gleichung ist die Schubspannungsgeschwindigkeit, da alle anderen Variablen sich in einem relativ kleinen Bereich ändern.

Der Wert der dimensionslosen Haltezeit entscheidet welcher Transportmechanismus dominanter ist. Ist die dimensionslose Haltezeit kleiner als 0,1, dann ist die Diffusion der dominante wichtige Transportmechanismus. In dem Bereich zwischen 0,1 – 10 ist der Strömungsimpuls bedeutender. Für eine Haltezeit größer als 10 (typisch für sehr großen

Partikel) wird der Transport durch den Partikelzusammenstoß der Partikel verursacht [1]. Haben die Partikel nahezu identische Durchmesser, dann kann der wirkende Mechanismus konkret bestimmt werden. Sind sie nicht identisch, dann wird es schwierig zu erkennen, welcher Mechanismus dominanter ist. Meistens wirken alle drei Mechanismen gleichzeitig.

Durch die Schubspannungsgeschwindigkeit kann auch der Transportkoeffizient dimensionslos dargestellt werden. Dieser ergibt sich in diesem Fall durch:

$$K_t^* = \frac{K_t}{u_f} \quad (24)$$

Durch diese dimensionslose Zahl und mit Hilfe der entsprechenden dimensionslosen Gleichungen wird der Transportkoeffizient berechnet.

Partikeltransport durch Diffusion

Getragene Partikel in einem Fluid werden durch die Strömung geführt. Die kleinen Partikel neigen dazu, den Strömungslinien zu folgen. Bei laminaren Strömungen werden die Partikel von dem Freistrom zu der Grenzschicht durch die Brownsche Molekularbewegung transportiert. Unter turbulenten Konditionen werden sie zu der viskosen Unterschicht durch die Eddy Diffusion gebracht und dann innerhalb der viskosen Unterschicht durch Brownsche Molekularbewegung bewegt. Ein wichtiger Faktor in dem Partikeltransport durch Diffusion ist die Brownsche Diffusionsfähigkeit D_B . Sie ergibt sich durch [1]:

$$D_B = \frac{K_B \mathcal{G}_f}{3 \pi \mu_f D_p} \quad (25)$$

Dabei sind:

K_B Boltzmann-Konstante 1.38×10^{-23}

\mathcal{G}_f Fluidtemperatur

Der Massetransferkoeffizient wird durch die Sherwood-Zahl abgeschätzt und ergibt sich durch:

$$SH = K (Re)^n (SC)^m \quad (26)$$

Dabei ist SC Schmidt-Zahl.

Partikeltransport durch Strömungsimpulse

Bei großen Partikeln wird die Auswirkung des Partikeltransports durch Diffusion kleiner. Eine bedeutende Rolle in dem Partikeltransport von der Grenzschicht Richtung der Oberfläche in einer turbulenten Strömung spielen in diesem Fall die Strömungsimpulse. Die größeren Partikel nehmen von der Strömung genügend Energie auf, dass sie durch die Viskose Unterschicht durchdringen. Die Partikel mit niedriger Energie werden langsamer und werden durch die Schubkraft in der Viskose Unterschicht festgehalten und bewegen sich als Teil von der Brownsche Molekularbewegung. Die regelnden Gleichungen weisen einen direkten Zusammenhang zwischen K_t^* und t^* auf. Ein Beispiel für diese Abhängigkeit hat Liu dargestellt [1]:

$$K_t^* = 6 \times 10^{-4} (t^*)^2. \quad (27)$$

Partikeltransport durch Partikelzusammenstoß

Für hohe t^* Werte neigen die Partikel dazu, dieselbe Geschwindigkeit wie u_f zu haben. Die Auswirkung der Schwingung in Turbulenz auf relativ große Partikel ist sehr begrenzt, so dass K_t^* konstant bleibt. Papavergos [1] legte ein Vorschlag für K_t^* vor:

$$K_t^* = 0.18. \quad (28)$$

Dabei ist K_t proportional zu u_f .

Gravitation

Durch die Gravitationskraft werden die mit der Strömung getragenen Partikel zu der Oberfläche angezogen. Seinfeld und Pandis [39] haben dieses Phänomen untersucht. Sie legten die folgende Gleichung vor:

$$u_t = \frac{D_p^2 \cdot \rho_p \cdot g \cdot C_c}{18 \cdot \mu_f \cdot (1 + \text{Re}_p/128)}. \quad (29)$$

Die Ablagerungsgeschwindigkeit u_t hängt von dem Partikeldurchmesser D_p , der Partikeldichte ρ_p , Gravitation g , und der Viskosität des strömenden Mediums μ_f ab. Diese Gleichung ist nicht von der Strömungsart abhängig und gilt sowohl für laminare als auch für turbulente Strömungen. Die Partikel-Reynolds-Zahl Re_p ergibt sich durch:

$$Re_p = \frac{u_t \cdot D_p \cdot \rho_f}{\mu_f} \quad (30)$$

Die Konstante C_c ergibt sich durch:

$$C_c = 1 + Kn \left(1.257 + 0.4e^{(-1.1/Kn)} \right) \quad (31)$$

Die Knudsen-Zahl Kn ergibt sich durch:

$$Kn = 2\omega / D_p \quad (32)$$

ω ist die mittlere freie Weglänge des Partikels.

Das Multiplizieren der Ablagerungsgeschwindigkeit u_t mit der Partikelkonzentration c_p ergibt die Ablagerungsquote durch Gravitation. Durch die Gleichung 29 kann festgestellt werden, dass die Ablagerungsgeschwindigkeit mit steigender Partikel-Reynolds-Zahl sinkt. Die Impulskräfte bei hohen Reynolds-Zahlen sind dominanter als die Gravitation, so dass die Auswirkung der Gravitation vernachlässigbar ist [39].

2.2.8. Partikelabtrag

Wie bereits im Kapitel 2.2.6. dargestellt ist, spielt die Schubspannung die wichtigste Rolle in dem Partikelabtrag von der Oberfläche. Die Abhängigkeit zwischen der Abtragsrate und der Schubspannung ist weitgehend untersucht und mathematisch formuliert. Die Ablagerungsrate wird durch einen zweiten Faktor beeinflusst. Untersuchungen haben gezeigt, dass der Turbulenzgrad der Strömung eine sehr wichtige Rolle in dem Partikelabtrag spielt. Dies ist durch zwei Ursachen bedingt. Die erste liegt an der Erhöhung der Schubspannung durch die Oberflächenunebenheiten, die durch die Ablagerungsschicht entstehen (Abb. 7).

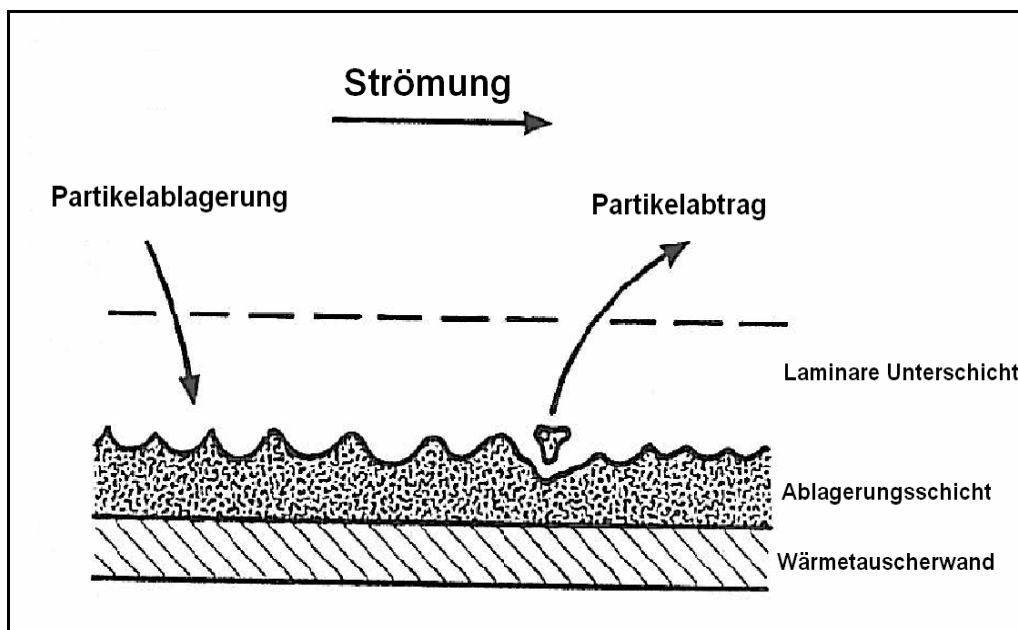


Abb. 7 Entstehung der Ablagerungsquote durch der Differenz zwischen der Ablagerungs- und der Abtragsrate [1]

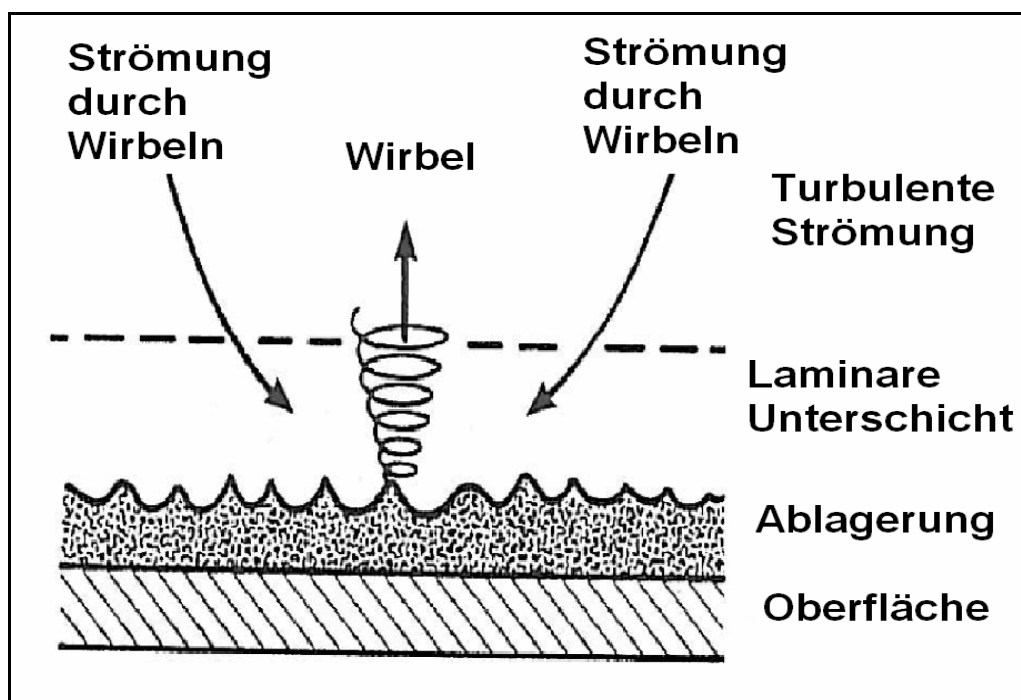


Abb. 8 Auswirkung der Oberflächenbeschaffenheiten über die Turbulenzerzeugung [1]

Der zweite Faktor liegt an dem Turbulenzgrad der Hauptströmung. Durch die Oberflächenunebenheiten der Ablagerungsschicht entstehen Wirbel, die lokal an ihrem Entstehungsbereich eine erhöhte Schubspannung antreiben. Die Auswirkung dieser Wirbel ist in der Abbildung 8 dargestellt. Durch die Wirbel durchdringen die Turbulenzen in der laminaren Unterschicht der Strömung und erhöhen die Schubspannung. Dieses Phänomen

wird meistens bei der Analyse der Ablagerung in Wärmetauschern in der Schubspannung mitintegriert.

Die Problematik bei dem Studieren dieses Phänomen ist die Schwierigkeit des Vorhersehens wo und wann diese Wirbel entstehen. Durch den Einsatz von Bleche, die bestimmte Oberflächenstrukturen besitzen, kann kontrolliert bestimmte Turbulenz an den Oberflächen erzeugt werden. in Kapitel 3 werden solche Oberflächen untersucht.

2.2.9. Ablagerungskurven

Ein Blick auf die Untersuchungsmethoden der Ablagerung in einem Wärmetauscher zeigt zwei Ansatzpunkte: wärmetauscher- und mechanismenorientiert. Im ersten Fall wird die Ablagerungsquote (bzw. der dadurch entstehende Wärmeleitwiderstand) entlang der Zeit in einem konkreten vorgegebenen Wärmetauscher gemessen. Dabei wird der Wärmetauscher langfristig unter Betriebsbedingungen eingesetzt und die abgelagerte Masse wird ständig gemessen, z.B. durch das Wiegen des Wärmetauschers oder das Messen der Dicke von der Ablagerungsschicht, sowie durch die Änderung der ausgetauschten Wärme (Steigung des Wärmeleitwiderstandes). Diese Methode ermöglicht es, ein komplettes Bild über die Ablagerung in dem vorgegebenen Wärmetauscher unter seinen vorgegebenen Betriebsbedingungen zu ermitteln. Hierbei werden jedoch die einzelnen Ablagerungsmechanismen, die in diesem konkreten Fall herrschen nicht berücksichtigt (Abb. 9). Die Ablagerungsquote als Funktion der Zeit kann als Kurve dargestellt und mathematisch wie folgt formuliert werden [3]:

$$R_{At} = R_{A\infty} \left(1 - e^{-\beta t}\right). \quad (33)$$

Durch diese Methode wird die nach unendlicher Zeit t abgelagerte Masse oder der durch die Ablagerung entstehende Wärmewiderstand $R_{A\infty}$ ermittelt. Ebenso wird die Steigung dieser Kurve anhand der Konstante β festgestellt. Diese Variablen sind für den jeweiligen Wärmetauscher bzw. Betriebsbedingungen spezifisch und sind somit nicht ohne weiters von einem Wärmetauscher auf den anderen übertragbar.

Bei der mechanismenorientierten Untersuchungsmethode werden die einzelnen regelnden Ablagerungsmechanismen experimentell analysiert und mathematisch formuliert. Die Summe der Auswirkung der einzelnen Mechanismen ergibt einen kompletten Überblick

über die voraussichtlich Ablagerungsquote in einem Wärmetauscher. Diese Methode ist weniger zeitaufwendig, da man die Auswirkung der einzelnen Mechanismen von anderen vorher untersuchten Fällen übernehmen kann.

Beide Untersuchungsmethoden haben jedoch Nachteile. In der ersten muss man den Wärmetauscher konstruieren, fertigen und langfristig in Betrieb nehmen, damit man die erwünschten Kenntnisse über die Ablagerung ermitteln kann.

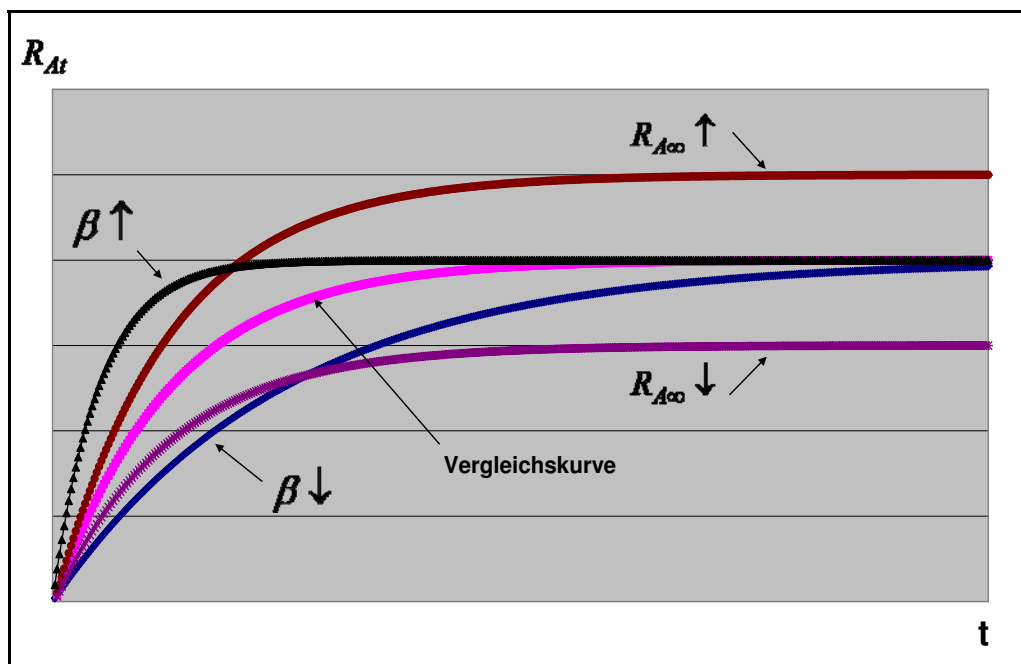


Abb. 9 Änderung des Wärmeleitwiderstands als Funktion der Zeit [1]

Das ist sehr kostenaufwendig und oft sehr kompliziert, da viele Variablen berücksichtigt werden muss, die während des Experimentes nicht konstant bleiben, wie die Umgebungstemperatur und der Feuchtigkeitsgrad. Bei der zweiten Methode hat man erst einen kompletten Überblick über die Ablagerung in einem vorgegebenen Fall, nachdem man alle Ablagerungsmechanismen bzw. ihre Wechselwirkungen analysiert hat.

Aufgrund der Nachteile und der Schwierigkeiten, die mit jedem Lösungsweg verknüpft sind, ist eine neue Methode notwendig, die die Nachteile beider Methoden umgeht. In dieser neuen Methode wird nur mit einem Teil des Wärmetauschers experimentiert. Voraussetzung für diese Methode ist die zyklische Wiederholung eines wesentliche Bestandteile des Wärmetauschers, wie z.B. bei einem Plattenwärmetauscher. Anstatt den Testbereich langfristig zu untersuchen, wird der Testbereich nur kurzfristig in Betrieb genommen. Dadurch wird nicht die gesamte Kurve in Abbildung 9 ermittelt, sondern nur

die Anfangsphase der Kurve. Wird dieses Experiment unter verschiedenen Testbedingungen wiederholt, dann kann man die Ablagerungsquote messen und in Abhängigkeit von diesen Bedingungen darstellen. Diese Methode ermöglicht zwar keine Voraussage über die langfristige Ablagerungsquote, zeigt aber, wie sich die Ablagerungen durch die Änderung der Betriebsbedingungen beeinflussen lassen. Der Vorteil bei dieser Methode besteht neben der kurzfristigen Testzeit, in der Möglichkeit eine Voraussage zu treffen, ob die Änderung bestimmter Variablen (z.B. Einströmgeschwindigkeit) den Ablagerungsprozess positiv oder negativ beeinflusst. Zwar werden die einzelnen Ablagerungsmechanismen berücksichtigt (Auswahl der zu ändernden Variablen bzw. Art der Änderung), auf eine genaue Analyse dieser Mechanismen wird jedoch verzichtet. Dadurch werden die Vorteile beide Methoden in einer zusammengefügt.

Im Kapitel 4 werden die Ergebnisse dieser Methode dargestellt.

2.3. Theorie Numerik

In diesem Abschnitt werden die notwendigen Kenntnisse der Numerik erläutert. Am Anfang werden die wichtigsten Begriffe definiert, dann wird das standard $k - \varepsilon$ Modell dargestellt und schließlich wird die wichtige Wandbereichberechnung beschrieben.

2.3.1. Definitionen

Druckverlustzahl ξ : beim Durchströmen von Widerständen wie z. B. Krümmern, Abzweigen und Ventile usw. treten infolge von Strömungsumlenkungen oder Querschnittsveränderungen (Änderungen der Strömungsgeschwindigkeit nach Betrag und/oder Richtung) Druckverluste auf, die durch folgende Gleichung beschrieben werden [21]:

$$\xi = \frac{\Delta p_{St}}{\frac{1}{2} \rho_f U_{ref}^2} \quad (34)$$

Diese Zahl wird zur Abschätzung der entstehenden statischen Druckverluste Δp_{St} in einem Rohr, Kanal, Elenbogen usw. (oder um einen Körper) verwendet. Für einen Wärmetauscher ist sie ein wärmetauscherspezifischer Wert und wird für die Abschätzung

des notwendigen Förderdrucks des Wärmetauschers benötigt. Als Referenzgeschwindigkeit U_{ref} wird üblicherweise die Einströmgeschwindigkeit verwendet. Diese Zahl ist dimensionslos.

Rohrreibungszahl λ : ist eine dimensionslose Kennzahl zur Berechnung des Druckabfalls bei einer Strömung in einem Rohr (Kanal). Sie ergibt sich durch [21]:

$$\lambda = \frac{\Delta p_{St}}{\frac{1}{2} \rho_f U_{ref}^2 \frac{L}{D_c}} \quad (35)$$

D_c beschreibt die charakteristische Länge. In einem Rohr ist sie der Durchmesser des Rohrs. In der Strömung in einem Spalt zwischen zwei Platten ist sie gleich der Spaltshöhe $\times 2$. L ist die Rohr- (Kanallänge). λ unterscheidet sich von ξ durch das Beziehen auf die Länge des Rohrs als Referenzwert.

Widerstandsbeiwert ξ_W : ist ein dimensionsloses Maß für den Strömungswiderstand eines von einem Fluid um- oder durchströmten Körpers. Er ergibt sich durch [21]:

$$\xi_W = \frac{\tau_w}{\frac{1}{2} \rho_f U_{ref}^2} \quad (36)$$

Diese Zahl ist dimensionslos.

Turbulent kinetische Energie k : Die Darstellung der gemessenen Geschwindigkeit unter turbulenten Bedingungen an einer vorgegebenen Stelle in einer Strömung weist keine konstanten Werte auf. Diese Geschwindigkeit schwingt in einem wahllosen Rhythmus rund um einen Mittelwert. Die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} ergibt sich durch [6]:

$$\bar{u} = \lim_{n \rightarrow \infty} (1/n) \sum_{i=1}^n u_i \quad (37)$$

Je höher die Anzahl der aufgenommenen Werte n der Geschwindigkeiten u_i ist, desto genauer ist der mittlere Wert \bar{u} . Die Differenz zwischen dem tatsächlich gemessenen Wert und der mittleren Geschwindigkeit zu einem bestimmten Zeitpunkt wird als Geschwindigkeitsvarianz u' bezeichnet:

$$u' = u - \bar{u} \quad (38)$$

Der mittlere Wert von u' ist laut der Definition gleich null:

$$\bar{u'} = \lim_{n \rightarrow \infty} (1/n) \sum_{i=1}^n u'_i = 0 \quad (39)$$

Der mittlere Wert von $(u')^2$ ist dagegen nicht gleich null und ergibt sich durch:

$$\overline{(u')^2} = \lim_{n \rightarrow \infty} (1/n) \sum_{i=1}^n (u'_i)^2 \quad (40)$$

Die mittlere turbulente kinetische Energie für die Masseneinheit k ergibt sich durch:

$$k = \frac{1}{2} \overline{u'_i u'_i} \quad (41)$$

Die dimensionslose Zahl des letzten Parameters ergibt sich durch [20]:

$$k^* = \frac{k}{u_f^2} \quad (42)$$

Turbulenzintensität I : sie ist ein wichtiger Parameter zur Ermittlung des Turbulenzgrads einer Strömung [7]. Die Wurzel von $\overline{(u')^2}$ dividiert durch die mittlere Geschwindigkeit \bar{u} bezeichnet man als die relative Turbulenzintensität. Sie wird in drei Komponenten unterteilt, bezogen auf die drei Koordinaten x y z:

$$\sqrt{\overline{u'^2}}/\bar{u}, \quad \sqrt{\overline{v'^2}}/\bar{u}, \quad \sqrt{\overline{w'^2}}/\bar{u} \quad (43)$$

Die gesamte Turbulenzintensität ergibt sich durch:

$$I = \left(1/\bar{u}\right) \left[\left(\overline{u'^2} + \overline{v'^2} + \overline{w'^2} \right) / 3 \right]^{1/2} . \quad (44)$$

I ist von k abhängig und ergibt sich durch [6]:

$$I = \frac{2}{3\bar{u}} \sqrt{k} . \quad (45)$$

In den inneren Strömungen (Rohre, Kanäle, usw.) wird \bar{u} als die Eintrittsgeschwindigkeit verwendet. Die Turbulenzintensität I spielt eine wichtige Rolle. Das liegt an der Möglichkeit den Turbulenzgrad mehrerer Strömungen direkt miteinander zu vergleichen.

Turbulente Viskosität μ_T : Dieser Parameter beschreibt die Erhöhung der dynamischen Viskosität durch die Turbulenz. Sie ergibt sich durch [20]:

$$\mu_T = \rho_f C_\mu L_t \sqrt{k} . \quad ; \quad C_\mu = 0,09 . \quad (46)$$

L_t Abmessung des größten Wirbels (Abb. 10)

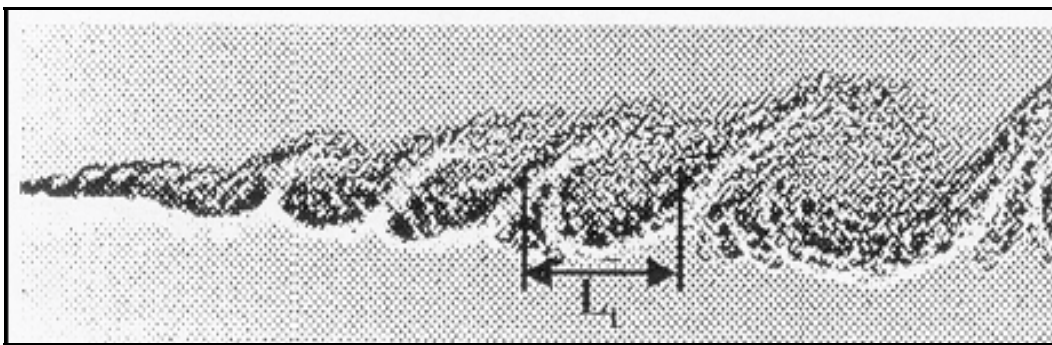


Abb. 10 Abschätzung der Wirbellänge L_t

In der Praxis ist eine Modellierung dieses Wertes über zwei Gleichungen für die turbulente kinetische Energie und die Dissipationsrate notwendig. Am häufigsten wird das standard $k-\varepsilon$ Modell eingesetzt (Siehe Kap. 2.3.3.). Mit der Dissipationsrate ε als Energieumwandlung pro Zeiteinheit folgt [20]:

$$\varepsilon = \frac{k^{3/2}}{L_t} . \quad (47)$$

Dadurch ergibt sich die μ_T durch:

$$\mu_T = \rho_f C_u \frac{k^2}{\varepsilon}. \quad (48)$$

Die dimensionslose Dissipationsrate ε^* ergibt sich durch [20]:

$$\varepsilon^* = \frac{\varepsilon D_c}{u_f^3}. \quad (49)$$

2.3.2. Grundlagen numerischer Verfahren

Es ist die Aufgabe der numerischen Strömungsmechanik, durch geeignete mathematische Verfahren, Strömungsphänomene mit ausreichender Genauigkeit und vertretbarem Aufwand numerisch zu simulieren. Dabei bieten sich die allgemeinen kontinuumsmechanischen Erhaltungssätze für Masse, Impuls und Energie in einem Strömungsfeld als Grundlage für die numerische Simulation strömungsmechanischer Vorgänge an. Sie werden in Ihrer Gesamtheit als Navier-Stokes Gleichungen bezeichnet:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial x_i} &= 0. \\ \frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(u_i u_j)}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3} \frac{\partial u_k}{\partial x_k} \delta_{ij} \right) \right] - \frac{\partial p}{\partial x_i} + \rho f. \\ \frac{\partial(\rho e)}{\partial t} + \frac{\partial(u_i e)}{\partial x_j} &= \mu \left[\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} \right) - \frac{2}{3} \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - p \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_i} \left(\kappa \frac{\partial \vartheta}{\partial x_i} \right) + \rho q. \end{aligned} \right\} \quad (50)$$

Da es nicht das Ziel dieser Dissertation ist, die Einzelheiten dieser Gleichungen zu klären und tiefere Analysen durchzuführen, werden keine weiteren Beschreibungen der Gleichungen vorgelegt. Mehr Details für diese Gleichungen sind unter [4,6] zu finden.

Aufgrund der Teildifferenziellen sind diese Gleichungen extrem schwer lösbar. Mit Hilfe der numerischen Simulationen werden Lösungen dieser Gleichungen ermittelt. Die DNS (Eng. Direct numerical Simulation) Lösung dieser Gleichungen liefert eine exakte

Beschreibung des Strömungsfelds. Dabei wird das Strömungsfeld in extrem feine Volumen zerlegt. Die Randbedingungen an den Feldgrenzen werden definiert und die Gleichungen werden iterativ gelöst. Am Ende wird eine komplette Strömungsfeldbeschreibung in Raum und Zeit vorgelegt. Leider ist die dafür notwendige Rechnerkapazität sehr hoch, so dass sie in vielen praktischen Anwendungen nur mit vereinfachenden Parametrisierungen näherungsweise lösbar sind. Die Vereinfachungen dienen in der ersten Linie dazu, die Netzfeinheit zu verringern. Als Folge sinkt die Genauigkeit der Berechnung.

Das Problem bei diesem Verfahren wird aufgrund der großen Gradienten der Strömungsvariablen vor allem an den Wänden deutlich. Eine Lösung dieser Problematik liegt darin, zusätzliche Gleichungen in die Berechnung zu integrieren, damit die turbulente Grenzschicht an den Wänden mit Hilfe dieser Gleichungen gelöst wird. Mehrere halb empirische Lösungsprotokolle sind in der Theorie vorhanden.

Da das $k - \varepsilon$ Modell während der numerischen Simulationen in den nächsten Abschnitten verwendet wird, ist es sinnvoll, dieses detailliert zu beleuchten.

2.3.3. Standard $k - \varepsilon$ Turbulenzmodell

In Folgenden wird das $k - \varepsilon$ Modell kurz beleuchtet. Durch den Boussinesq'schen Ansatz für die Reynoldsspannungen sind die Reynolds'schen Gleichungen noch nicht geschlossen, denn es treten neue Konstanten auf: die turbulente Viskosität μ_T und die turbulente kinetische Energie k . Die Transportgleichungen für die turbulente kinetische Energie k und die Dissipationsrate ε lassen sich wie folgt aufstellen [6,7]:

$$\left. \begin{aligned} \frac{\partial k}{\partial t} + u_j \frac{\partial k}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + P_k - \varepsilon, \\ \frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + u_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} &= \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_T}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\varepsilon 1} f_1 P_k \frac{\varepsilon}{k} + C_{\varepsilon 2} f_2 k \frac{\varepsilon}{k}. \end{aligned} \right\} \quad (51)$$

Hierbei sind $\sigma_k, \sigma_\varepsilon, C_{\varepsilon 1}$ und $C_{\varepsilon 2}$ weitere empirische Konstanten, welche aus experimentellen Untersuchungen und die Modellierung an DNS ermittelt werden müssen. Die Standardwerte dieser Konstanten sind [7]:

$$\sigma_k = 1 ; \sigma_\varepsilon = 1,33 ; C_{\varepsilon 1} = 1,44 ; C_{\varepsilon 2} = 1,92 .$$

Durch das Lösen dieser Gleichungen werden die zusätzlichen Turbulenzparameter des Strömungsfeldes ermittelt.

2.3.4. Berechnung des Wandbereichs

Im Folgenden soll auf die Wandbehandlung der benutzten High-Reynolds-Modelle eingegangen werden. Die Behandlung von Wandrandbedingungen ist eine besondere Problemstellung der Turbulenzmodelle. Der Grund dafür ist, dass im wandnahen Bereich, in dem die Reynolds-Zahl mit der Geschwindigkeit stark abfällt, eine sehr dünne laminare Grenzschicht existiert. Hier gilt die Annahme des Turbulenzmodells nicht mehr. Eine Lösung dafür ist, diesen Bereich durch ein weiteres Modell zu beschreiben. Eine Möglichkeit bietet das Low-Reynolds-Modell, welches durch die Dämpfungsfunktionen die Gültigkeit der Turbulenzmodelle bis zu der Wand erweitert. Da die laminare Schicht mit steigender Reynolds-Zahl immer schmaler wird, ist dieses Modell wiederum nicht effizient genug um den wandnahen Bereich zu beschreiben. Eine Berechnung mit dem Low-Reynolds-Modell führt zu einem sehr feinen Netz im wandnahen Bereich, was eine Erhöhung des numerischen Aufwands bedeutet. Der Einsatz einer Standard-Wandfunktion ist eine weitere Möglichkeit, das Strömungsgebiet zu modellieren. Dabei wird ein logarithmisches Wandgesetz verwendet, bei dem die Beziehung zwischen Wandabstand und Geschwindigkeit bekannt ist. Dieses wird auf die Strömung an der ersten Gitterzelle senkrecht zur Wand übertragen [20].

$$\frac{u}{u_f} = \frac{1}{\kappa} \ln \left(y \frac{u_f}{\nu} \right) + B \quad ; \quad \kappa = 0,4 \quad ; \quad B = 5 . \quad (52)$$

Der Wert $y \frac{u_f}{\nu}$ ist der dimensionslose Wandabstand (Reynolds-Zahl neben der Wand) und

wird mit y^+ bezeichnet. Das Verhältnis u/u_f wird mit u^+ bezeichnet.

Hierbei gilt:

$$y^+ < 5 \quad \text{Viskose Unterschicht}$$

$5 < y^+ < 30$ Übergangsbereich

$y^+ > 30$ Logarithmischer Bereich

Damit werden die Viskose Unterschicht und der Übergangsbereich überbrückt, die einen hohen Geschwindigkeitsgradient haben. Mit dem Einsatz der Wandfunktion entfällt die bei dem Low-Reynolds-Modell notwendige feine Vernetzung in der Grenzschicht, wodurch sich die Rechenzeit stark reduziert.

3. Ergebnisse der numerischen Simulationen

Nachdem die notwendigen Grundkenntnisse der numerischen Simulationen dargestellt sind, werden in diesem Kapitel die durchgeführten numerischen Simulationen erklärt. Dieses Kapitel besteht aus zwei Teilen. Im ersten Teil werden die Ergebnisse der Simulationen mit unterschiedlichen Wandprofilen erläutert. Eine geeignete Geometrie, die die in den vorherigen Kapiteln dargestellten Kriterien erfüllt, wird gesucht. Im zweiten Teil wird die im ersten Teil ermittelte Geometrie weiter optimiert.

3.1. Simulationen mit unterschiedlichen Wandprofilen

In diesem Abschnitt werden die Zielsetzung, die getesteten Geometrien, die Simulationenbedingungen, die ermittelten bzw. gesuchten Parameter und die Ergebnisse der Simulationen zur Geometrieauswahl dargestellt.

3.1.1. Zielsetzung der Simulationen

Das Hauptziel der numerischen Simulationen ist das Optimieren der Strömung im Wärmetauscher. Die folgenden Ziele sind zu erreichen:

- Verringerung des Turbulenzgrades der Strömung
- Erhöhung der Schubspannung an den Austauschoberflächen
- Verhinderung eines massiven Anstiegs der Druckverluste

Zur Erreichung dieser Ziele werden verschiedene Geometrien unter identischen Strömungsbedingungen miteinander verglichen. Die Geometrien sind so ausgewählt, dass sie in den praktischen Einsätzen realisierbar sind. Für alle Simulationen werden die folgenden Funktionen gesucht:

- $\xi = f(\text{Re})$: die Druckverlustzahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl
- $\lambda = f(\text{Re})$: die Abhängigkeit zwischen der Rohrreibungszahl und der Reynolds-Zahl
- $\xi_W = f(\text{Re})$: die Änderung des Widerstandsbeiwerts durch die Änderung der Reynolds-Zahl
- $I = f(X/L)_{\text{Re}=K}$: die Turbulenzintensität der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl entlang der dimensionslosen Länge des Kanals

- $\varepsilon^* = f(X/L)_{Re=K}$: die dimensionslose Dissipationsrate für eine konstante Reynolds-Zahl entlang der dimensionslosen Länge des Kanals
- $k^* = f(X/L)_{Re=K}$: die dimensionslose turbulente kinetische Energie für eine konstante Reynolds-Zahl entlang der dimensionslosen Länge des Kanals
- $u_x/U_{ref} = f(X/L)_{Re=K}$: die dimensionslose Geschwindigkeit in Abhängigkeit von der dimensionslosen Länge des Kanals

Am Schluss werden diese Funktionen für alle Geometrien verglichen.

3.1.2. Geometrienauswahl der Simulationen

Ein typischer Luft-Luft-Kreuzstrom-Wärmetauscher besteht üblicherweise aus mehreren ebenen Platten, die parallel zueinander positioniert sind. Die Platten bilden durch ihre Anordnung Kanäle, durch die abwechselnd kalte und warme Luft strömt. Zur Erhöhung der Schubspannung werden während der Simulationen nicht nur glatten Platten, sondern auch Platten mit bestimmtem vorgegebenen Muster eingesetzt (Abb. 11). Dadurch werden die Beschaffenheiten der Platten geändert, ohne dass das Grundkonzept des Wärmetauschers geändert wird. Damit die Auswirkung der Änderung der Spalthöhe nicht berücksichtigt wird, haben alle Geometrien dieselbe Spalthöhe. Eine konstante Spalthöhe von 4 mm wird festgelegt (in der Praxis beträgt diese 2,5 – 5 mm).

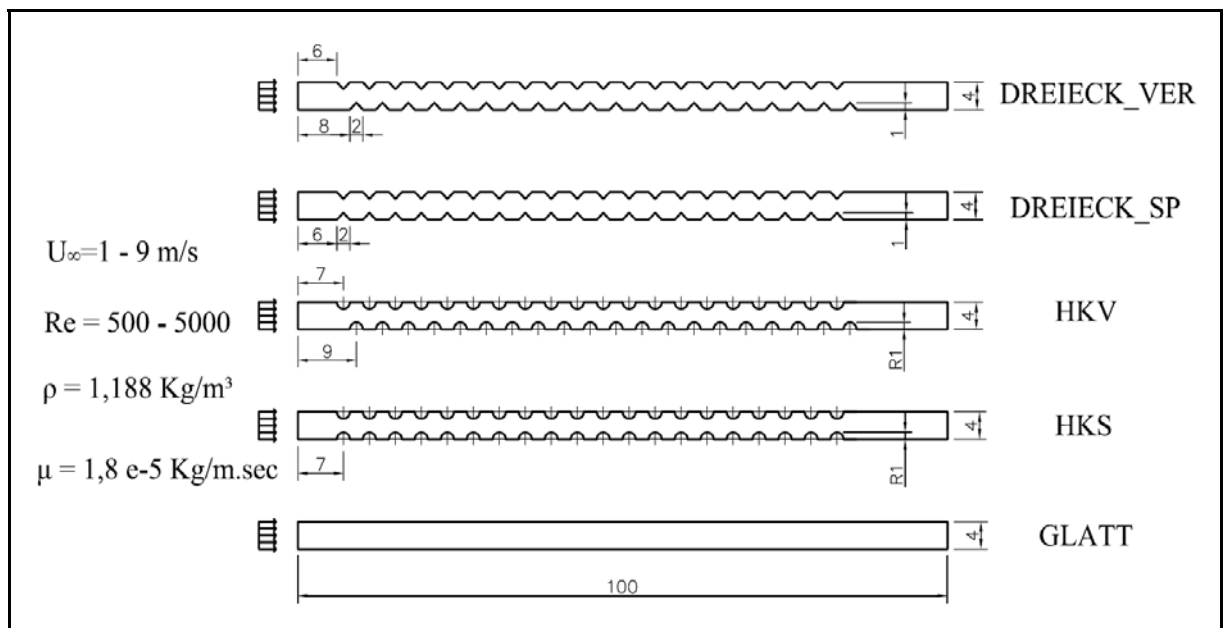


Abb. 11 Untersuchte Geometrien - Geometrieauswahl

Alle Geometrien haben eine identische Länge von 100 mm. Alle Wellen und Dreiecke haben auch die identische Höhe von 1 mm. Die folgenden Geometrienabkürzungen werden in den nächsten Abschnitten verwendet: HKS – Halbkreis gespiegelt, HKV – Halbkreis versetzt, DREIECK_SP – Dreieck gespiegelt, DREIECK_VER – Dreieck versetzt.

3.1.3. Bedingungen der Simulationen

Die Simulationen werden unter folgenden Bedingungen durchgeführt:

- Reynolds-Zahl: sie wird in dem Bereich von 500 – 5000, durch die Änderung der Einströmgeschwindigkeit, geändert
- Strömendes Medium: Luft als Ideales Gas
- Thermophysikalische Eigenschaften: da die Auswirkung der Temperaturänderung nicht berücksichtigt wird, werden die thermophysikalischen Eigenschaften für alle Simulationen unter Umgebungstemperatur vordefiniert
- Gravitationsfrei: die Auswirkung der Gravitation wird vernachlässigt
- Turbulenzmodell: $k - \varepsilon$ Standardmodell, CFD-Programm Fluent
- Turbulenzgrad: der Turbulenzgrad am Eintritt ist null ($k = 0$, turbulenzfrei)
- $y^+ < 2$ an den Wänden, damit die laminare Unterschicht berücksichtigt wird
- Die Eintrittseite wird als Velocity Inlet definiert und wird in dem Bereich 1- 9 m/s geändert
- Die Austrittseite wird als Pressure Outlet definiert und wird konstant auf 0 gesetzt
- Die obere und untere Wände werden als Wall definiert
- Alle Simulationen sind zweidimensional

3.1.4. Ermittelte und berechnete Variablen der Simulationen

Die folgenden Variablen werden für jede Simulation ermittelt:

- Gesamte Schubspannung τ_w der oberen und/oder unteren Flächen
- Notwendiger Druckdifferenz Δp zwischen der Einstrom- und Ausstromseite
- Turbulenzintensität der Kanalsmitte I
- Turbulente kinetische Energie der Kanalsmitte k
- Turbulenzdissipationsrate der Kanalsmitte ε

- Geschwindigkeit der Kanalsmitte u_x

Die folgenden Variablen werden mit der Hilfe der oben ermittelten Variablen für jede Simulation berechnet:

- Gesamter Widerstandsbeiwert der oberen und/oder unteren Flächen ξ_w
- Druckverlustzahl ξ
- Rohrreibungszahl λ
- Dimensionslose turbulente kinetische Energie k^*
- Dimensionslose Dissipationsrate ε^*
- Dimensionslose Geschwindigkeit der Kanalsmitte bezogen auf die Einstromgeschwindigkeit u_x/U_{ref}

3.1.5. Ergebnisse der Simulationen zur Geometrieauswahl

Widerstandsbeiwert ξ_w : das Diagramm zeigt die Änderung des Widerstandsbeiwerts durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 12). Alle Geometrien weisen einen abnehmenden Widerstandsbeiwert mit steigender Reynolds-Zahl auf. Für eine konstante Reynolds-Zahl hat die Geometrie GLATT die niedrigste Schubspannung. Aufgrund der Unebenheiten der Oberflächen der restlichen Geometrien steigt der Turbulenzgrad (siehe I und k^* Diagramme) und erhöht damit der Oberflächenschubspannung [20]. Die Geometrie mit dem maximalen Widerstandsbeiwert ist HKS, gefolgt von HKV.

Druckverlustzahl ξ : das Diagramm zeigt die Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 13). Die Geometrien DREIECK_VER und DREIECK_SP weisen zunehmende Druckverlustzahlen auf. Die Geometrien HKS und HKV zeigen auch höhere Werte im Vergleich mit der Geometrie GLATT. Zwei Faktoren spielen die Rolle in dem hohen Druckanstieg. Der erste ist die relativ hohe Geschwindigkeit der Kanalsmitte (siehe u_x/U_{ref} Diagramm) [20]. Der zweite Faktor ist der durch die Wellen bzw. Dreiecken hohe verursachte Turbulenzgrad. Die Strömung wird dadurch eher turbulent und lässt die Druckverluste steigen [20].

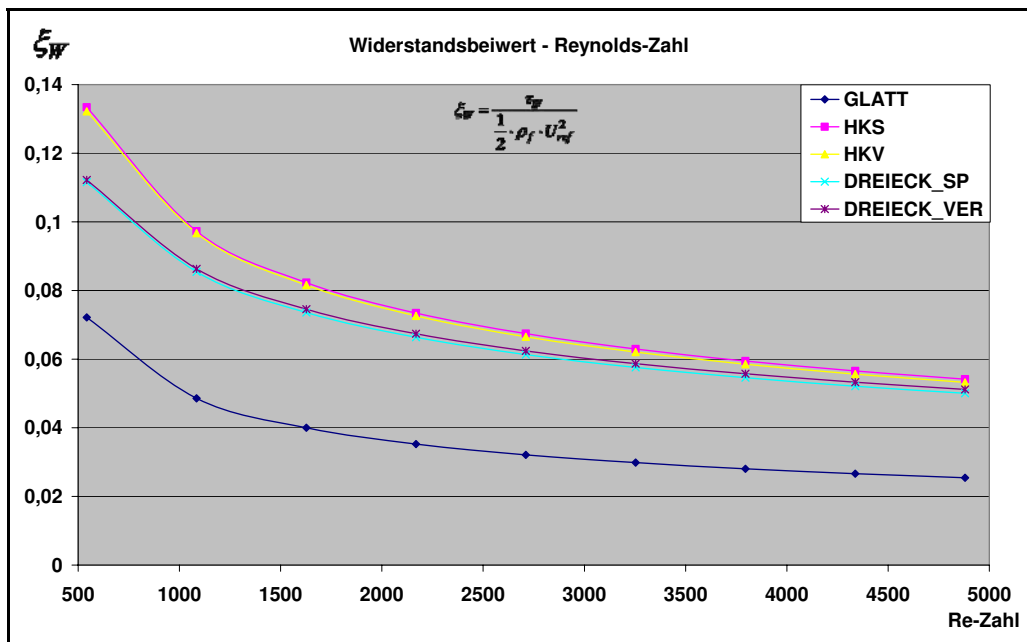


Abb. 12 Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl

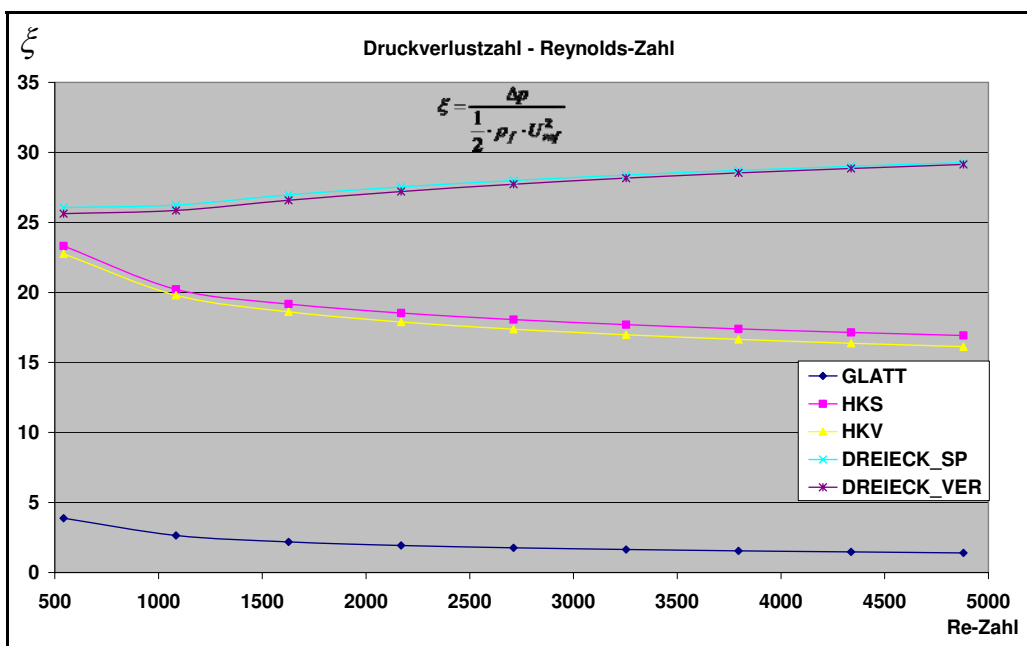


Abb. 13 Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl

Rohrreibungszahl λ : das Diagramm zeigt die Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 14). Da die Werte in dieser Kurve sich nur durch D_c und L von diesen in ξ Diagramm unterscheiden und diese konstant für alle Geometrien sind, gilt die obige Diskussion für ξ hier auch. Die Werte dieses Diagramms zeigen

erhebliche hohe Werte für DREIECK_VER und DREIECK_SP in Vergleich mit GLATT. Die zwei Kurven von HKS und HKV zeigen deutlich niedrigere Werte.

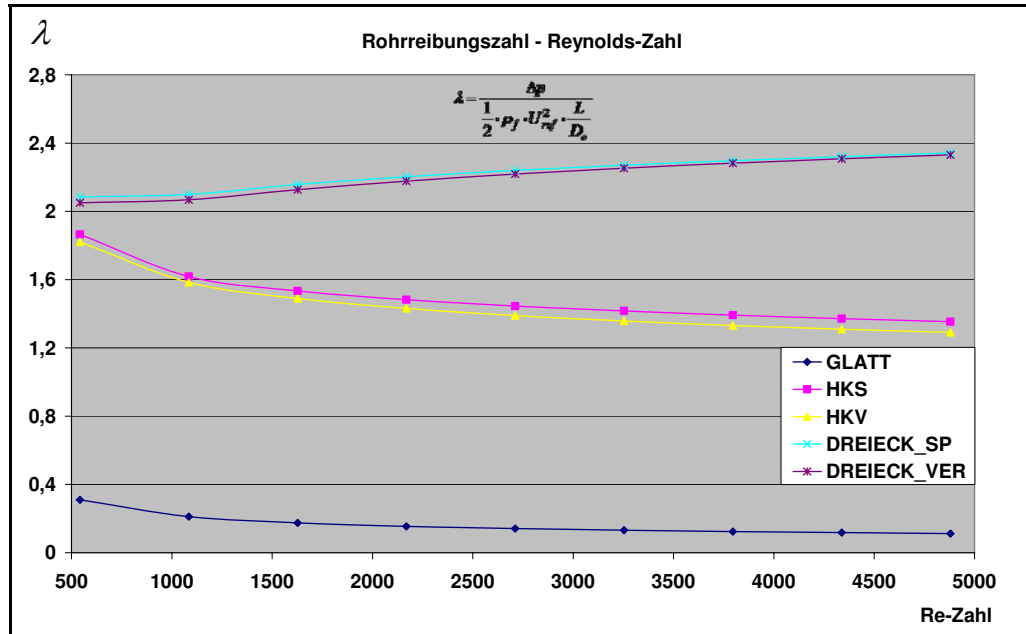


Abb. 14 Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl

Turbulenzintensität I : das Diagramm zeigt die Änderung der Turbulenzintensität entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 15). Die maximalen Werte besitzen DREIECK_SP und DREIECK_SP gefolgt von HKS und HKV. Die Turbulenzintensität der Geometrie GLATT zeigt in dem X/L Bereich von 0.4 – 0.5 eine schlagartige Erhöhung der Turbulenzintensität. An dieser Stelle treffen sich beide Grenzschichten der oberen und unteren Seite des Kanals. Dieses Phänomen wird als voll entwickelte Strömung bezeichnet [4].

Dimensionslose Dissipationsrate ε^* : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen Dissipationsrate entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 16). Die maximalen Werte besitzen DREIECK_SP und DREIECK_SP gefolgt von HKS und HKV. Die Geometrie GLATT hat die niedrigsten Werte.

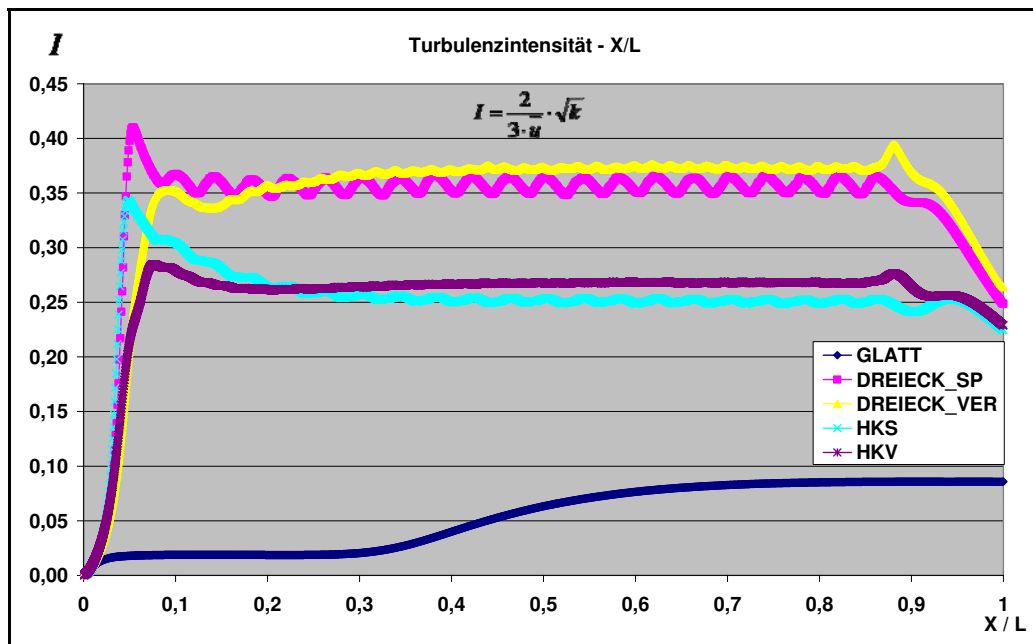


Abb. 15 Änderung der turbulenten Intensität entlang der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300

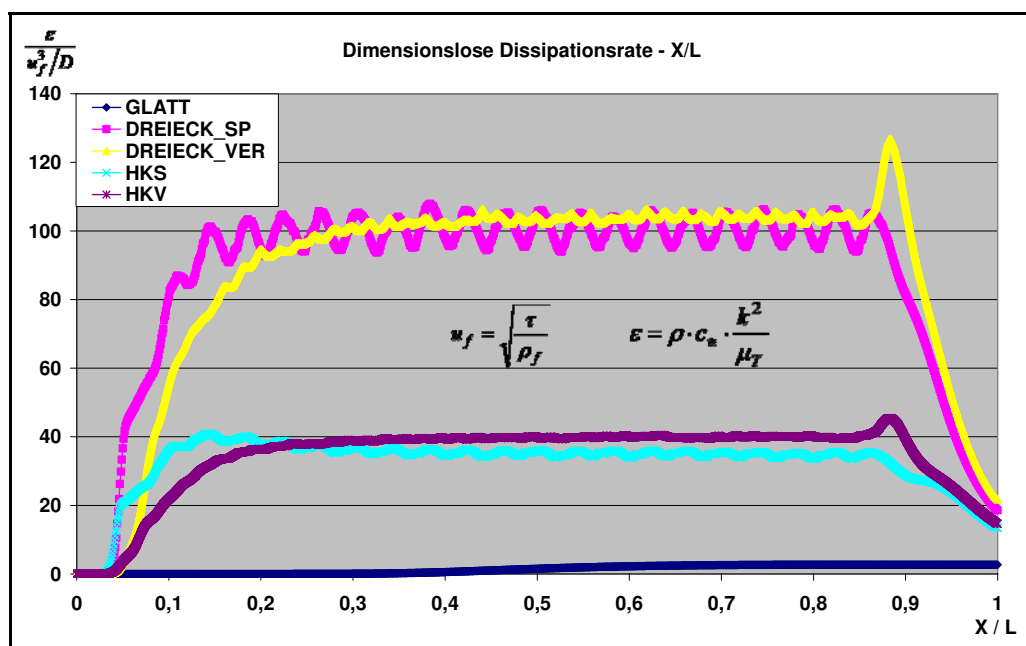


Abb. 16 Änderung der dimensionslosen Turbulenzdissipationsrate entlang der Kanalsmitte Linie für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300

Dimensionslose turbulente kinetische Energie k^* : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 17). Durch die spitzenförmigen Ecken der Geometrien DREIECK_VER und DREIECK_SP werden an diesen Spitzen besonders hohe Geschwindigkeitsgradienten erreicht, die eine hohe Geschwindigkeitsvarianz

verursachen und hohe k^* antreiben [20]. Die Geometrien HKS und HKV werden mehr durch die hohe Geschwindigkeit in der Kanalsmitte beeinflusst. Die maximalen Werte besitzen DREIECK_SP und DREIECK_SP gefolgt von HKS und HKV. Die Geometrie GLATT hat die niedrigsten Werte.

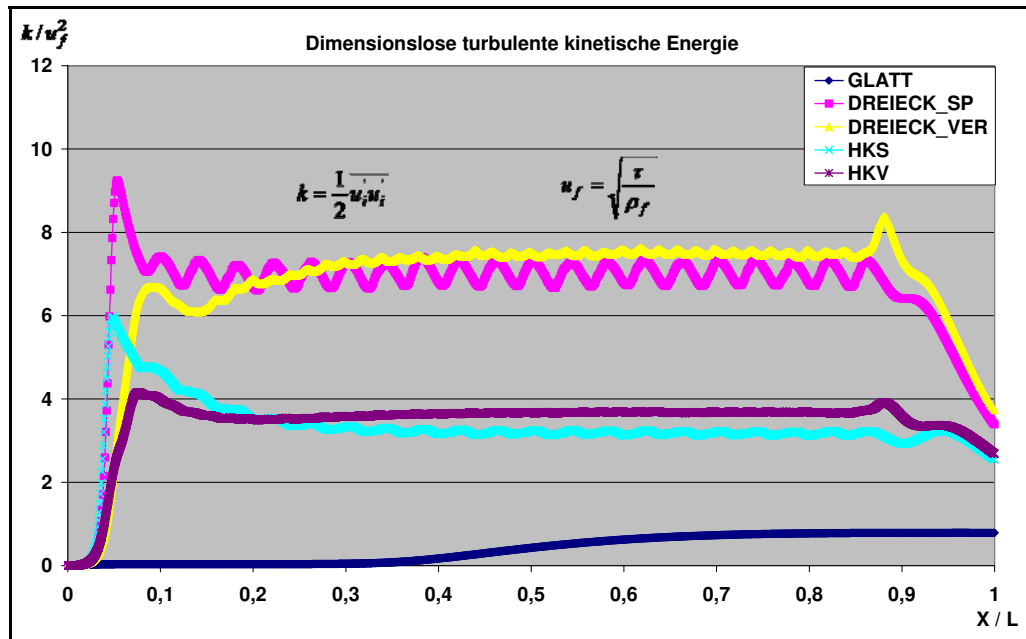


Abb. 17 Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300

Dimensionslose Geschwindigkeit u_x/U_{ref} : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen Geschwindigkeit entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 18). Die maximalen dimensionslosen Geschwindigkeitswerte haben die Geometrien DREIECK_SP bzw. _VER. Die Geometrie HKS weist relativ große Geschwindigkeitsschwingungen auf, da sich der Querschnitt entlang eines Wellenschritts stark ändert (halbiert). Bei X/L ca. 0,4 fängt die u_x/U_{ref} für die Geometrie GLATT abzunehmen. Die Strömung ist voll entwickelt [4].

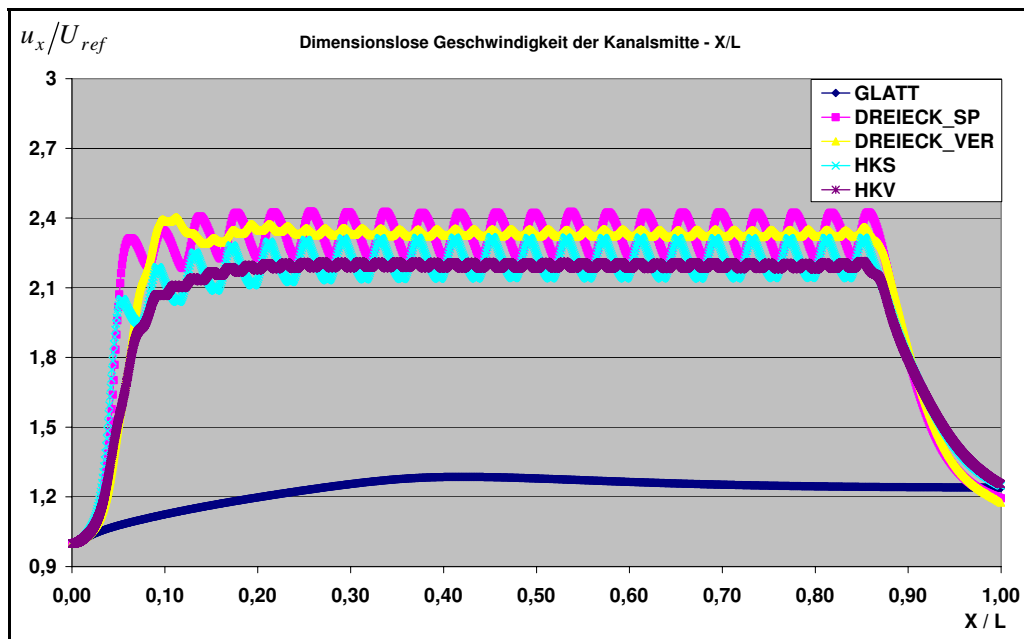


Abb. 18 Änderung der dimensionslosen Geschwindigkeit der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300

3.1.6. Auswertung der Simulationen zur Auswahl der Grundgeometrie

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass die Geometrien HKS und HKV die maximalen Schubspannungswerte erzeugen und relativ niedrige Druckverlustzahlen verursachen. Zusätzlich sind die Turbulenzwerte für HKS und HKV im mittleren Bereich. Als Folge sind die Geometrien HKS und HKV besser geeignet für den Einsatz im Wärmetauscher als die Geometrien DREIECK_SP und DREIECK_VER.

Grundsätzlich erfüllen beide Geometrien HKS und HKV die Auswahlkriterien, da ihre Daten sehr nah zu einander liegen. Die Geometrie HKS hat aber einen Nachteil gegenüber HKV. Die maximale Strömungsgeschwindigkeit für eine konstante Reynolds-Zahl ist höher als bei HKV, da im Vergleich mit HKV zwischen den Wellenspitzen ein minimaler Durchströmquerschnitt vorhanden ist. Als Folge entsteht bei HKS eine relativ hohe Geschwindigkeit im Bereich des minimalen Querschnitts. Dadurch sind die entstehenden Geräusche bei HKS stärker als HKV.

Als Schlussfolge ist die am besten geeignete Geometrie für eine maximale Schubspannung und gute Turbulenz- bzw. Förderdruckwerte die HKV Geometrie.

3.2. Simulationen zur Geometrieoptimierung

In diesem Kapitel wird die Erweiterung der Ergebnisse der Geometrieauswahl dargestellt.

3.2.1. Zielsetzung der Geometrieoptimierung

Nach der Darstellung der Ergebnisse des ersten Schritts werden die erreichten Ergebnisse erweitert. Ziel der Erweiterung ist die Optimierung der Geometrie HKV, indem die Auswirkung der Schrittänderung der Wellen untersucht wird. Die folgenden Geometrien werden getestet (Abb. 19).

Die Geometrien modellieren die Auswirkung der Schrittänderung über das Verhalten der Strömung. Vier Geometrien sind für diesen Zweck verwendet. HKV_04 für einen Schritt von 4 mm, HKV_06 für einen Schritt von 6 mm, HKV_8 für einen Schritt von 8 mm und HKV_10 für einen Schritt von 10 mm.

3.2.2. Simulationsbedingungen der Geometrieoptimierung

Siehe Kapitel 3.1.3.

3.2.3. Ermittelte und gesuchte Funktionen der Geometrieoptimierung

Siehe Kapitel 3.1.4.

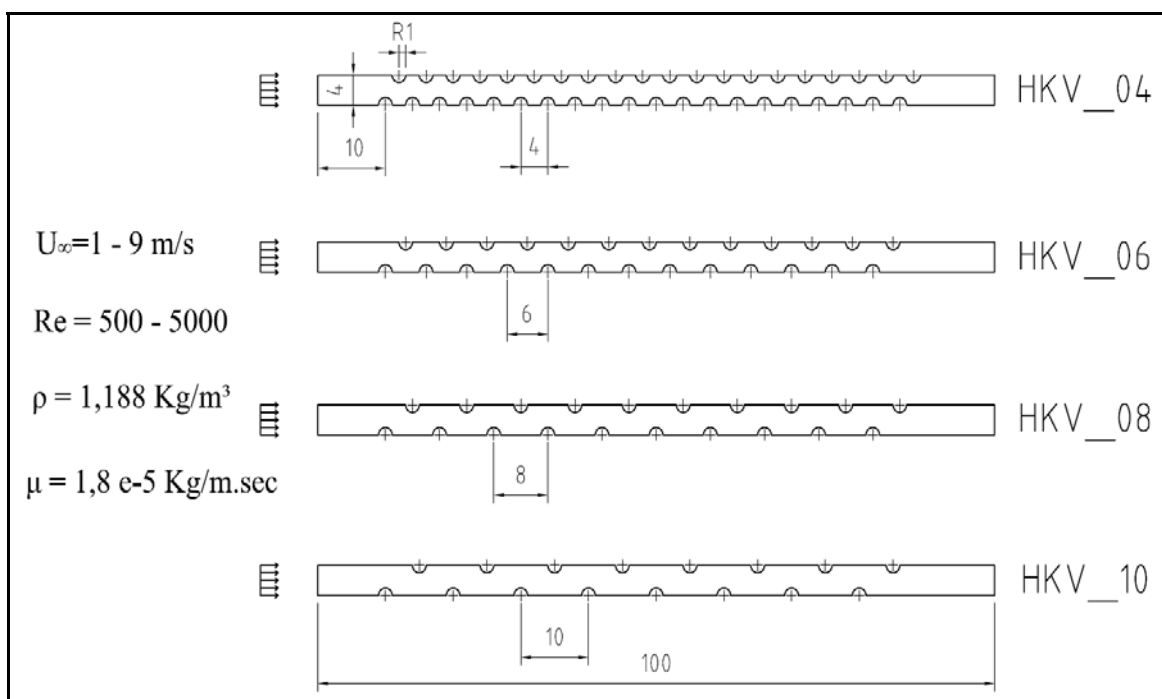


Abb. 19 Untersuchte Geometrien - Geometrieoptimierung

3.2.4. Ergebnisse der Simulationen zur Geometrieoptimierung

Widerstandsbeiwert ξ_w : das Diagramm zeigt die Änderung des Widerstandsbeiwerts durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 20). Alle Geometrien weisen einen abnehmenden Widerstandsbeiwert mit steigender Reynolds-Zahl auf. Für eine konstante Reynolds-Zahl hat die Geometrie HKV_10 den niedrigsten Widerstandsbeiwert. Das Diagramm weist dazu hin, dass sich die Steigung der Kurven mit zunehmender Schrittänderung verlangsamt. Der Unterschied zwischen den Kurven unter hohen Reynolds-Zahlen ist sehr gering.

Druckverlustzahl ξ : das Diagramm zeigt die Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 21). Die Geometrien zeigen eine Abnahme der Druckverlustzahl mit steigender Reynolds-Zahl. Die Geometrie HKV_10 besitzt die niedrigsten Werte. Die Steigung der Druckverlustzahl verlangsamt sich unter hohen Reynolds-Zahlen. Die durch die Wellen verursachten Turbulenzen beruhigen sich relativ nach jeder Welle bei der Geometrie HKV_10, weil der Abstand zwischen den Wellen im Vergleich mit den anderen Geometrien relativ groß ist. Das lässt die Druckverluste bei der Geometrie HKV_10 sinken.

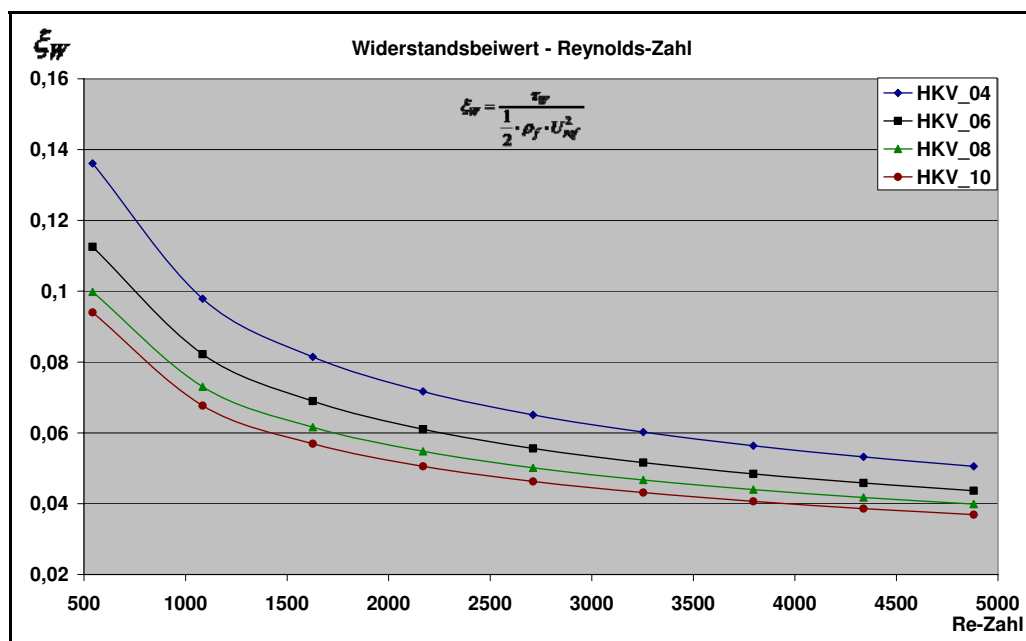


Abb. 20 Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl - Optimierung

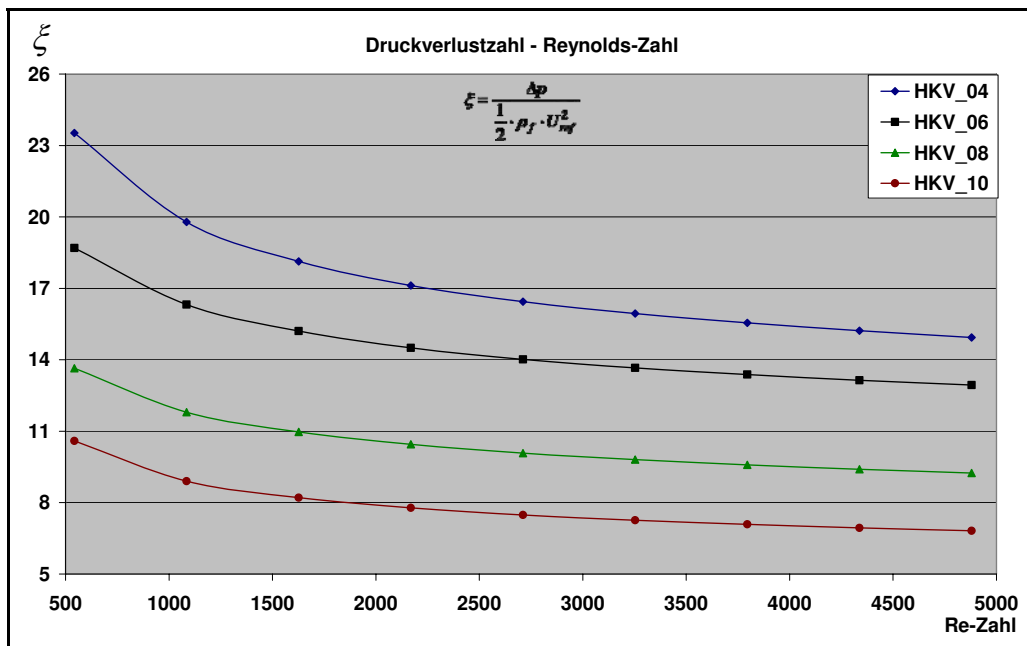


Abb. 21 Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl - Optimierung

Rohrreibungszahl λ : das Diagramm zeigt die Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl (Abb. 22). Dieselbe Diskussion für ξ gilt auch hier.

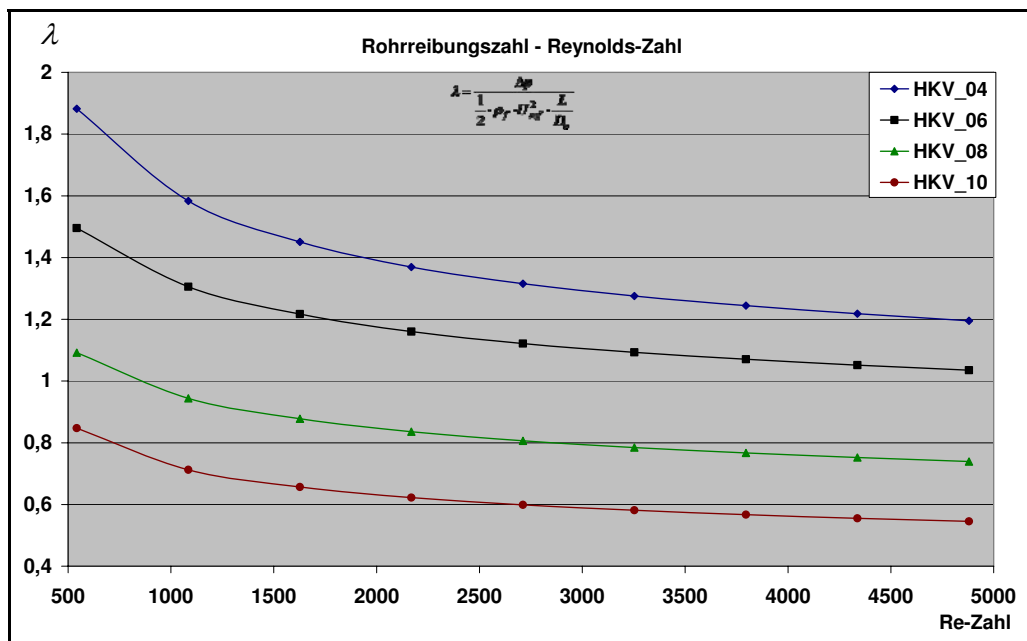


Abb. 22 Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl - Optimierung

Turbulenzintensität I : das Diagramm zeigt die Änderung der Turbulenzintensität entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 23).

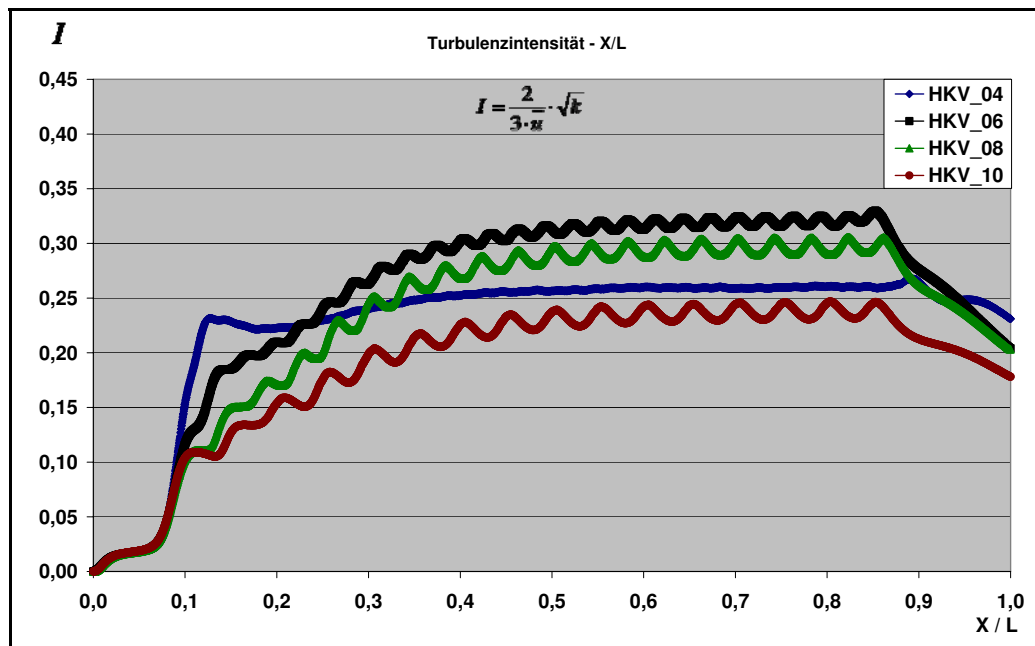


Abb. 23 Änderung der Turbulenzintensität entlang der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 – Optimierung

Die maximalen Werte besitzen HKV_06 und HKV_08 gefolgt von HKV_04. Den niedrigsten Wert besitzt die Geometrie HKV_10.

Dimensionslose Dissipationsrate ε^* : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen Dissipationsrate entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 24). Die Geometrien HKV_06 und HKV_08 besitzen deutlich höhere Werte als HKV_04. Die Geometrie HKV_10 hat die niedrigsten Werte.

Dimensionslose turbulente kinetische Energie k^* : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 25). Die maximalen Werte besitzen HKV_06 und HKV_08 gefolgt von HKV_10. Die Geometrie HKV_04 besitzt die niedrigsten Werte.

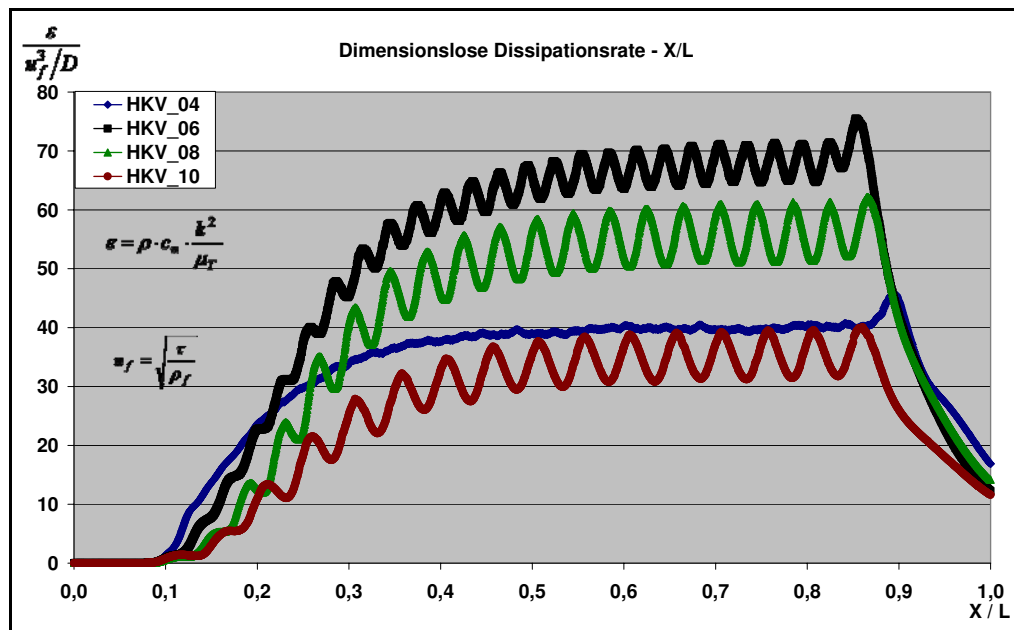


Abb. 24 Änderung der dimensionslosen Dissipationsrate entlang der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 - Optimierung

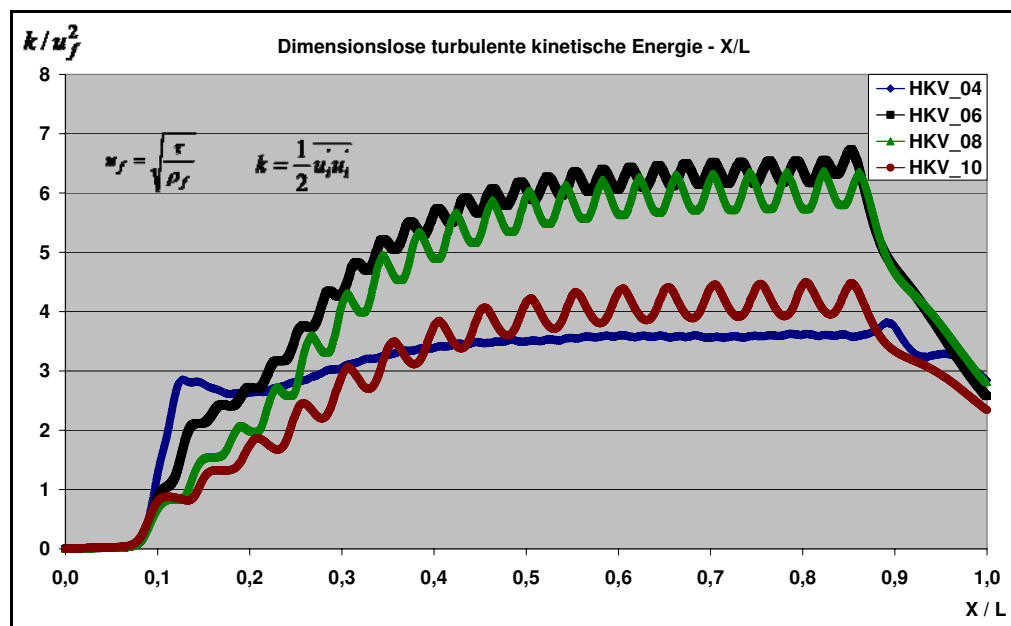


Abb. 25 Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 - Optimierung

Dimensionslose Geschwindigkeit u_x/U_{ref} : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslose Geschwindigkeit entlang X/L Achse der Kanalsmitte unter einer konstanten Reynolds-Zahl von 4300 (Abb. 26). Der Strömungsquerschnitt der Geometrie HKV_04 bleibt überwiegend kleiner als die anderen Geometrien. Die Geschwindigkeit der Kanalsmitte dieser Geometrie bleibt deswegen am höchsten. Die niedrigsten Werte besitzt die Geometrie HKV_10.

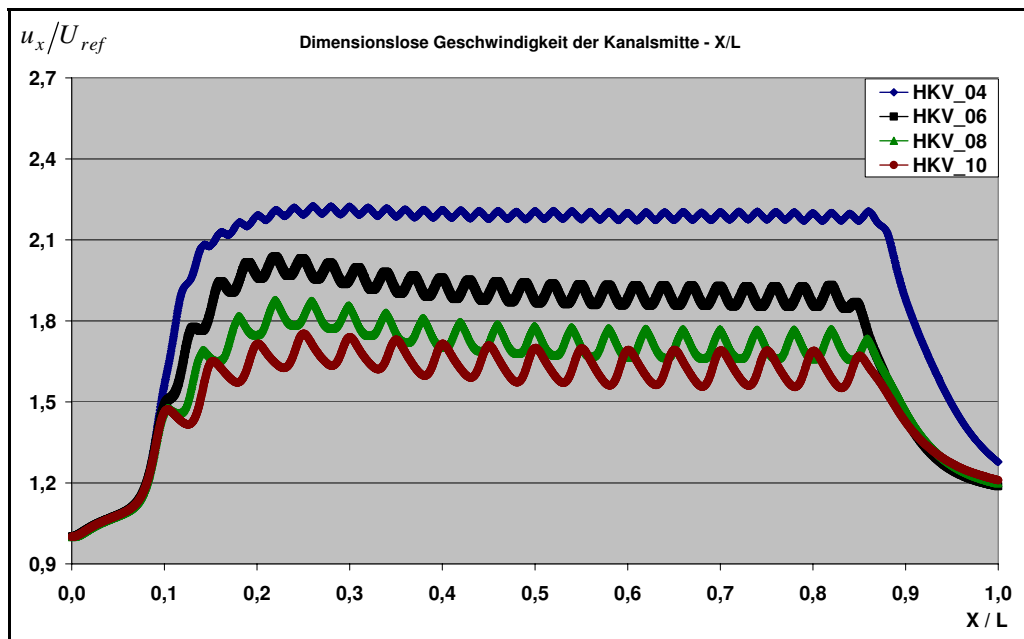


Abb. 26 Änderung der dimensionslosen Geschwindigkeit der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300 – Optimierung

3.2.5. Auswertung der Ergebnisse der Geometrieoptimierung

Die Ergebnisse der Simulationen zeigen, dass die Geometrie HKV_04 die maximalen Schubspannungswerte im Vergleich mit anderen Geometrien erzeugt. Der Unterschied in dem Widerstandsbeiwert zwischen den verschiedenen Geometrien wird aber bei hohen Reynolds-Zahlen relativ gering, dass mit der Erhöhung der Reynolds-Zahlen auf sehr hohen Werten kein bemerkbarer Unterschied in den Widerstandsbeiwert erreicht wird.

Die Druckverlustzahl bzw. Rohrreibungszahl zeigen niedrigere Werte Für HKV_10 im Vergleich mit den anderen Geometrien.

Gleichzeitig hat die Geometrie HKV_10 niedrige Turbulenzwerte und niedrige dimensionslose Geschwindigkeitswerte.

Durch alle diese Faktoren ist die Geometrie HKV_10 der am besten geeignete für den Einsatz in dem Luft-Luft-Wärmetauscher für Lacktrocknenofen.

3.3. Auswertung der gesamten Ergebnisse der Numerik

Mit Hilfe des CFD-Programms Fluent wurden verschiedene Geometrien miteinander verglichen, mit dem Ziel, die bestgeeignete Geometrie für den Einsatz im Luft-Luft-Wärmetauscher zu ermitteln. Die Einzelheiten der während der Simulationen

durchgeführten Schritte wurden detailliert vorgelegt. Und zum Schluss wurden die Ergebnisse dargestellt und diskutiert.

Der erste Schritt hat die Simulationen zur Geometrieauswahl abgedeckt. Die Geometrie HKV besitzt relativ hohe Widerstandsbeiwerte mit niedrigen Druckverlustzahlen. Die Turbulenzwerte sind für die Geometrie HKV besser geeignet als die anderen Geometrien. Die Geometrie HKV ist in diesem Schritt die bestgeeignete Geometrie für die Weiteroptimierung in der der Optimierungsschritt.

In dem Optimierungsschritt wurde die Geometrie HKV weiter untersucht. Die Auswirkung der Schrittänderung der Wellen wurde analysiert. Alle Geometrien haben relativ nah zueinander liegende Werte. Die Geometrie HKV_10 unterscheidet sich von den anderen durch ihre relativ niedrigen Druckverlustzahlen und gute Turbulenzwerte bzw. Widerstandsbeiwerte. Die optimale Geometrie für den Einsatz im Luft-Luft-Wärmetauscher in einem Lacktrocknungssofen ist die Geometrie HKV_10.

4. Experimente

In diesem Kapitel werden die Ergebnisse der Experimente dargestellt. Die Zielsetzung der Experimente wird zuerst festgelegt, dann wird der Experimentplan erläutert, die Testanlage wird detailliert beschrieben und zuletzt werden die Ergebnisse und ihre Auswertung diskutiert.

4.1. Zielsetzung der Experimente

Durch die Experimente wird die Abhängigkeit zwischen der dimensionslosen Lackablagerungsquote und der Reynolds-Zahl ermittelt. Das Hauptziel der Experimente ist einen Bereich der Re Zahl zu finden, wo die Ablagerungsquote am niedrigsten ist. Zusätzlich werden verschiedene Parameter ermittelt bzw. berechnet, damit ein Überblick über das Verhalten des Wärmetauschersmusters möglich ist. Die Änderung der Reynolds-Zahl dient zu Änderung der Schubspannung an den Oberflächen.

4.2. Experimentplan

während der Experimente sind die folgenden Parameter gesucht:

- Aufwärmzahl φ : damit das Verhalten des Wärmetauschersmodells beleuchtet wird, wird die Aufwärmzahl in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl und unter verschiedenen Betriebstemperaturen dargestellt:

$$\varphi = f(\text{Re}, T)_{\text{ohne A}} .$$

Dieselbe Funktion wird auch unter Ablagerungsbedingungen nur in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl ermittelt und mit den Werten ohne Ablagerung verglichen.

$$\varphi = f(\text{Re})_{\text{mit A}} .$$

- Rohrreibungszahl λ : damit die Druckverluste der Testanlage abgeschätzt und mit den Werten mit Ablagerung verglichen werden können, wird die Rohrreibungszahl mit und ohne Ablagerung am Ende jedes Experiments berechnet und dargestellt.

$$\lambda = f(\text{Re}) .$$

- Dimensionslose Ablagerungsquote χ : der Zusammenhang zwischen der Reynolds-Zahl und der dimensionslosen Ablagerungsquote wird nur für die Experimente mit Ablagerung ermittelt und grafisch dargestellt:

$$\chi = f(\text{Re}).$$

Die dimensionslose Ablagerungsquote χ ergibt sich durch:

$$\chi = \frac{m_A}{m_{\text{Du}}}. \quad (53)$$

Dabei sind:

m_A Ablagerungsquote

m_{Du} Durchgelassene Lackmasse

4.3. Testanlage

Die Testanlage (Abb. 27) modelliert den Wärmeaustausch in einem Kreuzstromwärmetauscher.

Die Bauteile der Testanlage können in vier Gruppen unterteilt werden: Warmluftkomponente, Kaltluftkomponente, Testbereich sowie Elektronik und Steuerung.

Die Warmluftkomponenten dienen dazu, die Luft für die Warmseite des Testbereiches aufzubereiten und von ihm wieder abzuführen. Sie sorgen dafür, die Luftmenge auf Betriebstemperatur zu bringen und diese Temperatur zu halten. Gleichzeitig sorgen sie für eine gleichmäßige Luftströmung.

Die einzelnen Komponenten sind: Ventilator (1), Luftkanal mit Prandtl-Rohr (2), Heizstäbe (3), Luftkollektor (4), Lack- und Lösemittel Zuführkanäle (5), Zufuhr- und Abfuhrkanäle (6). Mittels Prandtl-Rohr wird der dynamischen Anteil der einströmenden Luft und dadurch die Einströmungsgeschwindigkeit gemessen.

Die Kaltluftkomponenten dienen dazu, die Luft für die Kaltseite des Testbereiches vorzubereiten und aus diesem Bereich wieder abzuführen. Die einzelnen Komponenten sind: Ventilator (7), Luftkanal mit Prandtl-Rohr (8), Luftkollektor (9) und Zufuhr- und Abfuhrkanäle (10).

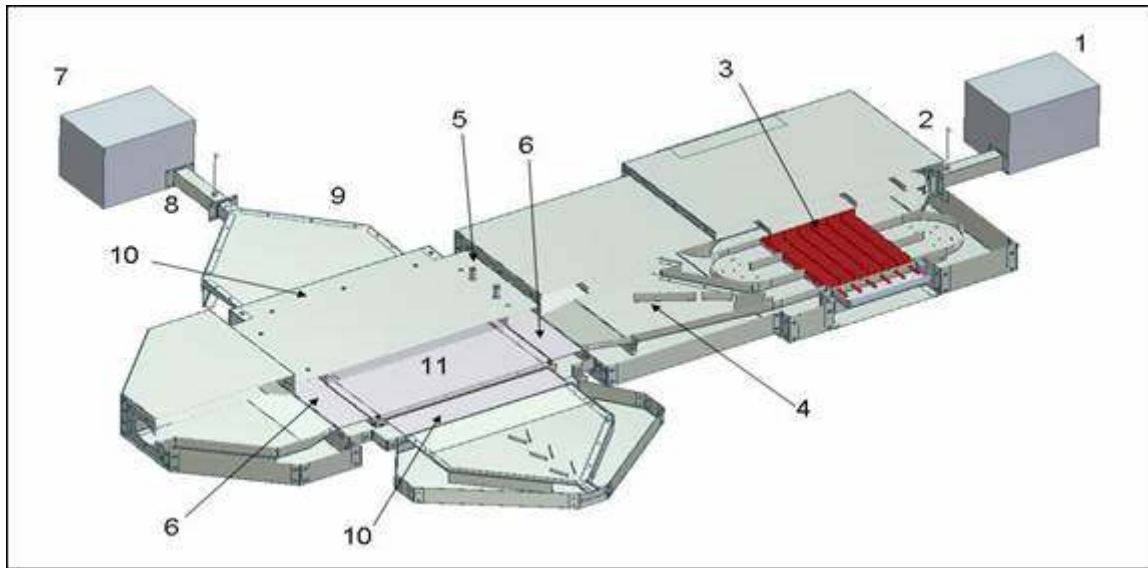


Abb. 27 Detaillierte Darstellung der Testanlage



A Seitliche Ansicht der Testanlage



B Testbereich mit den Temperatur und Drucksensoren



C Lack-Lösemittel-Zuführmechanismus

Abb. 28 Testanlage. A- Seitliche Ansicht der Testanlage, B- Testbereich mit den Temperatur und Drucksensoren und C- Lack-Lösemittel Zuführmechanismus

Der Testbereich (11) besteht aus zwei Deckel sowie zwei Platten, die parallel und waagrecht zu einander liegen. Diese vier Teile bilden drei Luftkanäle. In dem oberen und unteren Spalt strömt die kalte Luft, im mittleren Spalt strömt kreuzförmig dazu die warme Luft. Alle warmen Oberflächen sind isoliert und durch ein Gehäuse umhüllt (Abb. 27). Die Steuerung besteht aus: zwei Frequenzumformern, zwei Thyristoren, Temperaturregler, Temperaturplatine, Druckplatine, Temperatur- und Drucksensoren sowie Steuerungsrechner und Software. Zusätzlich zu den dargestellten Komponenten ist die Anlage mit einem Lack-Lösemittelbehälter und Zuführsystem ausgerüstet, damit die Partikelablagerungsbedingungen untersucht werden können (Abb. 28).

4.4. Arbeitsprinzip der Testanlage

Eine schematische Darstellung des Arbeitsprinzips der Testanlage ist in der Abbildung 29 gezeigt. Der Warmluftventilator fördert die Umgebungsluft im Luftkanal der warmen Stromseite.

Mittels Prandtl-Rohr wird die Luftgeschwindigkeit gemessen und daraus der Luftmassenstrom berechnet. Ein Frequenzumformer sorgt für die richtige Motordrehzahl, damit die notwendige Luftmenge gefördert wird. Mit Hilfe der Heizstäbe wird die Luft aufgeheizt und auf Soll-Temperatur gebracht.

Die Ist-Temperatur wird erst am Zufuhrkanal unmittelbar vor dem Eintritt in den Testbereich gemessen und mit dem vorgegebenen Sollwert mittels des Reglers verglichen und aufrecht gehalten. Am Abfuhrkanal werden die Luftaustrittstemperaturen jeweils links und rechts gemessen. Durch die gemessenen Temperaturen an den Ein- und Austrittskanälen der Warmseite wird die abgetragene Wärmemenge berechnet. Zusätzlich wird der Druck an den Ein- und Austrittskanälen gemessen, damit der entstehende hydromechanische Druckverlust bestimmt werden kann.

Die Strömung auf der kalten Seite wird nach demselben Prinzip ohne Heizung transportiert. Die aufgenommene Wärmemenge wird durch die an den Ein- und Austrittskanäle gemessenen Temperaturen berechnet. Die Druckverluste der kalten Seite werden analog der warmen Seite aufgenommen.

Als Steuerungsprogramm wurde das Tool LabView verwendet.

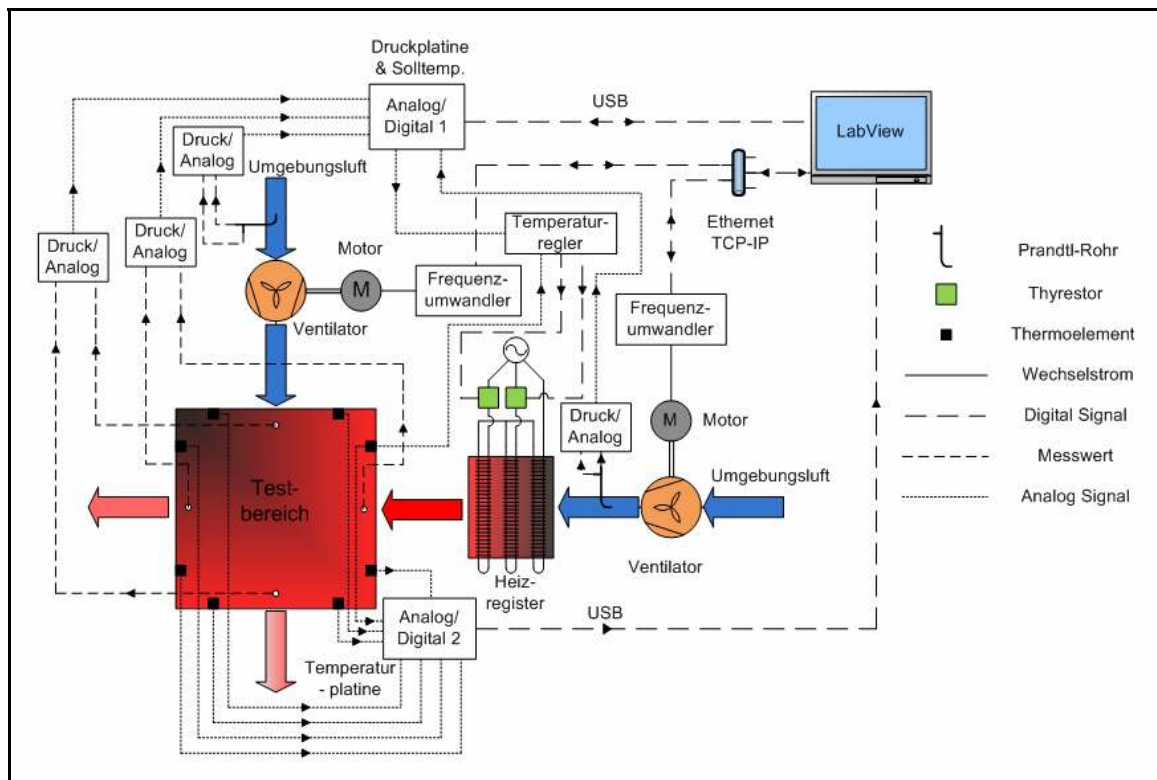


Abb. 29 Schematische Darstellung des Arbeitsprinzips der Testanlage

Alle Luftführungskanäle sind numerisch optimiert, damit eine gleichmäßige homogene Luftverteilung in allen Bereichen der Testanlage gewährleistet wird. Die Steuerung der Anlage läuft vollständig automatisch.

4.5. Konzipieren der Heizung

Der ausgetauschte Wärmestrom zwischen den Heizstäben und der Umluft ergibt sich durch:

$$Q_{HZ} = \alpha_{HZ} A_{HZ} (\vartheta_{HZ} - \vartheta_L). \quad (54)$$

Dabei sind:

Q_{HZ} abgegebene Wärme

α_{HZ} Wärmeübergangskoeffizient

A_{HZ} Wärmeaustauschoberfläche

ϑ_{HZ} Oberflächentemperatur der Heizstäbe

ϑ_L Temperatur der strömenden Luft

Die Oberflächentemperatur der Heizstäbe darf materialbedingt 600 °C nicht überschreiten [18]. Dadurch ist sowohl eine Erhöhung der Austauschoberfläche als auch des gesamten Wärmedurchgangskoeffizienten notwendig, damit dieser Grenzwert nicht überschritten wird. Um die Austauschoberfläche zu erhöhen, wurden oberflächeberippte Heizstäbe eingesetzt. Die Rippen haben die folgenden Abmaßen: $25 \times 40 \times 3\text{ mm}$. Die Luftführung rund um die Heizstäbe ist durch ein komplexes Verfahren so gesteuert (siehe Abb. 27), dass die beheizte Luft die Heizstäbe drei Mal überströmt. Dadurch wird die Strömungsgeschwindigkeit der Luft verdreifacht. Als Folge davon steigt der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient zwischen den Heizstäben und der beheizten Luft, was die Oberflächentemperatur der Heizstäbe verringert.

4.6. Experimentbedingungen

Der Testbereich besteht aus zwei Platten mit $200 \times 200\text{ mm}^2$. Der Abstand zwischen den Platten beträgt 4 mm . Ebenso ist der Abstand zwischen der oberen Testplatte und dem oberen Deckel sowie der unteren Testplatte und dem unteren Deckel auf 4 mm gehalten.

Die Experimente wurden mit den folgenden Reynolds-Zahl durchgeführt: $Re = 2000, 2500, 3000, 3500, 4000, 4500, 5000$ und 5500 . Dadurch werden sowohl der laminare als auch der turbulente Bereich abgedeckt.

Eine Luftereinströmtemperatur von 200 °C wurde ausgewählt, da diese Betriebstemperatur in vielen Lacktrocknungsöfen eingesetzt wird.

Die Lösemittelmenge und die zugefügte Lackmenge werden in allen Experimenten in gleicher Zusammensetzung verwendet: 200 ml Lösemittel und 10 g Lackmenge. Das Lösemittel hat die folgende Zusammensetzung: $15 - 30\%$ 2-Ethoxy-1-methylethylacetat, $20 - 25\%$ Solvent Naphtha und 55% n-Butylacetat (die thermophysikalischen Eigenschaften der eingesetzten Lösemittel sind unter [19] zu finden).

Die Experimentzeit wird festgehalten und beträgt 30 min (diese Zeit entspricht in der Praxis sechs Trocknungszyklen oder sechs Chargen).

Damit die abgelagerte Lackmenge abgeschätzt wird, werden die Testplatten vor dem Einbau in dem Testbereich gründlich gereinigt und gewogen. Nach Ablauf des Tests werden die Platten wieder gewogen. Die Differenz zwischen beiden Gewichten ergibt die abgelagerte Menge.

Zwar ist die Lack-Lösemittel-Konzentration in der Praxis in der Abluft konstant. Die Lack-Lösemittel-Menge wird trotzdem konstant gehalten während der Experimente und nicht analog zur Luftgeschwindigkeit geändert. Diese Maßnahme dient dazu, die Auswirkung der Änderung der Schubspannung an den Oberflächen zu ermitteln. Die Lack-Lösemittel-Menge (abzulagernde Partikel) und die Testzeit werden deswegen konstant gehalten und nicht die Partikelkonzentration in der Luft. Der geänderte Variabel ist die Geschwindigkeit (und dadurch die Schubspannung) und der ermittelte Variabel ist die dimensionslose Ablagerungsquote.

4.7. Durchführung der Experimente

Siehe Anhang A

4.8. Ergebnisse

Zwei Gruppen der Ergebnisse werden dargestellt. Die Erste zeigt das Verhalten des Testbereiches unter verschiedenen Testtemperaturen und Reynolds-Zahlen ohne Partikel. Die Ergebnisse dienen zur Ermittlung dem Verhalten des Testbereichs ohne Partikel, damit es genug Kenntnisse zur Vergleich mit den Ergebnissen mit Partikel vorhanden werden. Die Zweite legt die Ergebnisse mit Partikelablagerung vor.

4.8.1. Experimentsergebnisse ohne Ablagerung

Rohrreibungszahl λ : das Diagramm zeigt die Änderung der Rohrreibungszahl der warmen Seite des Testbereiches in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl unter verschiedenen Betriebstemperaturen (Abb. 30). Das Diagramm zeigt abnehmende Rohrreibungszahlen mit steigender Reynolds-Zahl. Da die Rohrreibungszahl nur von der Reynolds-Zahl und den Oberflächenmaterialien abhängig ist [4], sollten alle vier Diagrammkurven als eine Kurve dargestellt werden. Aufgrund der Messfehler in Reynolds-Zahl, Temperaturen (thermophysikalischen Eigenschaften) und Druckverluste sind diese vier Kurven nicht identisch.

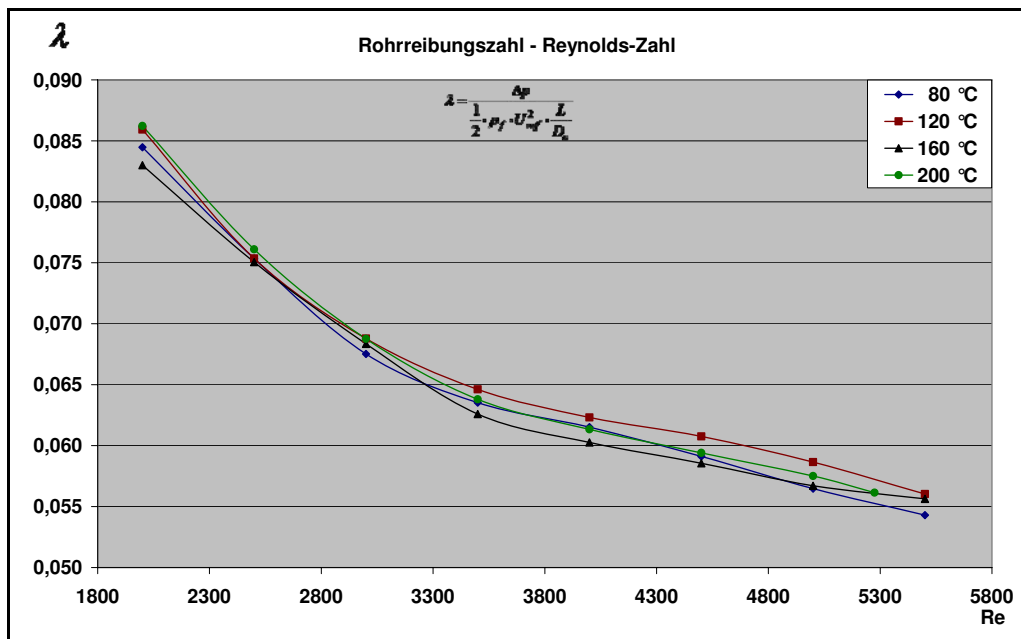


Abb. 30 Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl - ohne Partikel

Aufwärmzahl φ : das Diagramm zeigt die Änderung der Aufwärmzahl der kalten Seite des Testbereiches in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl unter verschiedenen Betriebstemperaturen (Abb. 31). Das Diagramm zeigt abnehmende Aufwärmzahlen mit zunehmenden Reynolds-Zahlen. Unter konstanter Reynolds-Zahl sinkt die Aufwärmzahl mit steigender Temperatur, da die Wärmeverluste zur Umgebung mit zunehmender Temperatur steigen.

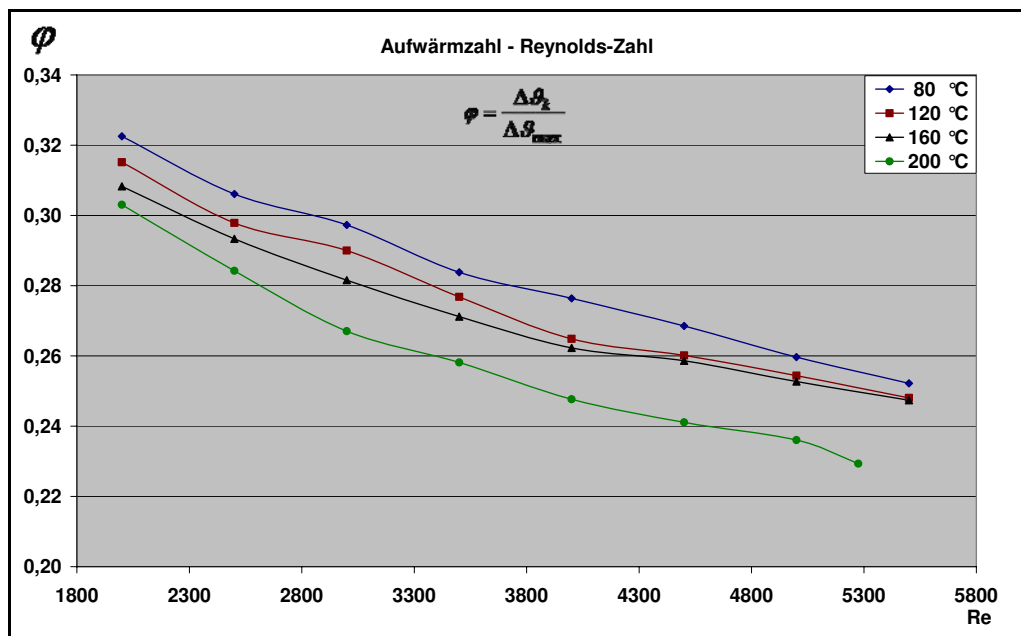


Abb. 31 Änderung der Aufwärmzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl unter verschiedenen Betriebstemperaturen

4.8.2. Experimentsergebnisse mit Ablagerung

Rohrreibungszahl λ : das Diagramm zeigt die Änderung der Rohrreibungszahl der warmen Seite des Testbereiches in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung (Abb. 32). Beide Kurven verhalten sich vergleichbar. Mit zunehmender Reynolds-Zahl nimmt die Rohrreibungszahl ab. Da die Ablagerung eine Verengung des Strömungsquerschnitts verursacht, steigt die Strömungsgeschwindigkeit der Kontinuitätsgleichung entsprechend ($\rho \cdot u \cdot A = \text{Konstante}$). Durch die Geschwindigkeitserhöhung steigt der Geschwindigkeitsgradient der Wärmeaustauschoberflächen. Als Folge steigt die Reibung an der Oberfläche und dadurch der notwendige Förderdruck. Die drei Bereiche laminar, Umschlag und turbulent wurden durch die Steigungsänderung der Kurven festgelegt.

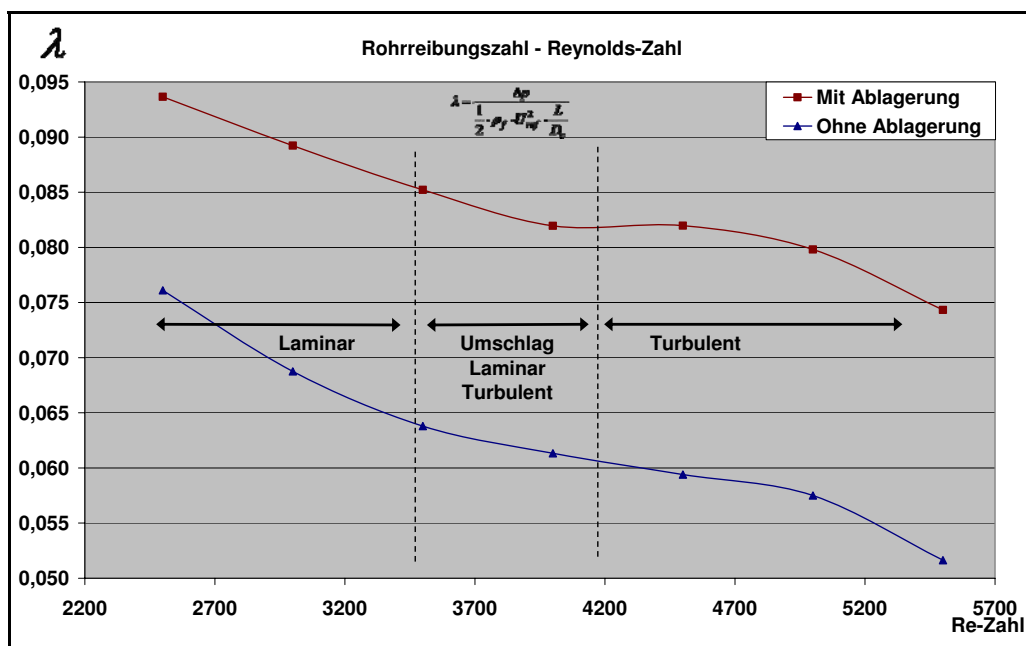


Abb. 32 Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung

Dimensionslose Ablagerungsquote χ : das Diagramm zeigt die Änderung der dimensionslosen Ablagerungsquote in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl (Abb. 33). Mit steigender Reynolds-Zahl nimmt die dimensionslose Ablagerungsquote ab. Ab der Reynolds-Zahl > 4400 sinkt χ relativ schneller im Vergleich mit den niedrigen Reynolds-Zahlen, bevor sich ihre Verminderungsrate verlangsamt.

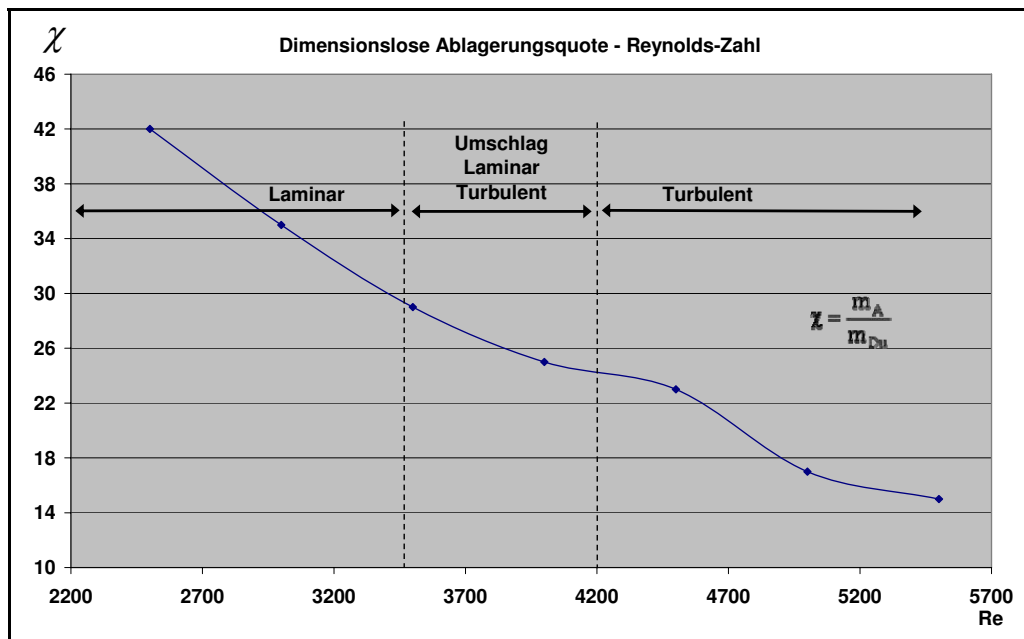


Abb. 33 Änderung der dimensionslose Ablagerungsquote durch die Änderung der Reynolds-Zahl

Aufwärmzahl φ : das Diagramm zeigt die Änderung der Aufwärmzahl der kalten Seite des Testbereiches in Abhängigkeit von der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung (Abb. 34). Im Bereich der niedrigen Reynolds-Zahlen (kleiner als 4000) ist die Differenz zwischen der Aufwärmzahl mit und ohne Ablagerung relativ groß im Vergleich mit dem Bereich der hohen Reynolds-Zahlen. Der Grund liegt darin, dass die Ablagerungsquote im Bereich der niedrigen Reynolds-Zahlen im Vergleich mit hohen Reynolds-Zahlen relativ groß ist. Dadurch wird der gesamte Ablagerungswiderstand bei niedrigen Reynolds-Zahlen groß, was den Unterschied in der Aufwärmzahl verursacht.

4.9. Auswertung der Experimentsergebnisse

Im laminaren Strömungsbereich ist die Gravitation der dominanteren Partikeltransportmechanismus, da der Strömungsimpuls aufgrund der niedrigen Schubspannung und dadurch der niedrigen Schubspannungsgeschwindigkeit relativ schwächer ist (sehr kleine Haltezeit). Mit der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeiten (Reynolds-Zahlen) steigt die Schubspannung an der Oberfläche, was für einen Anstieg der Abtragsrate, und dadurch einen Abstieg der Ablagerungsquote, sorgt.

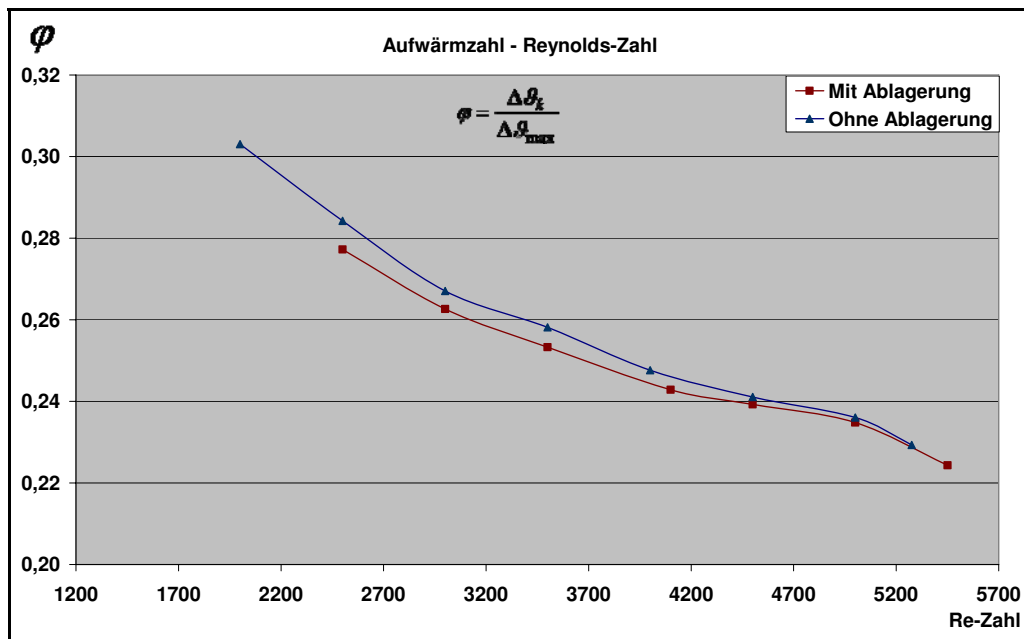


Abb. 34 Vergleich der Aufwärmzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung

Durch diese Erhöhung wird der Partikeltransport nicht nur durch Diffusion angetrieben, sondern auch durch den Strömungsimpuls. Bei hohen Geschwindigkeiten steigt die Schubspannung massiv. Als Folge steigt die Abtragsrate weiter und die gesamte Ablagerungsquote sinkt. Durch die Erhöhung der Schubspannung gewinnt ein anderer Faktor eine Rolle. Die durch die hohe Schubspannung verursachte Schubspannungsgeschwindigkeit sorgt für hohe Haltezeitwerte. In diesem Bereich der Geschwindigkeiten wirken alle drei Partikeltransportmechanismen Diffusion, Strömungsimpuls und Partikelzusammenstoß. Als Folge steigt die Ablagerungsrate und verlangsamt die positive Auswirkung der Schubspannung.

Durch die Ablagerung steigen der notwendige Förderdruck und dadurch die Rohrreibungszahl. Die Ablagerung verursacht zwei Folgen. Zum einem sinkt der Strömungsquerschnitt, was eine Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit (Kontinuitätsgleichung) bewirkt. Zum anderem steigt die Unebenheit der relativ glatten Oberfläche, was höhere Druckverluste bewirkt.

Die Aufwärmzahl sinkt durch die Ablagerung. Im laminaren Bereich ist die Wärmeübergangskoeffizient relativ niedrig im Vergleich mit dem turbulenten Bereich. Gleichzeitig sorgt die hohe Ablagerungsquote für einen weiteren relativ hohen Ablagerungsfaktor. Als Folge beider Faktoren sinkt der gesamte Wärmedurchgangskoeffizient und mit ihm die Aufwärmzahl. Im turbulenten Bereich wird

der Wärmeübergangskoeffizient groß und der Ablagerungsfaktor klein. Als Folge verringert sich die Differenz zwischen den Aufwärmzahlen mit und ohne Ablagerung. Im Bereich der hohen Reynolds-Zahlen ist diese Differenz fast vernachlässigbar.

5. Diskussion

In dieser Dissertation wurde die Ablagerung der Lack-Lösemittel-Mischung in einem Platten-Luft-Luft-Wärmetauscher untersucht. Nach einer Problembeschreibung und theoretischen Einführung sind die Ergebnisse der Untersuchungen dargestellt. Diese Ergebnisse lassen sich in zwei Bereiche zusammenfassen:

– Ergebnisse der numerischen Simulationen

Durch den Einsatz von bestimmten Wandprofilen ist es möglich den Ablagerungsprozess zu beeinflussen. Zum einen werden durch diese Profile höhere Schubspannungswerte an den Wärmeaustauschoberflächen erreicht, was zu einer Erhöhung der Abtragsrate führt. Zum anderen werden die Turbulenzwerte in bestimmten Grenzen festgehalten, so dass der negative Einfluss des Strömungsimpulses auf den Partikeltransport zu den Oberflächen minimiert wird.

Die Simulationsbedingungen und die Randbedingungen wurden so ausgewählt, dass sie unter identischen Bedingungen ähnliche Konditionen bilden, wie es bei dem praktischen Einsatz der Fall ist. Trotzdem unterscheiden sich die numerischen Simulationen in einem Punkt von der Praxis. Sie wurden unter atmosphärischer Temperatur durchgeführt. Der Grund dafür liegt in dem Verhalten eines Kreuzströmungswärmetauschers bezüglich des Temperaturprofils an den Austauschoberflächen. Ein Kreuzströmungswärmetauscher ist eine Mischung der Vorteile von Parallelstrom- und Gegenstromwärmetauscher. Er besitzt kein symmetrisches Temperaturprofil, wie es in diesen der Fall ist. Das Simulieren von einem Kreuzströmungswärmetauscher unter seinen Betriebsbedingungen erfordert deswegen eine dreidimensionale Geometrie, damit das Temperaturprofil richtig berechnet wird. Solche dreidimensionale Simulationen hätten die Berechnungszeit unnötig erhöht.

Die Betriebstemperatur hätte eine Änderung der thermophysikalischen Eigenschaften des Fluides verursacht. Diese Änderung ihrerseits ändert die Schubspannung an den Oberflächen, was die Werte des Widerstandsbeiwerts verursacht. Diese Änderung ist aber

vernachlässigbar, da alle Simulationen unter identischen Bedingungen und mit der Vernachlässigung des Temperatureinflusses durchgeführt sind.

Die numerischen Simulationen unterteilten sich in zwei Gruppen.

Die erste Gruppe untersuchte den Einfluss des Einsatzes verschiedener Wandprofile auf das Verhalten und die Schubspannung bzw. Turbulenzwerte der Strömung. Fünf verschiedene Geometrien wurden untersucht. Ein Wandprofil mit Halbkreisen ist eine ausreichend geeignete Geometrie für diesen Prozess. Dabei ist es zu beachten, dass die Wellen der beiden gegenüber liegenden Austauschflächen so zueinander versetzt sind, dass die Welle einer Seite sich zwischen zwei Wellen der anderen Seite positioniert.

Die zweite Gruppe hat die von der ersten Gruppe herausgefundene Geometrie weiteroptimiert. Sie untersuchte die Auswirkung der Abstandsänderung zwischen den Wellen auf die Schubspannung und die Turbulenzwerte. Mit der Erhöhung des Schritts zwischen zwei Wellen auf das Fünffache des Wellendurchmessers wurden ausreichend hohe Schubspannungswerte und gleichzeitig relativ niedrige Turbulenzwerte erreicht.

– Ergebnisse der Experimente

Die Experimente haben die Auswirkung der Schubspannungserhöhung auf die dimensionslose Ablagerungsquote untersucht. Die dafür eingesetzte Testanlage hat den Plattenwärmetauscher unter normalen Betriebsbedingungen modelliert. Sowohl die Abmaßen des Testbereiches als auch die Betriebsbedingungen stimmen mit dem praktischen Einsatz überein. Ein einziger Unterschied zu den Betriebsbedingungen liegt an der Konzentration der Lack-Lösemittel-Masse. In der Praxis ist die Konzentration der Mischung in der Luft für eine Einsatzumgebung konstant. Durch die Änderung der Luftgeschwindigkeit, damit verschiedene Reynolds-Zahlen untersucht werden, bleibt die Konzentration der Mischung konstant und soll analog zu der Erhöhung der Luftgeschwindigkeit erhöht werden. Während der Experimente wurde die Konzentration aber nicht konstant gehalten. Stattdessen sind die eingesetzte Lackmasse und das Volumen der Lösemittel konstant. Der Grund liegt darin, dass das Ziel der Experimente die Untersuchung der Auswirkung der Schubspannungserhöhung der Oberfläche auf die dimensionslose Ablagerungsquote, ohne Rücksicht auf die Konzentration der Mischung in

der Luft, hat. Die Experimente erfüllen damit ihren Zweck, ohne dass die Konzentration konstant gehalten werden muss.

Die Ergebnisse der Experimente lassen sich wie folgt zusammenfassen:

Die Erhöhung der Schubspannung an den Austauschoberflächen hat eine positive Auswirkung auf die Ablagerung. Durch die Erhöhung der Reynolds-Zahl ist die dimensionslose Ablagerungsquote gesunken. Im turbulenten Bereich der Strömung sinkt zwar die Ablagerungsquote weiter, allerdings verlangsamt sich diese Abnahme unter hohen Reynoldszahlen, so dass die weitere Erhöhung der Reynolds-Zahl unnötige Druckverluste verursacht, ohne eine profitable Abnahme der Ablagerungsquote zu erreichen. Die Reynolds-Zahl der Strömung soll deswegen in dem Bereich 4000 – 4500 bleiben.

Ein weiterer Effekt hat die Erhöhung der Reynolds-Zahl. Durch diese Erhöhung steigt der Wärmeübergangskoeffizient der Strömung an beiden Seiten. Dadurch sinkt der Unterschied zwischen der Aufwärmzahl mit und ohne Ablagerung, bis er in Reynolds-Zahl ab 5000 verschwindet. Dadurch wird der unerwünschte Effekt der Ablagerung, nämlich der Ablagerungswiderstand, minimiert.

6. Ausblick

Im Rahmen dieser Dissertation wurde die Ablagerung von Lack-Lösemittel-Mischung in einem Luft-Luft-Wärmetauscher für den Einsatz in den Lacktrockenanlagen abgedeckt. Die folgenden Vorschläge liegen weitere Möglichkeiten zur Erweiterung der Untersuchungen vor:

- Erweiterung der Untersuchungen auf andere Lack- bzw. Lösemittelarten, damit die physikalischen und thermophysikalischen Eigenschaften dieser berücksichtigt werden
- Änderung der Lack bzw. Lösemittelmengen Verhältnis. Dadurch wird die Auswirkung der Lackmenge in der Luft berücksichtigt
- Erhöhung der Testzeit, damit ein größerer Bereich der Ablagerungskurve abgedeckt wird. Dieser Schritt ist besonders wichtig, da das Verhalten der Ablagerungskurve untersucht werden kann. Allerdings ist eine zuverlässige Testanlage, die relativ konstante Umgebungstemperatur hat, eingesetzt
- Integrierung der Experimentsergebnisse der abgelagerte Lackmenge in einem UDF (user defined function) in dem CFD-Programm Fluent, damit eine Vorhersage der zu erwarteten Ablagerungsmenge möglich wird. Fluent bietet die Möglichkeit das Verhalten der Partikel bei einer Kontaktaufnahme mit einer Oberfläche zu ermitteln. Allerdings müssen viele Parameter von dem Benutzer vordefiniert werden. Diese Parameter sind nur experimentell ermittelbar
- Erweiterung der Simulationen auf 3D
- Durchführung von Experimenten zur Ermittlung der entstehenden Schubkraft bzw. Schubspannung bei einer welligen Oberfläche. Durch die Wellen steigt sowohl die Schubspannung als auch der Turbulenzgrad der Strömung. Die durchgeführten Experimente in dieser Dissertation haben nur die Druckdifferenz zwischen dem Eintritt- und Austrittkanäle der kalten und warmen Seite des Testbereiches ermittelt, ohne dass sie ermitteln können, welcher Beitrag dieser Druckdifferenz zur Überwinden der Schubspannung notwendig ist
- Untersuchung der Ablagerung von Lack-Lösemittel-Mischung experimentell mit konstanter Konzentrationsmischung in der Luft

Literaturverzeichnis

- [1] Fouling of Heat Exchangers, T.R. Bott, Elsevier, 1995
- [2] Heat Exchanger Design Handbook, T. Kuppan, Marcel Dekker, 2000
- [3] Heat Exchangers Selection, Rattin and, T. Kakac, CRC Press, 2000
- [4] Fundamentals of Heat and Mass Transfer, P. Incropera, John Willy & Sons Inc., 1996
- [5] Compact Heat Exchangers, R.K. Shah, Hemisphere Publishing Co., 1990
- [6] Analysis of Turbulent Flows, Tuncer Cebeci, Academic Press Inc., 2004
- [7] Analysis of Turbulent Boundary Layers, Tuncer Cebeci, Academic Press Inc., 1974
- [8] Wärme- und Stoffübertragung, Behr H., Springer, 2008
- [9] A new Theory of the Deposition of colloidal Particles from turbulent Flow, J. T. Davies, Annals New York academy of sciences, pp. 313 – 326, 1983
- [10] A new theory of aerosol deposition from turbulent fluids, J. T. Davies, Chemical engineering science, Vol. 38, pp. 135 – 139, 1983
- [11] DIN EN 1539, Trockner und Öfen, in denen brennbare Stoffe freigesetzt werden
- [12] Datenblatt KUV, Fa. Eliog Kelvitherm, www.eliog.de
- [13] Verkrustung (Fouling) von Wärmeübertragungsflächen, Augustin W., Dissertationen, TU Braunschweig, 1992
- [14] A (k, ε) Model of turbulent Flow, Gomini G., Numerical Heat Transfer, Vol. 8, pp. 133 – 147, 1985
- [15] An analytical model for particulate deposition on vertical heat transfer surfaces in a boiling environment, R. H. Keefer, Bettis atomic power laboratory, pp. 1 – 20, 1983
- [16] Intermolecular & Surface Forces, Jakob Israelachvili, Elsevier 1991
- [17] Atmospheric Chemistry and Physics, Seinfeld & Pandis, Springerlink 1978
- [18] Datenblatt Lamellenheizkörper, Fa. Theriatherm, www.triatherm.de
- [19] Datenblatt Lösemittel, F. Alfa Lacke, www.alfa-lacke.de
- [20] Fundamentals of Turbulence Modeling, Ching-Jen, Taylor Francis, 1997
- [21] Strömungslehre, Heinz Shade, Walterde Gruyter, 1989
- [22] Turbulent Flow – Analysis Measurement and Prediction, P. S. Bernard, John Wiley & Sons, 2002
- [23] Extended Surface Heat Transfer, A. Kraus, John Wiley & Sons, 2001

- [24] Technische Strömungslehre, Willi Bohl, Vogel, 1994
- [25] Wärmetauscher, M. Podhorsky, FDBR, 1990
- [26] Mathematics of Large Eddy Simulation of Turbulent Flows, L. C. Berselli, Springer, 2006
- [27] Advanced Engineering Thermodynamics, Adrian Bejan, John Wiley & Sons, 1988
- [28] Turbulent Flow Computation, D. Drikakis, Kluwer, 2002
- [29] Fluid und Thermodynamik, K. Hutter, Springer, 2003
- [30] Challenges in Cleaning: Recent Developments and Future Prospects, D. I. Wilson, 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, pp. 146 – 157, 2004
- [31] Particle-driven gravity currents down planar slopes, T. Bonnecaze, J. Fluid Mech., vol. 390, pp. 75-91, 1999
- [32] Removal of Particles from a Powdery Fouled Surface due to Impaction, S. Abdelhady, 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, pp. 128 – 136, 2004
- [33] Transport und Abscheidung submikroner Partikel, F. Schmidt, Dissertation, Uni. Duisburg, 2001
- [34] The Early Stages of Deposition of Magnetite Particles, N. Arbeau, 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, pp. 254 – 262, 2004
- [35] Deposition of inertia-dominated particles inside a turbulent boundary layer, M. Shin, International Journal of Multiphase Flow 29, pp. 893 – 926, 2003
- [36] Wall Deposition of Aerosol Particles in a turbulent Channal Flow, S. ABUZEID, J. Aerosol Sci., Vol. 22, No. 1, pp. 43 – 62, 1991
- [37] Crystallization Fouling Of the Aqueous Two-Component System CaSO₄/CaCO₃, W. Augustin, 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, pp. 42 – 52, 2004
- [38] Numerical Simulation of the Fouling on Structured Heat Transfer Surfaces, F. Brahim, 2003 ECI Conference on Heat Exchanger Fouling and Cleaning, pp. 120 – 129, 2004
- [39] From Air Pollution to Climate Change, Seinfeld & Pandis, J. Wiley, New York, 1998

Abbildungsverzeichnis

Abbildung	Beschreibung	Seite
1	KU Ofen mit Wärmetauscher nach DIN 1539	3
2	KU Komponente und Arbeitsprinzip	5
3	Schematische Darstellung eines Plattenwärmetauschers mit Kreuzströmung	11
4	Auswirkung der Ablagerung über den gesamten Wärmeleitwiderstand	13
5	Das Haften eines Partikels auf einer Oberfläche	18
6	Darstellung des Durchdringens eines Partikels durch der viskosen Untersicht	20
7	Entstehung der Ablagerungsquote durch der Differenz zwischen der Ablagerung- und der Abtragsrate	24
8	Auswirkung der Oberflächenbeschaffenheiten über die Turbulenzerzeugung	24
9	Änderung des Wärmeleitwiderstands als Funktion der Zeit	26
10	Abschätzung der Wirbellänge	30
11	Untersuchte Geometrien - Geometrieauswahl	36
12	Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl	39
13	Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl	39
14	Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl	40
15	Änderung der turbulenten Intensität entlang der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300	41
16	Änderung der dimensionslosen Dissipationsrate entlang der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300	41
17	Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300	42
18	Änderung der dimensionslosen Geschwindigkeit der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300	43
19	Untersuchte Geometrien - Geometrieoptimierung	44
20	Änderung der Widerstandsbeiwert durch die Änderung der Reynolds-Zahl - Optimierung	45
21	Änderung der Druckverlustzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl -	46

	Optimierung	
22	Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl - Optimierung	46
23	Änderung der Turbulenzintensität entlang der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 – Optimierung	47
24	Änderung der dimensionslosen Dissipationsrate entlang der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 - Optimierung	48
25	Änderung der dimensionslosen turbulenten kinetischen Energie entlang der der Kanalsmitte, Reynolds-Zahl = 4300 - Optimierung	48
26	Änderung der dimensionslosen Geschwindigkeit der Kanalsmitte für eine konstante Reynolds-Zahl von 4300 – Optimierung	49
27	Detaillierte Darstellung der Testanlage	53
28	Testanlage. A- Seitliche Ansicht, B- Testbereich mit den Temperatur und Drucksensoren und C- Steuerungsbrett der Testanlage	53
29	Schematische Darstellung des Arbeitsprinzips der Testanlage	55
30	Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl - ohne Partikel	58
31	Änderung der Aufwärmzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl unter verschiedenen Betriebstemperaturen	58
32	Änderung der Rohrreibungszahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung	59
33	Änderung der dimensionslose Ablagerungsquote durch die Änderung der Reynolds-Zahl	60
34	Vergleich der Aufwärmzahl durch die Änderung der Reynolds-Zahl mit und ohne Ablagerung	61

Symbolverzeichnis

Lateinisch

Symbol	Einheit	Bedeutung
A	m^2	Oberfläche
A_H	$kg \cdot m^2/s^2$	Hamaker-Konstante
B	-	Konstante
C_c	-	Konstante
C_p	$J/kg \cdot K$	Spezifische Wärmekapazität
C_μ	-	Empirische Konstante
D	m	Durchmesser
D_B	m^2/s	Brownsche Diffusionsfähigkeit
E	$1/m^2 \cdot s$	Abtragsratekonstante
F_w	Dyn	Van der Waals Kraft
I	-	Turbulenzintensität
K	$W/m^2 \cdot K$	Wärmedurchgangkoeffizient
K_B	J/K	Boltzmann-Konstante
Kn	-	Knudsen-Zahl
K_t	m/s	Transportkoeffizient
L	m	Länge
L_t	m	Wirbellänge
\dot{Q}	W	Wärmeleistung
R	$m^2 \cdot K/W$	Wärmewiderstand
Re	-	Reynolds-Zahl
Re_p	-	Partikel-Reynolds-Zahl
S	m	Haltabstand eines Partikels
SC	-	Schmidt-Zahl
SH	-	Sherwood-Zahl
U_{ref}	m/s	Referenzgeschwindigkeit
\dot{V}	m^3/s	Volumenstrom
c	kg/m^3	Konzentration
dm/dt	$kg/m^2 \cdot s$	Ablagerungsquote
g	m/s^2	Gravitation
h	eV	Lifshitz-Van der Waals Konstante
k	m^2/s^2	Turbulente kinetische Energie
m	kg	Masse
\dot{m}	kg/s	Massenstrom
p	N/m^2	Druck
t	s	Zeit
u	m/s	Geschwindigkeit

u_f	m/s	Schubspannungsgeschwindigkeit
y^+	-	dimensionsloser Wandabstand

Griechisch

Symbol	Einheit	Bedeutung
α	W/m ² .K	Wärmeübergangskoeffizient
β	-	Konstante
δ	m	Schichtdicke
ε	m ² /s ³	Dissipationsrate
ϑ	K	Temperatur
κ	-	Kármán-Konstante
λ	-	Rohrreibungszahl
λ_{-}	W/m.K	Wärmeleitfähigkeit
μ	kg/m.s	Viskosität
ν	m ² /s	Kinematische Viskosität
u_t	m/s	Ablagerungsgeschwindigkeit
ξ	-	Druckverlustzahl
ξ_w	-	Widerstandsbeiwert
ρ	kg/m ³	Dichte
σ	-	Turbulenter Abrisskoeffizient
τ	N/m ²	Schubspannung
φ	-	Aufwärmzahl
ϕ_D	kg/m ² .s	Ablagerungsrate
ϕ_R	kg/m ² .s	Abtragsrate
ω	-	freie Mittelpfad eines Partikels
χ	-	Dimensionslose Ablagerungsquote

Indizes

Symbol	Bedeutung
<i>a</i>	außen
<i>A</i>	ablagerung
<i>Ab</i>	Abluft
<i>ausg</i>	Ausgetauscht
<i>Aus</i>	Ausgang
<i>B</i>	Betriebs
<i>c</i>	Charakteristik
<i>Ein</i>	Eingang
<i>f</i>	Fluid
<i>HZ</i>	Heizung

<i>i</i>	innen
<i>k</i>	kalt
<i>L</i>	Luft
max	maximal
<i>o</i>	unverschmutzt
<i>p</i>	Partikel
<i>s</i>	Oberfläche
<i>st</i>	statisch
<i>t</i>	zeitabhängig
<i>T</i>	turbulent
<i>U</i>	Umluft
<i>w</i>	warm
<i>W</i>	Wand
Δ	Differenz
*	dimensionslose
-	Mittelwert
'	Varianz
∞	unendlich

Anhang A - Durchführung der Experimente

Der Ablauf der Experimentdurchführung kann in dieser Reihenfolge anordnet werden:

- Einschalten der Testanlage
- Kontrolle der Funktionalität alle Komponenten und Sensoren
- Start des Steuerungsprogramms
- Definierung der Sollwerte (Betriebstemperatur und Re Zahl)
- Freigabe der Steuerung und Start der Aufheizphase
- Das Steuerungsprogramm rechnet automatisch anhand der gemessenen Umgebungstemperatur und der vorgegebenen Solltemperatur die herrschenden thermophysikalischen Werten der Luft (Dichte und Viskosität)
- Das Steuerungsprogramm regelt automatisch die Drehzahlen der Ventilatoren, damit die notwendige Re Zahl erreicht wird
- Nachdem genug Luftmenge für die Heizstäbe gefördert wird, wird der Strom für die Heizstäbe freigegeben. Diese Maßnahme dient dazu die Heizstäbe zu schützen, damit die Oberflächentemperatur der Heizstäbe nicht massiv sich erhöht, während der Stabilisierungsphase der Luftmengesteuerung der Ventilatoren
- Der Temperaturregler sorgt für die notwendige Strom, damit die Solltemperatur erreicht und nicht überschritten wird oder schwingt
- Die Aufheizphase dauert abhängig von der Solltemperatur und Umgebungstemperatur zwischen 10 und 15 Minuten
- Sind die Solltemperatur und die Re Zahl erreicht und schwingungsfrei konstant gehalten, dann beginnt die Datenaufnahmephase. Diese Phase dient zum Datenvergleich vor und nach der Durchlassung der Lösemittel-Lack Mischung im Testbereich. Diese Schritt dauert ca. 30 Minuten
- Während des automatischen Ablaufs der Datenaufnahme wird die Lösemittel-Lack Mischung vorbereitet. Die vorgesehene Lösemittelmenge wird dosiert und mit der vorgesehenen Lackmenge durchgemischt, bis eine homogenisierte Lösung erreicht wird. Gleichzeitig wird die Mischung leicht vorgewärmt, damit sie bei der Kontaktaufnahme mit der warmen Austauschoberflächen der Testanlage schneller auf Temperatur kommt und die Selbe Oberflächentemperatur bekommt. Die Lösungstemperatur während dieser Phase darf aber nicht die Siedebereich erreichen, damit das Lösemittel nicht verdampft.
- Der Lösungsbehälter wird auf dem Zuführkanal eingebaut.

- Nach dem Ablauf der leeren Lauf Datenaufnahme fängt die tatsächlicher Versuch an. Dabei wird die Lösung durch den Zufuhrkanal der warmen Seite des Testbereiches durchgelassen. Die Durchflussmenge wird erfahrungsgemäß optimiert, dass entlang des Tests ständig dieselbe Menge durchgelassen wird.

Erklärung zur Dissertation

Name/Anschrift

Zaki Wimmer (geb. Hussien)
wohnhaft in: Ernestienerstr. 19
98617 Meiningen
Deutschland

Ehrenwörtliche Erklärung zu meiner Dissertation mit dem Titel:

„Entwicklung eines Wärmetauschers für Lacktrockenanlage“

Sehr geehrte Damen und Herren,

hiermit erkläre ich, dass ich die beigefügte Dissertation selbstständig verfasst und keine anderen als die angegebenen Hilfsmittel genutzt habe. Alle wörtlich oder inhaltlich übernommenen Stellen habe ich als solche gekennzeichnet.

Ich versichere außerdem, dass ich die beigefügte Dissertation nur in diesem und keinem anderen Promotionsverfahren eingereicht habe und, dass diesem Promotionsverfahren keine endgültig gescheiterten Promotionsverfahren vorausgegangen sind.

Meiningen, 15.04.2009

Ort, Datum

Unterschrift

Lebenslauf

Name (geb.), Vorname: Wimmer (Hussien), Zaki

Wohnort: Ernestienerstr. 19
98617 Meiningen

Geboren am: 01.02.1974

Nationalität: Syrisch

Familienstand: Verheiratet

Ehefrau / Beruf: Wimmer, Carina / Ärztin

Ehefraunationalität: Deutsch

Bildungsweg:

1979 – 1985	Grundschule
1985 – 1991	Gymnasium – Abitur
1991 – 1997	Maschinenbaustudium an der Universität Aleppo
1996 – 1997	Bachelor (Maschinenbauabschluss)
1998 – 1999	Diplomstudium an der Universität Aleppo
1998 – 1999	Diplomarbeit
1999 – 2001	Deutschsprachkurs an der Universität Aleppo Deutschsprachzentrum
4. – 7.2001	Deutschkurs TU Ilmenau (DSH)
2001 – 2003	Maschinenbaustudium an der TU Ilmenau
1. – 8.2003	Diplomarbeit bei AUDI-AG in Ingolstadt
02.10.2003	Diplomabschluss

Berufliche Ausbildung:

1999 – 2001	Maschinenbauingenieur in Maskanah Zuckerbetrieb in Aleppo, Syrien
8. – 10.2001	Werkstudent bei Siemens PG in Erlangen
4. – 10.2002	Wissenschaftlicher Mitarbeiter der TU Ilmenau
9. – 10.2003	Werkstudent bei AUDI-AG in Ingolstadt
10.2004 – 1.2009	Wissenschaftlicher Mitarbeiter der TU Ilmenau
Seit 1.2009	Konstruktionsingenieur der Firma Eliog Kelvitherm

Sprachkenntnisse: Arabisch (Muttersprache), Deutsch, Englisch

Hobbys: Taekwondo



Zaki Wimmer

Meiningen 15.04.2009