

DIPLOMARBEIT

Thermochemische Energiespeicherung:

Planung und Aufbau eines Schneckenreaktors für Kaltversuche

Ausgeführt zum Zwecke der Erlangung des akademischen Grades eines Diplom-Ingenieurs

unter der Leitung von

Ao.Univ.Prof. Dipl.-Ing. Dr.techn. Werner Andreas

und

Projektass. Dipl.-Ing. Widhalm Johannes

E302

Institut für Energietechnik und Thermodynamik

eingereicht an der Technischen Universität Wien

Fakultät für Maschinenwesen und Betriebswissenschaften

von

Rauch Adrian

e1125134

Torkelweg 7, 6824 Schlins

Wien, im Juni 2014

meinen Eltern Gertrud und Johannes

Danksagung

An dieser Stelle möchte ich mich bei allen Personen bedanken, die mich beim letzten Abschnitt meines Studiums unterstützt haben:

Ein besonderer Dank gilt meinen Betreuern Herrn Dr. Andreas Werner und Herrn Dipl.-Ing. Johannes Widhalm, die mich während des gesamten Projektablaufs unterstützt und mir bei der Erstellung dieser Arbeit geholfen haben.

Ein herzliches Dankeschön an Herrn Wolfgang Faulend und das gesamte Werkstattteam des Instituts. Ohne sie wäre die Realisierung des Versuchsstandes nicht möglich gewesen.

Ebenfalls möchte ich meiner Familie, meinen Freunden und meiner Freundin danken, die stets ein offenes Ohr für meine Anliegen haben. Besonderer Dank gebührt schließlich meinen Eltern, die mir dieses Studium durch ihre moralische und finanzielle Unterstützung ermöglicht haben.

Zusammenfassung

Die thermische Energiespeicherung gewinnt im Bereich des effizienten Energiemanagements immer mehr an Bedeutung. Vor allem thermochemischen Speichersystemen wird ein hohes Entwicklungspotenzial zugesprochen. Sie zeichnen sich durch hohe Speicherleistungen und verlustarme sowie langzeitstabile Lagerfähigkeit aus.

Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik wurden in der Vergangenheit thermogravimetrische Untersuchungen zu verschiedenen Speichermaterialien durchgeführt. Das reversible Reaktionssystem $\text{MgO}/\text{Mg}(\text{OH})_2$ zeigte dabei die besten Voraussetzungen für die Umsetzung eines Energiespeicherprozesses.

In weiterer Folge ist die Konstruktion eines Versuchsreaktors geplant, an dem Lade- und Entladevorgänge mit größeren Massendurchsätzen durchführbar sind. Zu diesem Zweck wird unter anderem das Konzept des Schneckenreaktors untersucht.

Diese Arbeit befasst sich mit der Gestaltung und dem Aufbau eines Versuchsstandes, der zunächst für Kaltversuche herangezogen werden soll. Damit sollen das Durchmischungsverhalten und der Gas-Feststoffkontakt unter verschiedenen Betriebsbedingungen untersucht werden. Die neuen Erkenntnisse werden dann für die Modellierung und Umsetzung eines Heißmodells genutzt.

Der Kaltversuchsstand konnte in der vorgegebenen Zeit realisiert werden. Ein Funktionstest und erste Förderversuche mit Quarzsand waren erfolgreich.

Gleichzeitig wurden Berechnungen zum indirekten Wärmeübergang zwischen Schüttung und dem Heizmedium durchgeführt. Die Ergebnisse zeigen, dass bei der gewählten Dimensionierung ein Aufheizen und Abkühlen des Speichermaterials zwar möglich ist, die optimalen Temperaturbereiche für die Hydrations- und Dehydrationsreaktion werden jedoch allein durch die indirekte Wärmeübertragung nicht möglich sein.

Abstract

Thermal energy storage is gaining more and more importance in the field of an efficient energy management. Experts attribute great potential to thermochemical storage-systems. These are characterised by a high storage performance and a low-loss as well as long-term storage stability.

At the Institute for Energy System and Thermodynamics multiple thermogravimetric analysis on different storage materials have been performed. The reversible reaction system $\text{MgO}/\text{Mg}(\text{OH})_2$ has shown the best qualities for the realization of a working storage process.

As a consequence the next step is to design an experimental reactor, where charging- and discharging tests at larger mass flows can be executed. For this purpose different reactor-concepts are investigated, including the auger-type reactor.

This thesis deals with the design and construction of an experimental rig, which is firstly used for experiments at normal ambience conditions. In order to that the mixing-behaviour and the gas/solid contact are investigated at different operating conditions. The acquired knowledge is then used to design and construct a tempered reactor.

The experimental rig was designed and assembled on time. A functioning test and first experiments with quartz sand where successfully performed.

In addition to that calculations on the indirect heat transfer between the reactor-filling and the heating fluid where made. The results show, that heating and cooling of storage material is possible, however the ideal temperature range for hydration and dehydration is not reached by indirect heating.

Abbildungsverzeichnis

Abbildung 1: Entwicklung des weltweiten Energieverbrauchs seit der industriellen Revolution	1
Abbildung 2: Temperaturverlauf eines sensiblen und eines latenten Wärmespeichers	5
Abbildung 3: Archimedesschraube	9
Abbildung 4: Schema Förderschnecke	9
Abbildung 5: Wasserkraftschnecke	10
Abbildung 6: Schema einer geneigten Förderschnecke	13
Abbildung 7: Schema Schneckentrockner	15
Abbildung 8: Schnecke mit Hohlflügel	15
Abbildung 9: Drei-Zonen-Extruder	16
Abbildung 10: Pyrolyseverfahren mit Schneckenreaktor	18
Abbildung 11: Schneckentypen	18
Abbildung 12: Schneckenreaktor zur Entschwefelung von Kohle	19
Abbildung 13: Latentwärmespeicher mit Doppelschnecke	20
Abbildung 14: Temperaturprofil Wand-Schüttung	22
Abbildung 15: Schema durchströmtes Haufwerk	25
Abbildung 16: Schematische Darstellung eines Wärmeübertragers	30
Abbildung 17: Schema Zellenmodell	32
Abbildung 18: 3D-Ansicht des Versuchstandes mit Bezeichnung der wesentlichen Bauteile	34
Abbildung 19: Seitenansicht des schwenkbaren Obergestells bei 0°, 45° und 90°	35
Abbildung 20: Konstruktionszeichnung Versuchsreaktor	35
Abbildung 21: Förderschnecke	36
Abbildung 22: Mantel	36
Abbildung 23: Einlauf und Auslauf	37
Abbildung 24: Seitliche Ansicht des Einlaufs bei horizontalem und vertikalem Betrieb	37
Abbildung 25: Abdichtung zwischen Verschluss und Schneckenwelle	38
Abbildung 26: NORD Stirnradtriebemotor	38
Abbildung 27: Traggestell des Versuchstands	40
Abbildung 28: Leistungskurve des Förderschneckenantriebs bei verschiedenen Schüttdichten	41
Abbildung 29: Förderleistung des Versuchstands bei unterschiedlichen Drehzahlen	42
Abbildung 30: Versuchstand in horizontaler Position	43
Abbildung 31: PMMA-Mantel mit Förderschnecke	43
Abbildung 32: Versuchstand in geneigter und vertikaler Position	44
Abbildung 33: Förderschnecke in horizontalem Betrieb bei verschiedenen Füllgraden	45
Abbildung 34: Förderschnecke in Betrieb bei 45° und 90° Steigung	45
Abbildung 35: Schematische Darstellung zur Berechnung des Schneckenumfangs	47
Abbildung 36: Effektive Wärmetauscherfläche in Abhängigkeit vom Füllgrad	48
Abbildung 37: Wärmedurchgang der ruhenden Schüttung zum Thermofluid	49
Abbildung 38: Wärmeübergangskoeffizient Wand Schüttung	50
Abbildung 39: Wärmeübergangskoeffizient verschiedener Trocknerbauarten	51
Abbildung 40: Umwälzung in Förderschnecke bei unterschiedlichen Füllgraden	51
Abbildung 41: Schema des Heißreaktors	54
Abbildung 42: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl	56
Abbildung 43: Randbedingungen für den Wärmeübergang im Ringspalt	57
Abbildung 44: Schema des Wärmetauschers	60
Abbildung 45: Zellenmodell mit zehn Zellen	60
Abbildung 46: Temperaturverlauf beim Abkühlen der Schüttung	63

Abbildung 47: Temperaturverlauf beim Aufheizen der Schüttung..... 64

Tabellenverzeichnis

Tabelle 1: Einige chemische Reaktionstypen für die thermochemische Energiespeicherung..... 7
Tabelle 2: Speicherdichten 7
Tabelle 3: Empirische Daten aus Mischversuchen 25
Tabelle 4: Formfaktor und Abflachungskoeffizient ausgewählter Partikel..... 28
Tabelle 5: Kenndaten zu Getriebemotor und Frequenzumformer 39
Tabelle 6: Betriebsparameter für die Leistungsberechnung der Förderschnecke..... 41
Tabelle 7: Ergebnisse der ersten Förderversuche..... 44
Tabelle 8: Annahmen zur Berechnung..... 53
Tabelle 9: Stoffdaten zum verwendeten Thermofluid 53
Tabelle 10: Reaktordimensionierung 54
Tabelle 11: Parameter für die Berechnung des Wärmeübergangs..... 55
Tabelle 12: Wärmeübergangskoeffizienten aus der Berechnung..... 58
Tabelle 13: Ergebnisse der Berechnung zu Fläche und Wärmedurchgangskoeffizienten 59
Tabelle 14: Temperaturverlauf beim Abkühlen der Schüttung 63
Tabelle 15: Temperaturverlauf beim Aufheizen der Schüttung 64
Tabelle 16: Zusammenfassende Ergebnisse der Berechnungen zum Temperaturverlauf 65
Tabelle 17: Berechnungsergebnisse zur Abkühlung bei verschiedenen Drehzahlen 65
Tabelle 18: Berechnungsergebnisse zur Aufheizung bei verschiedenen Drehzahlen..... 65

Abkürzungsverzeichnis

Nomenklatur

a	Temperaturleitfähigkeit	[m ² /s]
C	Mischkonstante	[-]
C _f	Formfaktor	[-]
cp	Spezifische isobare Wärmekapazität	[J/(kgK)]
D	Durchmesser	[mm] oder [m]
F	Kraft	[N]
fa	Anordnungsfaktor	[-]
Fr	Froudezahl	[-]
H	Enthalpie	[J]
h	spezifische Enthalpie	[J/kg]
H	Förderhöhe	[m]
k	Wärmedurchgangskoeffizient	[W/(m ² K)]
L	Länge	[m]
m	Masse	[kg]
m'	Metermasse	[kg/m]
\dot{m}	Massenstrom	[kg/s]
Mtoe	Megatonnen Öl	[Mt]
n	Drehzahl	[s ⁻¹]
N _{mix}	Mischgütekennzahl	[-]
NTU	Number of Transfer Units	[-]
Nu	Nusseltzahl	[-]
P	Leistung	[W]
PMC	Phase-Change-Material	
Pr	Prandtlzahl	[-]
Q	Wärmemenge	[J]
\dot{Q}	Wärmestrom	[W]
R	Reibkraft	[N]
Re	Reynoldszahl	[-]
T	Absoluttemperatur	[K]
t	Zeit	[s] oder [h]
Upm	Umdrehungen pro Minute	[min ⁻¹]
v	Geschwindigkeit	[m/s]
\dot{V}	Volumenstrom	[m ³ /s]
\dot{W}	Wärmekapazitätsstrom	[W/K]
X	Umsatzrate	[-]
α	Flügelsteigung	[°]
α	Wärmeübergangskoeffizient	[W/(m ² K)]
γ	Akkomodationskoeffizient	[-]
$\Delta\vartheta_m$	Logarithmische Mitteltemperatur	[K]
λ	Verschiebewiderstandsbeiwert	[-]
λ	Wärmeleitfähigkeit	[W/(mK)]
σ	Strahlungskoeffizient	[W/(m ² K ⁴)]
u	Celsiustemperatur	[°C]
ϕ	Flächenbedeckungsgrad	[-]
ψ	Förderwinkel	[°]
ω	Winkelgeschwindigkeit	[s ⁻¹]

Indizes

ax	axial
B	Schüttbett
bed	Schüttbett
c	kritisch
f	fluid
g	gasförmig
ges	gesamt
k	Kugel
l	flüssig
lam	laminar
mix	durchmischt
r	ruhend
rad	Strahlung
s	fest
S	Schnecke
Sp	Speichermaterial
St	Steigung
turb	turbulent
vert	vertikal
W	Wand
WP	Wand-Partikel
WS	Wand-Schüttung

Inhaltsverzeichnis

1	EINLEITUNG	1
2	GRUNDLAGEN	4
2.1	THERMISCHE ENERGIESPEICHER	4
2.1.1	Sensible Wärmespeicher	4
2.1.2	Latentwärmespeicher	5
2.1.3	Thermochemische Energiespeicher	6
2.2	SCHNECKENFÖRDERER	9
2.2.1	Allgemein	9
2.2.2	Antriebsleistung	11
2.3	KONTAKT SCHNECKENTROCKNER	15
2.4	SCHNECKENWÄRMETAUSCHER	15
2.5	EXTRUDER	16
2.6	SCHNECKENREAKTOREN	17
2.7	BERECHNUNGSANSÄTZE FÜR DEN WÄRMEÜBERGANG	22
2.7.1	Wärmeübergang von Heizfläche an Schüttung	22
2.7.2	Wärmeübergang Haufwerk Fluid	25
2.7.3	Wärmeleitfähigkeit von Schüttschichten	27
2.8	BERECHNUNG DES WÄRMEÜBERTRAGERS	30
2.8.1	Allgemeine Bezeichnungen und Definitionen	30
2.8.2	Zellenmethode	32
3	VERSUCHSSTAND	34
3.1	BESCHREIBUNG	34
3.2	BAUTEILE	35
3.3	BERECHNUNG DER ANTRIEBS- UND FÖRDERLEISTUNG	41
3.4	INBETRIEBNAHME	43
4	REAKTORKONZEPT UND RECHENMODELL ZUM WÄRMEÜBERGANG	46
4.1	RECHENMODELL	46
4.1.1	Wärmetauscherfläche	46
4.1.2	Wärmeübergang	49
4.2	BERECHNUNG	53
4.2.1	Vorgaben	53
4.2.2	Berechnung Wärmetauscherfläche	53
4.2.3	Berechnung Wärmeübergang	54
4.3	ZELLENMODELL	60
4.4	ERGEBNISSE	63
5	DISKUSSION UND ERKENNTNISSE	66
	LITERATURVERZEICHNIS	69
	ANHANG	72

1 Einleitung

Seit der industriellen Revolution steigt der weltweite Energiebedarf zunehmend an. Zu Beginn des 19. Jahrhunderts wurde neben Kohle das neuentdeckte Erdöl der entscheidende Primärenergieträger. Der weltweite Energieverbrauch schoss vor allem während des Zweiten Weltkriegs enorm in die Höhe und nimmt seit diesem Zeitpunkt stetig zu.

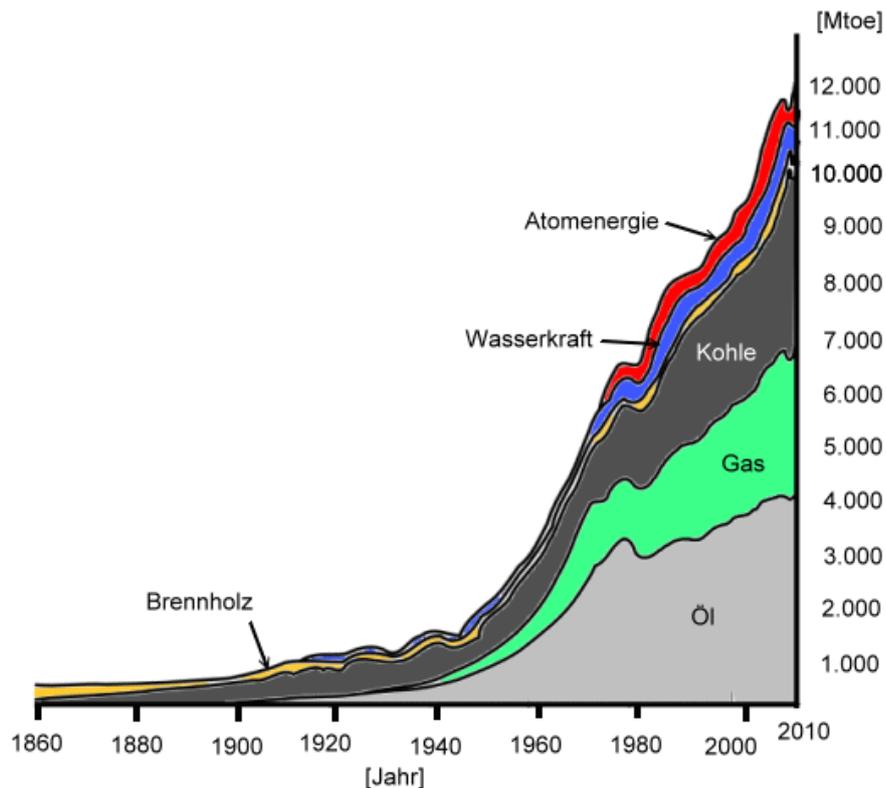


Abbildung 1: Entwicklung des weltweiten Energieverbrauchs seit der industriellen Revolution (Paeger 2013)

Dass die Lagerstätten fossiler Energieträger eines Tages aufgebraucht sein werden und somit Erdöl, Erdgas und Kohle nicht mehr ausreichen werden um den Energiebedarf zu decken wird seit mehreren Jahrzehnten prophezeit. Experten sind unterschiedlicher Meinung, wann dieser Zeitpunkt eintreten wird. Die Förderung von Schiefergas, oder Ölsand galten lange als unrentabel. Heute werden immer mehr dieser Vorhaben umgesetzt. Gleichzeitig werden regenerative Energiequellen immer bedeutender. In den letzten Jahren wurden in Österreich immer mehr Windkraftparks, Photovoltaik- und Solarkraftanlagen in Betrieb genommen. Weltweit stellte der Anteil erneuerbarer Energien im Jahr 2010 etwa 13% des primären Energieverbrauchs dar (IEA 2012).

Neben dem Erschließen neuer Energiequellen gilt es vor allem Bestehende zu optimieren. In Bereichen der Kraftwerkstechnik und der produzierenden Industrie treten oft Energieströme auf, die nicht weiter genutzt werden und deshalb in Kondensatoren oder Kühltürmen „vernichtet“ beziehungsweise über Kamine in die Umgebung abgegeben werden. Es wird immer mehr versucht diese Ströme rückzuführen um Energie und Kosten einzusparen.

Eine andere Möglichkeit besteht in der vorübergehenden thermischen Speicherung der Energie. Thermische Energiespeicher ermöglichen die zeitliche Entkopplung von Energiebereitstellung und Energiebedarf.

Thermische Energiespeicher können im Wesentlichen in drei Arten unterschieden werden: sensible, latente und thermochemische Energiespeicher. Bei sensiblen Energiespeichern wird die zur Verfügung stehende Wärme genutzt um einen flüssigen, festen oder gasförmigen Speicherstoff auf ein höheres Temperaturniveau zu bringen. Die Speicherkapazität ist abhängig von der Masse und der Wärmekapazität des Stoffes. Bestes Beispiel hierfür ist der Warmwasserspeicher, der auch als Pufferspeicher bekannt ist und in vielen Haushalten zu finden ist.

Latente Speichermaterialien durchlaufen beim Speichervorgang einen Phasenwechsel. Meist werden Fest-Flüssig-Systeme eingesetzt. Die bei der Speicherung zugeführte Energie wird als Schmelzenergie gespeichert. Beim umgekehrten Vorgang, der Kristallisation, wird dieselbe Energiemenge wieder freigegeben. Speichermaterialien sind hauptsächlich Salze und Paraffine.

Bei thermochemischen Energiespeicherreaktionen wird die zugeführte Wärme reaktiv als chemische Innere Energie gespeichert. Grundsätzlich sind dafür alle reversiblen, chemischen Reaktionen geeignet, die in dem gewünschten Temperaturbereich mit ausreichenden Umsatzraten stattfinden. Der wesentliche Vorteil thermochemischer Energiespeicher ist die hohe Speicherdichte und die theoretisch zeitlich verlustfreie Lagerung der Speicherstoffe.

Mehrere Autoren befassen sich mit der Thematik der thermochemischen Energiespeicherung. Neben einer Vielzahl an theoretischen Arbeiten sind auch einige Versuchsaufbauten zur Untersuchung der Wärmeübertragung zwischen Material und Reaktor zu finden.

Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik wurden bereits umfangreiche Untersuchungen zu verschiedenen Speichermaterialien durchgeführt. An einem Versuchsstand wurden unterschiedliche Substanzen mehreren Hydrations- bzw. Dehydrationszyklen unterzogen und thermogravimetrisch untersucht. Bei Festbettversuchen trat nach geraumer Zeit das Problem der Kanalbildung auf, wodurch der Gas-Feststoffkontakt stark reduziert wurde. Als Folge konnten die gewünschten Umsätze nicht erreicht werden.

Man entschied sich dazu andere Reaktorsysteme auf ihre Eignung als thermochemische Energiespeicherreaktoren zu untersuchen, unter anderem den Schneckenreaktor. Schneckenreaktoren bestehen im Wesentlichen aus einem Reaktorgehäuse, in dem eine oder mehrere Förderschnecken positioniert sind. Die Ausgangsprodukte werden auf einer Seite in den Reaktor eingebracht und von der rotierenden Schnecke Richtung Ausgang befördert. Feste, flüssige oder gasförmige Zusatzstoffe können über Öffnungen oder Düsen zugegeben werden. Durch Beheizen oder Kühlen kann die Reaktortemperatur variiert werden. Ebenfalls kann der Druck im Reaktor geregelt werden. Schneckenreaktoren wurden in der Vergangenheit vereinzelt bei Pyrolyseverfahren von Kohle und Biomasse eingesetzt.

Das Ziel des Forschungsprojekts am Institut für Energietechnik und Thermodynamik ist die Entwicklung eines Schneckenreaktors der für die Durchführung thermochemischer Speicherreaktionen geeignet ist. Zu diesem Zweck müssen Untersuchungen zum Wärmeübergang, der Durchmischung und des Gas-Feststoffkontakts durchgeführt werden.

Im Rahmen der Diplomarbeit wurde ein Kaltmodell eines Schneckenreaktors geplant und aufgebaut. Zukünftige Versuche mit Sand sollen erste Erkenntnisse über das Betriebsverhalten des

Reaktors liefern. In einem weiteren Schritt soll Druckluft über den Reaktormantel eingedüst werden um mehr Informationen über die Fluidisierung und das Mischungsverhalten der Schüttung zu bekommen.

Die Arbeit beschäftigt sich außerdem mit der Berechnung des indirekten Wärmeübergangs in einem Schneckenreaktors. Der Reaktor wird dazu als Gegenstromwärmetauscher modelliert und der Temperaturverlauf über die Reaktorlänge dargestellt. Aus den Versuchen im Kaltmodell und weiterführenden Berechnungen sollen Erkenntnisse über das Betriebsverhalten und den Wärmeaustausch gewonnen werden.

2 Grundlagen

2.1 Thermische Energiespeicher

Thermische Energiespeicher werden eingesetzt, um vorhandene Energieangebote mit der Energienachfrage zu koppeln, wenn diese zeitlich auseinander liegen.

Auf diese Weise können Energiequellen, die starken tageszeitlichen oder jahreszeitlichen Schwankungen unterliegen, effektiver genutzt werden. Lastspitzen können besser ausgeglichen werden und die Versorgungssicherheit wird erhöht. Somit ist es möglich die Wärmeerzeuger konstanter zu betreiben. Ein häufiges Takten fällt aus, wodurch die Anlagen länger am optimalen Betriebspunkt betrieben und damit die Schadstoffemissionen reduziert werden können.

Die Einteilung von thermischen Energiespeichern kann nach unterschiedlichen Kriterien erfolgen (RET 2009):

- Nach dem erreichbaren Temperaturniveau in Nieder-, Mittel- und Hochtemperaturspeicher
- Nach der Speicherdauer in Kurz- und Langzeitspeicher
- Nach dem thermodynamischen Speicherprinzip in sensible, latente und thermochemische Speicher

Nachfolgend werden die sensiblen, latenten und thermochemischen Energiespeicher näher beschrieben.

2.1.1 Sensible Wärmespeicher

Unter sensibler Wärme versteht man die Aufnahme oder Abgabe von Wärme die mit einer fühlbaren Temperaturänderung zusammen hängt.

Das Speichermedium wird direkt erhitzt oder abgekühlt. Die Energiespeicherung erfolgt durch Aufrechterhaltung eines Temperaturunterschiedes zwischen Speichermedium und Umgebung.

Ausschlaggebende Faktoren für die Effizienz des Speichersystems sind die spezifische Wärmekapazität c_p und Masse m des Speichermediums, sowie die maximal erreichbare Temperaturdifferenz ΔT . Die Speicherkapazität eines sensiblen Energiespeichers bildet sich daher wie folgt:

$$\Delta Q = m * c_p * \Delta T \quad \text{Gl. (2.1-1)}$$

Um eine lange Speicherdauer zu gewährleisten muss der Wärmeaustausch mit der Umgebung so gering wie möglich gehalten werden. Wärmeverluste sind direkt proportional zur Oberfläche, die gespeicherte Energiemenge ist jedoch proportional zum Speichervolumen, weshalb die Effizienz mit der Speichergröße zunimmt. Bei sensiblen Wärmespeichern ist zu beachten, dass in dem angestrebten Temperaturbereich kein Aggregatzustandswechsel des Speichermediums auftritt.

Das bekannteste Speichermedium ist Wasser, das sich durch eine hohe spezifische Wärmekapazität, geringe Kosten und toxikologische Unbedenklichkeit auszeichnet. Die sogenannten Pufferspeicher sind vor allem in Haushalten zu finden. In größeren Dimensionen, mit

mehreren tausend Kubikmetern Speichervolumen, werden Wasserspeicher auch zur Versorgung größerer Gebäude und für Nah- bzw. Fernwärmenetze eingesetzt.

Als sensible Feststoffwärmespeicher haben sich vor allem Gesteins- Sand- oder Betonspeicher bewährt. Der Einsatzbereich liegt jedoch deutlich höher bei über 500°C. Sensible Wärmespeicher werden als Kurzzeit- und auch als Langzeitspeicher verwendet (Hauer 2013).

2.1.2 Latentwärmespeicher

Bei Latentwärmespeichern ist die Zufuhr oder Abfuhr von Wärme nicht nur mit einer Temperaturänderung verbunden. Die Speicherung von Energie erfolgt durch die Änderung des Aggregatzustandes des Speichermediums, die deshalb auch als PCM (Phase Change Materials) bezeichnet werden. Abbildung 2 zeigt den Temperaturverlauf eines sensiblen und eines latenten Speichervorgangs. Während des Phasenübergangs bleibt die Temperatur konstant.

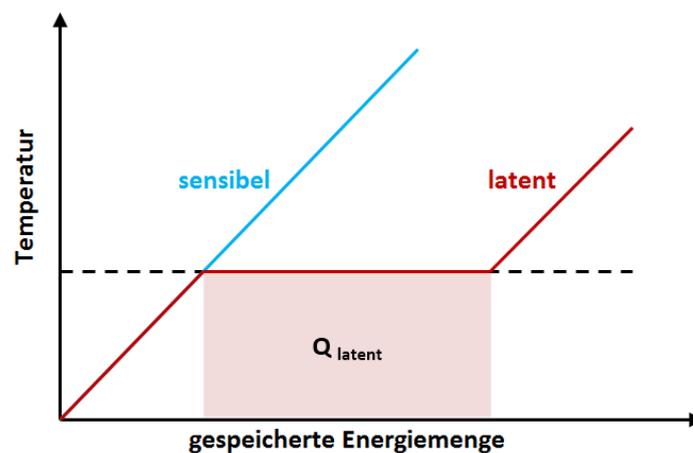


Abbildung 2: Temperaturverlauf eines sensiblen und eines latenten Wärmespeichers (Szukowski 2012)

Beim Phasenübergang fest-flüssig ist die zusätzlich aufzubringende bzw. gewonnene latente Wärme gleich der Schmelz- bzw. Kristallisationsenthalpie, beim Phasenübergang flüssig-gasförmig entsprechend der Verdampfungs- bzw. Kondensationsenthalpie. Die Speicherenergie eines fest-flüssig-Speichers ergibt sich daher aus der Speicher­masse m , der spezifischen Wärmekapazitäten im festen bzw. flüssigen Zustand, der jeweiligen Temperaturdifferenzen, der Umsatzrate X und der Schmelzenthalpie Δh_m (Sharma 2007):

$$\Delta Q = m [c_{sp} \cdot (T_m - T) + X \cdot \Delta h_m + c_{lp} \cdot (T_l - T_m)] \quad \text{Gl. (2.1-2)}$$

Der Phasenwechsel vom flüssigen in den gasförmigen Zustand weist in den meisten Fällen ein höheres Energiepotenzial auf. Aufgrund des hohen Dichteunterschieds der Phasen ist eine technische Umsetzung jedoch sehr viel aufwändiger als bei einem fest-flüssig System (RET 2009).

Seit etwa 40 Jahren werden Speicherversuche mit Phasenwechselmaterialien durchgeführt. Dabei wurden Salzhydrate, Paraffine, Fettsäuren und organische bzw. anorganische eutektische Gemische untersucht (Farid 2003).

2.1.3 Thermochemische Energiespeicher

Thermochemisch Speichervorgänge können in Sorptionsreaktionen und chemisch reversible Reaktionen unterteilt werden.

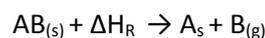
Bei Sorptionsreaktionen finden keine chemischen bzw. stoffumwandelnden Reaktionen der Komponenten statt, die Bindung erfolgt durch physikalische Kräfte. Bei der Adsorption lagert sich ein Stoff an der Oberfläche einer Komponente an und wird durch Van-der-Waals-Kräfte gebunden. Dabei wird Adsorptionsenergie freigesetzt. Die Adsorption beschreibt die Aufnahme oder das Lösen eines Stoffes in einer anderen Phase, unter der Abgabe von Lösungswärme.

Bei chemischen Speicherreaktionen wird die zu speichernde Wärmeenergie reaktiv als chemische innere Energie in einer Reaktion gebunden. Dafür sind reversible chemische Reaktionen mit einer hohen Reaktionsenthalpie geeignet. Der Reaktionsablauf muss jedoch in dem Bereich des genutzten Temperaturniveaus stattfinden können, was die Auswahl an Speichermaterialien einschränkt. Die gespeicherte Energie ergibt sich aus der Reaktionsenthalpie und der reagierten Stoffmenge:

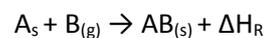
$$\Delta Q = m * X * \Delta h_R \quad \text{Gl. (2.1-3)}$$

Für den idealen Reaktionsablauf wird angenommen, dass eine Verbindung vom Typ AB durch Wärmeeinbringung in die Komponenten A und B aufgespalten wird. Die zugeführte Wärme wird als Reaktionsenthalpie im System gespeichert. Im Idealfall wechselt eine der beiden Komponenten den Aggregatzustand und kann abgetrennt werden. Auf diese Weise wird eine sofortige Rückreaktion vermieden und die in chemischer Form gespeicherte Energie beliebig lange erhalten.

Am besten geeignet sind Gas/Feststoff-Reaktionen. Feststoffe sind leicht manipulierbar und die Abtrennung eines Gases gestaltet sich verfahrenstechnisch am einfachsten. Energie wird in das System eingebracht um die endotherme Reaktion zu ermöglichen:



Für die Rückreaktion werden die beiden Produkte wieder zusammengeführt und damit die exotherme Reaktion in Gang gesetzt.



In Tabelle 1 sind geeignete chemische Reaktionen für die thermochemische Energiespeicherung mit der jeweiligen Gleichgewichtstemperatur und der Energiespeicherdichte aufgelistet. Die Reaktionstemperaturen lassen darauf schließen, dass für die Speicherung von Sonnenenergie nur konzentrierende Systeme wie Parabolrinnen- oder Solarturmkraftwerke in Frage kommen.

Tabelle 1: Einige chemische Reaktionstypen für die thermochemische Energiespeicherung

Reaktionstyp / Stoffgruppe	Reaktion	Gleichgewichtstemperatur bei 1 bar [°C]	Energie Speicherdichte [kWh/kg]
Salzhydrate	$MgSO_4 \cdot 7H_2O \leftrightarrow MgSO_4 + 7H_2O$	122	0,463
	$CaCl_2 \cdot 2H_2O \leftrightarrow CaCl_2 \cdot H_2O + H_2O$	174	0,091
Metallhydroxide	$Mg(OH)_2 \leftrightarrow MgO + H_2O$	268	0,372
	$Ca(OH)_2 \leftrightarrow CaO + H_2O$	521	0,373
Metallcarbonate	$CaCO_3 \leftrightarrow CaO + CO_2$	896	0,463
	$BaCO_3 \leftrightarrow BaO + CO_2$	1497	0,298
Metallhydride	$MgH_2 \leftrightarrow Mg + H_2$	293	0,834
Sulfatische Reaktion	$SO_3 \leftrightarrow SO_2 + 0,5 O_2$	767	0,340
Dampfreformierung	$CH_4 + H_2O \leftrightarrow CO + 3H_2$	687	1,672

Quelle: Hauer 2013

Thermochemische Energiespeicher bieten neben sehr hohen Speicherdichten den Vorteil der verlustfreien Speicherung über die Zeit und die Einsetzbarkeit in großen Temperaturbereichen. Mögliche Einsatzgebiete sind beispielsweise (DLR 2014):

- Nutzung industrieller Abwärme im Temperaturbereich 100 – 600°C
- Solarthermische Parabolrinnen-Kraftwerke im Temperaturbereich 400 – 600°C
- Solarthermische Turm-Kraftwerke im Temperaturbereich 800 – 1000°C

In Tabelle 2 werden die technisch möglichen Speicherdichten verschiedener Wärmespeichermaterialien verglichen, wobei deutliche Unterschiede feststellbar sind.

Tabelle 2: Speicherdichten von sensiblen, latenten und thermochemischen Energiespeichermaterialien

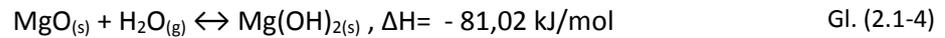
Speichermedium	technisch erzielbare Speicherkapazität	Vergleichsfaktor
Feststoff (Betonpeicher)	25 – 30 kWh/m ³	0,5
Feststoff (Schüttspeicher)	50 kWh/m ³	1
Wasser (Pufferspeicher)*	50 kWh/m ³	1
Phasenwechselmaterial	50-100 kWh/m ³	1 – 2
Adsorption	80 - 130 kWh/m ³	1,6 – 2,5
chemische Reaktion	250 - 400 kWh/m ³	5 – 8

Quelle: Sattler C. 2009

* bei $\Delta T = 50 K$

Am Institut für Energietechnik und Thermodynamik werden seit geraumer Zeit Untersuchungen mit verschiedenen Speichermaterialien durchgeführt. Es hat sich herausgestellt, dass das Reaktionssystem $MgO - Mg(OH)_2$ ein sehr hohes Potential in Hinblick auf Speicherdichten aufweist. Diese Erkenntnis teilen auch Autoren anderer Forschungseinrichtungen.

Der Speichervorgang ist ein Dehydratisierungsvorgang. Das pulverförmige Magnesiumhydroxid muss dazu auf etwa 350°C erwärmt werden damit die Abspaltung des Wassers stattfindet. Die Reaktionsenthalpie beträgt 81,0 kJ/mol. Das Reaktionssystem ist wie folgt definiert:



Kato (1996) stellten genauere Untersuchungen des Reaktionssystem an um es in einem Wärmepumpen-Prozess zu implementieren. Das Prinzip sieht vor, dass ein Abwärmestrom genutzt wird um Magnesiumhydroxid im Festbett zu dehydratisieren. Der entstehende Wasserdampf wird in einem separaten Behälter kondensiert und die Kondensationswärme aufgefangen. Für den Entladevorgang wird das flüssige Wasser wiederum mit Abwärme verdampft und in den Behälter mit Magnesiumoxid eingeleitet, wodurch die exotherme Reaktion ein Wärmestrom freigesetzt wird.

Es wurden thermogravimetrische Untersuchungen in verschiedenen Temperatur- und Druckbereichen durchgeführt um ein Reaktionsmodell zu erstellen. Es konnte festgestellt werden, dass eine chemische Wärmepumpe dieser Art umsetzbar wäre und die erzielbare Leistung mit der von gebräuchlichen Systemen vergleichbar ist.

Später wurden Untersuchungen zu modifizierten Materialien und ihrem Reaktionsverlauf durchgeführt. Mit Lithium modifiziertes Magnesiumhydroxid wurde dehydriert. Es konnte die Reaktionstemperatur auf etwa 230°C gesenkt und die Speicherkapazität deutlich gesteigert werden (Ryu 2008).

2.2 Schneckenförderer

2.2.1 Allgemein

Aufzeichnungen zufolge wurden Schneckenförderer bereits vor 2500 Jahren eingesetzt. Die sogenannte archimedische Schraube wurde in Ägypten zum Pumpen von Wasser eingesetzt und gilt als eines der ältesten bekannten Stetigfördersystemen (Salzer 1968).

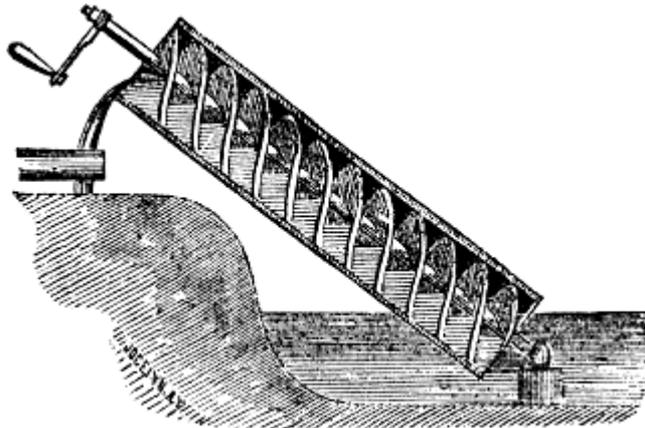


Abbildung 3: Archimedesschraube (archivmedes.at)

Das relativ einfache Funktionsprinzip hat sich bis heute nicht verändert. Ein Schneckengewinde dreht sich in einem geschlossenen Gehäuse. Zwischen den Schneckenblättern und der Gehäusewand bilden sich Kammern, in denen das Fördergut eingeschlossen ist und durch Drehbewegung in Richtung des Schneckenendes befördert wird. Auf diese Weise ist der Transport in waagrechter, geneigter oder vertikaler Richtung möglich.

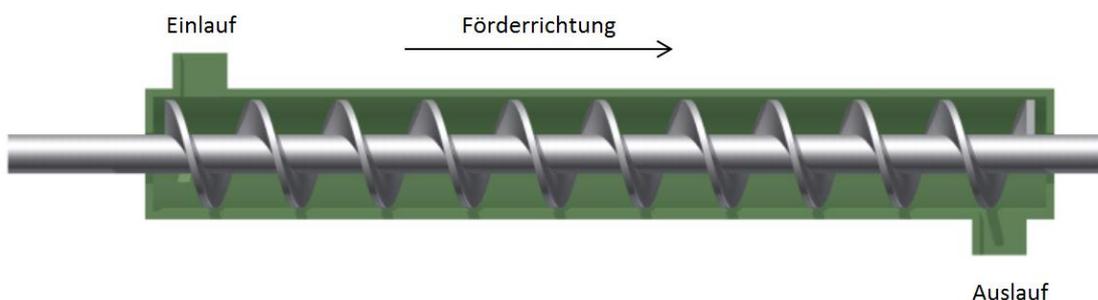


Abbildung 4: Schema Förderschnecke

Die Praxis hat gezeigt, dass die Anzahl der transportierbaren Güter sehr groß ist. Neben Flüssigkeiten und gutfließenden, nicht schleißenden Stoffen können auch halbfeuchte, faserige, feinkörnige und stückige Güter transportiert werden. Probleme bereiten hingegen anhaftende Materialien, die an den Schneckenblättern kleben bleiben.

Im Bereich des Feststofftransports werden Schneckenförderer vor allem für die Befüllung und Entleerung von Behältern und für Dosierungszwecke in Mischprozessen eingesetzt. Beispielsweise

kommen sie beim Entleeren von Silos, der Beschicken von Biomasseheizwerken oder beim Betonmischen zum Einsatz.

Bei der Schiffsentladung haben sich geschlossene Vertikalförderschnecken mit Entladeleistungen von bis zu 1000 t/h bereits bewährt. Materialverluste, wie sie bei Greifegeräten auftreten, können durch die voll-gekapselte Bauweise vermieden werden. Auch die Umweltbelastung durch Staub- und Lärmemission sind deutlich geringer (Leonhard 2002).

Die Feststoffförderung bildet sicherlich den größten Einsatzbereich, jedoch werden Schneckensysteme teilweise auch für die Bewegung flüssiger Medien eingesetzt.

Bekannte Einsatzorte sind beispielsweise kommunale Kläranlagen. Nach der ersten groben Vorklärung werden dort oft Schraubepumpen eingesetzt um das Abwasser auf das notwendige hydraulische Niveau zu bringen. Der trotz Vorklärung relativ hohe Feststoffanteil stellt für konventionelle Pumpen eine starke Belastung dar. Schneckenförderpumpen bilden hier aufgrund ihrer robusten Bauweise eine effiziente und langlebige Alternative.

In umgekehrter Weise werden sogenannte Wasserkraftschnecken zur Stromerzeugung eingesetzt. Die Schnecke wird dazu an einem Wehr angebracht und schräg nach unten in Fließrichtung positioniert. Wasser dringt in die Schneckenkammern ein und drückt diese nach unten, wodurch sich die Sacke zu drehen beginnt. Die Schneckenwelle treibt über ein Getriebe den Generator an. Wasserkraftschnecken eignen sich für geringe Fallhöhen bis etwa 10 Meter und Durchflüsse von 25 – 10.000 L/s (NPTEC 2014). Sie zeichnen sich vor allem durch geringe Investitions- und Instandhaltungskosten aus.

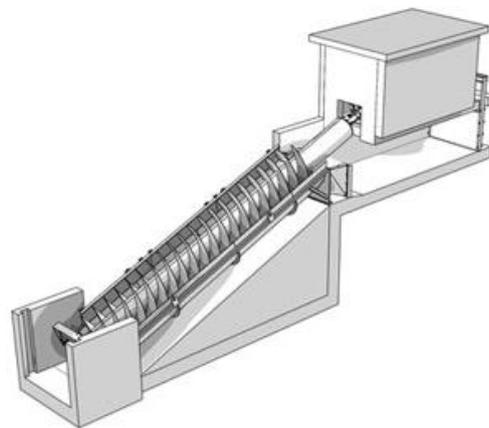


Abbildung 5: Wasserkraftschnecke (Rehart 2014)

An der EBS Hauptkläranlage Wien wird seit dem Jahr 2013 eine Wasserkraftschnecke zur Stromerzeugung betrieben. Die 13 Meter lange Schnecke hat einen Durchmesser von 3,7 Metern und ein Gewicht von 26 Tonnen. Gereinigtes Abwasser treibt die Schnecke mit einer Fallhöhe von 1,7 m an. Bei einem Durchfluss von etwa $7\text{m}^3/\text{s}$ beträgt die elektrische Leistung 78 Kilowatt (EBS Wien 2013).

2.2.2 Antriebsleistung

Zu Transportzwecken werden Schneckenförderer eingesetzt um Fördergüter möglichst schnell, in großen Mengen und effizient zu bewegen.

In diesem Projekt wird die Förderschnecke nicht dazu verwendet hohe Massendurchsätze zu erreichen, sondern versucht, das Schüttgut möglichst intensiv mit der fluiden Phase zu vermischen und durch den Reaktor zu bewegen. Für die Berechnung der Antriebsleistung wurden dennoch die Regelwerke zur Auslegung von Hochleistungsförderschnecken herangezogen, da diese den Bereich der vertikalen Förderung mit einbeziehen. Nachfolgend werdend die Rechengänge zur Leistungsberechnung horizontaler, leicht geneigter und vertikaler Förderschnecken aufgezeigt.

Horizontal und leicht geneigte Förderung:

Aufgrund des großen Einsatzspektrums sind Schneckenförderer in verschiedensten Bauweisen weit verbreitet. Aus wirtschaftlicher und anlagentechnischer Sicht ist eine genaue Leistungsberechnung für die Antriebseinheit und das Ermitteln der exakten Förderrate sehr wichtig. Bei Förderschnecken handelt es sich nicht um ein „formschlüssiges“ Transportverfahren, bei dem das Fördergut auf dem Transportmittel ruht. Die unterschiedlich auftretenden Reibungswiderstände müssen bei der Leistungsberechnung berücksichtigt werden, was sich bei stark geneigten und vertikalgeführten Systemen als sehr komplex herausstellt.

Für horizontale und leicht geneigte Förderer gibt es die DIN-Norm 15262, in der die Einflüsse von Betriebsbedingungen, Fördergutbeschaffenheit und Konstruktionsparametern auf die Antriebsleistung und den Fördergutdurchsatz beschrieben werden.

Die Gesamtleistung wird demnach von folgenden Widerständen beeinflusst (Leonhard 2002):

- Steigungswiderstand
- Reibung des Fördergutes an der Trogwand
- Reibung des Fördergutes an den Schneckenflügeln
- Reibung des Fördergutes an der Schneckenwelle
- Reibung des Fördergutes an eventuell vorhandenen Zwischenlagern
- Reibung der Wellenlager und Dichtungen
- Innere Reibung des Fördergutes

Der Steigungswiderstand ist über die Hubhöhe zu ermitteln:

$$F_{St} = H \cdot m'_L \cdot g \quad \text{Gl. (2.2-1)}$$

Die Metermasse m'_L ergibt sich aus dem Massenstrom \dot{m} und der Fördergeschwindigkeit v zu:

$$m'_L = \frac{\dot{m}}{v} \quad \text{Gl. (2.2-2)}$$

Somit gilt:

$$F_{St} = \frac{H \cdot \dot{m} \cdot g}{v} \quad \text{Gl. (2.2-3)}$$

Die Reibung am Schneckenblech und die Reibung am Trog können noch hinreichend analytisch beschrieben werden. Für die restlichen Reibungsanteile gibt es keine konkrete Berechnungsvorschrift, da hier sehr starke Abweichungen vom idealen Förderaufbau auftreten und sich die Effekte am Zwischenlager als sehr komplex gestalten.

Es wurde zu diesem Zweck ein Ersatzmodell erstellt, indem ein Gesamtreibungsbeiwert diese Reibungsanteile zusammenfasst. Mithilfe dieses Verschiebewiderstandsbeiwerts λ und der durch das Fördergut auftretenden Normalkraft wird der Gesamtleistungsbedarf ermittelt:

$$R_Z = \lambda \cdot N = \lambda \cdot l_{ges} \cdot m'_L \cdot g \quad \text{Gl. (2.2-4)}$$

Der schüttgutspezifische Verschiebewiderstandsbeiwert λ liegt im Bereich zwischen 1,5 und 4,0. Einige Werte für verschiedenen Fördergüter sind in der Norm aufgelistet. Die erforderliche Antriebsleistung für horizontale und leicht geneigte Förderschnecken zwischen 0° und 20° Steigung wird schlussendlich aus dem Produkt des Gesamtwiderstandes und der Fördergeschwindigkeit ermittelt:

$$P = (R_Z + F_{St}) \cdot v = \dot{m} \cdot g \cdot (\lambda \cdot l_{ges} + H) \quad \text{Gl. (2.2-5)}$$

Vertikale Förderung:

Für die Berechnung des Leistungsbedarfs stark geneigter und vertikaler Schneckenförderer gelten die gleichen Grundsätze wie bei den horizontal betriebenen Förderschnecken. Der Gesamtleistungsbedarf setzt sich aus folgenden Anteilen zusammen:

- Hubleistung
- Reibleistung zwischen Gut und Wendel
- Reibleistung zwischen Gut und Rohrrinnenwand
- Reibleistung zwischen Gut und Schneckenwelle
- Dissipierte Leistung in Scherfugen
- Verlust durch Zwischenlager
- Lagerreibung
- Spaltverluste
- Verlust durch Beschleunigung des Gutes

Für die Berechnung der Antriebsleistung vertikal betriebener Förderschnecken gibt es mehrere Ansätze. Die bekannteste Vorgehensweise ist die Einzelkörpertheorie nach Böttcher, die sich auf drei Verlustleistungsbereiche beschränkt:

- Hubleistung
- Reibleistung am Schneckenblech
- Reibleistung an der Rohrwand

Diese empirische Rechenvorschrift zeichnet sich vor allem dadurch aus, dass die notwendigen Parameter aus Stoffdaten, Betriebsdaten und Experimenten bezogen werden können. In Abbildung 6 sind die nachfolgend verwendeten Bezeichnungen schematisch dargestellt.

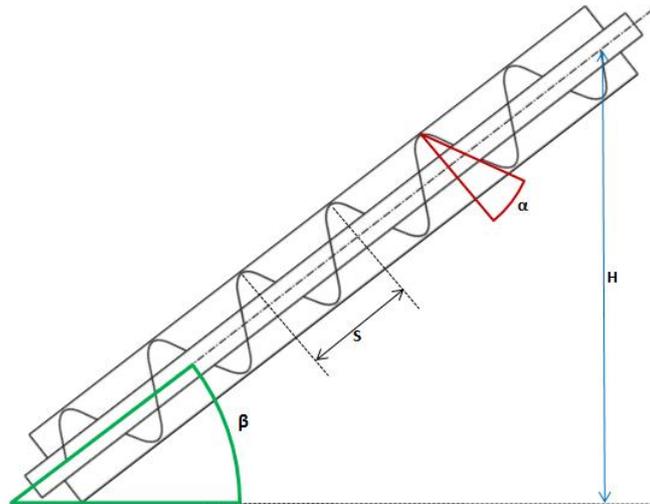


Abbildung 6: Schema einer geneigten Förderschnecke mit Neigungswinkel der Schneckenachse (β), Ganghöhe (S), Flügelsteigung (α) und Förderhöhe (H)

Die Hubleistung errechnet sich wie folgt:

$$P_{Hub} = \dot{m} \cdot L_{ges} \cdot g \quad \text{Gl. (2.2-6)}$$

L_{ges} ist die Reaktorlänge und entspricht im vertikalen Betriebsfall der Hubhöhe. Die Reibleistung am Mantelrohr ist abhängig von der Reibkraft R_z am Rohr und der Absolutgeschwindigkeit v_a des Einzelkörpers.

$$P_{Reib,Zylinder} = R_z \cdot v_a = \mu_z (m r_a \omega_a^2) \cdot \frac{r \omega_a}{\cos \psi} \quad \text{Gl. (2.2-7)}$$

Dabei sind μ_z der Reibwert zwischen Rohrwand und Schüttgut, m die Schüttmasse, r_a der Rohrradius und ψ der Förderwinkel, für welchen gilt:

$$\psi = \arctan \left[\left(\frac{\omega_s}{\omega_a} - 1 \right) \cdot \tan \alpha \right] \quad \text{Gl. (2.2-8)}$$

Hier steht α für die Flügelsteigung, ω_a ist die Gutwinkelgeschwindigkeit und ω_s die Schneckenwinkelgeschwindigkeit. Die beiden Geschwindigkeitswerte sind Drehzahlabhängig:

$$\omega_s = \frac{2\pi n_s}{60} \quad \text{und} \quad \omega_a = 2\pi \left(\frac{n_s}{60} - \frac{v_{ax}}{S} \right) \quad \text{Gl. (2.2-9)}$$

Die Gutaxialgeschwindigkeit v_{ax} über die Drehzahl und die Ganghöhe S ermittelt werden:

$$v_{ax} = S \cdot n \cdot \zeta \quad \text{Gl. (2.2-10)}$$

Dabei ist ζ der Geschwindigkeitsbeiwert, der im Intervall $0 \leq \zeta \leq 1$ liegt und bei vollständiger Förderung gleich 1 gesetzt wird.

Ähnlich wird die Reibleistung zwischen Schüttung und Schneckenblech durch die Reibkraft R_S und die Relativgeschwindigkeit v_r zwischen Schneckenflügel und Einzelkörper gebildet:

$$P_{Reib,Schnecke} = R_S v_r = [\mu_S m g \cos \alpha + \mu_S R_Z \sin(\alpha + \psi)] \cdot \frac{r(\omega_s - \omega_a)}{\cos \alpha} \quad \text{Gl. (2.2-11)}$$

Hier ist μ_S der Reibwert zwischen Gut und Schneckenwendel. Der theoretische Leistungsbedarf errechnet sich aus der Summe der einzelnen Leistungsanteile:

$$P_{ges} = P_{Hub} + P_{reib,Zylinder} + P_{reib,Schnecke} \quad \text{Gl. (2.2-12)}$$

Arbeiten an Versuchsanlagen haben gezeigt, dass der tatsächliche Leistungsbedarf jedoch deutlich höher ist als der theoretisch ermittelte. Der Grund dafür sind zusätzlich auftretende Reibungsverluste im Inneren des Gutes und im Spalt zwischen Schneckenflügel und Förderrohr. Ein empirisch ermittelter Förderfaktor λ_{vert} gleicht diese Ungenauigkeit aus, womit sich der tatsächliche Gesamtleistungsbedarf eines vertikalen Schneckenförderers über folgende Formel ermitteln lässt (Leonhard 2002):

$$P_{ges,tat} = P_{Hub} + (P_{reib,Zylinder} + P_{reib,Schnecke}) \cdot \lambda_{vert} \quad \text{Gl. (2.2-13)}$$

Der Förderfaktor wurde von Leonhard (2002) empirisch ermittelt und kann aus Diagrammen abgelesen werden.

2.3 Kontakt Schneckentrockner

Schneckentrockner sind kontinuierlich arbeitende Trocknungsapparate, die mit geschlossenen Schnecken oder einzelnen Schaufeln ausgeführt sind. Abbildung 7 zeigt ein vereinfachtes Schema eines Schneckentrockners. Eine Welle mit durchgehenden Schnecke oder einzelnen Schaufeln dreht sich in einem geschlossenen Rohr oder Trog. Das Trocknungsgut wird vom Aufgabepunkt durch den Trog Richtung Ausgang geschoben. Die Wärmeübertragung erfolgt indirekt über die Trogwand und die Schneckenwelle. Wärmeträger sind Dampf, Wasser, Thermoöle oder auch Feuerungsabgase.

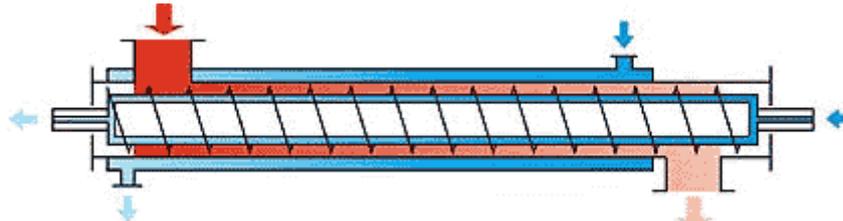


Abbildung 7: Schema Schneckentrockner (nema.de 2014)

Bei Vollschneckentrocknern wird die Aufenthaltszeit im Trockner über die Drehzahl gesteuert. Werden verstellbare Schaufeln angebracht, so kann über die Neigung der Schaufelflächen der Vorschub und die Durchmischung variiert werden.

Die bei der Trocknung entstehende Brüdenluft wird ausgetragen. Dazu wird Frischluft am Trogende eingeblasen und am Troganfang abgezogen. Es ist möglich mehrere Trockner übereinander zu positionieren. Das Schüttgut fällt, nachdem es den ersten Trockner durchlaufen hat in den zweiten, und wird dann in entgegengesetzter Richtung gefördert. Auf diese Weise können unterschiedliche Betriebsbedingungen realisiert werden (Kröll 1978).

2.4 Schneckenwärmetauscher

Schneckenwärmetauscher funktionieren nach demselben Prinzip wie Schneckentrockner, wobei nicht der Trocknungsvorgang, sondern die thermische Behandlung eines Produkts im Vordergrund steht. Zur Verbesserung des Wärmeübergangs gibt es Ausführungen mit Hohlflügeln, die ebenfalls wie der Trog und die Welle mit Heiz- oder Kühlmedium durchströmt werden, siehe Abbildung 8.

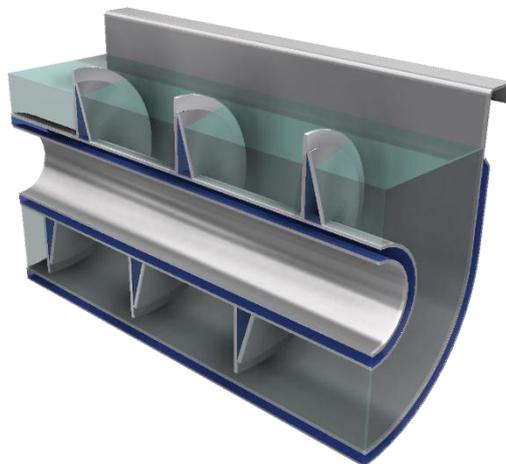


Abbildung 8: Schnecke mit Hohlflügel (Köllemann 2014)

Das Hohlflügel-Prinzip reduziert die thermische Belastung der Wendel und erhöht damit den Einsatzbereich von Schneckenwärmetauschern. Dieser umfasst das Kühlen von Stoffen ab 1200°C und das Aufheizen mit Medientemperaturen von über 350°C. Angewendet werden sie zum Beispiel für das Trocknen von Schlämmen und pastösen Stoffen, das Abkühlen von Bettasche aus Feuerungsanlagen und das Aufheizen von Anodenkoks für Aluminiumschmelzen. Daneben werden sie auch in der Lebensmittel- und Pharmaindustrie eingesetzt. Es gibt Ausführungen als Einzelschnecken, aber auch Anlagen mit bis zu vier ineinander-laufenden Wendeln. Um Platz zu sparen können Schneckenwärmetauscher ebenfalls in Kaskadenbauweise übereinander platziert werden (Kölleermann 2014).

2.5 Extruder

Bei der Extrusion werden zähe oder dickflüssige Materialien durch eine Formmatrize gepresst um Stränge in beliebiger Länge und bestimmten Querschnitten zu erzeugen. Der für den Pressvorgang notwendige Druck kann unter anderem über eine Schnecke erzeugt werden. Extruder werden in der Kunststoff, Textil und Lebensmitteltechnologie eingesetzt

Der Vorteil von Schneckenextrudern liegt vor allem in der exakten Dosierbarkeit des Materials und der Einteilung in unterschiedliche Betriebszonen. Dazu wird die Schnecke in unterschiedlichen Ganghöhen und Wellendurchmessern ausgeführt. In der Aufgabebzone wird das Material kontinuierlich von der Schnecke abgezogen. In der nächsten Zone wird die Schnecke beheizt, um Materialien vorzuwärmen oder Granulate aufzuschmelzen. Zusätzlich verändert sich die Ganghöhe oder der Wellendurchmesser um das Zellenvolumen zu verringern und so das Material zu verdichten. Im Anschluss folgt die Dosierzone, in der das Material möglichst gleichmäßig verteilt wird, um anschließend durch die Matrize gepresst zu werden (Koç 2009).

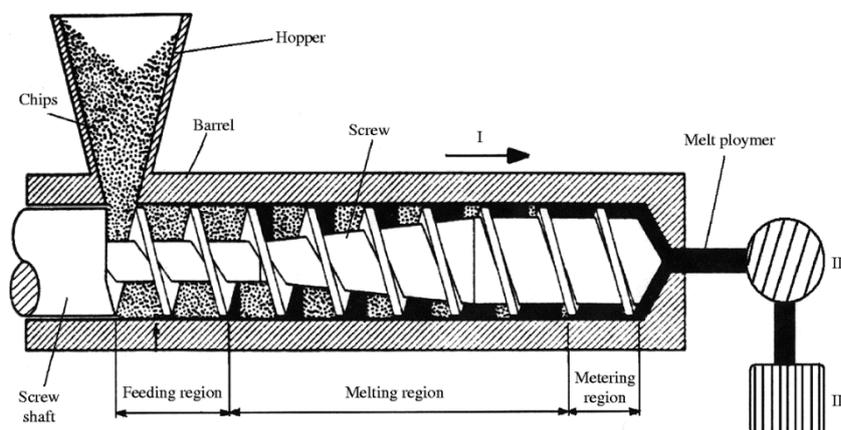


Abbildung 9: Drei-Zonen-Extruder (Koç 2009)

2.6 Schneckenreaktoren

In einem Schneckenreaktor werden Edukte von einer oder mehreren ineinanderlaufenden Förderschnecken durch einen Reaktionsraum befördert. Durch externes Beheizen können unterschiedliche Temperaturbereiche geschaffen werden und aufgrund der geschlossenen Bauweise besteht die zudem die Möglichkeit den Reaktor bei Über- oder Unterdruck zu betreiben. Feste, flüssige oder gasförmige Zusatzstoffe können über Düsen oder Öffnungen zudosiert werden. Auf diese Weise ist es möglich in einem Prozess unterschiedliche Betriebsbedingungen zu schaffen und Reaktionsabläufe mit hohen Durchsatzraten zu realisieren.

Seit etwas mehr als 80 Jahren werden Schneckenreaktoren vor allem für die thermische Behandlung von Feststoffen verwendet.

1927 wurde zum ersten Mal versucht Kohle in einem Versuchsreaktor, bestehend aus einem beheizten Rohr und einer darin drehenden Förderschnecke, zu verkoken. Anfänglich traten Schwierigkeiten auf, da das heiße Material aufgrund der großen Temperaturunterschiede an der unbeheizten Schnecke anhaftete und kein kontinuierlicher Betrieb möglich war, weil die Förderung versagte. Veränderungen an der Geometrie und das zusätzliche Beheizen der Schneckenwelle verminderten diesen Effekt. Der Rohrreaktor wurde von außen beheizt, wodurch unterschiedliche Temperaturzonen geschaffen werden konnten. Dies wurde bereits damals als großer Vorteil dieser Reaktortechnik angesehen (Laucks 1927)

1941 wurde in West Virginia ein ähnliches Konzept zur Koksherstellung verwirklicht. Ein etwa 6 m langes Drehrohr mit 43 cm Durchmesser wurde in einen Gasfeuerraum eingebaut und von außen beheizt, siehe dazu Abbildung 10. Kohle wurde durch eine Förderschnecke durch den Reaktor bewegt, gleichzeitig konnte das Mantelrohr mit 1,5 – 4,0 Rotationen pro Minute gedreht werden. Durch Vor- und Rückbewegung der Schnecke war man in der Lage die Durchmischung und die Verweilzeit zu steuern. Die Anlage setzte täglich 40 Tonnen Kohle und Petroleumkoks um (Woody 1941).

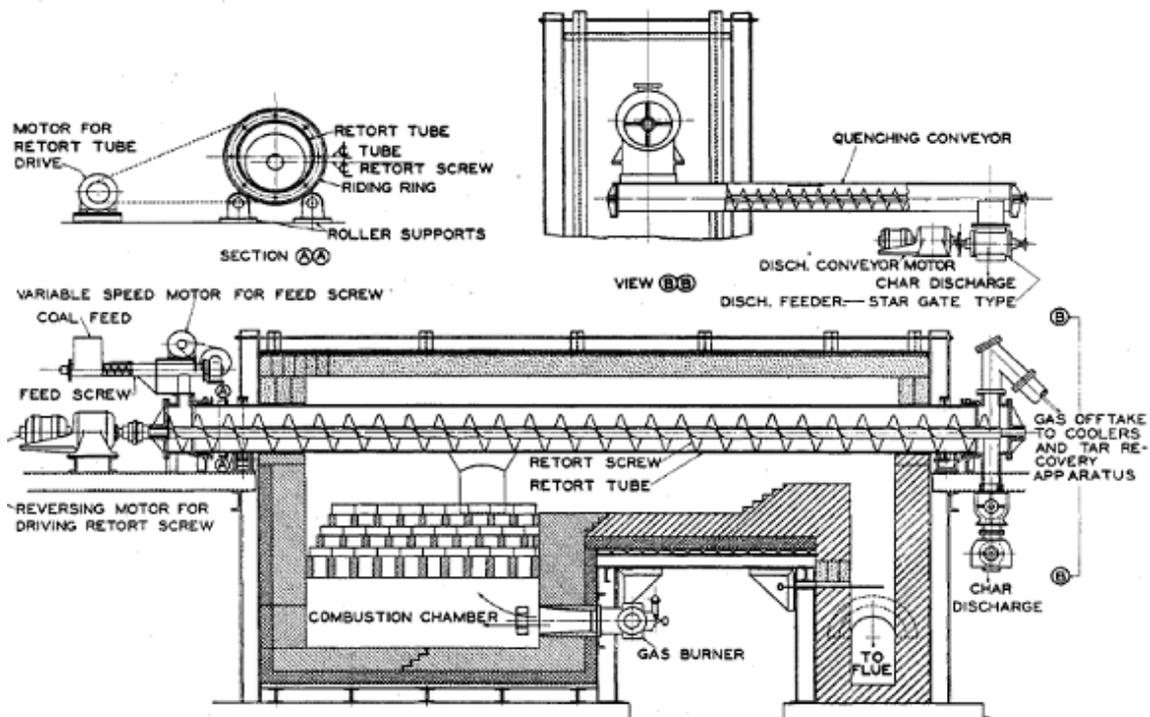


Abbildung 10: Pyrolyseverfahren mit Schneckenreaktor (Woody 1941)

In den 50er Jahren wurde in Deutschland ein verbessertes Kohle-Verflüssigungsverfahren umgesetzt. Mit dem sogenannten Lurgi-Ruhrgas-Verfahren wurde Treibstoff aus Braunkohle synthetisiert. Bei der Niederdruck-Pyrolyse wurde gemahlene Kohle mit heißem Sand oder Koks in einem Doppelschneckenreaktor vermischt und schlagartig auf bis zu 600°C aufgeheizt. Die freigesetzten Gase wurden in nachgeschalteten Quenchen zur Weiterverarbeitung aufgefangen (NAS 1977).

In den 90er Jahren wurden am Lawrence Livermore National Laboratory weitere Untersuchungen zur Niedertemperaturpyrolyse von Kohle durchgeführt. In einem Versuchsreaktor wurde Pyrolyseversuche mit einer Förderschnecke durchgeführt. Es traten, wie vorher bereits von Laucks (1927) beschrieben, Probleme mit anhaftenden Kohleklumpen auf. Durch mehrmaliges Vor- und Rückbewegen der Schnecke konnte ein geringer Reinigungseffekt erzielt werden. Die erwünschten Durchsatzraten wurden jedoch nicht erreicht. Der Autor empfiehlt daher den Einsatz einer Doppelschnecke. Die kostengünstigste Variante ist eine aus Flügeln zusammengeschweißte Konstruktion. Eine deutlich teurere aber zuverlässigere Variante würde vorsehen, die Schnecken aus einem Bauteil zu formen. Abbildung 11 zeigt die drei untersuchten Schneckenformen.

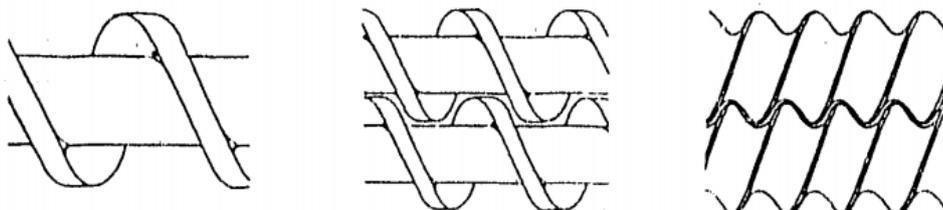


Abbildung 11: Schneckenarten: Einzelschnecke geschweißt, Doppelschnecke geschweißt, Doppelschnecke gedreht (Camp 1990)

Camp beschreibt in seiner Arbeit auch das Problem des schlechten Wärmeübergangs, den er als den limitierenden Faktor für den Prozess ansieht. Eine geringere Schneckensteigung würde die Übertragungsfläche vergrößern. Außerdem empfiehlt er die Flügelform zu überarbeiten um eine bessere Durchmischung und Reinigungswirkung zu erzielen (Camp 1990).

Lin (1997) entwickelten ein System zur Entschwefelung von Kohle durch leichte Pyrolyse und die gleichzeitige Bindung des entstandenen Schwefels durch einen Sorbent. Dazu wurde ein Rohrreaktor, bestehend aus einem Innen- und einem Außenrohr, konstruiert. Die Kohle wurde mittels Schnecke durch das beheizte Innenrohr befördert und dabei pyrolysiert. Um das gasdurchlässige Innenrohr drehte sich eine weitere Förderspirale, die das Sorptionsmittel, meist Kalksteinpellets, transportierte. Die Förderorgane konnten unabhängig voneinander bewegt und somit die Aufenthaltszeit beider Stoffe gesteuert werden. Der schwefelgehalt der Kohle wurde dadurch um bis zu 33% gesenkt. Abbildung 12 zeigt ein Schema der von Lin gebauten Anlage.

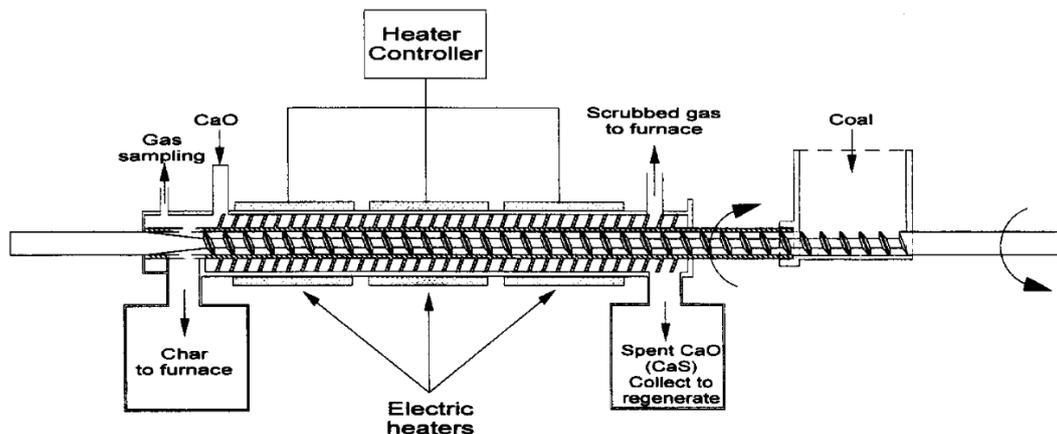


Abbildung 12: Schneckenreaktor zur Entschwefelung von Kohle (Lin 1997)

Im Bereich der Biomassevergasung wurden vor allem in den letzten 20 Jahren vermehrt Untersuchungen mit Schneckenreaktoren durchgeführt. Die ersten Versuche fanden jedoch bereits 1969 statt. Lakshmanan (1969) beschreibt den Einsatz eines noch handbetriebenen Schneckenreaktors zur Pyrolyse von Stärke und Zellulose. Die Beheizung auf bis zu 500°C erfolgte elektrisch über den Reaktormantel. Die Produktausbeute war nur gering unter der von Batch-Versuchen. Jedoch traten Probleme durch Anhaftungen an der Schnecke und Leckageverluste an den Wellendichtungen auf.

Das Forschungszentrum Karlsruhe betreibt seit Längerem intensive Forschung im Bereich der Biomasseverflüssigung zur Treibstoffherstellung. Das sogenannte bioliq[®]-Verfahren ermöglicht den Einsatz unterschiedlichster Biomassereststoffen. In einem Schnellpyrolyseschritt wird das zerkleinerte Ausgangsprodukt in einem Doppelschneckenreaktor bei 500°C in wenigen Sekunden mit erhitztem Sand vermischt und umgesetzt. Durch das Variieren der Betriebsparameter kann die Ausbeute gezielt beeinflusst werden (Dahmen 2007).

Im spanischen Zaragoza werden seit jüngerer Zeit Methoden zur Verarbeitung von Altreifen untersucht. Es wurden Pyrolyseversuche mit Altreifen in einem Schneckenreaktor mit einer

Leistung von 150 kW_{th} durchgeführt. In über 100 Betriebsstunden konnten 500 kg Reifengranulat verarbeitet werden. Die Beheizung auf 550°C erfolgte elektrisch. Erwähnt wird dabei vor allem die stabile und zuverlässige Betriebsführung, wodurch gut reproduzierbare Ergebnisse gewonnen werden konnten (Martinez 2013).

Der Wesentliche Vorteil von Schneckenreaktoren liegt vor allem in der relativ einfachen und sehr robusten Bauweise. Sie können für sehr kleine Umsätze konzipiert werden. Verglichen mit Wirbelschichtreaktoren sind die Betriebskosten deutlich geringer, da die für die Fluidisierung notwendigen Gasvolumenströme wegfallen. Ein Großes Potential wird diesen Reaktorkonzepten vor allem für kleinere, transportfähige Anlagen zugesprochen, die dezentral zum Einsatz kommen könnten. Eine Anwendung wäre beispielsweise die Verarbeitung von Forstabfällen. Mit transportablen Pyrolyseanlagen könnten Biomasseabfälle vor Ort in flüssige Produkte mit höherer Energiedichte umgewandelt werden (Ingram 2008). Im Vergleich zu verschiedenen Biomasseprodukten, wie Stroh, Hackschnitzel und Pellets, weist Pyrolyseöl eine bis zu 15-mal höhere Energiedichte auf (Badger 2006).

Am Fraunhofer-Institut für Solare Energiesysteme wird ein Latentwärmespeicher in der Ausführung als Schneckenwärmetauscher getestet.

Die Anlage arbeitet mit zwei ineinander laufenden Schneckenwendeln. Das Material wird in einem doppelwandigen Trog befördert. Die Transportlänge beträgt 1,7 m, die Schneckendurchmesser sind 250 mm. Durch die ineinander laufenden Schneckenflügel tritt ein Selbstreinigungseffekt auf, der die Agglomeration und das Anbacken des Materials verhindern soll. Der Wärmeaustausch erfolgt indirekt über den Trog, die Schneckenwelle und die Schneckenflügel.

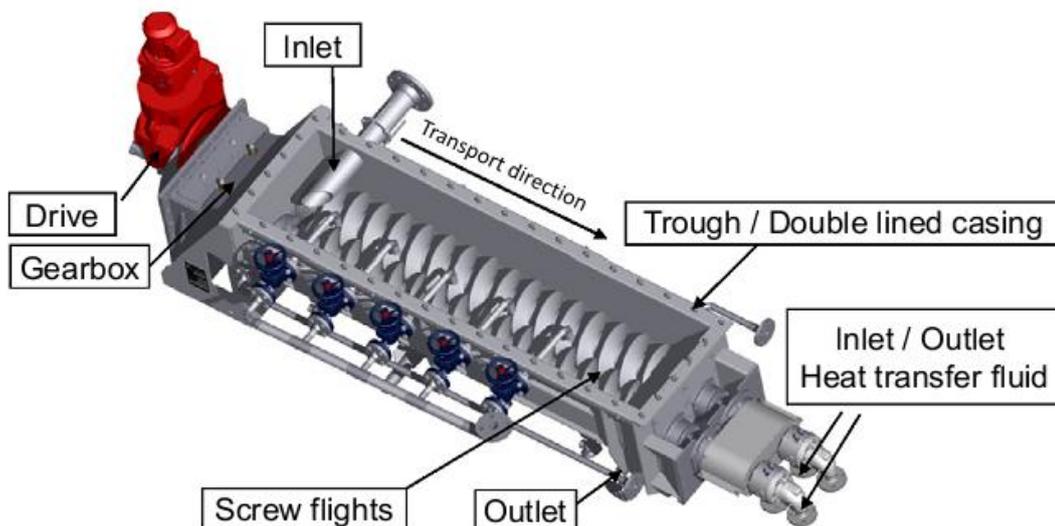


Abbildung 13: Latentwärmespeicher mit Doppelschnecke (Zipf 2012)

Es wurden Experimente mit einem eutektischen Gemisch aus geschmolzenem Natriumnitrat und Kaliumnitrat durchgeführt. Die Salzschmelze wurde am Schneckenanfang zugeführt. Beim Kontakt mit den Schneckenflügeln kristallisierte ein Teil des Gemisches augenblicklich und blieb daran haften. Am Trogboden sammelte sich der Rest der flüssigen Schmelze und wurde kontinuierlich von

den Förderschnecken weitertransportiert wobei es ebenfalls zu Kristallisation und Anbacken des Materials an den Flügeln kam. Durch die ineinanderlaufenden Schnecken wurde die Festmasse ständig abgeschert und aufgebrochen. Am Reaktorende wurde das vollständig ausgehärtete Salzgranulat abgezogen. Die Versuche haben gezeigt, dass mittels Schneckenreaktor ein vollständiger Phasenwechsel erzielt werden kann. In weiteren Experimenten sollen die Einflüsse von Schneckendrehzahl, Massendurchsatz und Füllgrad auf den Umsatz und den Wärmeübergang untersucht werden (Zipf 2012).

Ein wesentliches Problem stellt die schlechte Wärmeleitfähigkeit der Phasenwechselmaterialien dar. Zur Erhöhung der Wärmeleitfähigkeit gibt es mehrere Ansätze, unter anderem die Einkapselung des Materials in Stahlröhren oder das Zusammenpressen mit Stoffen höherer Wärmeleitfähigkeit. Durch den Einbau zusätzlicher Graphitrippen konnte der Umsatz bei Phasenwechselversuchen deutlich erhöht und die Reaktionszeit verkürzt werden (Liu 2012).

2.7 Berechnungsansätze für den Wärmeübergang

Teil dieser Arbeit ist es unter anderem den Wärmeübergang in einem solchen Schneckenreaktor zu untersuchen. Nachfolgend werden die relevanten Rechenmethoden für den Wärmeübergang in Schüttschichten zusammengefasst. Der Großteil der Berechnungen bezieht sich auf die Rechenvorschriften des VDI Wärmeatlas, welcher eine sehr gute Sammlung aktueller Berechnungsvorlagen darstellt.

2.7.1 Wärmeübergang von Heizfläche an Schüttung

Abbildung 14 zeigt das sich einstellende Temperaturprofil beim Wärmeübergang von einer Heizfläche an eine Kugelschüttung. Zwischen der Heizwand und der ersten Partikelschicht ist ein großer Temperaturgradient feststellbar, der auf den starken Kontaktwiderstand zurückzuführen ist. Danach nähert sich die Temperaturkurve der Schüttungstemperatur an.

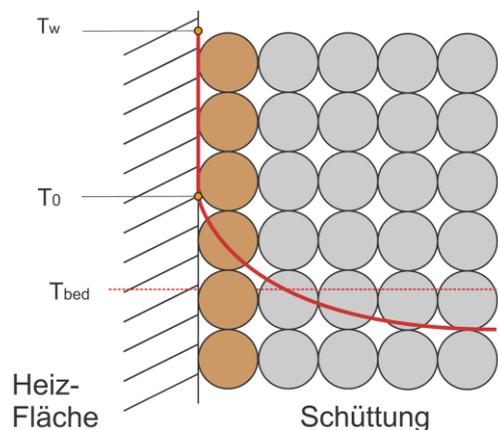


Abbildung 14: Temperaturprofil Wand-Schüttung, mit der Wandtemperatur T_w , der Temperatur der ersten Partikelschicht T_0 und der mittleren Schüttungstemperatur T_{bed} . (VDI 2013 S. 1499)

Man kann demnach den Wärmeübergang zwischen Wand und Schüttung über den Kontaktwiderstand $1/\alpha_{WS}$ und den Wärmeeindringwiderstand $1/\alpha_{bed}$ beschreiben. Für den Gesamtwärmeübergang gilt:

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_{WS}} + \frac{1}{\alpha_{bed}} \quad \text{Gl. (2.7-1)}$$

Ermittlung des Kontaktwiderstandes $1/\alpha_{WS}$:

Zwischen Heizfläche und erster Partikelschicht wird eine Gasschicht angenommen, die den Wärmeübergang maßgeblich beeinflusst. Der Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Wand und Schüttung setzt sich nach Schlünder aus dem Wärmeübergangskoeffizienten Wand-Schüttung und den Wärmeübergangskoeffizienten durch Strahlung zusammen:

$$\alpha_{WS} = \varphi \cdot \alpha_{WP} + \alpha_{rad} \quad \text{Gl. (2.7-2)}$$

Mit dem Flächenbedeckungsgrad φ (0,8 für monodisperse Kugelschüttungen). Für den Wärmeübergangskoeffizienten Wand-Partikelschicht gilt:

$$\alpha_{WP} = \frac{4\lambda_g}{d} \left[\left(1 + \frac{2l + \delta}{d} \right) \ln \left(1 + \frac{d}{2l + \delta} \right) - 1 \right] \quad \text{Gl. (2.7-3)}$$

Dabei ist λ_g die Wärmeleitfähigkeit des Gases zwischen den Partikeln, δ die Oberflächenrauigkeit der Partikel und d der Partikeldurchmesser. l ist die modifizierte freie Weglänge der Gasmoleküle:

$$l = 2 \frac{2 - \gamma}{\gamma} \sqrt{\frac{2\pi\tilde{R}T}{\tilde{M}}} \frac{\lambda_g}{p(2c_{p,g} - \tilde{R}/\tilde{M})} \quad \text{Gl. (2.7-4)}$$

Den Akkomodationskoeffizienten γ erhält man durch umformen der Formel:

$$\log_{10} \left(\frac{1}{\gamma} - 1 \right) = 0,6 - \frac{(1000 K/T) + 1}{C} \quad \text{Gl. (2.7-5)}$$

zu

$$\gamma = \left[1 + 10^{\left(0,6 - \frac{(1000 K/T) + 1}{C} \right)} \right]^{-1} \quad \text{Gl. (2.7-6)}$$

Für T ist die absolute Temperatur einzusetzen. Die Konstante C ist von der Molmasse des Gases abhängig. Der Wärmeübergang durch Strahlung lässt sich folgendermaßen ermitteln:

$$\alpha_{rad} = 4 \cdot C_{w,bed} T^3 \quad \text{Gl. (2.7-7)}$$

Für $C_{w,bed}$ gilt:

$$C_{w,bed} = \frac{\sigma}{\left(\frac{1}{\epsilon_W} + \frac{1}{\epsilon_{bed}} - 1 \right)} \quad \text{Gl. (2.7-8)}$$

Dabei ist σ der Strahlungskoeffizient des schwarzen Körpers ($\sigma = 5,67 \times 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$) und ϵ_W bzw. ϵ_{bed} sind die Emissionskoeffizienten der Wand und der Schüttung.

Ermittlung des Wärmeeindringwiderstandes $1/\alpha_{bed}$:

Werden die thermophysikalischen Eigenschaften eines Partikels (ρ_P, c_P, λ_P) mit den effektiven Eigenschaften eines Festbettes (ρ_B, c_B, λ_B) ausgetauscht, so kann die Schüttung als Quasikontinuum angesehen werden. Somit gilt nach der Fourier'schen Wärmeleitungstheorie für die Ermittlung des Wärmeeindringwiderstandes:

$$\alpha_{bed} = 2 \sqrt{\frac{\rho_B c_B \lambda_B}{\pi \cdot t_{kontakt}}} \quad \text{Gl. (2.7-9)}$$

Dabei ist $t_{kontakt}$ die Verweilzeit des Gutes auf der Heizfläche. Legt man die Bedingung fest, dass α_{WS} gleich α_{bed} ist so kann eine kritische Verweilzeit für den Aufheizvorgang ermittelt werden:

$$t_c = \frac{4}{\pi} \cdot \frac{\rho_B c_B \lambda_B}{\alpha_{WS}^2} \quad \text{Gl. (2.7-10)}$$

Daraus lässt sich ableiten, dass für geringe Verweilzeiten der Kontaktwiderstand $1/\alpha_{WS}$ und für längere Verweilzeiten der Wärmeeindringwiderstand $1/\alpha_{bed}$ bestimmend sind. Die kritische Verweilzeit wird vor allem vom Druck und dem Partikeldurchmesser beeinflusst. Bei Betrieb unter Normaldruck liegt sie im Sekundenbereich, bei Vakuumbetrieb im Bereich mehrerer Minuten.

Zu trocknende Schüttungen werden meist durch Rührwerke in Bewegung gebracht, um so den Trocknungsprozess zu beschleunigen. Um den Einfluss dieses Vorgangs auf den Wärmeübergang beschreiben zu können wird die Mischbewegung gedanklich in eine Reihenfolge von Ruhezeiten zerlegt. Während einer Ruhezeit t_R dringt das Temperaturprofil in das Haufwerk ein. Am Ende jeder Ruhephase wird eine schlagartige und ideale Durchmischung angenommen. Dieses Modell wird auch als Penetrationsmodell bezeichnet.

Für den Wärmeeindringkoeffizienten ist weiterhin Gleichung (2.25) anzuwenden, für die Verweilzeit wird jedoch die Ruhezeit t_R herangezogen.

$$\alpha_{bed,mix} = 2 \sqrt{\frac{\rho_B c_B \lambda_B}{\pi \cdot t_R}} \quad \text{Gl. (2.7-11)}$$

Für die Ruhezeit t_R gilt:

$$t_r = t_{mix} \cdot N_{mix} \quad \text{Gl. (2.7-12)}$$

mit

$$t_{mix} = \frac{1}{n} \quad \text{Gl. (2.7-13)}$$

t_{mix} ist die Zeitkonstante des Rührers, n die Drehzahl der Welle und N_{mix} die Mischgüte-Kennzahl. Diese ist abhängig von der Art und den Eigenschaften des Mischsystems, sowie von der Rührerdrehzahl. Im Wesentlichen gibt N_{mix} Auskunft darüber, wie oft sich das Rührorgan drehen muss, um eine ideale Durchmischung der Schüttung zu erreichen. Bis jetzt ist eine Vorausberechnung der Mischgüte-Kennzahl nicht möglich. Aus Messergebnissen von Mischversuchen lässt sich folgender Zusammenhang ableiten:

$$N_{mix} = C Fr^x \quad \text{Gl. (2.7-14)}$$

für die Froudezahl Fr gilt:

$$Fr = \frac{(2\pi n)^2 D}{2g} \quad \text{Gl. (2.7-15)}$$

Dabei sind n die Wellendrehzahl, D der Trommeldurchmesser und g die Erdbeschleunigung. Die Faktoren C und x sind abhängig von der Bauart und wurden bisher über Versuche mit verschiedenen Trocknern ermittelt:

Tabelle 3: Empirische Daten aus Mischversuchen

Tellertrockner	C = 25	x = 0,2
Schaufeltrockner	C = 9	x = 0,05
Drehrohtrockner	C = 16	x = 0,2

Quelle: VDI-WA 2013

Dabei muss jedoch erwähnt werden, dass nur wenige und teilweise schlecht dokumentierte Versuche durchgeführt wurden und die Ergebnisse deshalb kritisch zu hinterfragen sind. Weiters muss beachtet werden, dass N_{mix} vom Feuchtegehalt, der Temperatur und dem Zustand des Produkts (pastös, klebrig, agglomeriert) beeinflusst wird. Für erste Berechnungen mit rieselfähigen Schüttgütern kann deshalb $N_{\text{mix}} = 10$ herangezogen werden.

2.7.2 Wärmeübergang Haufwerk Fluid

Unter einem Haufwerk versteht man die geordnete oder ungeordnete Anordnung gleicher oder unterschiedlicher Partikel. Die Wärmeübertragung in einer durchströmten Schüttung ist deutlich höher als bei einem umströmten Einzelkörper, was durch das Vielfache Umlenken und Verwirbeln der Gasströmung erklärbar ist.

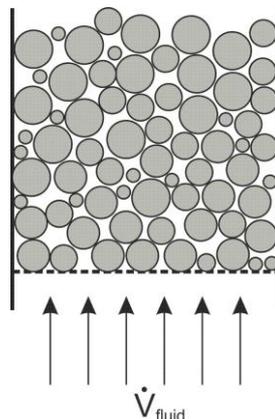


Abbildung 15: Schema durchströmtes Haufwerk (nach Schlünder 1995)

Die zur Berechnung des Wärmeübergangskoeffizienten notwendige Nusseltzahl für Haufwerke lässt sich aus der Nusseltzahl für Einzelkörper und einem Anordnungsfaktor f_a ableiten:

$$Nu = f_a \cdot Nu_{\text{Einzelkugel}} \quad \text{Gl. (2.7-16)}$$

Versuche haben gezeigt, dass dieser Anordnungsfaktor vom Hohlraumvolumenanteil der Schüttung abhängt. Für ein Haufwerk gleichgroßer Kugeln gilt:

$$f_a = 1 + 1,5(1 - \epsilon) \quad \text{Gl. (2.7-17)}$$

Für die überströmte Einzelkugel setzt sich die Nusseltzahl aus seinem laminaren und einem turbulenten Anteil zusammen:

$$Nu_{\text{Einzelkugel}} = 2 + \sqrt{Nu_{\text{lam}}^2 + Nu_{\text{turb}}^2} \quad \text{Gl. (2.7-18)}$$

Für Nu_{lam} und Nu_{turb} gilt:

$$Nu_{\text{lam}} = 0,664 \sqrt{Re_{\psi}} \sqrt[3]{Pr} \quad \text{Gl. (2.7-19)}$$

$$Nu_{\text{turb}} = \frac{0,037 Re_{\theta\psi}^{0,8} Pr}{1 + 2,443 Re_{\psi}^{-0,1} (Pr^{2/3} - 1)} \quad \text{Gl. (2.7-20)}$$

mit:

$$Re_{\psi} = \frac{w_{\text{frei}} d_k}{\nu\psi} \quad \text{Gl. (2.7-21)}$$

w_{frei} ist die Strömungsgeschwindigkeit des leeren Behälters, ν die kinematische Viskosität und ψ steht für die Porosität der Schüttung. Unter d_k versteht man den Durchmesser einer Kugel mit der gleichen Oberfläche eines Partikels. Bei der oft gewählten Annahme einer kugelförmigen Schüttung ist $d_k = d_p$. Ansonsten erhält man d_k aus der geometrischen Oberfläche A_p , die wiederum aus der volumenspezifischen Oberfläche des Haufwerks und der Anzahl der Partikel pro Volumen gebildet wird.

$$d_k = \sqrt{\frac{A_p}{\pi}} \quad \text{Gl. (2.7-22)}$$

Die Prandtlzahl gibt das Verhältnis von innerer Reibung und Wärmeleitstrom eines Fluids an und wird aus dem Quotienten von kinematischer Viskosität und Temperaturleitfähigkeit ermittelt:

$$Pr = \frac{\nu}{a} \quad \text{Gl. (2.7-23)}$$

mit:

$$a = \frac{\lambda_{\text{Fluid}}}{\rho_{\text{Fluid}} \cdot c_{\text{Fluid}}} \quad \text{Gl. (2.7-24)}$$

Für kugelförmige Partikel ist Gleichung (2.7-20) im Bereich $10^{-1} < Re_{\psi} < 10^4$ und $0,6 < Pr < 10^5$ gültig. Das Modell beruht auf der Annahme eines gleichmäßigen Hohlraumanteils über die gesamte Schüttung, was in der Realität jedoch nicht zutrifft. Größere Hohlräume führen zu höheren Strömungsgeschwindigkeiten und damit zu unterschiedlichen NTU-Werten. Durch Versuche konnten starke Abweichungen zu berechneten Werten bei kleinen Peclet-Zahlen nachgewiesen werden.

2.7.3 Wärmeleitfähigkeit von Schüttschichten

Die Wärmeleitfähigkeit von Schüttschichten wird von primären und sekundären Parametern beeinflusst. Primären Einfluss haben die Wärmeleitfähigkeit der Partikel, die Wärmeleitfähigkeit des Hohlraum füllenden Fluids und die Schüttungsporosität. Zu den sekundären Einflussgrößen zählen:

Wärmeübertragung durch Strahlung:

Diese hängt maßgeblich von der Temperatur und den optischen Eigenschaften des Fluids und der Partikeloberfläche ab. Zudem spielt das Hohlraumvolumen eine wichtige Rolle, welches wiederum eine Funktion der Partikeldurchmessers ist.

Druck:

Die Wärmeleitfähigkeit eines unendlich ausgedehnten, verdünnten Gases ist laut der kinetischen Gastheorie druckunabhängig. Die Wärmeleitfähigkeit eines im Haufwerk eingeschlossenen Gases sinkt jedoch mit abnehmendem Druck. Dieser Vorgang wird durch den Partikeldurchmesser und die mittlere freie Weglänge der Gasmoleküle bestimmt.

Abflachung der Partikeloberfläche:

In der Realität besteht das Haufwerk nicht aus kugelförmigen Partikeln. Die Kontaktflächen sind nicht punktförmig sondern werden durch externe Kräfte und das Eigengewicht der Schüttung beeinflusst. Die damit veränderten Feststoffbrücken wirken sich auf den Wärmeübergang zwischen den Partikeln aus. Die Einflussgrößen auf die Wärmeleitfähigkeit können somit zusammengefasst werden:

$$\lambda_{bed} = \left\{ \begin{array}{l} \lambda_p, \lambda_f, \psi \\ p, T, d, \\ \text{Partikelform, Korngrößenverteilung,} \\ \text{mech. \& opt. Eigenschaften Partikel} \\ \text{thermod. und opt. Eigenschaften Fluid} \\ \text{Partikelabflachung} \end{array} \right\}$$

Das erweiterte Modell von Zehner/ Bauer/ Schlünder ist am besten für den praktischen Gebrauch geeignet. Dabei werden neben den primären Einflüssen auch die oben genannten sekundären Einflussparameter mitberücksichtigt. Die Wärmeleitfähigkeit eines Partikelbetts wird wie folgt ermittelt:

$$\lambda_{bed} = k_{bed} \lambda_f \quad \text{Gl. (2.7-25)}$$

λ_f ist die Wärmeleitfähigkeit des durchströmenden Fluids. k_{bed} ist die darauf bezogene Wärmeleitfähigkeit. Für diese gilt unter Berücksichtigung der primären und sekundären Einflussgrößen:

$$k_{bed} = (1 - \sqrt{1 - \psi}) \psi \cdot [(\psi - 1 + k_G^{-1})^{-1} + k_{rad}] + \sqrt{1 - \psi} [\varphi k_p + (1 - \varphi) k_c] \quad \text{Gl. (2.7-26)}$$

Dabei ist φ der Abflachungskoeffizient, der die eventuell auftretende Abflachung der Partikel und die damit veränderten Kontaktstellen berücksichtigt. k_p ist die Partikel bezogene Wärmeleitfähigkeit:

$$k_p = \frac{\lambda_p}{\lambda_f} \quad \text{Gl. (2.7-27)}$$

k_c ist die auf den Kern des Partikels bezogene Wärmeleitfähigkeit:

$$k_c = \frac{2}{N} \left\{ \frac{B(k_p + k_{rad} - 1)}{N^2 k_G k_p} \ln \frac{k_p + k_{rad}}{B[k_G + (1 - k_G)(k_p + k_{rad})]} + \frac{B + 1}{2B} \left[\frac{k_{rad}}{k_G} - B \left(1 + \frac{1 - k_G}{k_G} k_{rad} \right) \right] - \frac{B - 1}{N k_G} \right\} \quad \text{Gl. (2.7-28)}$$

mit

$$N = \frac{1}{k_G} \left(1 + \frac{k_{rad} - B k_G}{k_p} \right) - B \left(\frac{1}{k_G} - 1 \right) \left(1 + \frac{k_{rad}}{k_p} \right) \quad \text{Gl. (2.7-29)}$$

$$B = C_f \cdot \left[\frac{1 - \psi}{\psi} \right]^{10/9} \cdot f(\zeta) \quad \text{Gl. (2.7-30)}$$

Für die Berechnung des Verformungsparameters B wird für die Porosität der Einheitszelle die Schüttungsporosität herangezogen. Die Verteilungsfunktion $f(\zeta)$ wurde von Bauer eingeführt um den Einfluss der Korngrößendispersität auf die Wärmeleitfähigkeit zu beschreiben. Spätere Studien haben jedoch gezeigt, dass diese Funktion keinen Einfluss nimmt und gleich eins gesetzt werden kann. Für den Formfaktor C_f und den oben genannten Abflachungskoeffizient φ gibt es keine Methode der Vorausberechnung. Sie wurden experimentell bestimmt und sind in Tabelle 4 aufgelistet.

Tabelle 4: Formfaktor und Abflachungskoeffizient ausgewählter Partikel

Partikelform	C_f	φ	Material
Kugel	1,25	0,0077	Keramik
		0,0013	Stahl
		0,0253	Kupfer
Zylinder	2,50	-	-
Raschig-Ringe	$2,50[1+(d_i/d_a)^2]$	-	-
gebrochen	1,40	0,0010	Sand

Quelle: VDI-WA 2013, S. 655

k_{rad} beschreibt den Einfluss der Wärmestrahlung:

$$k_{rad} = \frac{\lambda_{rad}}{\lambda_f} = \frac{4\sigma}{\left(\frac{2}{\varepsilon}\right) - 1} T^3 \frac{d}{\lambda_f} \quad \text{Gl. (2.7-31)}$$

Dabei ist σ der Strahlungskoeffizient des schwarzen Körpers mit $5,67 \times 10^{-8} \text{ W/m}^2\text{K}^4$ und ε der Emissionskoeffizient der Partikeloberfläche.

Die Druckabhängigkeit k_G wird über die mittlere freie Weglänge der Gasmoleküle l (Gl. (2.7-4)) und den Partikeldurchmesser ermittelt:

$$k_G = \frac{\lambda_G}{\lambda_f} = \left[1 + \frac{l}{d}\right]^{-1} \quad \text{Gl. (2.7-32)}$$

Für den Partikeldurchmesser in Gl. (2.43) und Gl. (2.44) sollte die Korngrößenverteilung berücksichtigt werden. Der Durchmesser wird demnach nach folgender Formel berechnet:

$$d = \left(\sum \frac{Q_i}{d_i}\right)^{-1} \quad \text{Gl. (2.7-33)}$$

Dabei ist Q_i der Volumenanteil einer Partikelfraktion mit Durchmesser d_i .

2.8 Berechnung des Wärmeübertragers

2.8.1 Allgemeine Bezeichnungen und Definitionen

In Abbildung 16 ist das Schema eines Wärmeübertragers dargestellt. Stoffstrom 1 und 2 durchströmen den Apparat mit einem definierten Massenstrom. Die Eintrittstemperatur von Stoffstrom 1 ist ϑ'_1 , die Austrittstemperatur ist ϑ''_1 . Stoffstrom 2 tritt mit der Temperatur ϑ'_2 in den Wärmeübertrager und verlässt diesen mit der Temperatur ϑ''_2 . Die Aufwärmung und Abkühlung der Fluidströme wird maßgeblich von den Massenströmen, den Eintrittstemperaturen, den spezifischen Wärmekapazitäten und vom Wärmedurchgangskoeffizienten k sowie der Wärmeaustauscherfläche A bestimmt.

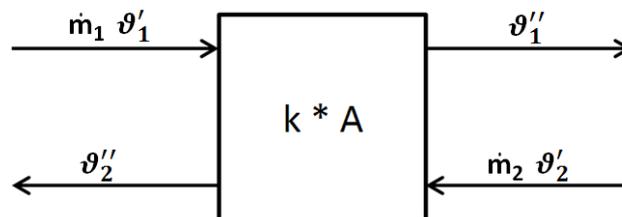


Abbildung 16: Schematische Darstellung eines Wärmeübertragers

Der im Wärmeübertrager ausgetauschte Wärmestrom ist folgendermaßen definiert:

$$\dot{Q}_{12} = k \cdot A \cdot \Delta\vartheta_m \quad \text{Gl. (2.8-1)}$$

Je nach Bauart und Größe gibt es lokale Unterschiede im Wärmeübergang, in den meisten Fällen wird jedoch eine mittlere Wärmeübergangszahl für den gesamten Apparat angenommen. Die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz $\Delta\vartheta_m$ für Gegenstromwärmeübertrager ist:

$$\Delta\vartheta_m = \frac{\Delta\vartheta_{gr} - \Delta\vartheta_{kl}}{\ln\left(\frac{\Delta\vartheta_{gr}}{\Delta\vartheta_{kl}}\right)} \quad \text{Gl. (2.8-2)}$$

Dabei ist $\Delta\vartheta_{gr}$ die größere Temperaturdifferenz zwischen den beiden Stoffströme und $\Delta\vartheta_{kl}$ die kleinere. Der übertragene Wärmestrom lässt sich auch über die Enthalpieänderung der beiden Stoffströme ermitteln:

$$\dot{Q} = \dot{m}_1(h'_1 - h''_1) = -\dot{m}_2(h'_2 - h''_2) \quad \text{Gl. (2.8-3)}$$

Für einphasige Systeme können die Enthalpien über die Temperaturänderung ausgedrückt werden. Dazu wird der Wärmekapazitätsstrom eingeführt:

$$\dot{W}_i = \frac{\dot{m}_1(h'_1 - h''_1)}{(\vartheta'_1 - \vartheta''_1)} = \dot{m}_i c_{pm,i} \quad (i = 1,2) \quad \text{Gl. (2.8-4)}$$

Ist die Enthalpie druckunabhängig oder der Druckverlust in Strömungsrichtung vernachlässigbar so ist $c_{pm,i}$ die über die Temperatur gemittelte, isobare spezifische Wärmekapazität. Für die Berechnung und den Vergleich von Wärmeübertragern wurden dimensionslose Kennzahlen eingeführt:

Die dimensionslose mittlere Temperaturdifferenz:

$$\Theta = \frac{\text{mittlere log.Temperaturdifferenz}}{\text{größte Temperaturdifferenz im System}} = \frac{\Delta\vartheta_m}{\vartheta'_1 - \vartheta''_2} \quad \text{Gl. (2.8-5)}$$

Die dimensionslose Temperaturänderung der Fluidströme:

$$P_1 = \frac{\text{Änderung der Temperaturdifferenz des Fluids 1}}{\text{größte Temperaturdifferenz im System}} = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\vartheta'_1 - \vartheta''_2} \quad \text{Gl. (2.8-6)}$$

$$P_2 = \frac{\text{Änderung der Temperaturdifferenz des Fluids 2}}{\text{größte Temperaturdifferenz im System}} = \frac{\vartheta'_2 - \vartheta''_2}{\vartheta'_1 - \vartheta''_2} \quad \text{Gl. (2.8-7)}$$

Die Anzahl der Übertragungseinheiten NTU (Number of Transfer Units) der Fluidströme:

$$NTU_1 = \frac{\text{Temperaturänderung des Fluids 1}}{\text{mittlere log.Temperaturdifferenz}} = \frac{\vartheta'_1 - \vartheta''_1}{\Delta\vartheta_m} = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_1} \quad \text{Gl. (2.8-8)}$$

$$NTU_2 = \frac{\text{Temperaturänderung des Fluids 2}}{\text{mittlere log.Temperaturdifferenz}} = \frac{\vartheta'_2 - \vartheta''_2}{\Delta\vartheta_m} = \frac{k \cdot A}{\dot{W}_2} \quad \text{Gl. (2.8-9)}$$

Die Wärmekapazitätsstromverhältnisse:

$$R_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2}, \quad R_2 = \frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = \frac{1}{R_1} \quad \text{Gl. (2.8-10)}$$

Zusammenfassend gelten die folgenden Zusammenhänge zwischen den genannten dimensionslosen Kennzahlen:

$$\frac{P_1}{P_2} = \frac{NTU_1}{NTU_2} = \frac{1}{R_1} = R_2, \quad \text{Gl. (2.8-11)}$$

$$\Theta = \frac{P_1}{NTU_1} = \frac{P_2}{NTU_2} \quad \text{Gl. (2.8-12)}$$

Die Anzahl der Übertragungseinheiten (NTU) stellt das Verhältnis der Wärmeübertragungseinheiten zur vorhanden Wärmekapazität dar. Eine große Austauschfläche führt demnach zu einem großen NTU-Wert und somit zu einer schnellen Übertragung des Wärmestroms.

Zur Berechnung von Wärmeübertragern gibt es unterschiedliche Berechnungsmethoden, die sich in den Anwendungsbereichen und dem Rechenaufwand, bzw. der Rechengenauigkeit

unterscheiden. Für die Berechnung des Schneckenreaktors als Wärmetauscher wurde das Zellenmodell herangezogen.

2.8.2 Zellenmethode

Die Zellenmethode bietet die Möglichkeit die Zwischen- und Austrittstemperaturen zweier Fluidströme in einem Wärmeübertrager zu ermitteln. Dabei wird die gesamte Wärmeaustauscherfläche in einzelne gleichgroße Segmente unterteilt die nacheinander in gleicher oder unterschiedlicher Reihenfolge durchströmt werden. Für jeden Teilbereich kann bei bekannten Wärmedurchgangskoeffizient k und Fläche A eine Wärmebilanz aufgestellt werden. Beginnend bei den bekannten Eintrittstemperaturen der beiden Zuläufe können für n Zellen $2n$ Gleichungen zu den jeweiligen Austrittstemperaturen der Zellen definiert werden. Durch iteratives Lösen erhält man die Zwischentemperaturen und zwei Austrittstemperaturen der Fluidströme. Mithilfe der Zwischentemperaturen können bei Bedarf die Stoffeigenschaften und die einzelnen Wärmeübergänge angepasst werden, um so das Modell zu verfeinern.

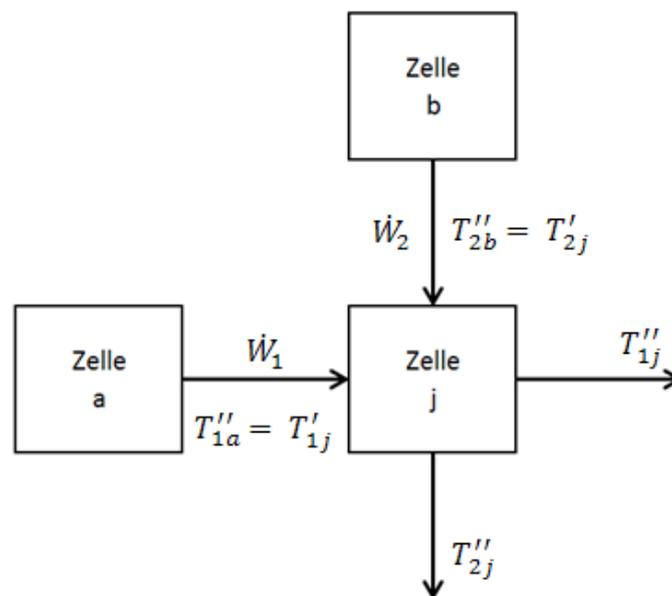


Abbildung 17: Schema Zellenmodell

Je nach Art des Wärmeübertragers und der damit verbundenen Stromführung kommen zu den oben angeführten Grundgleichungen noch weitere dimensionslose Zusammenhänge hinzu. Für den Gegenstromwärmetauscher gilt:

$$P_i = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad \text{für } R_i = R = 1 \quad \text{Gl. (2.8-13)}$$

$$P_i = \frac{1 - \exp[(R_i - 1)NTU_i]}{1 - R_i \exp[(R_i - 1)NTU_i]} \quad \text{für } R_i \neq 1 \quad \text{Gl. (2.8-14)}$$

Dabei gilt für die Übertragungseinheit der einzelnen Zelle:

$$NTU_i = \frac{NTU}{n_z}$$

Gl. (2.8-15)

Mit der Zellenanzahl n_z .

3 Versuchsstand

3.1 Beschreibung

Mit dem Versuchsreaktor sollen vorerst lediglich Kaltversuche ausgeführt werden, um Informationen über das Mischverhalten und den Gas-Feststoffkontakt in einem Schneckenreaktor zu sammeln. Die Untersuchungen werden deshalb mit Quarzsand und Druckluft durchgeführt. Um den Einfluss des Förderwinkels auf das Betriebsverhalten feststellen zu können ist der Reaktorteil schwenkbar ausgeführt. Auf diese Weise können Versuche in horizontaler, geneigter und vertikaler Förderrichtung durchgeführt werden. Die Dimensionierung und das Design des Reaktors erfolgten nach praktischen Überlegungen. So sollten die Bedienung und die Versuchsdurchführung von einer Person bewerkstelligt werden können.

Im Wesentlichen besteht der Versuchsstand aus einem fahrbaren Traggestell, auf dem der schwenkbare Schneckenreaktor montiert ist. Das Reaktorgehäuse für die Kaltversuche ist aus Acrylglas gefertigt und besteht aus einem Einlauf, einem Mittelteil und einem Auslauf. Die Segmente sind auswechselbar. Im Reaktor ist eine Edelstahlförderschnecke zentrisch positioniert und in zwei Stehlager eingespannt. Ein stufenlos-regelbarer Getriebemotor treibt die Förderschnecke über einen Zahnriemen an. Abbildung 18 zeigt den schematischen Aufbau des Versuchstandes. In Abbildung 19 ist das schwenkbare Obergestell in Seitenansicht und in Abbildung 20 eine Konstruktionszeichnung mit Bemaßung des Versuchstandes dargestellt. In den folgenden Kapiteln werden die einzelnen Bauteile und deren Funktion näher beschrieben. Genauere Konstruktionspläne sind dem Anhang zu entnehmen.

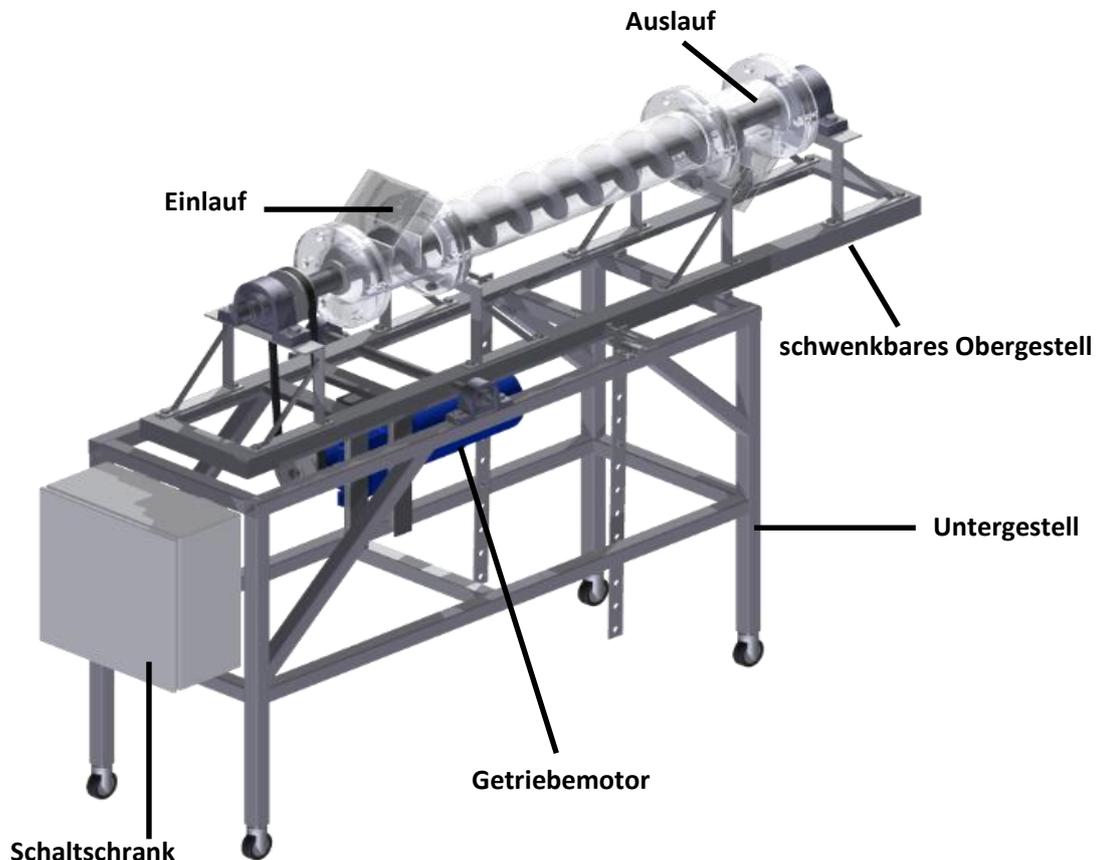


Abbildung 18: 3D-Ansicht des Versuchstandes mit Bezeichnung der wesentlichen Bauteile

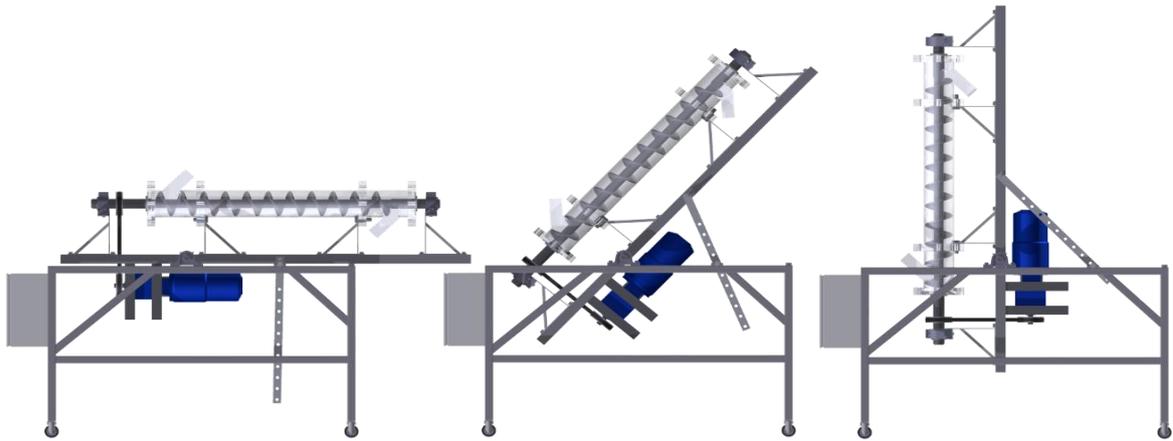


Abbildung 19: Seitenansicht des schwenkbaren Obergestells bei 0°, 45° und 90°

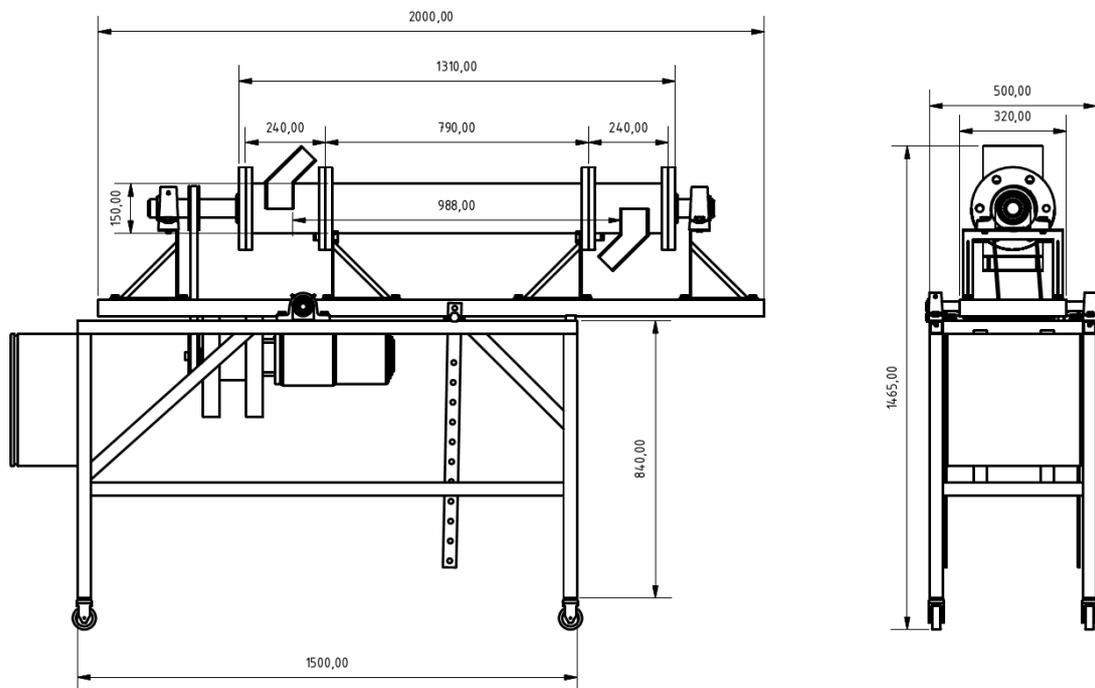


Abbildung 20: Konstruktionszeichnung Versuchsreaktor

3.2 Bauteile

Förderschnecke

Die verwendete Förderschnecke ist eine Vollschncke aus Edelstahl mit 8 mm Blattstärke. Mehrere Schneckenflügel sind zu einer durchgehenden Wendel zusammengeschweißt und auf ein Edelstahlrohr aufgebracht. Das Bauteil wurde von einem Unternehmen, mit Spezialisierung im Bereich Fördertechnik, angefertigt.

Im Verlauf der Versuchsreihen soll der Einfluss von zusätzlich angebrachten Paddeln und Stromstörern auf die Durchmischung und das Betriebsverhalten untersucht werden. Aufgrund der

dadurch notwendigen Schweißarbeiten an der Wendel und an der Welle wurde eine größere Materialstärke gewählt um eine mögliche Verformung durch die Bearbeitung auszuschließen. Außerdem soll die Förderschnecke auch für das Heißmodell angewendet werden können, sofern ein solches Vorhaben umgesetzt wird. Allein für die Versuche mit Sand hätte bei der geringen Förderleistung eine weniger starke Dimensionierung ausgereicht.



Abbildung 21: Förderschnecke

Mantelrohr

Da es sich um ein Kaltmodell handelt und die Vorgänge während des Betriebs vor allem visuell überprüft werden müssen wurde das Mantelrohr aus Acrylglas gefertigt. Die Ein- und Auslaufstutzen sind als separate Segmente ausgeführt. Dies ermöglicht den raschen Austausch und den eventuell notwendigen Umbau des Zu- und Ablaufs. An den Rohrsegmenten sind Flanschscheiben angebracht um die einzelnen Teile passgenau zusammenzufügen. Gummidichtungen zwischen den Rohrteilen verhindern Spannungsrisse und bewirken das Abdichten nach außen.

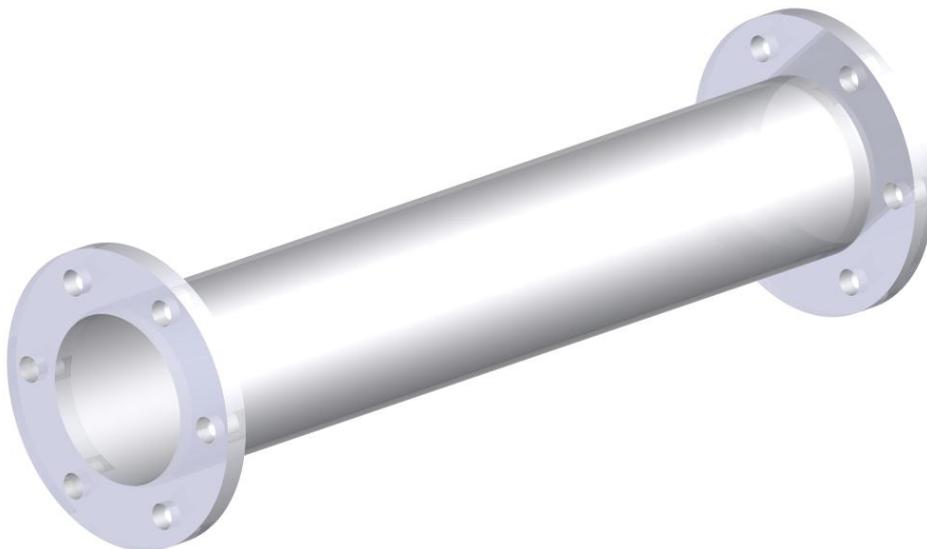


Abbildung 22: Mantel

Einlauf und Auslauf:

Mit dem Reaktor sollen Versuche mit kontinuierlichem Massendurchsatz durchführbar sein. Damit das Fördergut gleichmäßig ohne manuelle Hilfe in den Reaktor fließt wurde ein Einlauftrichter konstruiert, der sowohl im horizontalen als auch im geneigten und vertikalen Betrieb eingesetzt werden kann. Der Schüttwinkel des trockenen Magnesiumoxid-Granulats wurde experimentell ermittelt und liegt bei 35° . Die Trichterwände wurden im 45° -Winkel ausgerichtet. Somit ist im horizontalen und geneigten Betrieb ein kontinuierliche Befüllung möglich.

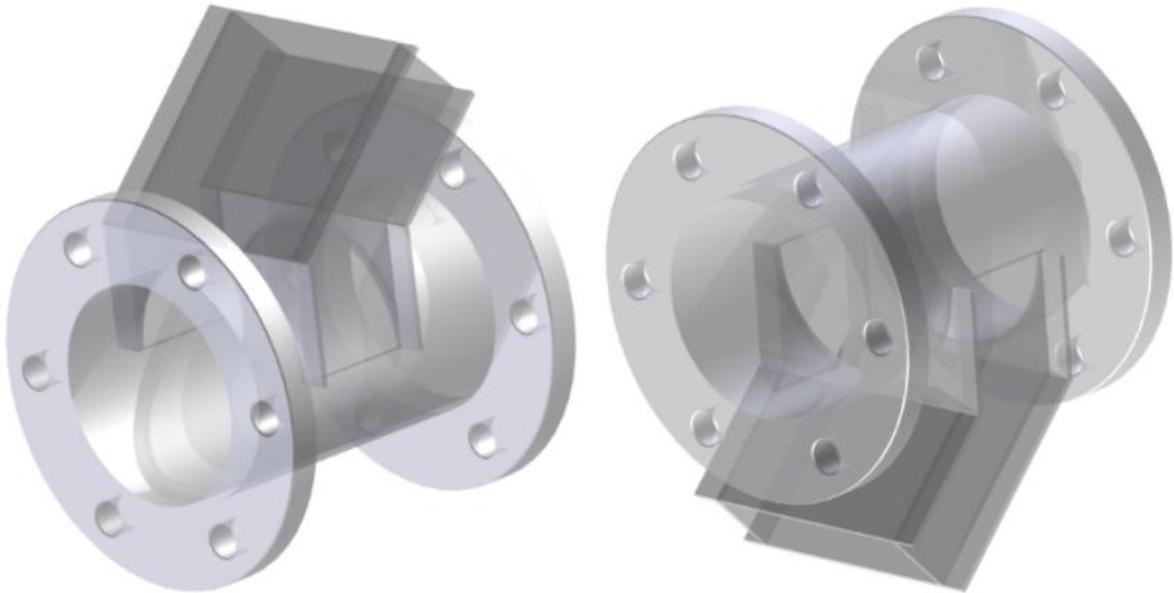


Abbildung 23: Einlauf und Auslauf

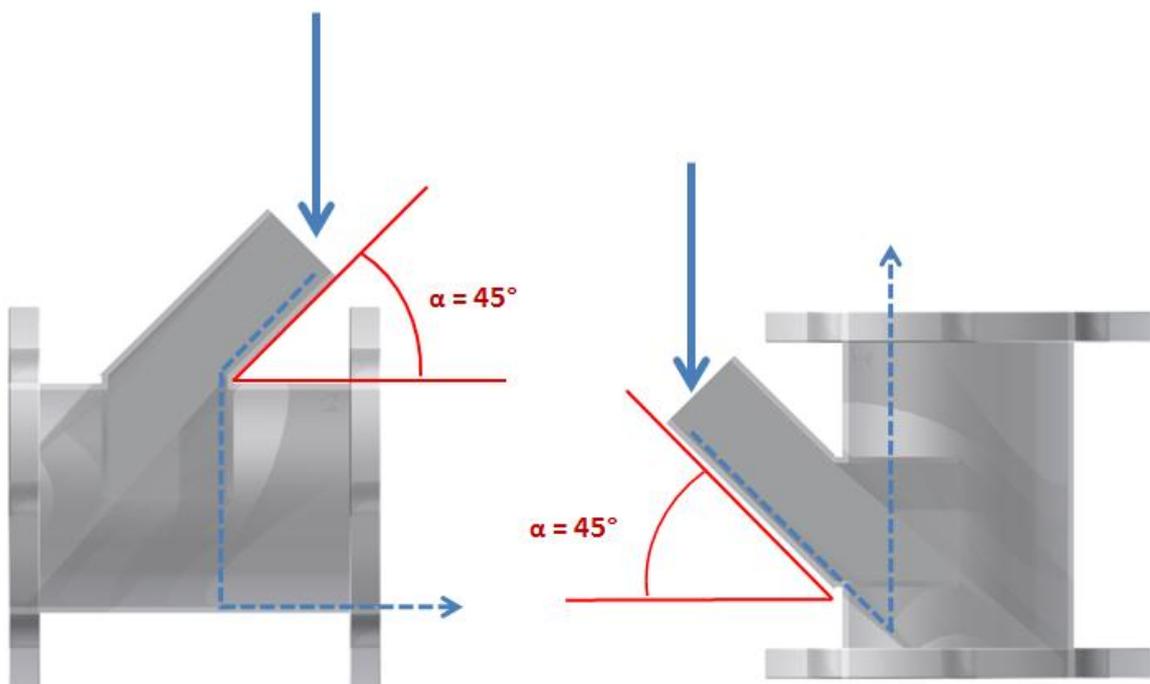


Abbildung 24: Seitliche Ansicht des Einlaufs bei horizontalem und vertikalem Betrieb

Wellenabdichtung:

Aufsetzbare Deckel am Ein- und Auslauf verhindern ein Austreten des Fördergutes. Zusätzlich wurden Simmering B2-Wellendichtringe eingebaut, die ein förmsschlüssiges Abdichten zwischen Schneckenwelle und Reaktormantel bewirken.

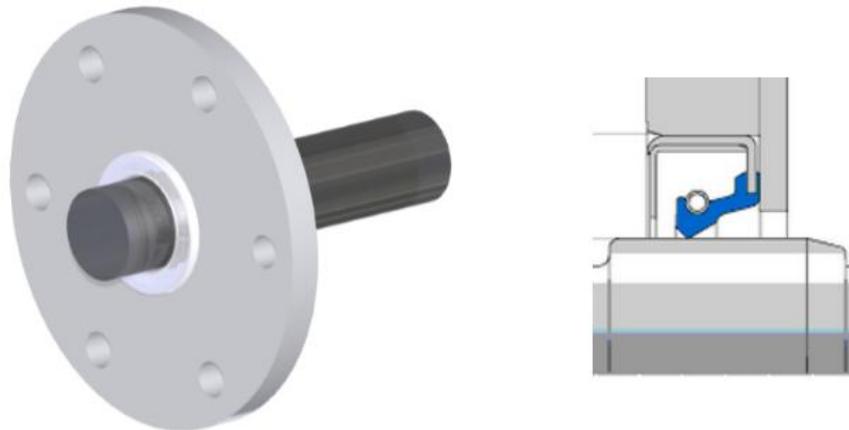


Abbildung 25: Abdichtung zwischen Verschluss und Schneckenwelle

Getriebemotor und Zahnriemensystem:

Für den Antrieb der Förderschnecke wurde ein Stirnradgetriebemotor verbaut. Eine direkte Kraftübertragung auf die Schneckenwelle war nicht möglich. Für den geplanten Heißbetrieb wird durch die Schneckenwelle ein Wärmeträgerfluid geleitet, sodass an beiden Wellendenden Drehkupplungen angebracht werden. Bei einem direkten Anbau des Motors wär das nicht möglich. Außerdem besteht die Gefahr, dass durch die auftretende Wärmeleitung der Motor beschädigt wird. Aus diesen Gründen wurde der Getriebemotor unterhalb der Welle positioniert. Die Kraftübertragung erfolgt durch einen Zahnriemen.

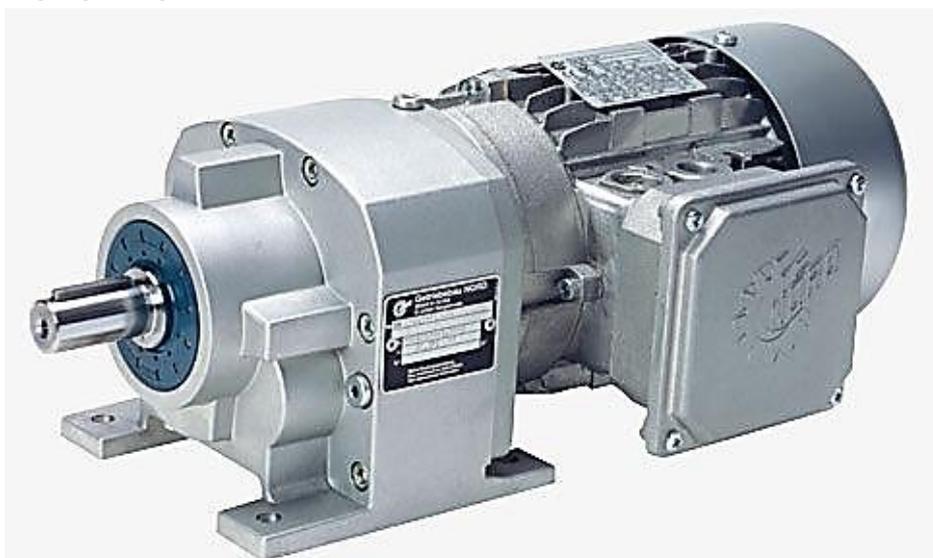


Abbildung 26: NORD Stirnradgetriebemotor

In der Fördertechnik werden ebenfalls Getriebemotoren für den Antrieb von Förderschnecken eingesetzt. Dabei wird jedoch meist mit einer vordefinierten Drehzahl oder einem kleinen Drehzahlbereich gearbeitet. In diesem Fall sollen jedoch unterschiedliche Betriebsweisen untersucht werden. Die Drehzahl schwankt deshalb zwischen 20 bis 300 Umdrehungen pro Minute. Um den Getriebemotor in diesem Drehzahlbereich betreiben zu können ist die Ansteuerung mit einem Frequenzumrichter notwendig.

Die Kenndaten des Getriebemotors und des Riemensystems sind in Tabelle 5 aufgeführt.

Tabelle 5: Kenndaten zu Getriebemotor und Frequenzumformer

NORDBLOC-GETRIEBEMOTOR

Typ	SK372.1-90L/4-TF-F
Motorleistung	1,5 kW
Abtriebsdrehzahl	1395/170 UPM
Abtriebsdrehmoment	84 Nm
Übersetzung	8,22 -
Spannung	230/400 V
Frequenz	50 Hz
Motorauslegung	87 Hz
Gewicht	21 kg

NORDAC-Frequenzumrichter

Typ	SK 500E-301-340-A
Motornennleistung	3 kW
Netzanschluss	3AC 380...480V, 47...63Hz
Ausgangsstrom	7,5 A
Ausgangsfrequenz	0...400 Hz
Gewicht	2,7 kg

Traggestell

Das Traggestell besteht im Wesentlichen aus zwei Teilen. Das Untergestell ist aus Aluminiumprofilen gefertigt und auf Rollen montiert, um den Reaktor leichter zu transportieren. Auf dem Untergestell ist ein schwenkbares Obergestell in Form eines rechteckigen Stahlrahmens montiert.

Auf dem Obergestell ist der Reaktor mitsamt Antriebseinheit angebracht. Jeweils zwei Halterungen für Mantelrohr und Förderschnecke und ein Halterung für den Getriebemotor sind angebracht. Das Obergestell ist mit zwei Gehäuselagern verbunden und somit schwenkbar gelagert. Auf diese Weise ist eine horizontale, geneigte und vertikale Positionierung des Reaktors möglich. Eine Führung aus zwei Flacheisen an der Seite ermöglicht das Fixieren in bestimmten Winkelpositionen.

Beim Aufbau wurde darauf geachtet, dass der Schwerpunkt des Obergestells nahe bei der Schwenkachse liegt, um die Handhabung zu erleichtern. Der Schwerpunkt wurde mittels CAD-Programm ermittelt.



Abbildung 27: Traggestell des Versuchsstands

Steuerung:

Die Steuerung des Motors erfolgt direkt über einen Frequenzumrichter. Dieser kann über ein Bedienteil manuell geregelt werden. In späterer Folge soll eine computergesteuerte Bedienung mit gleichzeitiger Messdatenerfassung mittels LabView realisiert werden.

3.3 Berechnung der Antriebs- und Förderleistung

Da der Reaktor auch in vertikaler Richtung betrieben wird wurde dieser Betriebsfall herangezogen um die maximal notwendige Antriebsleistung zu ermitteln. Die vertikale Förderung funktioniert erst ab einer Drehzahl von etwa 3 Umdrehungen pro Sekunde. Tabelle 6 zeigt die zur Berechnung angenommenen Parameter:

Tabelle 6: Betriebsparameter für die Leistungsberechnung der Förderschnecke

Drehzahl	n	[U/min]	300
Füllgrad	F	[-]	0,66
Förderwinkel	ψ	[°]	0 - 90
Schüttdichte	ρ_s	[kg/m ³]	1.500 / 1.000 / 500
Geschwindigkeitsbeiwert	ζ	[-]	1
Gesamtwiderstandsbeiwert	λ	[-]	3
Förderfaktor	λ_{vert}	[-]	3 (nach Leonhard 2002)

Die Berechnung ergab eine notwendige Antriebsleistung von 259 Watt für den horizontalen und 1.171 Watt für den vertikalen Betrieb. Für den Förderbereich zwischen 20° und 90° gibt es keine explizite Berechnungsvorschrift, somit wurde eine Trendkurve angelegt. Die Leistungskurve bei verschiedenen Schüttdichten ist in Abbildung 28 zu sehen.

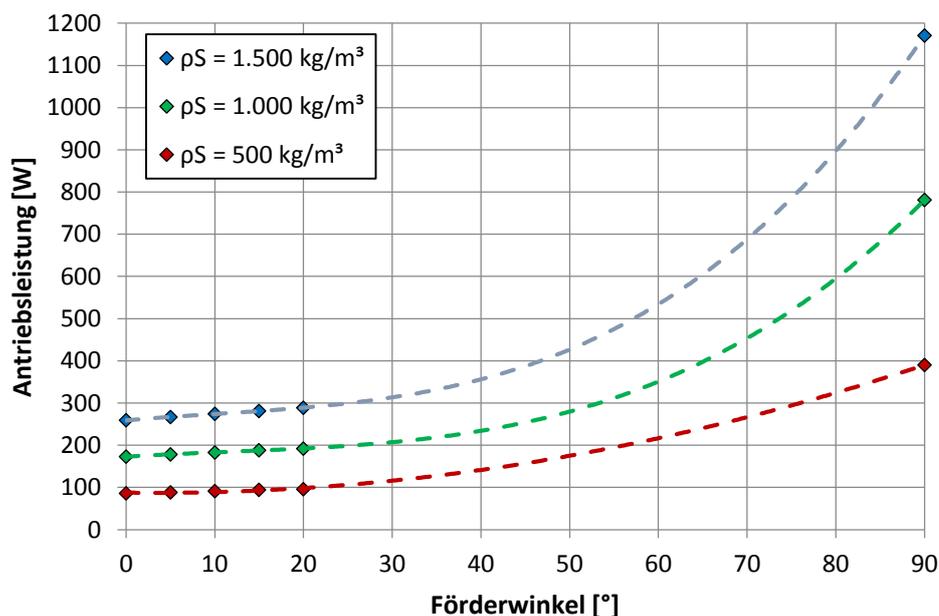


Abbildung 28: Leistungskurve des Förderschneckenantriebs bei verschiedenen Schüttdichten

Es wurde zudem die Förderleistung bei unterschiedlichen Drehzahlen berechnet, siehe dazu Abbildung 29.

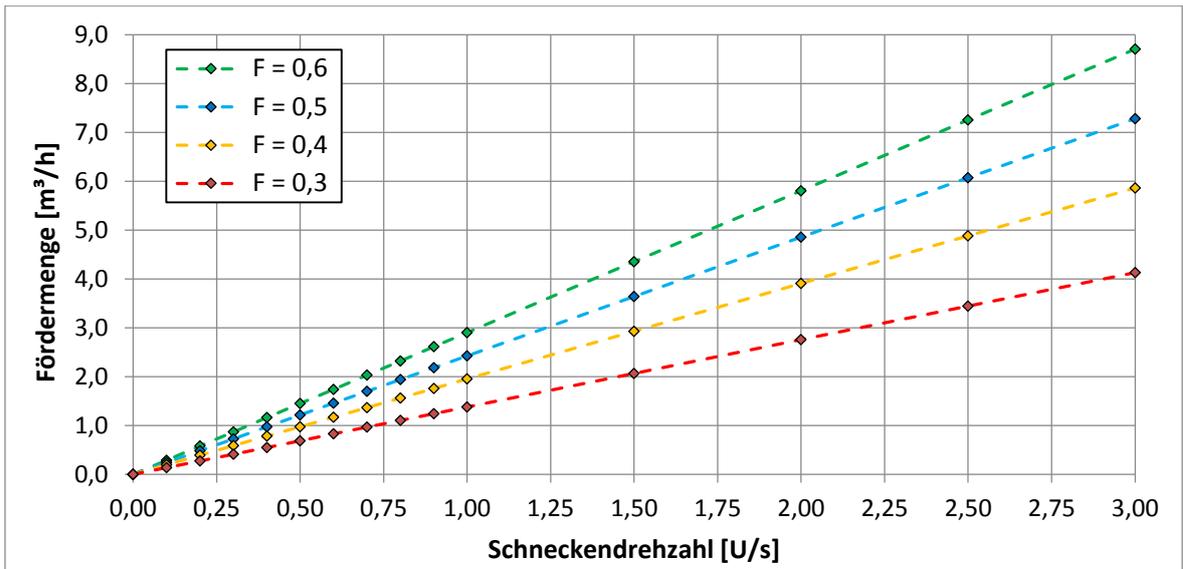


Abbildung 29: Förderleistung des Versuchsstands bei unterschiedlichen Drehzahlen und verschiedenen Füllgraden F

3.4 Inbetriebnahme

Der Versuchsstand konnte in der vorgegebenen Zeit fertiggestellt werden. Es wurde ein Funktionstest bei minimaler und maximaler Drehzahl durchgeführt. Die Förderschnecke lief dabei relativ ruhig, lediglich bei sehr hohen Drehzahlen war eine geringe Unwucht feststellbar.



Abbildung 30: Versuchsstand in horizontaler Position



Abbildung 31: PMMA-Mantel mit Förderschnecke

Auch die Inbetriebnahme im geneigten und vertikaler Förderrichtung verlief erfolgreich, siehe dazu Abbildung 32. Der Schwerpunkt des Obergestells liegt etwa 30 cm hinter der Drehachse. Somit ist das Aufrichten durch eine Person möglich. Durch die Streben aus Flacheisen lässt sich der Reaktor einfach fixieren. Es wurden Bohrungen für die Positionen 30°, 45°, 60° und 90° angebracht.

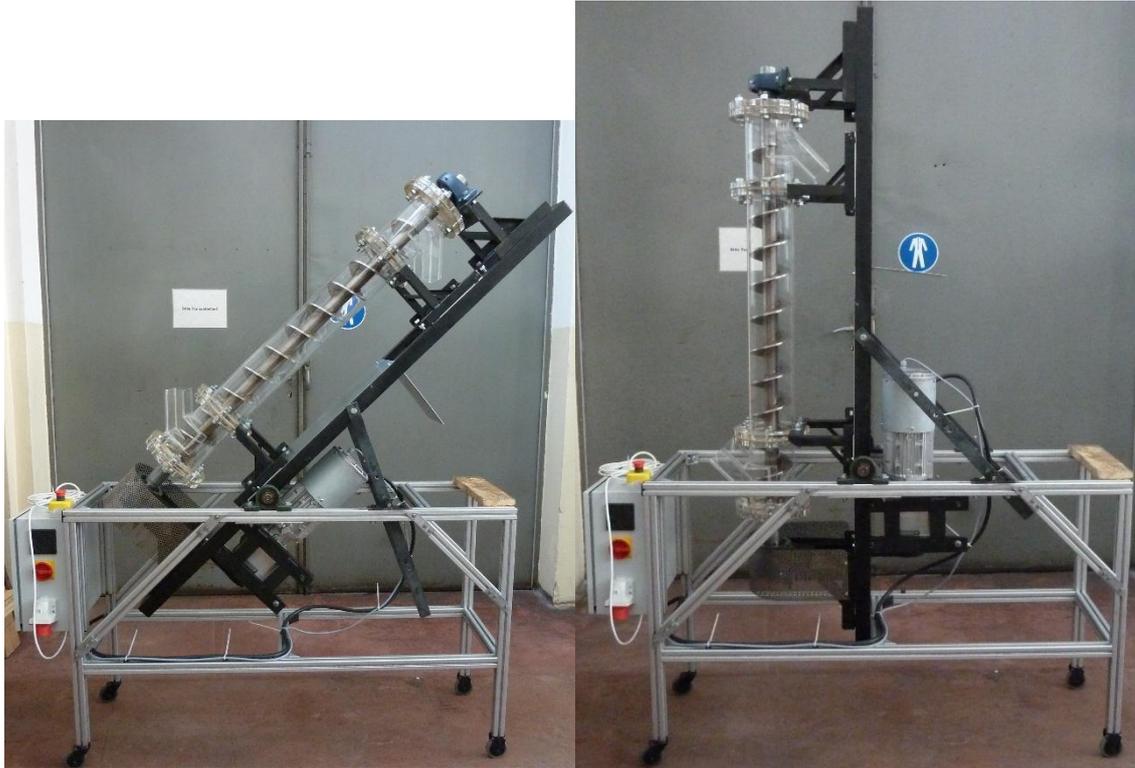


Abbildung 32: Versuchsstand in geneigter und vertikaler Position

In einem weiteren Schritt wurden erste Förderversuche mit fein gemahlenem Quarzsand durchgeführt. Die Förderung in horizontaler Richtung funktionierter einwandfrei. Es konnten deutlich höhere Füllgrade erzielt werden, als anfänglich angenommen. Die Versuche wurden bei drei verschiedenen Drehzahlen durchgeführt und der Volumendurchsatz überschlagsmäßig bestimmt, siehe dazu Tabelle 7.

Auch bei einer Neigung von 45° war eine Förderung problemlos möglich. Es konnten große Förderleistungen umgesetzt werden. Die Versuche bei vertikaler Positionieren zeigten, dass deutlich höhere Drehzahlen notwendig sind, um eine konstante Förderung zu ermöglichen. In der Literatur wird beschrieben, dass die vertikale Förderung nur bei sehr hohen Drehzahlen und bei ständigem Nachführen von Fördergut möglich ist. Für den Versuchsstand muss zu diesem Zweck ein zusätzliches Beschickungssystem konstruiert werden.

Tabelle 7: Ergebnisse der ersten Förderversuche

Neigung [°]	Drehzahl [Upm]	Volumenstrom [L/min]	Volumenstrom [L/h]
0	2	3,3	198
0	6	31,6	1.896
0	12	30,8	1.846
45	2	3,7	219
45	2	4,8	288
45	6	15,0	900



Abbildung 33: Förderschnecke in horizontalem Betrieb bei verschiedenen Füllgraden



Abbildung 34: Förderschnecke in Betrieb bei 45° und 90° Steigung

4 Reaktorkonzept und Rechenmodell zum Wärmeübergang

Schneckenreaktoren wurden vor etwa 90 Jahren zum ersten Mal zur Koksherstellung herangezogen. Später kamen sie dann auch bei der Herstellung flüssiger Treibstoffe aus Kohle und seit der Jahrtausendwende auch bei der Biomasseverflüssigung zum Einsatz. Mehrere Forschungseinrichtungen beschäftigen sich mit dem Konzept des Schneckenreaktors, dessen Vorteile vor allem in der robusten Bauweise und einfachen Betriebsführung liegen. Am Fraunhofer Institut wird beispielsweise ein Schneckenreaktor für die Eignung als Latentwärmespeicherreaktor untersucht. Die geschichtliche Entwicklung und der Stand der Technik von Schneckenreaktoren sind in Kapitel 0 zu finden.

Ein Teil dieser Arbeit befasst sich mit dem Wärmeübergang in Schneckenreaktoren. Dabei wird vor allem der Einfluss von Drehzahl und Reaktorgeometrie auf die Wärmeübertragungsleistung untersucht. Eine Norm für die Auslegung von Schneckenwärmetauschern existiert nicht. Die Rechengänge wurden deshalb von bekannten Berechnungsmethoden, wie sie beispielsweise im VDI Wärmeatlas zu finden sind, abgeleitet.

4.1 Rechenmodell

Die Berechnung wurde in MATLAB durchgeführt. Folgende Annahmen wurden dafür getroffen:

- Der Reaktor wird horizontal betrieben
- Der Zwischenraum, der durch eine Schneckenwindung entsteht wird als Zelle angesehen
- Zwischen den Zellen kommt es zu keiner Quervermischung
- Es wird lediglich der indirekte Wärmeübergang zwischen Schüttung und Wärmeträgerfluid betrachtet

Für das Modell wurde ein röhrenförmiger Schneckenreaktor gewählt. Am Reaktoreintritt wird das Material aufgegeben, die Füllhöhe ist vordefiniert und bleibt über den gesamten Prozess konstant. Die Förderschnecke dreht mit konstanter Drehzahl und befördert das Schüttgut zum Reaktorende wo es ausgetragen wird. Der Reaktormantel und das Innenrohr sind doppelwandig ausgeführt, die Schneckenwendel ist hohl. Durch alle drei Bauteile strömt Wärmeträgeröl.

Aufgrund der unterschiedlichen Geometrie und der Drehbewegung der Förderschnecke kann nicht für alle drei Bauteile der gleiche Wärmeübergangskoeffizient zur Schüttung angenommen werden. Es müssen deshalb die unterschiedlichen Wärmeübergänge des Reaktors ermittelt werden um feststellen zu können welcher Bauteil den höchsten Wärmeaustausch bewirkt.

4.1.1 Wärmetauscherfläche

Als effektive Wärmetauscherfläche wird jene Fläche angesehen, die mit dem Schüttgut in direktem Kontakt steht. Für deren Ermittlung wird die Fläche in Abhängigkeit des Füllgrades hergeleitet. Die Vorgehensweise zur Flächenberechnung für die drei Bauteile wird hier kurz erläutert. Der genaue Rechengang ist im Anhang zu finden.

Mantel:

Das Reaktorgehäuse ist ein doppelwandig, liegender Zylinder. Nimmt man einen Füllungsgrad von 50 % an so ist die Füllhöhe gleich dem Radius des Zylinders. Bei 100%iger Füllung entspricht die Füllhöhe dem zweifachen Radius. Die benetzte Oberfläche errechnet sich aus der resultierenden Bogenlänge multipliziert mit der Reaktorlänge.

Innenrohr:

Das Innenrohr ist ebenfalls mit Thermofluid durchströmt und trägt deshalb einen Teil zum Gesamtwärmeübergang des Reaktors bei. Vergleichbar mit der Oberflächenberechnung beim Reaktormantel wird auch hier der Kreisbogen in Korrelation mit dem Füllgrad gesetzt. Das Innenrohr ist zentrisch im Reaktor angebracht und kommt erst ab einem gewissen Füllgrad mit der Schüttung in Kontakt. Diese Untergrenze lässt sich über den Innenrohrradius berechnen. Sobald das Innenrohr vollständig in die Schüttung eintaucht wirkt sich eine weitere Erhöhung des Füllgrades nicht mehr auf die effektive Oberfläche aus.

Schnecke:

Zur Berechnung der Schneckenoberfläche wird diese in mehrere Segmente aufgeteilt. Ein solches Segment, auch Schneckenflügel genannt, windet sich exakt einmal um das Innenrohr und ist im Wesentlichen ein nicht geschlossener Kreisring. Aus dem Rohrumfang und der Schneckensteigung kann über den Satz von Pythagoras die äußere und innere Bogenlänge berechnet werden. Die Bogenbreite ist ebenfalls bekannt. Siehe dazu Abbildung 35. Somit kann die Oberfläche eines Schneckenflügels ermittelt werden. Die projizierte Fläche eines solchen Schneckenflügels entspricht der eines Kreisringes. Die, mit der Schüttung in Kontakt tretende Fläche, kann ebenfalls über die Kreisbogenfunktion ermittelt werden. Der prozentuale Anteil der eintauchenden Fläche zur Gesamtfläche kann auf den Schneckenflügel übertragen werden.

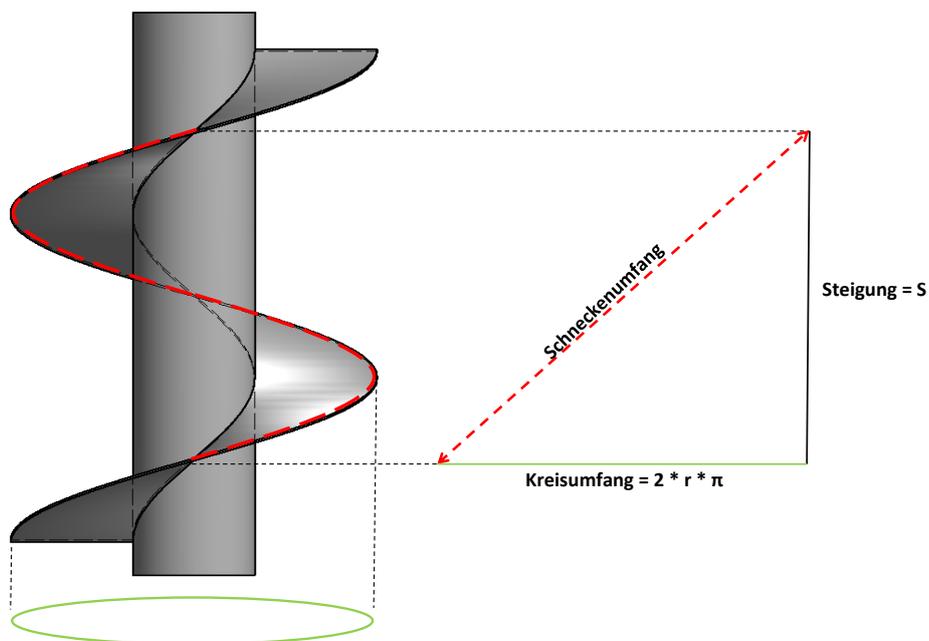


Abbildung 35: Schematische Darstellung zur Berechnung des Schneckenumfangs

In Abbildung 36 ist die relative Wärmetauscherfläche in Abhängigkeit des Füllgrades dargestellt. Dabei ist das Durchmesser Verhältnis von Reaktor zu Innenrohr zu Schneckensteigung = 4 : 1 : 1. Man erkennt deutlich, dass die Schneckenoberfläche den größten Anteil an der Gesamtfläche einnimmt. Das Innenrohr kommt erst ab einer bestimmten Füllmenge mit der Schüttung in Kontakt. Bei einem Füllgrad von 100% nimmt die Mantelfläche 24%, das Innenrohr 6% und die Schnecke 70% der effektiven Wärmetauscherfläche ein.

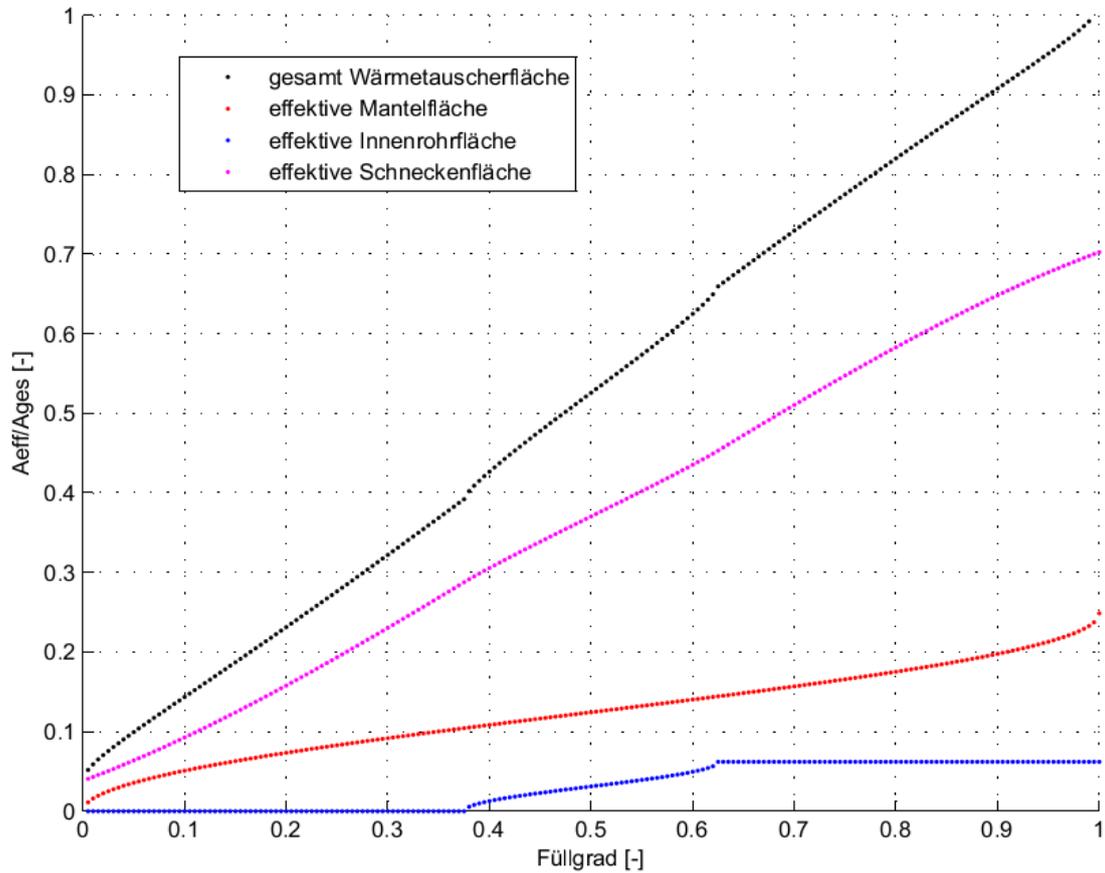


Abbildung 36: Effektive Wärmetauscherfläche in Abhängigkeit vom Füllgrad

4.1.2 Wärmeübergang

Wärmedurchgangskoeffizient:

Der Wärmeübergang von der ruhenden Schüttung zum Wärmeträgeröl oder umgekehrt ist in Abbildung 37 dargestellt.

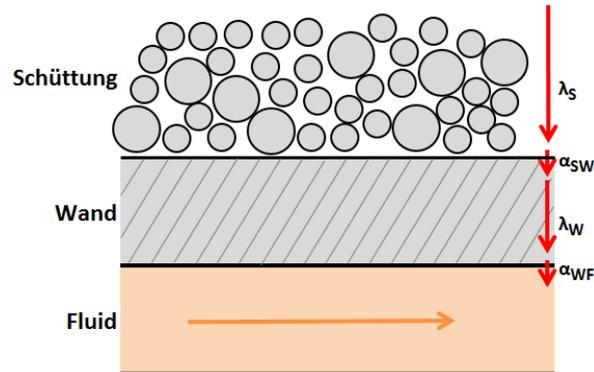


Abbildung 37: Wärmedurchgang der ruhenden Schüttung zum Thermofluid

Dabei ist λ_s die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung, α_{sw} der Wärmeübergang von der Schüttung auf die Wand, λ_w die Wärmeleitfähigkeit der Wand und α_{wf} der Wärmeübergang von der Wand auf das Wärmeträgerfluid. Die einzelnen Wärmeübergänge bzw. die Wärmeübergangswiderstände werden nachfolgend erläutert.

Wärmeübergang Wand-Schüttung

Der Wärmeübergang von der Wand auf die Schüttung lässt sich, wie bereits in Kapitel 2.7.1 angeführt, durch zwei Widerstände beschreiben. Diese sind der Wärmekontaktwiderstand $1/\alpha_{ws}$ zwischen Heizfläche und nächster Partikellage und der Wärmeeindringwiderstand $1/\alpha_{bed}$ in die Partikelschüttung.

$$\frac{1}{\alpha} = \frac{1}{\alpha_{ws}} + \frac{1}{\alpha_{bed}}$$

Diese zwei bilden die limitierenden Faktoren für den Gesamtwärmeübergang des Systems. Für kurze Kontaktzeiten zwischen Schüttgut und Heizfläche ist der Kontaktwiderstand der bestimmende Faktor, für lange Kontaktzeiten hingegen der Wärmeeindringwiderstand. Wie in Abbildung 38 dargestellt nimmt bei Überschreitung der kritischen Verweilzeit t_B der Wärmeübergangskoeffizient bei der ruhenden Schüttung stark ab, nämlich mit der zweiten Wurzel der Zeit. Bei durchmischten Schüttungen erreicht er einen konstanten Endwert, der je nach Mischungsqualität höher liegt als bei der ruhenden Schüttung.

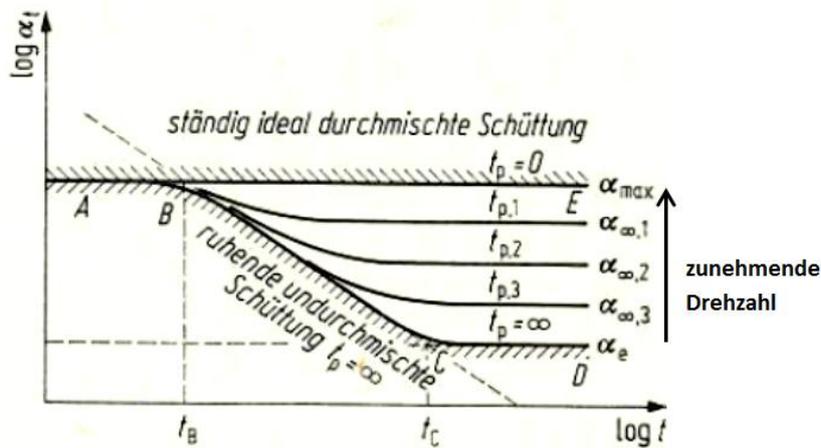


Abbildung 38: Wärmeübergangskoeffizient Wand Schüttung (Kröll 1978)

In der Trocknungstechnik wird dieser Umstand ausgenutzt. Durch den Einsatz von Rührorganen oder durch das Drehen des gesamten Trockners (Trommeltrockner) wird das Feuchtgut periodisch umgelagert und durchmischt. Auf diese Weise lässt sich der Wärmeübergang erhöhen und die Trocknungszeit wird reduziert. Nach Sattler K. (2001) gilt für den Wärmedurchgang vom Heizmedium zur durchmischten Schüttung:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{WF}} + \frac{s_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{SW}}} \quad \text{Gl. (4.1-1)}$$

Zu vereinzelt Trocknerbauarten sind Mischungsversuche durchgeführt worden. Aus der Literatur sind Daten zu Experimenten mit zwei Teller Trocknern ($\varnothing 240\text{mm}$ und $\varnothing 400\text{mm}$), zwei Schaufel Trocknern ($\varnothing 134\text{mm}$ und $\varnothing 506\text{mm}$) und einem Drehrohr Trockner ($\varnothing 240\text{mm}$) bekannt (VDI-WA 2013 S. 1511). Aus den Erkenntnissen wurden Konstanten abgeleitet mit welchen die Mischgütekennzahl N_{mix} bestimmt werden kann. Die Mischgütekennzahl gibt die Anzahl der Umdrehungen an, die notwendig ist um von einer idealen Durchmischung ausgehen zu können. Mit ihr kann die Zeit einer vollständigen Gutumlagerung ermittelt werden. Die Werte beziehen sich jedoch auf die Ergebnisse weniger Versuche und Erfahrungswerte aus der Industrie und sind deshalb kritisch zu hinterfragen.

In Abbildung 39 sind die berechneten Wärmeübergangskoeffizienten für verschiedene Drehzahlen dargestellt. Die Berechnung erfolgte nach den Gleichungen in Kapitel 2.7.1. Die Mischkonstanten für die drei Trocknerbauarten sind in Tabelle 3 angeführt. Zu sehen ist der deutlich schnelle Anstieg des Wärmeübergangs bei zunehmender Drehzahl. Bei sehr hohen Drehzahlen kann schließlich von einer idealen Durchmischung ausgegangen werden.

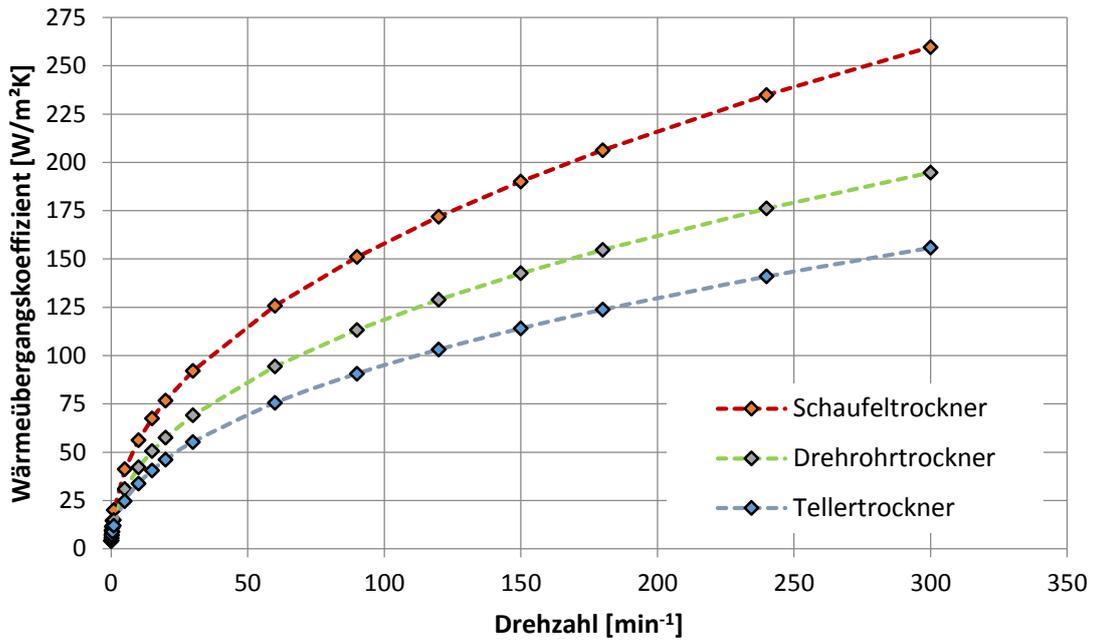


Abbildung 39: Wärmeübergangskoeffizient verschiedener Trocknerbauarten in Abhängigkeit der Drehzahl

Dass bei der Schneckenförderung eine Durchmischung des Fördergutes stattfindet ist bekannt. Informationen zur Mischgütekennzahl sind in der Literatur jedoch nicht vorhanden. Zum Mischungsverhalten in Schneckenförderern sind Untersuchungen gemacht worden. Die Schneckenflügel schieben das Fördermaterial vor sich her. Dabei kommt es im Schüttgut zu einer Umwälzung, wie in Abbildung 40 zu sehen ist. Mit zunehmendem Füllgrad nimmt der Grad der Umwälzung und damit auch die Durchmischungsleistung ab.

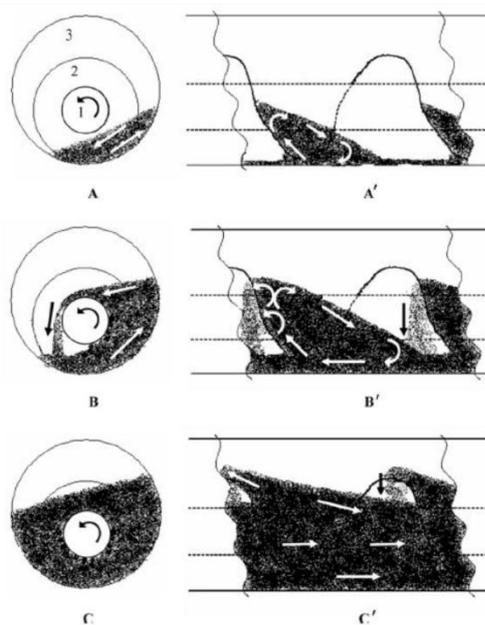


Abbildung 40: Umwälzung in Förderschnecke bei unterschiedlichen Füllgraden (Verclyte 2013)

Betrachtet man den Aufbau und die Betriebsweise, so ist der Schaufeltrockner dem Schneckenreaktor am ähnlichsten. Um dieselbe Mischungsqualität zu erreichen wird man jedoch zusätzliche Anbauten am Schneckenflügel und eventuell an der Schneckenwelle anbringen müssen.

Wärmeübergang Wand-Thermofluid:

Zur Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten von der Heizfläche auf das Wärmeträgerfluid wurde die Rechenvorschrift zur Wärmeübertragung im Ringspalt und im ebenen Spalt nach VDI 2013 herangezogen.

Der Wärmeübergangskoeffizient Wand-Fluid ist maßgeblich von der Strömungsart des Fluids abhängig. Abhängig von der Reynoldszahl wird zwischen einem laminaren, einem turbulenten und einem Übergangsbereich unterschieden. Die genaue Berechnung folgt in Kapitel 4.2.3.

4.2 Berechnung

4.2.1 Vorgaben

Tabelle 8 fasst die angenommenen Betriebsparameter, die Dimensionierung und Annahmen zu Stoffdaten zusammen. Explizite Stoffdaten, wie Wärmekapazität und Wärmeleitfähigkeit, von thermochemischen Wärmespeichermaterialien konnten nicht gefunden werden. Es wurde deshalb eine fiktive Schüttung mit Durchschnittswerten angenommen.

Tabelle 8: Annahmen zur Berechnung

Reaktordimension			
Länge	5000	mm	
Reaktordurchmesser	500	mm	
Schneckendurchmesser	496	mm	
Schneckensteigung	75	mm	
Wellendurchmesser	150	mm	
Werkstoff	Edelstahl		
Betriebsparameter			
Drehzahl	3,0	U/min	
Füllgrad	0,66	%	
Druck	1,013	bar	
Schüttung			
Partikeldurchmesser	0,6	mm	
Schüttdichte	950	kg/m ³	
Wärmekapazität	835	kJ/kgK	
Wärmeleitfähigkeit	0,5	W/m ² K	

Tabelle 9: Stoffdaten zum verwendeten Thermofluid

Thermoöl (Therminol 59; nach VDI WA)		Anwendungsbereich	
		-39°C	315°C
Dichte	[kg/m ³]	1016	740
spezifische Wärmekapazität	[J/kgK]	1490	2670
kinematische Viskosität	[m ² /s]	388*10 ⁻⁶	0,32*10 ⁻⁶
Wärmeleitfähigkeit	[W/mK]	0,125	0,089

4.2.2 Berechnung Wärmetauscherfläche

Für den gesamten Reaktor wurde ein konstanter Füllgrad von 66% angenommen. Tabelle 10 enthält die wesentlichen Ergebnisse der Flächenberechnung. Der genaue Rechengang ist im Anhang zu finden.

Tabelle 10: Reaktordimensionierung

Mantelrohr		
Innendurchmesser	500	mm
effektive Länge	5000	mm
bedeckte Oberfläche	4,77	m ²
Innenrohr		
Durchmesser	150	mm
effektive Länge	5000	mm
bedeckte Oberfläche	2,36	m ²
Schneckenwendel		
Außendurchmesser	496	mm
Innendurchmesser	150	mm
Steigung	75	mm
Flügelfläche (beidseitig)	0,3524	m ²
Schneckenfläche (beidseitig)	23,49	m ²
bedeckte Oberfläche	15,97	m ²
Einzelzelle		
Zellenvolumen	10,8	dm ³
Schüttungsvolumen pro Zelle	6,5	dm ³
Reaktor		
Gesamtvolumen	0,7172	m ³
Schüttungsvolumen	0,4358	m ³
Wärmetauscherfläche	21,22	m ²
Massenstrom Schüttung	0,3105	kg/s
Massenstrom Thermoöl	0,130	kg/s
Aufenthaltszeit	1.333	s

In Abbildung 41 ist das Schema des gewählten Reaktors abgebildet.

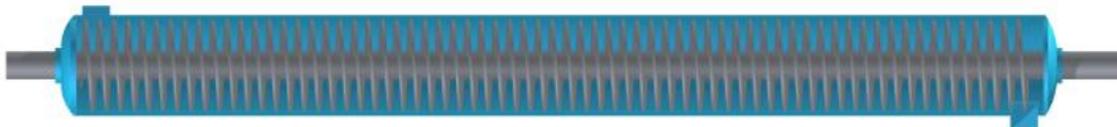


Abbildung 41: Schema des Heißreaktors

4.2.3 Berechnung Wärmeübergang

Wärmeübergang Wand-Schüttung α_{ws}

Die für die Berechnung notwendigen Annahmen sind in Tabelle 11 angeführt.

Tabelle 11: Parameter für die Berechnung des Wärmeübergangs

Druck	p	$1,013 \cdot 10^5$	Pa
Flächenbedeckungsgrad	ϕ	0,8	-
Strahlungskoeffizient schwarzer Körper	σ	$5,67 \cdot 10^{-8}$	W/m^2K^4
Emissionskoeffizient Wand	ϵ_w	0,9	-
Emissionskoeffizient Schüttung	ϵ_{bed}	0,9	-
Wärmeleitfähigkeit Luft	λ_g	0,02587	W/mK
Partikeldurchmesser	d_p	0,6	mm
Oberflächenrauigkeit der Partikel	δ	0,0	μm

Danach folgt für den Akkomodationskoeffizienten nach Gl. (2.7-6)

$$\gamma = \left[1 + 10^{\left(0,6 - \frac{(1000K/T)+1}{c}\right)} \right]^{-1} = 0,08382$$

Die weitere Berechnung erfolgt nach folgenden Gleichungen

$$\text{Gl. (2.7-4)} \rightarrow l = 0,0341/p$$

$$\text{Gl. (2.7-8)} \rightarrow c_{w,bed} = 4,6391 \cdot 10^{-8}$$

$$\text{Gl. (2.7-7)} \rightarrow \alpha_{rad} = 9,6415 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$\text{Gl. (2.7-3)} \rightarrow \alpha_{WP} = 998 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$\text{Gl. (2.7-2)} \rightarrow \alpha_{WS} = 808 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Wärmeeindringkoeffizient α_{bed} :

Für den Wärmeeindringkoeffizienten gilt nach Gl. (2.7-9) und Gl. (2.7-11) für ruhende und durchmischte Schüttungen:

$$\alpha_{bed,ruhend} = 2 * \sqrt{\frac{\rho_B c_B \lambda_B}{\pi * t_{kontakt}}}$$

$$\alpha_{bed,mix} = 2 * \sqrt{\frac{\rho_B c_B \lambda_B}{\pi * t_R}}$$

Als Kontaktzeit $t_{kontakt}$ der ruhenden Schüttung wurde die Aufenthaltszeit des Schüttgutes im Reaktor über die Wellendrehzahl ermittelt. Pro Umdrehung wird das Schüttmaterial um eine Zellenlänge weiter geschoben. Für die Aufenthaltszeit gilt demnach:

$$t_{kontakt} = \frac{n_Z}{\frac{U_{pm}}{60 \text{ s}}} = 1 \text{ 333 s} \quad \text{Gl. (4.2-1)}$$

$$\text{Gl. (2.7-9)} \rightarrow \alpha_{bed,ruhend} = 19,46 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Für die Berechnung des Wärmeübergangs in der durchmischten Schüttung wurden die Daten für den Schaufeltrockner herangezogen, siehe dazu Tabelle 3. Für die verschiedenen Drehzahlen wurde

der Wärmeübergang berechnet. Abbildung 42 zeigt den Verlauf des Wärmeübergangskoeffizienten in Abhängigkeit der Drehzahl. Bei der gegebenen Drehzahl von 3,0 Upm ergibt sich daher ein Wärmeübergangskoeffizient von $\alpha_{bed,mix} = 110,8 \text{ W/m}^2\text{K}$.

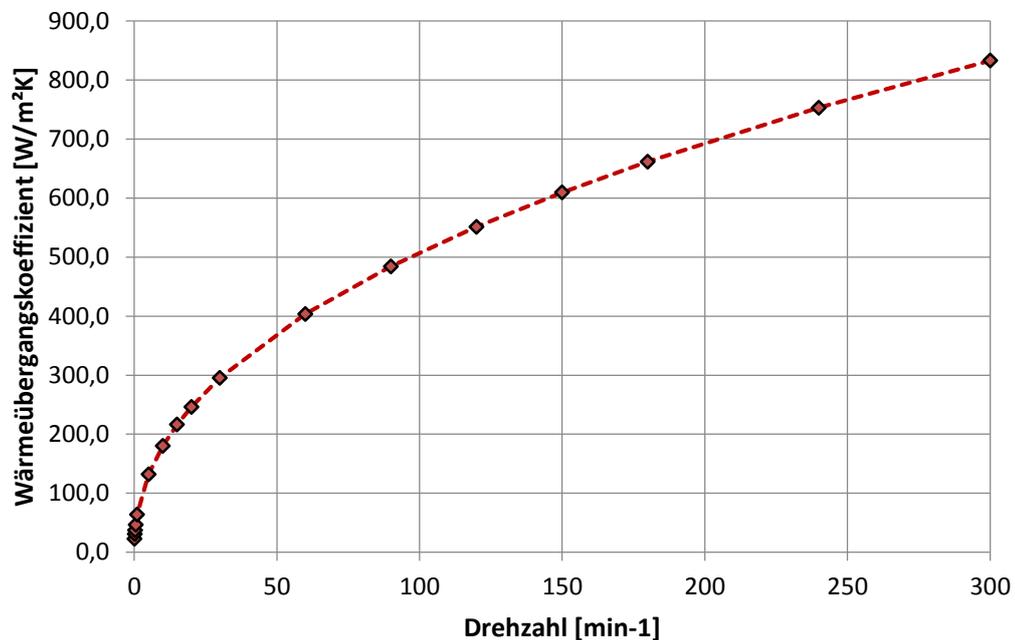


Abbildung 42: Wärmeübergangskoeffizient in Abhängigkeit der Drehzahl

Wärmeübergangskoeffizient Heizfläche-Thermofluid:

Für den Wärmeübergang am Mantel und am Innenrohr wurde die Berechnungsvorschrift für den Wärmeübergang im konzentrischen Ringspalt angewendet. Für die Reynoldszahl im konzentrischen Ringspalt gilt:

$$Re = \frac{w d_h}{\nu} \quad \text{Gl. (4.2-2)}$$

Darin ist w die Strömungsgeschwindigkeit, d_h ist der Ringspaltbreite in m und ν die kinematische Viskosität des Fluids in m^2/s . Unterhalb von $Re=2300$ ist die Strömung laminar, darüber wird sie als turbulent definiert, wobei erst ab $Re > 10^4$ mit Sicherheit von einer turbulenten Strömungsform ausgegangen werden kann. In dem Übergangsbereich $2300 < Re < 10^4$ ist der Strömungszustand stark von der Zuströmung abhängig.

In einer ersten Annäherung wurden die Reynoldszahlen bei einer Mitteltemperatur von 100°C ermittelt, wobei festzustellen ist, dass bei dem verhältnismäßig geringen Durchfluss eine laminare Strömung vorliegt. Nach VDI-WA (2013) gibt es für den Wärmeübergang im Ringspalt drei Randbedingungen, zu sehen in Abbildung 43:

1. Wärmeübertragung am Innenrohr, das Außenrohr ist wärmegeklämt (Index i)
2. Wärmeübertragung am Außenrohr, das Innenrohr ist wärmegeklämt (Index a)
3. Wärmeübertragung an beiden Rohren (Index b)

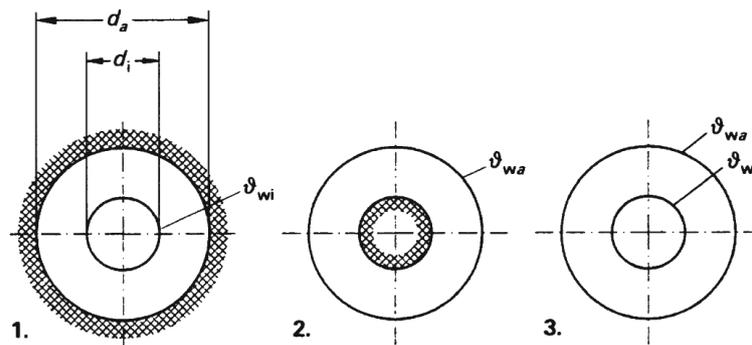


Abbildung 43: Randbedingungen für den Wärmeübergang im Ringspalt: Wärmeübergang am Innenrohr (1), Wärmeübergang am Außenrohr (2), Wärmeübergang am Innen- und Außenrohr (3); (VDI-WA 2013)

Für die Nusseltzahl gilt:

$$Nu = Nu_m \left(\frac{Pr}{Pr_w} \right)^{0,11} ; \quad Nu = \frac{\alpha * d_h}{\lambda} \quad \text{Gl. (4.2-3)}$$

Mit der mittleren Nusseltzahl:

$$Nu_m = (Nu_1^3 + Nu_2^3)^{1/3} \quad \text{Gl. (4.2-4)}$$

Für das Mantelrohr gilt nach Randbedingung 1:

$$Nu_{1i} = 3,66 + 1,2 * \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{-0,8} \quad \text{Gl. (4.2-5)}$$

$$Nu_2 = f_{gi} \left(\frac{Re Pr d_h}{l} \right)^{1/3} \quad \text{Gl. (4.2-6)}$$

und

$$f_{gi} = 1,615 \left\{ 1 + 0,14 \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{-1/2} \right\} \quad \text{Gl. (4.2-7)}$$

$$\rightarrow Nu = 6,551$$

$$\rightarrow \alpha_{MF} = 24,2 \frac{W}{m^2K}$$

Für das Innenrohr gilt nach Randbedingung 2:

$$Nu_{1a} = 3,66 + 1,2 * \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{0,5} \quad \text{Gl. (4.2-8)}$$

$$Nu_2 = f_{gi} \left(\frac{Re Pr d_h}{l} \right)^{1/3} \quad \text{Gl. (4.2-9)}$$

$$f_{ga} = 1,615 \left\{ 1 + 0,14 \left(\frac{d_i}{d_a} \right)^{1/3} \right\} \quad \text{Gl. (4.2-10)}$$

$$\rightarrow Nu = 6,393$$

$$\rightarrow \alpha_{IrF} = 70,9 \frac{W}{m^2K}$$

Für die hohle Förderschnecke wurde zur Ermittlung des Wärmeübergangskoeffizienten die Rechenmethode für den Spalt mit gleichbleibendem Plattenabstand verwendet (VDI 2013 S. 799): Für zwei Platten im gleichbleibenden Abstand gilt für den hydraulischen Durchmesser $d_h=2s$. Der laminare Strömungsbereich, der in diesem Fall zutrifft, gilt bis $Re = 2200$. Die Nusseltzahl und die

mittlere Nusseltzahl werden wie beim Ringspalt nach Gl. (4.4) und Gl. (4.5) berechnet. Für die Randbedingung, dass an beide Seitenwände eine Wärmeübertragung stattfindet gilt weiters:

$$Nu_{1,II} = 7,541 \quad \text{Gl. (4.2-11)}$$

und

$$Nu_2 = 1,841 * \sqrt[3]{Re \ Pr \ \frac{d_h}{l}} \quad \text{Gl. (4.2-12)}$$

$$\rightarrow Nu = 8,035$$

$$\rightarrow \alpha_{SF} = 40,5 \frac{W}{m^2K}$$

Tabelle 12 enthält die Ergebnisse der einzelnen Wärmeübergangskoeffizienten. Die Stoffwerte des Wärmeträgeröls wurden iterativ nach den Ausgangswerten in Tabelle 9 berechnet.

Tabelle 12: Wärmeübergangskoeffizienten aus der Berechnung

Schüttung - Heizfläche	α_{mix}	110,8 W/m ² K
Mantel - Thermofluid	α_{MF}	24,2 W/m ² K
Innenrohr - Thermofluid	α_{IRF}	70,9 W/m ² K
Schnecke - Thermofluid	α_{SF}	40,5 W/m ² K

Wärmedurchgangskoeffizient k:

Mit den festgestellten Wärmeübergangskoeffizienten und der Wärmeleitfähigkeit der Heizwand (Edelstahl $\lambda = 15 \text{ W/mK}$) kann der Wärmedurchgangskoeffizient ermittelt werden. Es gilt:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{WF}} + \frac{s_W}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{SW}}}$$

Für die Wärmeübergangskoeffizienten des Mantelrohres, des Innenrohres und der Förderschnecke gelten:

$$k_{Mantel} = 19,7 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$k_{Innenrohr} = 41,4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

$$k_{Schnecke} = 28,4 \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Tabelle 13 beinhaltet eine Zusammenfassung der wesentlichen Ergebnisse. Der Wärmeübergang ist im Innenrohr am höchsten, was auf den hohen Wärmeübergangskoeffizienten zwischen Fluid und Rohr zurückzuführen ist. Die deutlich größte Wärmetauscherfläche bildet wie bereits erwähnt die Schneckenwendel.

Tabelle 13: Ergebnisse der Berechnung zu Fläche und Wärmedurchgangskoeffizienten

	A_{eff}	k	$A \cdot k$
Mantel	4,77 m ²	19,7 W/m ² K	93,9 W/K
Innenrohr	1,88 m ²	41,4 W/m ² K	97,7 W/K
Schnecke	15,97 m ²	28,4 W/m ² K	453,5 W/K
Reaktor	21,22 m ²		

4.3 Zellenmodell

Das Zellenmodell wurde herangezogen um eine erste grobe Abschätzung über die erreichbaren Austrittstemperaturen des Wärmetauschers machen zu können.

Für das Modell wurde der Schneckenreaktor als einfacher Gegenstromwärmetauscher mit zehn Zellen definiert. Es wird davon ausgegangen, dass das Speichermaterial bereits in einem vorher stattfindenden Prozess vollständig hydriert wird und im Anschluss mit konstantem Massenstrom und konstanter Eintrittstemperatur von 250°C in den Schneckenreaktor eintritt. Im Gegenstrom wird Thermoöl mit 25°C Eintrittstemperatur zugeführt. In der zweiten Berechnung wird davon ausgegangen, dass das Speichermaterial mit Umgebungstemperatur in den Reaktor eintritt und im Gegenstrom das Thermoöl mit 300°C zugeführt wird. Schematisch sind die beiden Prozesse in Abbildung 44 dargestellt.

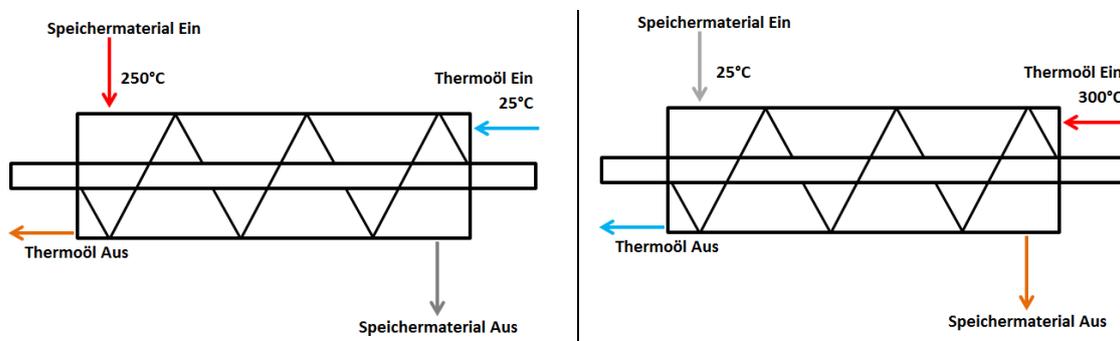


Abbildung 44: Schema des Wärmetauschers bei Ausspeicherung (links) und Einspeicherung (rechts)

In diesem Berechnungsansatz werden die drei Einzelströme, die durch Reaktormantel, Innenrohr und Schnecke strömen, zu einem Strom vereint. Für den gesamten Reaktor wird ein Durchschnittswert des Wärmedurchgangskoeffizienten k angenommen. Die effektive Wärmetauscherfläche wird gleichmäßig auf die Einzelzellen aufgeteilt. Abbildung 45 zeigt das Schema des verwendeten Zellenmodells. Die Schüttung wird rechts mit der Eingangstemperatur T_1' zugeführt und verlässt das Modell mit der Ausgangstemperatur T_1'' . Im Gegenstrom fließt Thermoöl mit Eingangstemperatur T_2' in den Reaktor hinein und verlässt diesen mit Ausgangstemperatur T_2'' .

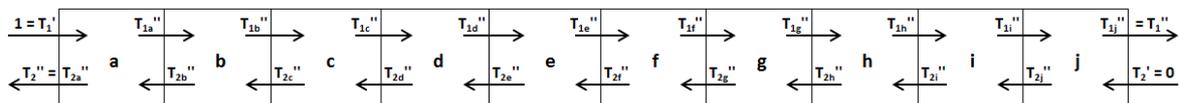


Abbildung 45: Zellenmodell mit zehn Zellen

Für die Wärmekapazitätsströme gilt:

$$\dot{W}_1 = \dot{m}_1 c_{p1} = 259 \frac{W}{K}$$

$$\dot{W}_2 = \dot{m}_2 c_{p2} = 300 \frac{W}{K}$$

Daraus folgt für die NTU Werte von Stoffstrom 1 und 2:

$$NTU_1 = \frac{k * A}{\dot{W}_1} = 1,781$$

$$NTU_2 = \frac{k * A}{\dot{W}_2} = 1,539$$

$$R_1 = \frac{\dot{W}_1}{\dot{W}_2} = 0,8642$$

$$R_2 = \frac{\dot{W}_2}{\dot{W}_1} = 1,1571$$

mit der Zellenzahl $n_z = 10$ erhält man NTU-Werte für die Einzelzelle:

$$NTU_{1i} = \frac{NTU_1}{n_z} = 0,1781$$

$$NTU_{2i} = \frac{NTU_2}{n_z} = 0,1539$$

Die Zwischen- und Endtemperaturen der beiden Stoffströme werden nach dem Zellenmodell, wie in Kapitel 2.8.2 beschrieben, ermittelt. Da $R_1 \neq R_2$ gilt für den Gegenstromwärmetauscher:

$$P_1 = \frac{1 - \exp[(R_1 - 1)NTU_{1i}]}{1 - R_1 \exp[(R_1 - 1)NTU_{1i}]} = 0,1527$$

$$P_2 = \frac{1 - \exp[(R_2 - 1)NTU_{2i}]}{1 - R_2 \exp[(R_2 - 1)NTU_{2i}]} = 0,1320$$

Je Zelle können für beide Strömungen Bilanzgleichungen aufgestellt werden. Für Strom 1 wird die dimensionslose Eintrittstemperatur 1 gewählt, für Strom 2 die dimensionslose Temperatur 0. Somit können 20 Gleichungen mit 20 Unbekannten aufgestellt werden:

$$\begin{array}{ll} (1 - T_{1a}'') / (1 - T_{2b}'') = P_{1a} & (T_{2a}'' - T_{2b}'') / (1 - T_{2b}'') = P_{2a} \\ (T_{1a}'' - T_{1b}'') / (T_{1a}'' - T_{2c}'') = P_{1b} & (T_{2b}'' - T_{2c}'') / (T_{1a}'' - T_{2c}'') = P_{2b} \\ (T_{1b}'' - T_{1c}'') / (T_{1b}'' - T_{2d}'') = P_{1c} & (T_{2c}'' - T_{2d}'') / (T_{1b}'' - T_{2d}'') = P_{2c} \\ (T_{1c}'' - T_{1d}'') / (T_{1c}'' - T_{2e}'') = P_{1d} & (T_{2d}'' - T_{2e}'') / (T_{1c}'' - T_{2e}'') = P_{2d} \\ (T_{1d}'' - T_{1e}'') / (T_{1d}'' - T_{2f}'') = P_{1e} & (T_{2e}'' - T_{2f}'') / (T_{1c}'' - T_{2e}'') = P_{2e} \\ (T_{1e}'' - T_{1f}'') / (T_{1e}'' - T_{2g}'') = P_{1f} & (T_{2f}'' - T_{2g}'') / (T_{1e}'' - T_{2g}'') = P_{2f} \\ (T_{1f}'' - T_{1g}'') / (T_{1f}'' - T_{2h}'') = P_{1g} & (T_{2g}'' - T_{2h}'') / (T_{1f}'' - T_{2h}'') = P_{2g} \\ (T_{1g}'' - T_{1h}'') / (T_{1g}'' - T_{2i}'') = P_{1h} & (T_{2h}'' - T_{2i}'') / (T_{1g}'' - T_{2i}'') = P_{2h} \\ (T_{1h}'' - T_{1i}'') / (T_{1h}'' - T_{2j}'') = P_{1i} & (T_{2i}'' - T_{2j}'') / (T_{1h}'' - T_{2j}'') = P_{2i} \\ (T_{1i}'' - T_{1j}'') / (T_{1i}'' - 0) = P_{1j} & (T_{2j}'' - 0) / (T_{1i}'' - 0) = P_{2j} \end{array}$$

Über die iterative Lösung erhält man die dimensionslosen Zwischen- und zwei Austrittstemperaturen der Wärmekapazitätsströme.

Die Umrechnung auf Celsiustemperatur erfolgt nach Gl. (4.14) bzw. Gl. (4.15):

$$\vartheta_{1i} = T_{1i} \cdot (\vartheta'_1 - \vartheta'_2) + \vartheta'_2 \quad \text{Gl. (4.3-1)}$$

$$\vartheta_{2i} = T_{2i} \cdot (\vartheta'_1 - \vartheta'_2) + \vartheta'_2 \quad \text{Gl. (4.3-2)}$$

4.4 Ergebnisse

Die Ergebnisse der Berechnung sind in Tabelle 14 zusammengefasst und in Abbildung 46 dargestellt. Die Zwischentemperaturen wurden herangezogen um die Stoffwerte des Thermoöls anzupassen. Weiters wurde mit den neuen Parametern der Wärmeübergang jeder Zelle einzeln berechnet und so der Temperaturverlauf verfeinert.

Tabelle 14: Temperaturverlauf beim Abkühlen der Schüttung

T1	[-]	T2	[-]	ϑ_1	[°C]	ϑ_2	[°C]
T _{1a}	1,000	T _{2a}	0,592	ϑ_{1a}	250,0	ϑ_{2a}	158,2
T _{1b}	0,928	T _{2b}	0,533	ϑ_{1b}	233,9	ϑ_{2b}	145,0
T _{1c}	0,859	T _{2c}	0,475	ϑ_{1c}	218,3	ϑ_{2c}	131,9
T _{1d}	0,792	T _{2d}	0,417	ϑ_{1d}	203,1	ϑ_{2d}	118,9
T _{1e}	0,726	T _{2e}	0,360	ϑ_{1e}	188,3	ϑ_{2e}	105,9
T _{1f}	0,661	T _{2f}	0,302	ϑ_{1f}	173,7	ϑ_{2f}	92,9
T _{1g}	0,598	T _{2g}	0,243	ϑ_{1g}	159,4	ϑ_{2g}	79,8
T _{1h}	0,535	T _{2h}	0,184	ϑ_{1h}	145,3	ϑ_{2h}	66,5
T _{1i}	0,473	T _{2i}	0,125	ϑ_{1i}	131,3	ϑ_{2i}	53,1
T _{1j}	0,411	T _{2j}	0,064	ϑ_{1j}	117,4	ϑ_{2j}	39,4
T _{1k}	0,349	T _{2k}	0,000	ϑ_{1k}	103,4	ϑ_{2k}	25,0

$$\dot{Q} = 38,0 \text{ kW}$$

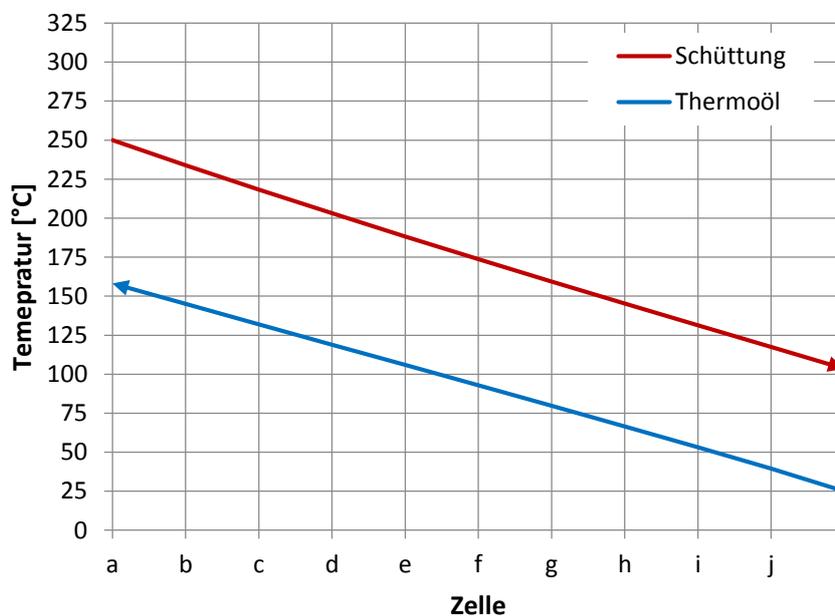


Abbildung 46: Temperaturverlauf beim Abkühlen der Schüttung

Der Aufheizvorgang wurde ebenfalls berechnet. Es wurde angenommen, dass das Speichermaterial mit 25°C in den Reaktor eintritt und Thermoöl mit 300°C im Gegenstrom zugeführt wird. Die Ergebnisse aus der Berechnung sind in Tabelle 15 und Abbildung 47 zu finden.

Tabelle 15: Temperaturverlauf beim Aufheizen der Schüttung

T1	[-]	T2	[-]	ϑ_1	[°C]	ϑ_2	[°C]
T _{1a}	0,000	T _{2a}	0,430	ϑ_{1a}	25,0	ϑ_{2a}	143,3
T _{1b}	0,075	T _{2b}	0,488	ϑ_{1b}	45,6	ϑ_{2b}	159,3
T _{1c}	0,147	T _{2c}	0,545	ϑ_{1c}	65,5	ϑ_{2c}	175,0
T _{1d}	0,217	T _{2d}	0,602	ϑ_{1d}	84,7	ϑ_{2d}	190,5
T _{1e}	0,285	T _{2e}	0,658	ϑ_{1e}	103,3	ϑ_{2e}	206,0
T _{1f}	0,350	T _{2f}	0,714	ϑ_{1f}	121,3	ϑ_{2f}	221,4
T _{1g}	0,414	T _{2g}	0,770	ϑ_{1g}	138,9	ϑ_{2g}	236,8
T _{1h}	0,477	T _{2h}	0,827	ϑ_{1h}	156,2	ϑ_{2h}	252,3
T _{1i}	0,539	T _{2i}	0,883	ϑ_{1i}	173,2	ϑ_{2i}	267,9
T _{1j}	0,600	T _{2j}	0,941	ϑ_{1j}	190,0	ϑ_{2j}	283,8
T _{1k}	0,661	T _{2k}	1,000	ϑ_{1k}	206,7	ϑ_{2k}	300,0

$$\dot{Q} = 47,1 \text{ kW}$$

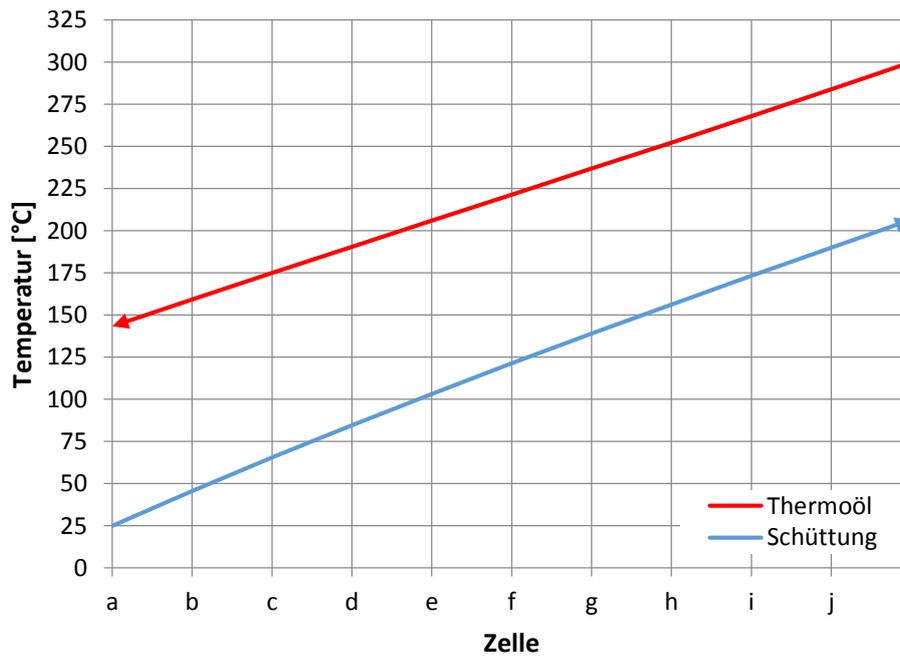


Abbildung 47: Temperaturverlauf beim Aufheizen der Schüttung

In Tabelle 16 sind die wichtigsten Ergebnisse der beiden Berechnungen zusammengefasst. Der Reaktor besitzt eine thermische Leistung von 47 kW beim Aufheizvorgang und 38 kW beim Abkühlen des Speichermaterials. Der Unterschied entsteht durch die unterschiedlich gewählten Eintrittstemperaturen des Thermoöls.

Tabelle 16: Zusammenfassende Ergebnisse der Berechnungen zum Temperaturverlauf

Abkühlen		Speichermaterial	Thermoöl
Massenstrom	[kg/h]	1.118	468
Eintrittstemperatur	[°C]	250	25
Austrittstemperatur	[°C]	103	158
Aufenthaltszeit	[min]	22,2	-
thermische Leistung	[kW]	38,0	
Aufheizen		Speichermaterial	Thermoöl
Massenstrom	[kg/h]	1.118	468
Eintrittstemperatur	[°C]	25	300
Austrittstemperatur	[°C]	207	143
Aufenthaltszeit	[min]	22,2	-
thermische Leistung	[kW]	47,1	

Zum Vergleich wurden zusätzlich Berechnungen bei geringeren Drehzahlen durchgeführt. Die Ergebnisse dazu sind in Tabelle 17 und Tabelle 18 zusammengefasst.

Tabelle 17: Berechnungsergebnisse zur Abkühlung bei verschiedenen Drehzahlen

Drehzahl	[U/min]	1,0	1,5	2,0	2,5
\dot{m}_{Sp}	[kg/h]	373	559	745	931
t_{Sp}	[min]	67	44	33	26
$\dot{m}_{öl}$	[kg/h]	126	202	252	324
ϑ''_{Sp}	[°C]	69	86	95	101
$\vartheta''_{öl}$	[°C]	219	209	193	178
P_{th}	[kW]	15,7	21,3	27,0	31,8

Tabelle 18: Berechnungsergebnisse zur Aufheizung bei verschiedenen Drehzahlen

Drehzahl	[U/min]	1,0	1,5	2,0	2,5
\dot{m}_{Sp}	[kg/h]	373	559	745	931
t_{Sp}	[min]	67	44	33	26
$\dot{m}_{öl}$	[kg/h]	126	202	252	324
ϑ''_{Sp}	[°C]	262	236	229	212
$\vartheta''_{öl}$	[°C]	79	90	110	120
P_{th}	[kW]	20,5	27,3	35,2	41,0

5 Diskussion und Erkenntnisse

Effektive Wärmetauscherfläche:

Die Ergebnisse der Berechnungen zur Wärmetauscherfläche zeigen ganz deutlich, dass die Schneckenoberfläche den größten Anteil an der gesamten Wärmetauscherfläche einnimmt. In dem Berechnungsbeispiel beträgt der Anteil der Schneckenoberfläche an der gesamten Wärmetauscherfläche mehr als 70 %.

Wärmeübergang:

Aus der Trocknungstechnik ist bekannt, dass Kontaktrockner mit häufiger Umwälzung des Trocknungsgutes die höchsten Trocknungsgeschwindigkeiten besitzen. Der Wärmeübergang zwischen Schüttung und Heizfläche ist maßgeblich von der Durchmischung abhängig. Für die Berechnung wurden die Mischungsparameter des Schaufeltrockners herangezogen. Wie weit diese Annahme zutrifft kann zum jetzigen Zeitpunkt nicht gesagt werden. Sehr wahrscheinlich wird es notwendig sein, zusätzliche Stromstührer, Schaufeln oder Paddel an der Förderschnecke anzubringen um eine bessere Durchmischung zu gewährleisten. Wie diese Maßnahmen dann genau aussehen muss durch Mischversuche am Versuchsstand ermittelt werden.

Der Wärmeübergangskoeffizient zwischen Wärmeträgerfluid und Heizfläche wurde nach einfachen Annahmen berechnet. Bei der Umsetzung eines Heißmodells wird man versuchen die Strömung möglichst turbulent zu gestalten um den Wärmeübergangskoeffizient zu erhöhen. Neben der Erhöhung der Strömungsgeschwindigkeit könnten zusätzliche Einbauten Abhilfe schaffen. Man kann also davon ausgehen, dass man hier einen besseren Wärmeübergangskoeffizienten erzielen kann.

Berechnung Temperaturverlauf

Die Berechnungen basieren auf einfachen Annahmen. Beispielsweise wurde für den gesamten Reaktor ein durchschnittlicher Wärmeübergangskoeffizient angenommen um die Austrittstemperaturen zu berechnen. Zudem wurde lediglich der indirekte Wärmeübergang betrachtet. Für die Auslegung eines Heißmodells müssten folgende zusätzliche Überlegungen und Berechnungen gemacht werden:

- Der Reaktionsablauf bei Hydratation und Dehydratation muss in die Berechnung mit einbezogen werden. Dadurch verändert sich die notwendige Verweilzeit und der Temperaturverlauf.
- Beim Speichervorgang muss der entstehende Wasserdampf durch Frischgas ausgetragen werden um eine Kondensation im Reaktor zu vermeiden. Beim Entladevorgang muss ein Edukt zugeführt werden um die exotherme Reaktion einzuleiten und aufrecht zu halten. Diese auftretenden Gasströme müssen im Rechenmodell mit einbezogen werden. Einerseits verändert sich die Wärmeleitfähigkeit der Schüttung, andererseits kommt es zwischen Gasstrom und Schüttung zu einem starken Wärmeaustausch.

Die Berechnungen zeigen, dass bei der gegebenen Dimensionierung etwa 1.120 kg Speichermaterial pro Stunde mit der indirekten Beheizung auf ca. 210°C erwärmt werden können. Dabei muss angemerkt werden, dass für den Wärmeübergang eine ideale Durchmischung

angenommen wurde, was in der Realität jedoch nicht der Fall sein wird. Die Ergebnisse lassen darauf schließen, dass mit einem Schneckenreaktor durchaus eine brauchbare Wärmeübertragung erzielt werden kann. Es ist zu beachten, dass bei den hier getroffenen Annahmen der direkte Wärmeübergang zwischen dem Schüttgut und einem durchströmendem Gas noch nicht berücksichtigt ist. Dieser ist aufgrund der sehr hohen Austauschfläche und der starken Turbulenzen in der Schüttung um ein vielfaches höher als der indirekte Austausch über Wärmeleitung. In der weiteren Folge müsste das Rechenmodell mit dem Wärmeaustausch zwischen Gas und Schüttung erweitert und mit ersten Erkenntnissen aus den Mischversuchen die Berechnungsparameter angepasst werden. Erst dann lässt sich abschätzen ob Endtemperaturen erreicht werden können, die in dem für die Reaktion optimalen Bereich liegen.

Versuchsstand:

Das Hauptziel, einen funktionierenden Versuchsstand zu dimensionieren und aufzubauen, wurde umgesetzt. Aus zeitlichen Gründen konnten lediglich ein Funktionstest und zusätzlich ein paar kurze Förderversuche mit manueller Beschickung durchgeführt werden. Diese haben jedoch gezeigt, dass der Versuchsstand in horizontalem und geneigten Betrieb sehr gut funktioniert. Die vertikale Förderung war nur teilweise möglich. Das Einlaufsystem muss dafür neu konzipiert werden, sodass die Schnecke in allen Positionen kontinuierlich mit Fördermaterial beschickt werden kann.

Weiters sind Überlegungen zur genaueren Ermittlung der Förderleistung zu machen. Ein Wägesystem am Auslauf wäre hier denkbar. Sobald diese Maßnahmen umgesetzt sind können im weiteren Verlauf genauere Versuche am Kaltmodell durchgeführt werden. Dazu zählen:

- **Mischversuche mit Sand:**

Durch Mischversuche mit Quarzsand soll das Umwälzverhalten in der Förderschnecke in Abhängigkeit von Drehzahl, Füllgrad und Schneckenneigung analysiert werden. Dazu könnten Versuche mit unterschiedlich gefärbten Sänden durchgeführt werden. Das Abtragen und Analysieren der Sandschichten würde Aufschluss über das Mischverhalten in den einzelnen Zellen geben. Eine Möglichkeit besteht zudem in der Verwendung unterschiedlicher Korngrößenfraktionen um eventuell auftretende Entmischungsvorgänge zu untersuchen.

- **Anbringen zusätzlicher Bauteile:**

Um die Durchmischung und den Gas-Feststoffkontakt zu verbessern besteht die Möglichkeit zusätzliche Schaufeln und Stromstörer an der Förderschnecke anzubringen. Es wird dann Aufgabe sein diese Bauteile zu konstruieren und deren Einfluss auf das Betriebsverhalten zu untersuchen.

- **Fluidisierung mit Druckluft:**

Bei der Hydratation muss dem Magnesiumoxid Wasser zugeführt werden. Dies kann durch Wasserdampf erfolgen. Es ist geplant, diesen Vorgang im Kaltmodell mittels Druckluft zu simulieren. Dazu müssen Luftdüsen am Reaktorgehäuse angebracht werden. Es gilt zu untersuchen wo diese Düsen positioniert werden müssen um eine ideale Durchmischung mit dem Schüttgut zu erzielen.

Zusammenfassend kann gesagt werden, dass der Schneckenreaktor ein vielversprechendes Konzept für die Umsetzung von thermochemischen Speicherreaktionen darstellt. Nun gilt es umfangreiche Versuche im Kaltmodell umzusetzen um neue Erkenntnisse zum Mischverhalten und zum Gas-Feststoffkontakt zu erhalten. Dann wird sich zeigen welche baulichen Maßnahmen notwendig sind um ein Heißmodell zu verwirklichen, an dem erste Lade- und Entladeprozesse realisiert werden können.

Literaturverzeichnis

Archivmedes (2014): www.archivmedes.blogspot.co.at (Stand 01.05.2014)

Badger, Philip C. Fransham, Peter (2006): Use of mobile pyrolysis plants to densify biomass and reduce biomass handling costs – A preliminary assessment. *Biomass and Bioenergy* 30 (2006) 321-325.

Camp, David W. (1990): *Mild Coal Gasification: Screw Pyrolyzer Development and Design*. Lawrence Livermore National Laboratory.

Dahmen, Nicolaus. Dinjus, Eckhard. Henrich, Edmund (2007): *Synthesekraftstoffe aus Biomasse: Das Karlsruher Verfahren bioliq®*. WILEY-VCH Verlag.

DLR (2014), Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrttechnik, Institut für technische Thermodynamik: Thermochemische Systeme.
<http://www.dlr.de/tt/desktopdefault.aspx/tabid-7228/> (Stand 20.05.2014).

EBS Wien (2013), EBS Wien Hauptkläranlage: Artikel zur neugebauten Wasserkraftschnecke.
<http://www.ebswien.at/hauptklaeranlage/news/news/artikel/sima-ebswien-hauptklaeranlage-setzt-auf-erneuerbare-energie/5c725c136afede93b241a9a7641b20f6/>
(vom 29.05.2013).

Farid, Mohammed M. Kudhair, Amar M. et al. (2004): A review on phase change energy storage materials and applications. *Energy Conversion and Management* 45 (2004) 1597-1615.

Hauer, Andreas. Hiebler, Stefan. Reuß Manfred (2013): *Wärmespeicher*. 5. Auflage. Stuttgart: Fraunhofer IRB Verlag

IEA, International Energy Agency (2012): *World Energy Outlook 2012: Renewable Energy Outlook*.

Ingram, Leonard. Mohand, Dinesh. Bricka, Mark. et al. (2008): Pyrolysis of Wood and Bark in an Auger Reactor: Physical Properties and Chemical Analysis of the Produced Bio-oils. *Energy & Fuels* 2008, 22, 614-625

Kato, Yukitaka. Yamashita, Norimichi. Kobayashi, Kei, et. al. (1996): Kinetic Study of the Hydration of Magnesium Oxide for a chemical Heat Pump. *Applied Thermal Engineering* Vol. 16, No. 11, 853-862.

Koç, Erdem. Demiryürek Oğuz (2009): Design basis and hydrodynamic performance analysis of single-screw extruders: I – polymer flow behaviour. *Industrial Lubrication and Tribology* 61/4 (2009) 188 -

- Köllemann** (2014): Köllemann GmbH. Produktbeschreibung für Schneckenwärmetauscher. www.koellemann.de/de/products/ (Stand 05.05.2014).
- Kröll, Karl** (1978): Trocknungstechnik zweiter Band Trockner und Trocknungsverfahren. Heidelberg: Springer Verlag.
- Liu, Ming. Saman, Wasim. Bruno, Frank.** (2012): Review on storage materials and thermal performance enhancement techniques for high temperature phase change thermal storage systems. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 16 (2012) 2118-2132.
- Lakshmanan, C.M. Gal-or, Benjamin. Hoelscher, H.E.** (1969): Production of Levoglucosan by Pyrolysis of Carbohydrates. *I&EC Product Research and development* Vol. 8 No. 3 1969.
- Laucks, I.F.** (1927): The Screw as a carbonizing machine. *Industrial and Engineering Chemistry* Vol. 19. No. 1. 1927.
- Leonhard, Theodor F.** (2002): Auslegung und wirtschaftlicher Einsatz von Hochleistungs-Schneckenförderer. Diss. Technische Universität München.
- Lin, L. Khang, S.J. Keener, T.C.** (1997): Coal desulfurization by mild pyrolysis in a dual-auger coal feeder. *Fuel Processing Technology* 53 (1997) 15-29.
- Martinez, Juan Daniel. Murillo, Ramon. Garcia, Thomas et. al.** (2013): Demonstration of waste tire pyrolysis process on pilot scale continuous auger reactor. *Journal of Hazardous Materials* 261 (2013) 637-645.
- NAS, National Academy of Sciences** (1977), Committee on Processing and Utilization of Fossil Fuels: Assessment of Technology for the Liquefaction of Coal: Summary. Washington: The National Research Council
- Nema, Nema Enigeneering Production:** Schneckenwärmetauscher. www.nema.de/schneckenwärmetauscher_ks1.html (Stand 20.05.2014)
- NPTEC, Natural Power and Technologies** (2014): Schraubenturbine. www.nptec.de/wasserkraft/schraubenturbine.html (Stand 05.05.2014).
- Paeger, Jürgen** (2014): Ökosystem Erde www.oekosystem-erde.de.
- RET, Institut für regenerative Energietechnik, Fachhochschule Nordhausen** (2009): Studie zu Thermische Energiespeicher. <http://www.cluster-thueringen.de/veranstaltungen/vortraege/thermische-energiespeicher/>.
- Rehart, Rehart Power** (2014): Wasserkraftschnecke BS. www.rehart-power.de/bauereihen/typ-bs-hybridanlage.html. (Stand 20.05.2014).

- Ryu**, Junichi, Hirao, Naoya. Takahashi, Rui. et. al. (2008): Dehydration Behaviour of Metal-salt-added Magnesium Hydroxide as Chemical Heat Storage Media. Chemistry Letters Vol. 37 No. 11 (2008).
- Salzer**, Gert (1968): Schüttgutförderer. Mainz: Krausskopf-Verlag für Wirtschaft.
- Sattler**, Christian. Tamme, Rainer (2009). Deutsches Zentrum für Luft- und Raumfahrt – Institut für Technische Thermodynamik: Thermochemische Energiespeicher. Präsentation: 13. Fachkongress Zukunftsenergien 10. Februar 2009.
- Sattler**, Klaus (2001): Thermische Trennverfahren: Grundlagen, Auslegung, Apparate. 3. Auflage. Weinheim: Wiley-VCH.
- Schlünder**, Ernst-Ulrich. Martin, Holger (1995): Einführung in die Wärmeübertragung. 8. Auflage. Braunschweig/Wiesbaden: Vieweg & Sohn Verlagsgesellschaft.
- Sharma**, Atul. Tyagi, V.V. Chen, C.R. et al. (2007): Review on thermal energy storage with phase change materials and applications. India: Renewable and Sustainable Energy Reviews 13 (2009) 318 – 345.
- Szczukowski**, Christoph (2012): Experimentelle Untersuchung eines Reaktors zur thermochemischen Energiespeicherung für den Hochtemperaturbereich. Diplomarbeit: Universität Stuttgart. Institut für Thermodynamik und Wärmetechnik.
- Verclyte**, Alexander (2013): Mass and heat transfer modelling in screw reactors. Masterarbeit: Universität Gent.
- VDI-WA**, Verein Deutscher Ingenieure (2013): VDI-Wärmeatlas. 11. Auflage. Düsseldorf: VDI-Gesellschaft Verfahrenstechnik und Chemieingenieurwesen.
- Woody**, G.V. (1941): Production of Coke as a Domestic Fuel: The Hayes Process for carbonizing coal at low temperatures. Industrial and Engineering Chemistry Vol. 33 No. 7 1941. 841 – 846.
- Zipf**, Verena. Neuhäuser, Anton. Willert, Daniel. et. al. (2012): High temperature latent heat storage with a screw heat exchanger: Design of prototype. Freiburg: Applied Energy 109 (2013) 462-469.

Anhang

A1	Bauteilliste.....	73
A2	Bauteilzeichnungen.....	74
A3	Berechnung Wärmetauscherfläche.....	79
A4	Berechnung Wärmeübergang Wand-Thermofluid.....	83
A5	Berechnung Wärmeübergang Wand-Schüttung und Wärmedurchgangskoeffizient.....	86
A6	Berechnung Temperaturverlauf mit Zellenmodell.....	89
A7	Gleichungslöser Zellenmodell.....	90
A8	Berechnung Antriebsleistung Förderschnecke.....	91

A1: Bauteilliste

Untergestell	Lieferant	
Item Aluminiumprofile Typ 8: 40x40	CAP Alu Profil System	13,8 m
Verbindungssatz	CAP Alu Profil System	64 Stk
Bockrollen	CAP Alu Profil System	2 Stk
Lenkrollen	CAP Alu Profil System	2 Stk
Stehlager UCP-206 Grauguss für 30 mm Welle	CNC Shop	2 Stk
Obergestell		
Winkelstahl 50x50x5 mm für Gestell	Reiter GmbH	4,6 m
Rundstab Stahl 30 mm	Reiter GmbH	0,5 m
Winkelstahl 40x40x5 mm für Halterungen	Reiter GmbH	3 m
Stehlager UCP-211 Grauguss für 55mm Welle	CNC Shop	2 Stk
Flachstahl 40x800x5 mm mit Bohrungen M10	Reiter GmbH	2 x 0,8 m
Förderschnecke		
linksdrehende Edelstahlspirale auf Edelstahlrohr	Wildfellner Fördertechnik	1 Stk
Simmerring Wellendichtring B2	Brammer Industrie Service	2 Stk
Reaktor		
PMMA-Mantel mit Flanchscheiben	Acryplex	1 Stk
Einlauf/Auslauf mit Flanchscheibe	Acryplex	2 Stk
Deckelscheibe	Acryplex	2 Stk
Antrieb		
Getriebemotor NORD 1,5 kW	NORD	1 Stk
Frequenzumrichter NORD	NORD	1 Stk
Motorspannschiene 312	Pfeifer Elektromotoren	2 Stk
Taperbuchse mit metrischer Bohrung	Altmann Industrietechnik	1 Stk
HTD-Zahnscheibe für Taberbuchse	Altmann Industrietechnik	1 Stk
Clampex Welle-Nabe Verbindung	Altmann Industrietechnik	1 Stk
Stahl Zahnscheibe mit Bohrung für Spannsatz	Altmann Industrietechnik	1 Stk
Zahnriemen	Altmann Industrietechnik	1 Stk

A3: Berechnung Wärmetauscherfläche

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Berechnung der gesamten bedeckten Wärmetauschfläche
%Zusammengesetzt aus Mantelfläche, Fläche Innenrohr und Fläche Schnecke
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc
format short

%%%Füllgrad
F=0.6

%%%Angaben Reaktor%%%
D=142; % Durchmesser Mantel
D_s=140; % Durchmesser Schnecke außen
D_Ir=49; % Durchmesser Innenrohr
S_s=105; % Steigung [mm]
L=1100; % Länge Reaktor [mm]
d_s=0.008; % Blattdicke [m]
n=1.0; % Umdrehungen pro Sekunde

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
R=D/2;
R_s=D_s/2; %Radius Schnecke außen [mm]
R_Ir=D_Ir/2; %Radius Innenrohr [mm]

A=R^2*pi;
A_s=(R_s^2)*pi; %Fläche Schnecke außen [mm^2]
A_Ir=(R_Ir^2)*pi; %Fläche Innenrohr [mm^2]
A_s_gesamt=A_s-A_Ir; %Projizierte Fläche der Schnecke [mm^2]

n_s=L/S_s; %Anzahl der Windungen

Delta_D=D-D_s; %Differenz Schnecke-Mantel [mm]
Delta_D_prozent=Delta_D/D; % -,- in %
Untergrenze_S=0+(Delta_D_prozent/2); %Untergrenze Schnecke [%]
Obergrenze_S=1-(Delta_D_prozent/2); %Obergrenze Schnecke [%]

Delta_d=D-D_Ir; %Differenz Innenrohr Mantel [mm]
Delta_d_prozent=Delta_d/D; %-,- in %
Untergrenze_Ir=0+(Delta_d_prozent/2); %Untergrenze Innenrohr [%]
Obergrenze_Ir=1-(Delta_d_prozent/2); %Obergrenze Innenrohr [%]

%%%Kreisbogen Mantel%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

if F <= 0.5 && F>=0.0 %Zwischen 0 und 50% Füllungsgrad
    alpha_m=acos((1-(F^2)))*180/pi;
    alpha_M=alpha_m*2;
elseif F>0.5 && F<=1.0 %Zwischen 50 und 100% Füllungsgrad
    alpha_m=asin((F-0.5)*2)*180/pi;
    alpha_M=(alpha_m*2)+180;
elseif F<0.0
    disp('Fuellungsgrad kleiner Null!')
```

```

elseif F>1.0
    disp('Füllungsgrad größer Eins!')
end

b=R*pi*alpha_M/180; %Bogenlaenge in Millimeter
A_M=b*L/(10^6);

%%%Kreisbogen Innenrohr%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

if F < Untergrenze_Ir %Innenrohr nicht miteinbezogen
    beta_2=0;
    b_2=0;
elseif F >= Untergrenze_Ir && F <= 0.5 %Innenrohr teils miteinbezogen
    beta_2=acos(((0.5-F)*D)/R_Ir)*180/pi;
    beta=beta_2*2;
    b_2=R_Ir*pi*beta/180;
elseif F > 0.5 && F < Obergrenze_Ir %Innenrohr teils miteinbezogen
    beta_2=(asin(((F-0.5)*D)/R_Ir)*180/pi);
    beta=(beta_2*2)+180;
    b_2=R_Ir*pi*beta/180;
else
    beta=360; %Innenrohr voll miteinbezogen
    b_2=2*R_Ir*pi;
end

A_Ir_1=b_2*L/(10^6);

%%%Oberfläche Schneckenflügel%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%Flächenberechnung der projizierten Kreisfläche Schnecke

if F <= 0.5 && F > Untergrenze_S
    x_s=(D*F)-(Delta_D/2);
    y_s=R_s-x_s;
    alpha_s=2*(acos(y_s/R_s)); %Angabe in rad!
    b_s=sqrt(R_s^2-(y_s^2));
    A_ss=((R_s^2)/2)*(alpha_s-sin(alpha_s));

elseif F > 0.5 && F < Obergrenze_S
    x_s=((F-0.5)*D);
    alpha_s=pi+2*((pi/2)-(acos(x_s/R_s))); %Angabe in rad!
    beta_s=(2*pi)-alpha_s;
    A_ss=A_s-(R_s^2/2*(beta_s-sin(beta_s)));

elseif F <= Untergrenze_S
    x_s=0;
    A_ss=0;

elseif F >= Obergrenze_S
    x_s=D_s;
    A_ss=A_s;
end

%%%Flächenberechnung der projizierten Kreisfläche des Innenrohrs%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

```

%%%abhängig vom Füllgrad

if F > Untergrenze_Ir && F <= 0.5
    gamma_s=2*(acos(y_s/R_Ir));           %Angabe in rad!
    B_ss=(R_Ir^2/2*(gamma_s-sin(gamma_s)));

elseif F>0.5 && F <= Obergrenze_Ir
    u_s=(F-0.5)*D;
    lambda_s=2*(acos(u_s/R_Ir));         %Angabe in rad!
    B_ss=A_Ir-((R_Ir^2)/2*(lambda_s-sin(lambda_s)));

elseif F<=Untergrenze_Ir
    B_ss=0;
    u_s=0;

elseif F>Obergrenze_Ir
    B_ss=A_Ir;
    u_s=D_Ir;

end

Flaeche=A_ss-B_ss;
Prozent= Flaeche/A_s_gesamt;

%%%Oberfläche Schneckenflügel%%%

r_s=D_s/(2*1000);
r_Ir=D_Ir/(2*1000);
s_s=S_s/1000;
z_s=(R_s-R_Ir)/1000;

b1=sqrt(((2*r_s*pi)^2)+(s_s^2)); %Umfangsberechnung außen
b2=sqrt(((2*r_Ir*pi)^2)+(s_s^2)); %Umfangsberechnung innen

r_1=b1*z_s/(b1-b2);
r_2=r_1-z_s;

A_fluegel=(r_1^2-r_2^2)*b1/(2*r_1)*2; % Flügeloberfläche (beidseitig) [m²]
A_fluegel_bedeckt=A_fluegel*Prozent; % bedeckte Flügeloberfläche [m²]

%Gesamtoberfläche der Schnecke
A_Schnecke_gesamt=A_fluegel*n_s;
A_Schnecke_bedeckt=A_fluegel_bedeckt*n_s;

%Gesamtoberfläche des bedeckten Wärmetauschers
A_WT_gesamt=A_M+A_Ir_1+A_Schnecke_bedeckt;

%%%Berechnung Reaktorvolumen%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%%Volumen Zylinder%%%
V_Z=((D/(2*1000))^2)*pi*L/1000;

%%%Volumen Innenrohr%%%

```

```

V_Ir=((D_Ir/(2*1000))^2)*pi*L/1000;

%%%Volumen Schnecke%%%
V_s=A_fluegel/2*n_s*d_s;

%%%resultierendes Reaktorvolumen in m³%%%
V_R=V_Z-V_Ir-V_s;

%%%Volumen der Schüttung
V_Sg=(b*R/2)/(R^2*pi)*V_R;           %gesamtes Schüttungsvolumen [m³]
V_SZ=V_Sg/n_s;                       %Schüttungsvolumen einer Zelle [m³]

%%%Hohlraumvolumen
A_H=((R^2*pi)-(b*R/2))/10^6;         %Querschnittsfläche Hohlraum [m²]
V_Hg=V_R-V_Sg;                       %gesamtes Hohlraumvolumen [m³]
V_HZ=V_Hg/n_s;                       %Volumen Hohlraum einer Zelle [m³]

%Ausgabe%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

Reaktorvolumen=V_R;
Zellenvolumen=V_R/n_s;
Schuettungsvolumen_Zelle=V_SZ;
Schuettungsvolumen_gesamt=V_Sg;
Hohlraumvolumen_Zelle=V_HZ;
Hohlraumvolumen_gesamt=V_Hg;

A_WT_gesamt;
A_Mantel=A_M;
A_Innenrohr=A_Ir_l;
A_Schnecke=A_Schnecke_bedeckt;
Prozentanteil= [(A_M/A_WT_gesamt);
                (A_Ir_l/A_WT_gesamt);
                (A_Schnecke_bedeckt/A_WT_gesamt)];

V_Punkt=(Zellenvolumen*1000)*Prozent*n*3600;    % Volumenstrom [m³/h]

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

```

A4: Berechnung Wärmeübergang Wand-Thermofluid

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Wärmeübertragung im ebenen Spalt
%nach VDI WA 2013 S. 799
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc

%%%Eingabe
Mp_f=0.2; % Massenstrom Fluid [kg/s]
etha_x=100; % Mitteltemperatur [°C]

%%%Reaktor
L=5000; % Reaktorlänge [mm]
D=500; % Durchmesser [mm]
D_s=500-4; % Schneckendurchmesser [mm]
D_Ir=200; % Innenrohrdurchmesser [mm]
S_s=75; % Schneckensteigung [mm]
Bb_s=15; % Blattbreite [mm]
Bs_s=2; % Blattstärke [mm]

%%% Mantel und Innenrohr
Ws=4; % Wandstärke [mm]
B1=15;
B2=5;

%% Berechnung Stoffdaten
%%%unterer Temperaturbereich
etha1=-39; % unterer Temperaturbereich [°C]
rho1=1016; % Dichte [kg/m³]
cp1=1490; % spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
ny1=388; % kinematische Viskosität [mm²/s]
lambda1=0.125; % Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

%%%oberer Temperaturbereich
etha2=315; % unterer Temperaturbereich [°C]
rho2=740; % Dichte [kg/m³]
cp2=2670; % spezifische Wärmekapazität [J/kgK]
ny2=0.32; % kinematische Viskosität [mm²/s]
lambda2=0.089; % Wärmeleitfähigkeit [W/mK]

delta=etha2-etha1;

rho=rho1+((rho2-rho1)*(etha_x-etha1)/(delta));
ny=(ny1+((ny2-ny1)*(etha_x-etha1)/(delta)))*10^-6; % [m²/s]
cp=cp1+((cp2-cp1)*(etha_x-etha1)/(delta));
lambda=lambda1+((lambda2-lambda1)*(etha_x-etha1)/(delta));

Vp_f=Mp_f/rho;

%% Oberfläche und Volumen Förderschnecke%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

n_s=L/S_s; % Anzahl Windungen

```

```

bb_s=Bb_s/1000; % Blattbreite [m]
bs_s=Bs_s/1000; % Blattstärke [m]
r_s=D_s/(2*1000); % Radius Schnecke [m]
r_Ir=D_Ir/(2*1000); % Radius Innenrohr [m]
s_s=S_s/1000; % Schneckensteigung [m]
z_s=r_s-r_Ir; % Flügelhöhe [m]

b1=sqrt(((2*r_s*pi)^2)+(s_s^2)); %Umfangsberechnung außen
b2=sqrt(((2*r_Ir*pi)^2)+(s_s^2)); %Umfangsberechnung innen

b3=(b1+b2)/2;

r_1=b1*z_s/(b1-b2); % Kreisbogenradius außen [m]
r_2=r_1-z_s; % Kreisbogenradius innen [m]

%Gesamtoberfläche eines Schneckenflügels (Vorder- & Hinterseite)
A_fluegel=(r_1^2-r_2^2)*b1/(2*r_1)*2;
A_Schnecke_gesamt=A_fluegel*n_s;

%%Volumen und Hohlraumvolumen%%
V_s=A_Schnecke_gesamt*bb_s/2;
M_s=A_Schnecke_gesamt*bs_s+(b1*bs_s*(bb_s-2*bs_s)); %Schneckenmantelvolumen
Vh_s=V_s-M_s;

A_spalt=((D_s-D_Ir-2)/2000)*((Bb_s-2*Bs_s)/1000);
laenge=b3*n_s;

%% Wärmeübergang ebener Spalt
dh=2*(Bb_s-2*Bs_s)/1000;
w=Vp_f/A_spalt;
Re=w*dh/ny;
a=lambda/(rho*cp);
Pr=ny/a;
Nu1II=7.541;
Nu2=1.841*(Re*Pr*dh/laenge)^(1/3);
Num=((Nu1II^3)+(Nu2^3))^(1/3);
Nu=Num*(1^0.11);
alpha=Nu*lambda/dh;

%% Ringspalt Mantel und Innenrohr

l=L/1000;
d_a1=(D+2*Ws+2*B1)/1000;
d_i1=(D+2*Ws)/1000;

d_a2=(D_Ir-2*Ws)/1000;
d_i2=(D_Ir-2*Ws-2*B2)/1000;

dh1=d_a1-d_i1;
dh2=d_a2-d_i2;

A_rspl=pi*((d_a1/2)^2-(d_i1/2)^2);

```

```

A_rsp2=pi*( (d_a2/2)^2-(d_i2/2)^2);

w1=Vp_f/A_rsp1;
w2=Vp_f/A_rsp2;

Re1=w1*dh1/ny;
Re2=w2*dh2/ny;

Nu1_lam_1=3.66+1.2*((d_i1/d_a1)^-0.8);
f_g_1=1.615*(1+0.14*((d_i1/d_a1)^-0.5));
Nu2_lam_1=f_g_1*(Re1*Pr*dh1/l)^(1/3);
Nu_m_1=(Nu1_lam_1^3+Nu2_lam_1^3)^(1/3);
Nu1=Nu_m_1*(1^0.11);

Nu1_lam_2=3.66+1.2*((d_i2/d_a2)^0.5);
f_g_2=1.615*(1+0.14*((d_i2/d_a2)^(1/3)));
Nu2_lam_2=f_g_2*(Re2*Pr*dh2/l)^(1/3);
Nu_m_2=(Nu1_lam_2^3+Nu2_lam_2^3)^(1/3);
Nu2=Nu_m_2*(1^0.11);

alpha1=Nu1*lambda/(dh1);
alpha2=Nu2*lambda/(dh2);

%%Ausgabe
alpha_Mantel=alpha1
alpha_Innenrohr=alpha2
alpha_Schnecke=alpha

```

A5: Wärmeübergang Schüttung-Heizfläche und Wärmedurchgangskoeffizient

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%Wärmeübergang Wand Schüttung und Gesamtwärmeübergang
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc

%% 1   Angaben  %%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

%%%Angaben Reaktor

D=500;                % Durchmesser Mantel [mm]
D_S=D-4;             % Durchmesser Schnecke außen [mm] (Annahme Spaltbreite ✓
2mm)
D_Ir=150;            % Durchmesser Innenrohr [mm]
S_S=75;              % Steigung [mm]
L=5000;              % Länge Reaktor [mm]
d_s=0.015;           % Blattdicke [m]
n_S=L/S_S;           % Anzahl der Schneckenwindungen

s_Stahl=0.008;       % Wandstärke Mantel/Schnecke/Innenrohr [m]
lambda_Stahl=15;     % Wärmeleitfähigkeit Stahl [W/mK]

%%%Betriebsparameter%%%

F=0.666;
n=1.5;               % Drehzahl [Upm]
Vp_f=6;              % Gasvolumenstrom [m³/h]
vp_f=Vp_f/3600;     % Gasvolumenstrom [m³/s]
Druck=100000;       % Druck [Pa]

%%%Schüttung

D_p=0.6;             % Partikeldurchmesser [mm]
d_p=D_p/1000;        % Partikeldurchmesser [m]
rho_bed=950;         % Schüttdichte [kg/m³]
psi_s=0.4;           % Porosität [-]
lambda_bed=0.2;      % Wärmeleitfähigkeit Schüttung [W/m²K]
cp_bed=835;          % Wärmekapazität Schüttung [kJ/kgK]
ro_p=0;              % Oberflächenrauigkeit der Partikel

phi=0.8;             % Flächenbedeckungsgrad; 0,8 für monodisperse ✓
Kugelschüttung

C=9;                 % Rührerkonstante nach VDI WA2013 S. 1511
x=0.05;              % Rührerkonstante nach VDI WA2013 S. 1511
t=n_S/n*60;          % Verweilzeit im Reaktor [s]

%%%Fluid

lambda_f=0.02587;    % Wärmeleitfähigkeit [W/mK]
rho_f=1.189;         % Dichte [kg/m³]
cp_f=1006;           % Wärmekapazität [J/kgK]
ny_f=153.7*10^-7;    % kinematische Viskosität [m²/s] VDI WA S.197

```

```

etha_f=100; % Temperatur [°C]
T_f=273.15+etha_f; % Temperatur in [K]
M_f=28.98; % Molmasse Gas [g/mol]
R_f=8.314; % universelle Gaskonstante [J/molK]
C_gas=2.8; % Konstante nach VDI M6

%% 3 Wärmeübertragung

%% 3.1 Wärmeübergangskoeffizient Schüttung Heizfläche
%%%Angaben
sigma=5.67*10^-8; % Strahlungskoeffizient des schwarzen Körpers
e_wand=0.9; % Emissionskoeffizient Wand
e_bett=0.9; % Emissionskoeffizient Bett

%%%Akkomodationskoeffizient:
Gamma=1/(1+10^(0.6-((1000/T_f)+1)/C_gas));
%%%modifizierte freie Weglänge der Gasmoleküle:
l_Pa=2*((2-Gamma)/Gamma)*sqrt(2*pi*R_f*1000*T_f/M_f)*(lambda_f/((2*cp_f)-
(R_f*1000/M_f)));
Cw_bed=sigma/((1/e_wand)+(1/e_bett)-1);
%%%Wärmeübergang durch Strahlung
alpha_rad=4*Cw_bed*(T_f^3);
l=l_Pa/Druck;
%%%Wärmeübergangskoeffizient Wand-Schüttung
alpha_wp=(4*lambda_f/d_p)*(((1+(2*(1+ro_p))/d_p))*log(1+(d_p/(2*(1+ro_p)))))-1);

alpha_ws=phi*alpha_wp+alpha_rad;
alpha_bed_ruhend=(2/sqrt(pi))*sqrt(rho_bed*lambda_bed*cp_bed)/sqrt(t);

Fr=(2*pi*n)^2*D/(2*9.81);
N_mix=C*(Fr^x);
t_mix=1/(n/60);
t_R=t_mix*N_mix;
Z=(2/sqrt(pi))*sqrt(rho_bed*lambda_bed*cp_bed);
alpha_bed_mix=(2/sqrt(pi))*sqrt(rho_bed*lambda_bed*cp_bed)/(t_R^(0.33));

%%%Wärmeübergangskoeffizient Wand Schüttung ruhend
if n==0;
alpha_ges=((1/alpha_ws)+(1/alpha_bed_ruhend))^-1;
else
alpha_ges=((1/alpha_ws)+(1/alpha_bed_mix))^-1;
end

%% Wärmeübergangsberechnung

alpha_sM=alpha_ges;
alpha_sS=alpha_ges;
alpha_sIr=alpha_ges;

lambda_M=lambda_Stahl;

```

```

lambda_S=lambda_Stahl;
lambda_Ir=lambda_Stahl;

alpha_MF=25;
alpha_SF=41;
alpha_IrF=75;

S_M=s_Stahl; % Wanddicke
S_S=s_Stahl;
S_Ir=s_Stahl;

k_M=((1/alpha_sM)+(S_M/lambda_M)+(1/alpha_MF))^-1; % [W/m²K]
k_S=((1/alpha_sS)+(S_S/lambda_S)+(1/alpha_SF))^-1; % [W/m²K]
k_Ir=((1/alpha_sIr)+(S_Ir/lambda_Ir)+(1/alpha_IrF))^-1; % [W/m²K]

```

A6: Berechnung des Temperaturverlaufs nach der Zellenmethode

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%  
%%Berechnung des Gegenstromwärmetauschers nach der Zellenmethode  
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
clear all  
clc
```

```
%%Angaben%%
```

```
k=20; % Wärmedurchgangskoeffizient [W/m²K]  
A=21.2208; % Wärmetauscherfläche
```

```
Zellenzahl=10
```

```
%% Massenstrom [kg/s] und Wärmekapazität [kJ/kgK] der Schüttung
```

```
m1_p=0.2588; cp1=835;
```

```
%% Massenstrom [kg/s] und Wärmekapazität [kJ/kgK] des Wärmeträgeröls
```

```
m2_p=0.09; cp2=2307; % gemittelt
```

```
%%Berechnung%%
```

```
%Wärmekapazitätsströme [W/K]
```

```
W1=m1_p*cp1;
```

```
W2=m2_p*cp2;
```

```
%Wärmekapazitätsstromverhältnis%%
```

```
R1=W1/W2;
```

```
R2=W2/W1;
```

```
%Übertragungseinheiten%
```

```
NTU1=k*A/W1;
```

```
NTU2=k*A/W2;
```

```
NTU1i=NTU1/Zellenzahl;
```

```
NTU2i=NTU2/Zellenzahl;
```

```
%Dimensionslose Temperaturveränderung%%
```

```
if W1==W2;
```

```
    P1=NTU1/(1+NTU1)
```

```
    P2=P1
```

```
else
```

```
    P1a=(1-exp((R1-1)*NTU1i))/(1-(R1*exp((R1-1)*NTU1i)))
```

```
    P2a=(1-exp((R2-1)*NTU2i))/(1-(R2*exp((R2-1)*NTU2i)))
```

```
end
```

```
%%Austrittstemperaturen
```

```
ethala=250; ethalb=262.3; etha2a=178.1; etha2b=25;
```

```
DeltaT_gross=ethala-ethalb;
```

```
DeltaT_klein=etha2a-etha2b;
```

```
Delta_log_m=(DeltaT_gross-DeltaT_klein)/log(DeltaT_gross/DeltaT_klein)
```

```
%%Übertragener Wärmestrom%%
```

```
Q=(m1_p*3600*cp1/1000)*(ethala-ethalb)/3600
```

A7: Gleichungslöser für Zellenmodell

```
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%%Gleichungslöser für Zellenmethode mit 10 Zellen%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
```

```
function Waermeuebertrager2
    clc
    clear all

    %%Dimensionslose Temperaturänderung
    P1=0.14500;
    P2=0.1300;

    P1a=P1; P1b=P1; P1c=P1; P1d=P1; P1e=P1;
    P1f=P1; P1g=P1; P1h=P1; P1i=P1; P1j=P1;

    P2a=P2; P2b=P2; P2c=P2; P2d=P2; P2e=P2;
    P2f=P2; P2g=P2; P2h=P2; P2i=P2; P2j=P2;

    %%Startwerte für Iteration
    x0=[0.99 0.99 0.99 0.99 0.99 0.99 0.99 0.99
        0.99 0.99 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9 0.9];

    R = fsolve(@eqn,x0) '
        function [F] = eqn(x)

            F=[ (1-x(1))/(1-x(12))-P1a; (x(1)-x(2))/(x(1)-x(13))-P1b;
                (x(2)-x(3))/(x(2)-x(14))-P1c; (x(3)-x(4))/(x(3)-x(15))-P1d;
                (x(4)-x(5))/(x(4)-x(16))-P1e; (x(5)-x(6))/(x(5)-x(17))-P1f;
                (x(6)-x(7))/(x(6)-x(18))-P1g; (x(7)-x(8))/(x(7)-x(19))-P1h;
                (x(8)-x(9))/(x(8)-x(20))-P1i; (x(9)-x(10))/(x(9)-0)-P1j;
                (x(11)-x(12))/(1-x(12))-P2a; (x(12)-x(13))/(x(1)-x(13))-P2b;
                (x(13)-x(14))/(x(2)-x(14))-P2c; (x(14)-x(15))/(x(3)-x(15))-P2d;
                (x(15)-x(16))/(x(4)-x(16))-P2e; (x(16)-x(17))/(x(5)-x(17))-P2f;
                (x(17)-x(18))/(x(6)-x(18))-P2g; (x(18)-x(19))/(x(7)-x(19))-P2h;
                (x(19)-x(20))/(x(8)-x(20))-P2i; (x(20)-0)/(x(9)-0)-P2j ];

            end
        xlsxwrite('Zwischentemperaturen',R)
        end

    %%Variablen%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
    %T1a = x(1)    %T1b = x(2)    %T1c = x(3)    %T1d = x(4)    %T1e = x(5)
    %T1f = x(6)    %T1g = x(7)    %T1h = x(8)    %T1i = x(9)    %T1j = x(10)

    %T2a = x(11)   %T2b = x(12)   %T2c = x(13)   %T2d = x(14)   %T2e = x(15)
    %T2f = x(16)   %T2g = x(17)   %T2h = x(18)   %T2i = x(19)   %T2j = x(20)
```

A8: Berechnung der Antriebsleistung des Schneckenförderers

```

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%
%Berechnung der Antriebsleistung für Förderschnecke
%nach Leonhard und Günthner
%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

clear all
clc

%%%Angaben%%%

D=140;           % Durchmesser [mm]
L=1100;         % Länge [mm]
S=110;          % Schneckensteigung [mm]
n=300;          % Drehzahl [U/min]
F=0.66;         % Füllgrad
Rho=1500;       % Schüttdichte [kg/m³]
My=2;           % Gesamtreibungszahl
c=1;            % Geschwindigkeitsbeiwert
etha=0.86;      % Antriebswirkungsgrad
alpha=0;        % Förderwinkel [grad]
lambda=2;       % Gesamtwiderstandsbeiwert
g=9.81;         % Erdbeschleunigung [m/s²]
v_ax=0.5;       % Axialgeschwindigkeit [m/s] (aus Diagramm Günthner)
lambda_vert=3;  % Förderfaktor [-] nach Leonhard

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

A=pi*(D/1000)^2/4; % Schneckenquerschnitt [m²]
V=A*(S/1000)*(n/60)*F*c; % Volumenstrom [m³/s]
Im=V*Rho; % Massenstrom [kg/s]
m=A*L/1000*Rho*F; % Gesamtmasse [kg]
h=sin(alpha*pi/180)*(L/1000); % Förderhöhe [m]

my_z=1; % Reibwert zwischen Gut und Mantel [-]
my_s=1; % Reibwert zwischen Gut und Schnecke [-]
r_a=D/2000;

omega_s=2*pi*n/60;
omega_a=2*pi*(n/60)-(v_ax/(S/1000));
psi=83;
P_reibZ=my_z*(m*r_a*(omega_a^2))*r_a*omega_a/cos(psi*pi/180);
P_reibS=(my_s*m*g*cos(40*pi/180)+my_s*(my_z*(Im*r_a*(omega_a^2)))*sin((40+psi)*pi/180))
*r_a*(omega_s-omega_a)/cos(40*pi/180);
P_hub=Im*g*(L/1000);

%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%%

P_horizontal=Im*g*((My*(L/1000))+h)
P_vertikal=(P_reibZ+P_reibS)*lambda_vert+P_hub

% Quellen: Johannes Leonhard: Auslegung von und wirtschaftlicher Einsatz
% von Hochleistungsschneckenförderern
% Günthner: Auslegung von vertikalen Schneckenförderern

```