

Entwicklung, Fertigung und experimentelle Untersuchung von kostengünstigen Hochtemperatur-Heatpipes

Diplomarbeit
(experimentell)

Durchgeführt von cand. Ing. Michael Klotsche
unter der Leitung von Dr.-Ing Markus Goldbrunner

am
Lehrstuhl für thermische Kraftanlagen mit Heizkraftwerk
der Technischen Universität München
Prof. Dr.-Ing D. Hein

I Inhaltsverzeichnis

I Inhaltsverzeichnis

II Verwendete Formelzeichen

III Zusammenfassung

1 Einführung	
1.1 Hintergrund der Diplomarbeit	1
1.2 Heatpipes und Thermosiphons	2
1.3 Problemstellung	4
2 Versuchsaufbau und -durchführung	
2.1 Glasmodell	5
2.1.1 Aufbau des Modells	5
2.1.2 Durchführung der Versuche	6
2.1.3 Einbauten in das Modell	7
2.2 Paraffinzersetzung	12
2.3 Fertigung der Hochtemperatur-Heatpipes	13
2.3.1 Aufbau der Heatpipes	13
2.3.2 Einbau der Kapillarstruktur	14
2.3.3 Leckstellen in der Heatpipe	15
2.3.4 Befüllen der Heatpipe	16
2.3.5 Auskochen der Heatpipe	19
2.3.6 Abdichten des Befüllrohrs	21
2.3.7 Abklemmen der Heatpipe	21
2.3.8 Gefertigte Heatpipes	23
2.4 Vermessung der Hochtemperatur-Heatpipes	26
3 Theoretischer Hintergrund	
3.1 Physikalische Vorgänge in der Heatpipe	29
3.1.1 Verhalten des Wärmeträgers	29
3.1.2 Begrenzende Faktoren	33
3.1.3 Fluten von senkrechten Rohren	35
3.2 Inertgase in der Heatpipe	37
3.3 Kennzahlen der Strömungsformen	39
3.4 Thermisches Widerstandsmodell	41
3.5 Druckverlust im Ringspalt	45
3.6 Chemische Reaktion des Paraffins	48
3.7 Siedeverzug	50
3.7.1 Homogene Keimbildung	50
3.7.2 Heterogene Keimbildung	51
4 Ergebnisse und Auswertung	
4.1 Erkenntnisse aus dem Modell	52
4.1.1 Wärmeübertragung und Strömungsformen	52
4.1.2 Siedeverzug im Glasmodell	56
4.2 Hochtemperatur- Heatpipes	58
4.2.1 Anfahren der Heatpipes	58
4.2.2 Betrieb der 1m- Heatpipes und Thermosiphons bei 650°C	59

I Inhaltsverzeichnis

4.2.3 Analyse der Temperaturschwankungen	64
4.2.4 Betrieb der 1m- Heatpipes und Thermosiphons bei 800°C	65
4.2.5 Betrieb der 2,5 m- Heatpipe	67
4.3 Paraffin in der Heatpipe	69
4.3.1 Zersetzung des Paraffins	69
4.3.2 Inertgase in der Heatpipe	70
4.4 Auswertung und Fehlerrechnung	72
4.4.1 Berechnung der übertragenen Leistung	72
4.4.2 Fehlerrechnung der Leistungsmessung	73
5 Diskussion der Ergebnisse	
5.1 Vergleich von Thermosiphon und Heatpipe	78
5.2 Thermischer Widerstand und Grenzbereiche	80
5.3 Kostenkalkulation	81
5.4 Fazit	81
6 Anhang	
6.1 Umgang mit Natrium	82
6.1.1 Entsorgung von Natrium	82
6.1.2 konstruktive Sicherheitsvorkehrungen	83
6.2 Stoffwerte von Natrium und Wasser	84
6.3 Glutfarben des Stahls	86
6.4 Verwendete Geräte / Berechnung des Schwebekörper-Durchflussmessers	87

Literaturverzeichnis

II Verwendete Formelzeichen

II Verwendete Formelzeichen

3.1

Formelzeichen

A_E : Querschnittsfläche
 g : Erdbeschleunigung
 h : Höhe
 r : Radius
 $\Delta p_{l,h}$: hydrostatischer Druck
 K : Permeabilität
 Q : Wärmestrom
 Re : Reynoldszahl
 w : Rillenweite
 q : Wärmestromdichte
 Δh_v : Verdampfungsenthalpie
 T : absolute Temperatur
 d : Durchmesser der Heatpipe
 D : Durchmesser der Heatpipe
 j : Leerrohrgeschwindigkeit
 V : Volumen
 σ : Oberflächenspannung
 θ : Benetzungswinkel (Experimentell)
 ν : kinematische Viskosität
 ε : Porosität
 ρ : Dichte
 η : dyn. Viskosität

Indizes

a: axial
ad: adiabat
g: Gasphase
h: hydrostatisch, hydraulisch
k: kapillar
eff: effektiv
l: Flüssigkeit
verd: Verdampfungsteil
vis: Viskosität
e: Entrainment
b: Blasensieden
krit: kritisch
s: Strömung
f: Flüssigkeit
g: Gas
i: entweder g oder f

3.2

Formelzeichen

P : Druck absolut
 V : Volumen
 n : Stoffmenge
 R : universelle Gaskonstante
 T : absolute Temperatur

3.3

Formelzeichen

Fr : Froude-Zahl
 We : Weber-Zahl
 Bo : Bond-Zahl
 w : Geschwindigkeit
 g : Erdbeschleunigung
 d : Durchmesser
 Q : Wärme
 T : absolute Temperatur

Indizes

Beh: Behälter
F: Flüssig
G: Gasförmig
g: Gasphase
0: Leerrohrgeschwindigkeit
 \emptyset : Querschnitt

II Verwendete Formelzeichen

P : Druck
 Δh_v : Spezifische Verdampfungs-
enthalpie
 σ : Oberflächenspannung
 ρ : Dichte

3.4

Formelzeichen

R : Widerstand
 ΔT : Temperaturdifferenz
p : Druck
A : Fläche
T : absolute Temperatur
Q : Wärme
 Δh_v : Spezifische Verdampfungs-
enthalpie
 α : Wärmeübergangskoeffizient
 λ : Wärmeleitfähigkeit
 ρ : Dichte

Indizes

th : thermisch
verd : Verdampfungs-
teil
kond: Kondensationsteil
a : außen
r : radial
ph : Phasenwechsel
i : innen
w : Wand
k : Kapillarstruktur
l : flüssig
g : gasförmig
e : Umgebung

3.5

Formelzeichen

P : Druck
L : Länge
d : Durchmesser
u : Strömungsgeschwindigkeit
 A_\emptyset : Querschnittsfläche
Q : Wärme
 Δh_v : Spezifische Verdampfungs-
enthalpie
Re : Reynoldszahl
r : Radius
 d_k : hydraulischer Durchmesser
 η : dyn. Viskosität
 ζ : Widerstandsbeiwert
 φ : Beiwert

Indizes

i : innen
a : außen

3.7

Formelzeichen

k : Boltzmann-Konstante
 Δh_v : Spezifische Verdampfungs-
enthalpie
P : Druck

Indizes

s : Siedepunkt
' : flüssig
" : gasförmig
W : Wand

II Verwendete Formelzeichen

- V : Volumen der Flüssigkeit
in m^3
s : Einheit Sekunden
m : Einheit Meter
 τ : Erwartungswert der Zeit bis zum
Siedebeginn
 λ : Wärmeleitfähigkeit
 σ : Oberflächenspannung

4.3

Formelzeichen

- Q : Wärme
 c_p : Wärmekapazität für $p = \text{const.}$
m : Masse
T : absolute Temperatur
V : Volumen
P : Druck
A : Fläche des Kühlers ohne
Isolation
L : Länge des Kühlers
d : Durchmesser des Kühlers ohne
Isolation
R : Außenradius der Isolation des
Kühlers
r : Innenradius der Isolation des
Kühlers
 λ : Wärmeleitfähigkeit der Isolation
 α : Wärmeübergangskoeffizient
 σ : Stefan-Boltzmann-Konstante
 $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ W/m}^2 \text{ K}^{-4}$
 ε : Emissionsgrad

Indizes

- L : Luft
i : fortlaufende Nummer
8 : Temperatur der Abluft
des Kühlers
K : Kühler
L : Luft
oo : Umgebung
gem: gemessen
nenn: Nenndruck
gesamt : Gesamtfläche des
Kühlers ohne Isolation
 α : nicht isoliert
 λ : isoliert
9 : Temperatur des Kühlers
unter der Isolation

III Zusammenfassung

III Zusammenfassung

Der Wirbelschichtvergaser des BioHPR Projekts leitet die Wärme, die für die Biomasservergasung benötigt wird, aus einer Brennkammer mit Hilfe von Hochtemperatur-Heatpipes in eine Reaktionskammer. Die Heatpipes sind in der Fertigung bisher sehr aufwendig und deshalb ein wesentlicher Kostenfaktor. Ziel dieser Arbeit ist die Entwicklung einer Methode zur Fertigung von kostengünstigen und funktionierenden Hochtemperatur-Heatpipes.

Eine Heatpipe besteht aus einem Rohr, dessen beide Enden verschlossen sind. In der Heatpipe befindet sich ein Wärmeträger, in diesem Fall Natrium. Das Natrium liegt im Betriebszustand im flüssigen und im gasförmigen Aggregatzustand vor. Eine Heatpipe wird gedanklich in zwei Hälften unterteilt, dem Siedeteil und dem Kondensationsteil. Der Siedeteil befindet sich in dem Fall der gefertigten Heatpipes unten, der Kondensationsteil befindet sich am oberen Ende der Heatpipe. Wird der Siedeteil erhitzt, so beginnt das Natrium im Siedeteil zu siedeln. Der Natriumdampf steigt in der Heatpipe in den Kondensationsteil, wo er kondensiert. Beim Kondensieren wird im Kondensationsteil Wärme frei. Der flüssige Wärmeträger fließt, getrieben von seiner Gewichtskraft und den Kapillarkräften in der Kapillarstruktur der Heatpipe wieder in den Siedeteil zurück. Im Inneren von Heatpipes befindet sich in engem Kontakt mit der Wand eine Kapillarstruktur, die die gesamte Innenfläche der Heatpipe bedeckt. Diese Kapillarstruktur saugt das flüssige Natrium auf und unterstützt den Rücktransport des flüssigen Natriums in den Siedeteil. Auf diese Weise wird Wärme mit hoher Wärmestromdichte vom Siedeteil in den Kondensationsteil der Heatpipe transportiert. Wird bei der Fertigung einer Heatpipe die Kapillarstruktur weggelassen, entsteht ein Thermosiphon. Der Rücktransport des Wärmeträgers wird beim Thermosiphon allein durch die Gewichtskraft des Wärmeträgers selbst garantiert.

Die Fertigung von Heatpipes ist mit drei wesentlichen Schwierigkeiten verbunden. Erstens muß die Kapillarstruktur eng an der Wand der Heatpipe anliegen, um die Benetzung der Wand mit Natrium zu gewährleisten. Zweitens müssen Hochtemperatur-Heatpipes bisher mit sehr reinem Natrium befüllt werden, damit keine nichtkondensierbaren Gase die Kondensation des Natriums verhindern und drittens müssen Heatpipes evakuiert werden, ohne das beim endgültigen Verschließen der Heatpipes Luft in die Heatpipe dringt.

Die Kapillarstruktur der gefertigten Heatpipes besteht aus drei Streifen Drahtgitter. Diese Streifen werden auf eine Stange gegenläufig übereinander aufgewickelt und an der Stange befestigt. Danach wird die Stange mit den Drahtgitterstreifen in die Heatpipe geschoben. Die Verbindung der Drahtgitter zur Stange wird gelöst und die Stange wird aus der Heatpipe gezogen. Danach werden die Lagen Drahtgitter abgeschnitten, die aus der Heatpipe an beiden Seiten herausragen. Nach dem Abschneiden werden die Enden der Drahtgitterlagen in die Heatpipe gefaltet und an einigen Punkten mit der Heatpipe verschweißt.

Auf die Befüllung mit sehr sauberen Natrium wird in dieser Arbeit verzichtet. Das Problem der Verunreinigung des Natriums wird beim Evakuieren gelöst. Das Natrium wird lediglich durch einen Glasfilter von Paraffin und festen Verunreinigungen befreit.

Nach der in dieser Arbeit entwickelten Methode werden die Heatpipes mit einer Vakuumpumpe evakuiert, während das Natrium in der Heatpipe siedet. Die Vakuumpumpe wird an ein Befüllrohr angeschlossen, durch das bei der Fertigung das benötigte Natrium in die Heatpipe gefüllt wird. Der Natriumdampf spült alle nicht kondensierbaren Gase aus der Heatpipe.

III Zusammenfassung

Gleichzeitig werden vorhandene Verunreinigungen in der Heatpipe bei hohen Temperaturen verdampft und ebenfalls durch den Natriumdampf aus der Heatpipe gespült. Das Befüllrohr wird nach dem Evakuieren, während das Natrium im Siedeteil siedet, gekühlt. Dadurch kondensiert und erstarrt Natriumdampf im Befüllrohr und verschließt es vakuumdicht. Ist das Befüllrohr mit Natrium verschlossen, wird es abgeklemmt, durchtrennt und verschweißt.

Durch Versuche an einem Glasmodell, daß einer Hochtemperatur-Heatpipe ähnlich ist, entstanden ein Konzept für eine Heatpipe und zwei Konzepte für Thermosiphons.

In dieser Arbeit sind vier unterschiedliche Heatpipes und Thermosiphons beschrieben und die Ergebnisse dargelegt. Gefertigt wurden eine Heatpipe mit einer Länge von 1m und eine mit einer Länge von 2,5 m. Ebenfalls wurde ein Thermosiphon gefertigt mit einer Länge von 1m. Der zweite Thermosiphon, der gefertigt wurde, ist mit dem anderen Thermosiphon baugleich. Der einzige Unterschied besteht in einem Rohr mit halbem Durchmesser und einer Länge von 0,5 m, das koaxial in den Siedeteil des Thermosiphons eingebaut ist.

Die vier Heatpipes und Thermosiphons wurden bei einer Temperatur im Siedeteil von 700°C bis 800°C untersucht. Die übertragene Leistung vom Siedeteil in den Kondensationsteil wurde im Bereich von 600 W bis 3500 W variiert. Die Leistung von 3000 W konnte, bis auf den Thermosiphon mit dem koaxialen Rohr im Siedeteil, von allen gefertigten Heatpipes und Thermosiphons übertragen werden. Bei 3000 W wird unter den Versuchsbedingungen die Nähe zur Grenze der Leistungsfähigkeit sichtbar. Diese Grenze wird durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit des Natriumdampfes verursacht. Durch die hohe Strömungsgeschwindigkeit des Natriumdampfes wird das flüssige Natrium an seinem Rückfluß vom Kondensationsteil in den Siedeteil gehindert. Das führt dann zur Austrocknung des Siedeteils. Eine Erhöhung des Dampfdrucks im Inneren von Heatpipes und Thermosiphons wird das Problem lösen und die Leistungsfähigkeit der Heatpipes und Thermosiphons weiter steigern.

Thermosiphons und Heatpipes können im einem Leistungsbereich bis 3000 W ohne Schwierigkeiten eingesetzt werden. Bedenklich ist lediglich, daß bei Thermosiphons durch das Blasensieden im Siedeteil starke Temperaturschwankungen auftreten. Die Temperaturschwankungen im Siedeteil führen dazu, daß sich Thermosiphons von 1m Länge an ihrem oberen Ende um bis zu 5mm hin und her bewegen. Das führt zu einer starken thermomechanischen Beanspruchung des Materials des Thermosiphons. Von der Verwendung des Thermosiphons mit koaxialem Innenrohr ist abzuraten, weil die übertragene Leistung ab einer Leistung von 3000 W mit der Zeit einbricht und auf 1200 W absinkt. Das wird durch das Austragen des flüssigen Natrium aus dem Ringspalt zwischen Thermosiphon und dem koaxialen Rohr durch den Natriumdampf verursacht.

Für eine gefertigte Heatpipe von 2,5 m Länge setzen sich die Kosten aus Materialkosten und Lohnkosten zusammen. Die Materialkosten für eine Heatpipe betragen 500 Euro. Die Lohnkosten betragen bei geschätzten Lohnkosten von 40 EUR pro Stunde für eine Heatpipe 355 Euro. Das ergibt pro Heatpipe von 2,5 m Länge Kosten in Höhe von insgesamt 855 Euro.

1. Problemstellung

1. Einführung

1.1 Hintergrund der Diplomarbeit

Ein allothermer Wirbelschichtvergaser besteht aus einer Reaktionskammer und einer Brennkammer. In der Reaktionskammer wird aus Biomasse und Wasserdampf in der so genannten Reformierungsreaktion wasserstoffreiches Gas erzeugt. In der Brennkammer wird die nötige Energie für die Reformierungsreaktion bereitgestellt. Im Heatpipe-Reformer des BioHPR-Projektes am Lehrstuhl für thermische Kraftanlagen der TU-München ist ein solcher allothermer Wirbelschichtvergaser realisiert.

Die Wirbelschicht wird mit Wasserdampf fluidisiert. Die endotherme Reformierungsreaktion findet bei Temperaturen von 850°C statt. Dabei werden die Moleküle des Wasserdampfs in Radikale aufgespalten. Es entstehen Wasserstoff, Kohlenwasserstoffe, CO und CO₂. In der Brennkammer befindet sich ebenfalls eine Wirbelschicht, die mit Luft fluidisiert wird. Die benötigte Wärme für die Reformierungsreaktion wird in der Brennkammer bereitgestellt und mit Hilfe von Heatpipes, auch Wärmerohre genannt, aus der Brennkammer in die Reaktionskammer transportiert. Die Heatpipes übernehmen den Wärmetransport mit sehr hoher Leistungsdichte.

Die Herstellung solcher Heatpipes ist teuer. Zur Zeit kostet eine Heatpipe für den Heatpipe-Reformer des BioHPR-Projekts ca. 5000 Euro/Stück. Die Ursache dieser hohen Kosten sind die aufwendige Herstellung der Heatpipes, aber sicherlich auch die Tatsache des geringen Angebots am Markt.

Diese Arbeit soll einen Beitrag auf dem Weg sein, Heatpipes für den Heatpipe-Reformer zu entwickeln. Desweiteren soll ein kostengünstiger Weg gefunden werden, Heatpipes zu fertigen.

1. Problemstellung

1.2 Heatpipes und Thermosiphons

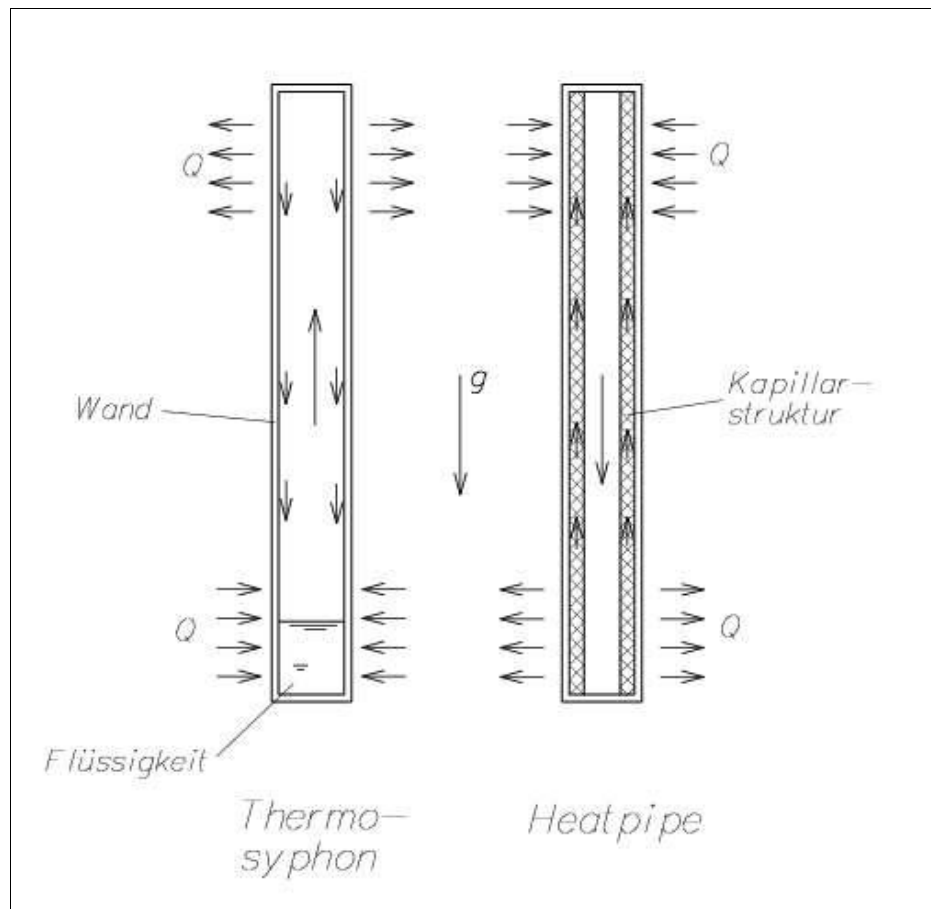
Um zu verstehen, was eine Heatpipe ist, soll zuerst der Begriff der Heatpipe erläutert und abgegrenzt werden. Prinzipiell besteht eine Heatpipe aus einem Rohr, daß an beiden Öffnungen verschlossen ist. In der Heatpipe befindet sich ein Wärmeträger, der im Betriebszustand in flüssiger und gleichzeitig in gasförmiger Phase vorliegt. Damit die flüssige Phase des Wärmeträgers gleichmäßig an den Innenfläche der Heatpipe verteilt ist, befindet sich auf der Innenfläche der Heatpipe eine Kapillarstruktur. Diese Kapillarstruktur verteilt, unter Nutzung der Kapillarkräfte, den flüssigen Wärmeträger über die gesamte Innenfläche.

Ist die gesamte Heatpipe isotherm, so befinden sich flüssige und gasförmige Phase des Wärmeträgers im Inneren der Heatpipe im thermodynamischen Gleichgewicht. In der Gasphase des Wärmeträgers stellt sich der Dampfdruck ein, der der vorherrschenden Temperatur entspricht. Wird die Heatpipe an einer Stelle erwärmt, während der Rest der Heatpipe nicht erwärmt wird, steigt der Dampfdruck des flüssigen Wärmeträgers an dieser Stelle. Die Flüssigkeit beginnt zu siedeln und der Druck im gesamten Raum der Heatpipe steigt. Sobald der Druck in der Heatpipe steigt, überschreitet dieser den Dampfdruck an den noch kühleren Stellen der Heatpipe und der Wärmeträger kondensiert an allen Stellen mit niedrigerer Temperatur. Durch die Kondensation wird an den kühleren Stellen der Heatpipe Wärme frei und die Temperatur steigt an diesen Stellen an. Auf diese Weise wird Wärme von einer Verdampfungszone der Heatpipe mit höherer Temperatur durch eine adiabate Zone in die Kondensationszone mit niedrigerer Temperatur transportiert. Der Wärmeträger siedet in der Verdampfungszone. Der so entstehende Dampf strömt durch die adiabate Zone der Heatpipe getrieben vom Dampfdruck der heißeren Stelle hin in die kälteren Kondensationszone und kondensiert dort. In der Kondensationszone wird die Kondensationswärme frei. Der flüssige Wärmeträger, der beim Kondensieren entsteht fließt getrieben von den Kapillarkräften und gegebenenfalls auch von der Schwerkraft wieder zurück in die Siedezone, wo durch das Sieden Flüssigkeit in der Kapillarstruktur fehlt. So entsteht ein Wärmeträgerkreislauf in der Heatpipe dessen Umlaufgeschwindigkeit von der verdampften und kondensierten Menge des Wärmeträgers abhängt.

Befindet sich ein nichtkondensierbares Inertgas im Innenraum der Heatpipe, macht sich das in einer Verminderung der übertragenen Wärmeleistung bemerkbar. Das Inertgas wird mit dem gasförmigen Wärmeträger mitgenommen und reichert sich an den Stellen an, wo der Wärmeträger kondensiert. Dort, wo sich das Inertgas anreichert, muß der gasförmige Wärmeträger durch Diffusion transportiert werden. Der Transport durch Diffusion ist um Größenordnungen kleiner als der Transport durch Konvektion. Deshalb wird in den Bereichen, in denen sich Inertgas anreichert kaum Wärme von Wärmeträger an die Wand der Heatpipe übertragen. Nimmt das Inertgas den gesamten Raum ein, in dem der Wärmeträger kondensieren sollte, ist die Heatpipe unbrauchbar.

1. Problemstellung

Ein Thermosiphon ist ähnlich wie eine Heatpipe aufgebaut. Der einzige Unterschied zwischen Thermosiphon und Heatpipe liegt im Rücktransport des flüssigen Wärmeträgers von der Kondensationszone in die Siedezone. Bei der Heatpipe wird die Antriebskraft für den Rücktransport durch den Kapillardruckunterschied zwischen Siedezone und der Kondensationszone erzeugt. Im Thermosiphon fließt der flüssige Wärmeträger, getrieben von der Gewichtskraft, von der Kondensationszone in die Siedezone. [9, S. 2]



*Gegenüberstellung von Heatpipe und Thermosiphon. Die Pfeile in Heatpipe und Thermosiphon symbolisieren die Strömung des Wärmeträgers. Die Pfeile außerhalb von Heatpipe und Thermosiphon verdeutlichen den Wärmestrom. **Abb. 1-1***

1. Problemstellung

1.3 Problemstellung

Die besonderen Probleme, die in dieser Arbeit untersucht werden sollen, äußern sich vor Allem in den hohen Kosten der bisher verwendeten Heatpipes. Die hohen Kosten werden vor Allem durch drei Dinge verursacht.

Zum einen muß das Natrium, das als Wärmeträger in den Heatpipes verwendet wird, möglichst rein und frei von Fremdstoffen sein. Befinden sich Fremdstoffe im Natrium, so können diese Inertgase in der Heatpipe bilden, die die Kondensation und somit den Wärmetransport beeinträchtigen. Befinden sich feste Fremdstoffe im Natrium, so können dadurch die Kapillarstrukturen in der Heatpipe verstopft werden und die Funktion der Heatpipe wird ebenfalls beeinträchtigt. Die Reinigung des Natriums ist ein wesentlicher Kostenfaktor.

Zweitens muß die Kapillarstruktur an der Innenfläche der Heatpipes möglichst fest an der Wand anliegen und dabei noch möglichst feinmaschig sein. Bei der Herstellung der Kapillarstruktur wird ein feinmaschiges Metalldrahtgitter zu einem Strumpf verschweißt. Zum Verschweißen eines Metalldrahtgitters zu einem Metallstrumpf sind einige tausend Schweißpunkte nötig, was enorme Kosten verursacht. Dieser Metallstrumpf wird dann in die Länge gezogen, wobei sich sein Durchmesser verringert. Der Metallstrumpf wird dann bei der Herstellung der Heatpipe in die Heatpipe gezogen und zusammengeschieben. Beim Zusammenschieben vergrößert der Metallstrumpf seinen Durchmesser und schmiegt sich an die Wand der Heatpipe an.

Das dritte Problem bei der Herstellung von Hochtemperatur-Heatpipes ist das Verschweißen der Heatpipe nach der Evakuierung. Eine zuverlässige Methode, die Heatpipe zu evakuieren ist, den gesamten Vorgang des Verschweißens unter Vakuum durchzuführen. Diese Methode ist sehr kostenaufwendig.

Das Ziel dieser Arbeit ist deshalb die Entwicklung einer Methode, Hochtemperatur-Heatpipes kostengünstig zu fertigen und die Fertigung von funktionierenden Hochtemperatur-Heatpipes nach dieser Methode. Die Herstellung der Kapillarstruktur ist bei bisherigen Heatpipes sehr aufwendig. Deshalb werden neben den Heatpipes auch Thermosiphons gefertigt, da diese keine Kapillarstruktur besitzen. Die Heatpipes und Thermosiphons werden nach der Fertigung auf ihre Leistungsfähigkeit getestet. Um für den Betrieb im BioHPR geeignet zu sein, müssen eine Heatpipe in der Lage sein, 3 kW Wärmeleistung zu übertragen. In einem Langzeittest über mindestens 72 Stunden soll die Haltbarkeit der gefertigten Heatpipes geprüft werden. Zum Schluss wird in einer Kostenkalkulation gezeigt, daß die Fertigungskosten der gefertigten Hochtemperatur-Heatpipes geringer sind als der Preis der bisherigen Heatpipes des BioHPR.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.1 Glasmodell

2.1.1 Aufbau des Modells

Heatpipes und Thermosiphons bestehen, wie bereits erwähnt, aus einem Rohr, dessen beide Enden verschlossen sind. In Heatpipes und Thermosiphons befindet sich ein Wärmeträger, der im Betriebszustand im flüssigen und gasförmigen Aggregatzustand vorliegt. Die Siedezonen von Heatpipes und Thermosiphons befinden sich in der unteren Hälfte, die Kondensationszone befindet sich in der oberen Hälfte. Der Rücktransport des flüssigen Anteils des Wärmeträgers von der Kondensationszone in die Siedezone der Heatpipe findet durch die Kapillarwirkung in der Kapillarstruktur und durch die Schwerkraft statt.

In der Siedezone befindet sich der Wärmeträger bei Heatpipes innerhalb der Kapillarstruktur an der Wand der Heatpipe. Bei Thermosiphons sammelt sich der Wärmeträger am unteren Ende der Siedezone. Er bildet einen sogenannten „Sumpf“. Befindet sich in der Siedezone eines Thermosiphons ein Sumpf des Wärmeträgers, findet dort im Betriebszustand eine Zweiphasenströmung im senkrechten Rohr statt. Bei Zweiphasenströmungen ist der Wärmeübergang durch Sieden von der Wand in den Wärmeträger nicht direkt von der Strömungsform des Fluides abhängig [1]. Der Wärmeübergang hängt vor allem vom benetzten Anteil der Wand ab. Die Strömungsform beeinflusst die Steighöhe des flüssigen Wärmeträgers in der Siedezone der Heatpipe. Von der Steighöhe des flüssigen Wärmeträgers hängt die Größe der Oberfläche ab, die vom flüssigen Wärmeträger benetzt wird. Die Strömungsformen sind sehr komplex, vor allem wenn in der Siedezone von Thermosiphons Einbauten installiert werden. Deshalb sind Experimente nötig, um die Strömungsformen zu simulieren und zu optimieren. Die Beobachtung von flüssigem Natrium in einer Heatpipe bei 900°C erscheint sehr schwierig und materialtechnisch sehr aufwendig. Außerdem müssen unter Umständen sehr viele Versuche durchgeführt werden. Deshalb ist es günstig, die Versuche im Modell durchzuführen. Zu diesem Zweck wird ein Glasmodell der Heatpipes und Thermosiphons gebaut und die Kennzahlen ermittelt, die die Strömungsformen in der Heatpipe und Thermosiphons bei 900°C annähernd beschreiben.

Ein wichtiges Ziel dieser Versuche ist festzustellen, ob sich die Strömungsformen der Heatpipes und Thermosiphons und so auch die Benetzung der Innenfläche der Thermosiphons durch Einbauten in die Siedezone beeinflussen lassen. In den durchgeführten Versuchen wurden insgesamt fünf Einbauten getestet. Die Einbauten sind im folgenden genauer beschreiben.

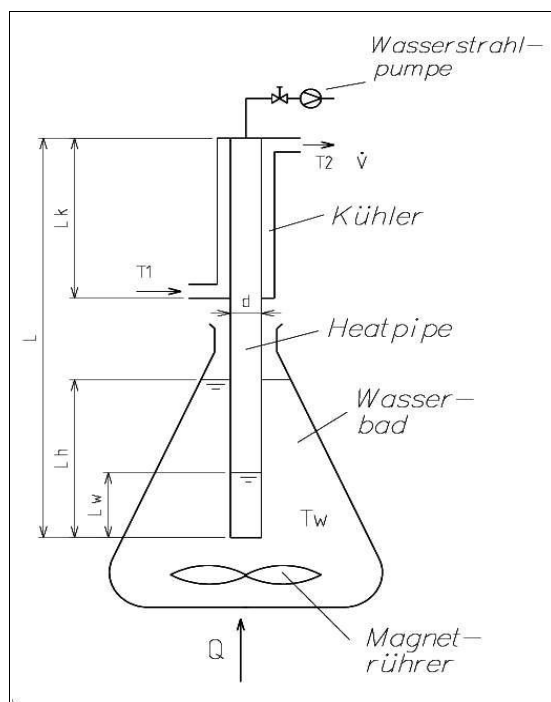
Das Glasmodell besteht aus einem Glasrohr mit dem Durchmesser 21x1 mm und einer Länge von 1000 mm. Dieses Rohr übernimmt die Funktion der Heatpipe. Die beiden Enden des Modells sind mit Silikonstopfen verschlossen. Im Silikonstopfen am oberen Ende des Modells ist ein verschließbarer Hahn eingebaut, um die Wasserstrahlpumpe nach der Evakuierung des Modells von dem Innenraum des Modells zu trennen. Die Evakuierung wird mit einer Wasserstrahlpumpe vorgenommen. Der untere Teil des Modells befindet sich in einem Erlenmeyerkolben mit einem Fassungsvermögen von 5 l. In diesem Erlenmeyerkolben ist Wasser mit einer Temperatur von 60°C. Mit diesem Wasserbad wird die Siedezone des Modells während der Versuche beheizt. Das Wasserbad wird zur Erhöhung des Wärmeübergangs aus dem Wasserbad in das Modell mit einem Magnetrührgerät in Bewegung gehalten.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Um die Wärme aus dem Kondensationsteil des Modells abzuführen, befindet sich sein Kondensationsteil in einem Rohr mit dem Durchmesser $30 \times 1 \text{ mm}$. Im Ringspalt zwischen diesem Rohr und dem Modell zirkuliert Wasser mit einer Temperatur von $T_k = 22^\circ\text{C}$. Die Enden dieses Ringspaltes sind mit Silikon abgedichtet und mit jeweils mit Schlauchanschlüssen für die Kühlwasserzufuhr und -abfuhr versehen.

Um die übertragene Leistung des Modells zu bestimmen, wird die Eingangs- und die Ausgangstemperatur des Kühlwassers sowie der Volumenstrom des Kühlwassers gemessen. Die Temperatur des Wasserbades im Erlenmeyerkolben wird ebenfalls gemessen. Damit läßt sich der thermische Widerstand des Modells errechnen.

Um instationäre Vorgänge im Versuch zu erfassen wird auch der Zeitpunkt der Messungen und irgendwelcher Veränderungen festgehalten. Die genannten Bauteile sind wie im folgenden Bild aufgebaut:



Schematischer Aufbau der Modellversuchsanlage **Abb. 2.1-1**

2.1.2 Durchführung der Versuche

Nachdem der Versuchsaufbau aufgestellt wurde, wird das Wasser im Erlenmeyerkolben auf ca 60°C erhitzt und der Magnetrührer im Erlenmeyerkolben eingeschaltet. Der Magnetrührer soll während der gesamten Versuchsreihe immer mit der gleichen Geschwindigkeit betrieben werden, um den Wärmeübergang vom Wasserbad in das Modell konstant zu halten. Danach wird Wasser in den Kühler gefüllt und der Wasservolumenstrom im Kühler auf einen konstanten Wert eingestellt. Der Wassermassenstrom im Kühler ist während aller Versuche möglichst konstant zu halten, weil sich mit steigender Strömungsgeschwindigkeit der Wärmeübergang vom Modell in das Kühlwasser ändert. Änderungen der Rührergeschwindigkeit und des Volumenstroms im Kühler hätten veränderte Wärmeübergangskoeffizienten zur Folge.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Die Vorgänge beim Wärmeübergang von Kühlwasser und Heizbad in die Heatpipe sind schwer berechenbar und würden eine Störgröße darstellen, die nicht bei der Auswertung der Versuche vernachlässigt werden können.

Ist das Wasserbad temperiert und der Kühlwassermassenstrom konstant, so wird die Heatpipe mit der Wasserstrahlpumpe evakuiert. Dazu wird die Wasserstrahlpumpe angeschaltet und der Hahn am oberen Ende des Modells geöffnet.

Das Wasser im Modell beginnt nach einiger Zeit zu sieden. Dort wo der Wasserdampf die Luft aus dem Modell verdrängt, beginnt sofort Wasserdampf an der Wand des Modells zu kondensieren. Es wird so lange evakuiert, bis der Wasserdampf die Luft aus dem Modell herausgespült hat.

Dann wird der Hahn an des Modells geschlossen und die Schlauchverbindung zwischen Heatpipe und Wasserstrahlpumpe gelöst. Die Schlauchverbindung zwischen Wasserstrahlpumpe und Heatpipe muß vor dem Abschalten der Wasserstrahlpumpe gelöst werden, weil sonst das Wasser aus der Wasserstrahlpumpe beim Abschalten der Wasserstrahlpumpe in die Schlauchverbindung bis zur Heatpipe zurückschlägt. Der Zeitpunkt der Evakuierung muß genau festgehalten werden. Dies ist wichtig, damit die Leistungsabnahme durch undichte Stellen in der Heatpipe herausgerechnet werden kann. Auf diese Weise kann die übertragene Leistung der Heatpipe errechnet werden, wenn keine Luft oder irgendwelche störenden, nichtkondensierbaren Gase in der Heatpipe anwesend sind. Danach werden über einen Zeitraum von zwanzig Minuten die Eingangstemperatur und die Ausgangstemperatur des Kühlwassers und der Volumenstrom des Kühlwassers gemessen. Zusätzlich wird die Temperatur des Wasserbades im Erlenmeyerkolben gemessen. Um Aussagen über die Strömungsform des Wassers im Modell machen zu können, werden die Strömungsformen im Modell genau beobachtet und beschrieben.

2.1.3 Einbauten in das Modell

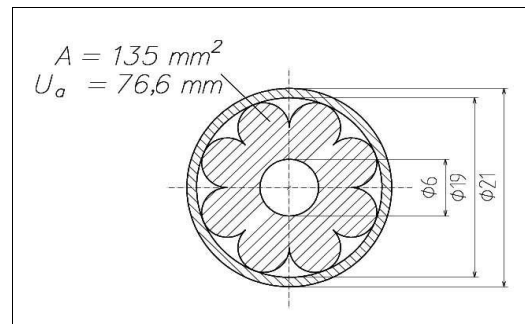
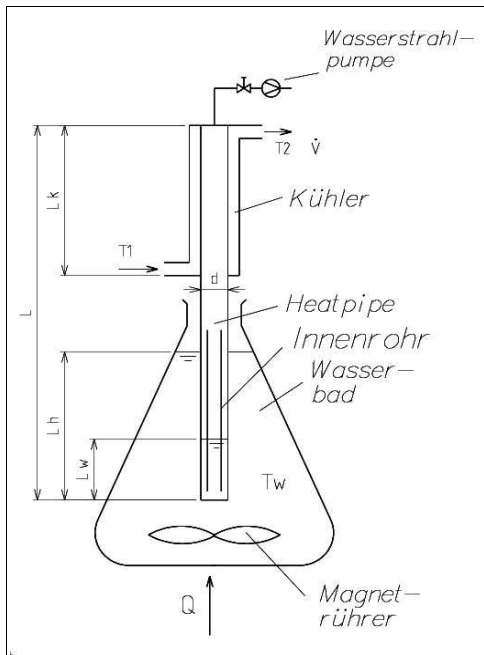
Im Siedeteil des Thermosiphons im Modell wird ein Profilrohr eingebaut und innerhalb der Heatpipe zentriert. Der Querschnitt durch den Siedeteil des Thermosiphons ist im folgenden Bild zu erkennen.

Thermosiphon und Innenrohr bestehen beide aus Glas. Am unteren Ende ist das Profilrohr schräg abgeschnitten, so daß der Wärmeträger im Inneren des Profilrohrs nach unten fließen und zwischen der Wand des Thermosiphons und Profilrohr wieder nach oben steigen kann.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

a) Profilrohr

$L_w = 0,13 \text{ m}$; $L_H = 0,22 \text{ m}$; $L_K = 0,35 \text{ m}$; $L = 1 \text{ m}$

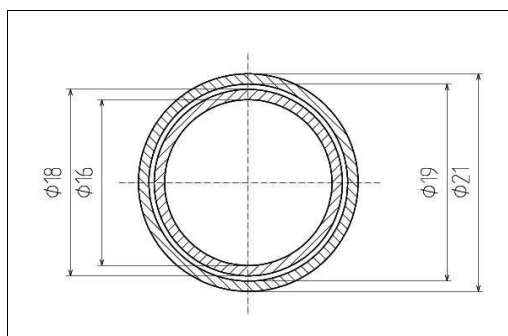


*Schematischer Versuchsaufbau des Modell Thermosiphons. In den Siedeteil ist bereits ein Innenrohr eingebaut. Es wurden Innenrohre mit unterschiedlichen Durchmessern verwendet. **Abb. 2.1-2***

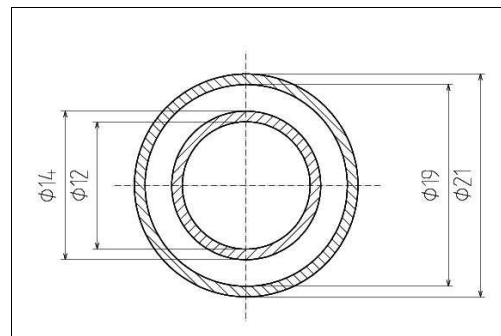
*Profilrohr im Thermosiphon **Abb 2.1-3***

b) Kreisförmige Innenrohre

Im Siedeteil des Thermosiphons befinden sich Innenrohre mit verschiedenen Durchmessern. Die genauen Anordnungen sind in folgenden Skizzen zu erkennen.



*Querschnitt durch den Siedeteil der Heatpipe mit „großem“ Innenrohr **Abb. 2.1-4***



*Querschnitt durch den Siedeteil der Heatpipe mit „kleinem“ Innenrohr **Abb. 2.1-5***

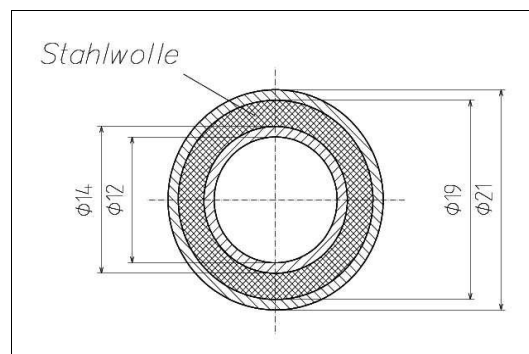
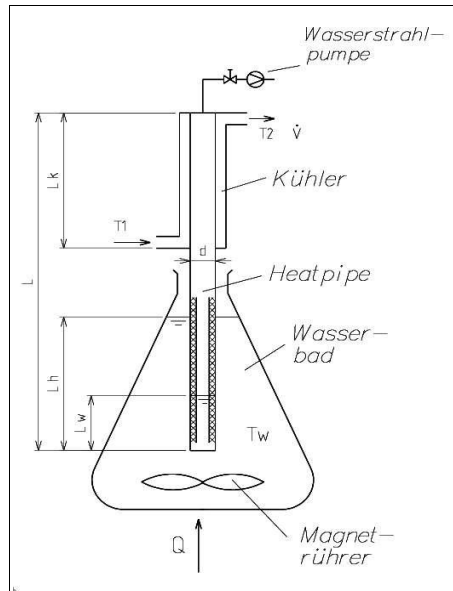
Die Länge der Rohre beträgt 285 mm. Beide Rohre sind an ihrem unteren Ende schräg abgeschnitten, um eine Flüssigkeitströmung zwischen dem Inneren der Innenrohre und dem Zwischenraum zwischen Wand und Innenrohr zu ermöglichen. Die Versuchsbedingungen sind mit den Versuchsbedingungen beim eingebauten Profilrohr identisch.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

c) Stahlwolle

Im Siedeteil des Modells wird ein Innenrohr befestigt und zentriert. Im Zwischenraum zwischen Heatpipe und Innenrohr befindet sich Stahlwolle. Der Versuchsaufbau ist in folgender Skizze dargestellt:

$L_w = 0,1 \text{ m}$; $L_H = 0,22 \text{ m}$; $L_K = 0,35 \text{ m}$; $L = 1 \text{ m}$



Versuchsaufbau „kleines“ Innenrohr und Stahlwolle. Die Stahlwolle ist als Kreuz-Schraffur zwischen Heatpipe und Innen-Rohr dargestellt.

Abb. 2.1-6

Querschnitt durch die Siedezone der Heatpipe.

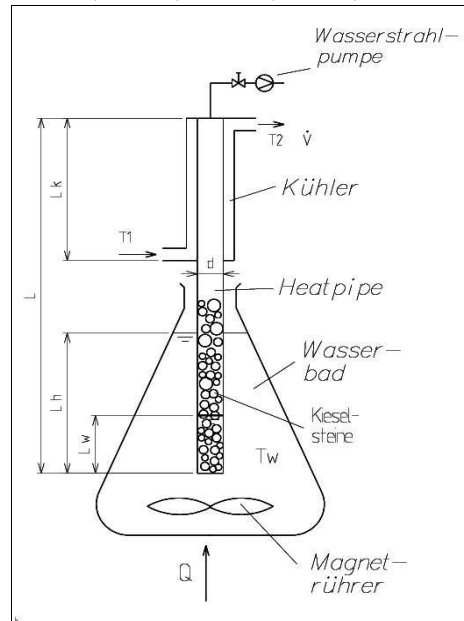
Abb. 2.1-7

2. Versuchsaufbau und -durchführung

d) Kieselsteine

In den Siedeteil des Modells werden bis in eine Höhe von 250 mm Kieselsteine gefüllt. Die Kieselsteine haben einen Durchmesser zwischen 3mm und 7 mm.

$L_w = 0,13 \text{ m}$; $L_H = 0,22 \text{ m}$; $L_K = 0,35 \text{ m}$; $L = 1 \text{ m}$

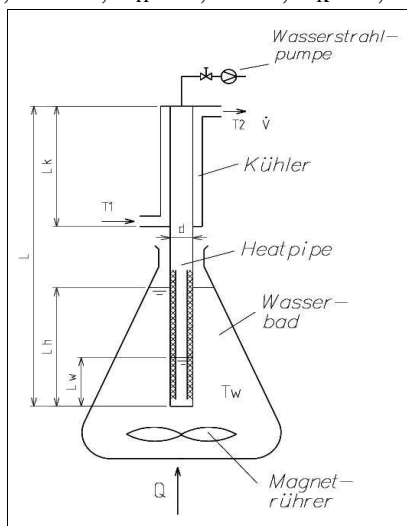


Glasmodell mit Kieselsteinen im Siedeteil. Abb.2.1-8

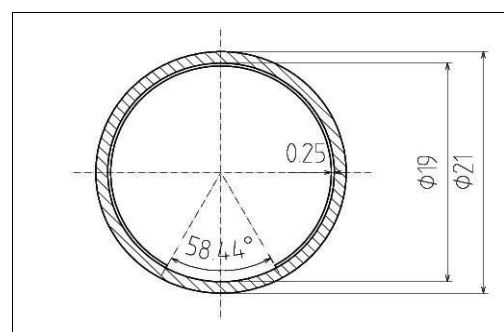
e) Drahtgitter

An der Innenfläche der Wand des Modells ist ein Drahtgitter als Kapillarstruktur angebracht. Um in das Innere des Siedeteils einsehen zu können, ist ein Teil der Innenfläche nicht mit dem Drahtgitter bedeckt.

$L_w = 0,025 \text{ m}$; $L_H = 0,23 \text{ m}$; $L_K = 0,35 \text{ m}$; $L = 1 \text{ m}$

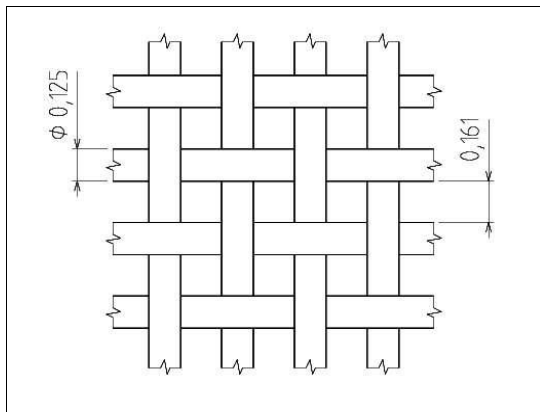


Versuchsaufbau Glasmodell mit Drahtgitter. Das Drahtgitter ist durch die Kreuzschraffur dargestellt. Abb 2.1-9



Querschnitt durch den Siedeteil der Heatpipe. Der eingezeichnete Winkel gibt den Bereich an, an dem sich kein Drahtgitter befindet. Abb. 2.1-10

2. Versuchsaufbau und -durchführung



Ausschnitt aus dem verwendeten Drahtgitter
Abb.2.1-11.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.2 Paraffinzerersetzung

Wie in den vorherigen Abschnitten schon erläutert besteht eine Heatpipe aus einem Rohr, dessen beide Enden verschlossen sind. Im Innenraum der Heatpipe befindet sich ein Wärmeträger der im Flüssigen und gasförmigen Aggregatzustand vorliegt. Bei Hochtemperatur-Heatpipes und bei Betriebstemperaturen von 900°C eignet sich flüssiges Natrium als Wärmeträger. Das bei Umgebungstemperatur feste Natrium wird vom Hersteller in Flaschen geliefert, die mit Paraffin gefüllt sind, um das Natrium vor Oxidation an der Luft zu schützen. Bei der Herstellung der Heatpipes stellt dieses Paraffin ein großes Problem dar. Einerseits ist es notwendig, dass das Natrium vom Paraffin umgeben ist, weil sonst augenblicklich die Oxidation an der Luft eintritt. Andererseits darf sich in der Heatpipe im Betriebszustand nur das Natrium befinden. Bleiben Überreste des Paraffins in der Heatpipe, so bilden diese ein Inertgasgemisch, das die Kondensation des Natriums in der Kondensationszone der Heatpipe unmöglich macht. Bei der Herstellung der Heatpipes gelangt immer ein gewisser Teil des Paraffins in die Heatpipe. Deshalb werden die Heatpipes nach dem Befüllen mit Natrium auf die Siedetemperatur des Natriums erhitzt und gleichzeitig evakuiert. Auf diese Weise verdampft das Natrium und das Paraffin. Das gasförmige Paraffin strömt zusammen mit einem geringen Teil an gasförmigen Natrium aus der Heatpipe. Dieser Vorgang wird als „**Auskochen**“ der Heatpipe bezeichnet.

Dieses Vorgehen ist, in den ersten durchgeführten Versuchen, oft fehlgeschlagen. Obwohl die gesamte Heatpipe die Siedetemperatur des Paraffins überschritten hat, bleiben Reste des Paraffins in der Heatpipe zurück. Diese Reste bilden dann wieder Inertgase in der Heatpipe. Aus diesem Grund soll untersucht werden, ob das Paraffin sich beim Verdampfen zersetzt und Kohlenwasserstoffe mit höherem Kohlenstoffanteil bildet. Die Kohlenstoffreicheren Kohlenwasserstoffe verdampfen eventuell erst bei höheren Temperaturen und verbleiben nach dem Auskochen in der Heatpipe.

Paraffin auf einer Herdplatte

Um die Frage zu beantworten, unter welchen Bedingungen sich das Paraffin zersetzt, wird das Verhalten von Paraffin in Anwesenheit von Luft bei Atmosphärendruck bei einer Temperatur von 300°C beobachtet. Dazu wird über eine Herdplatte eine Aluminiumfolie gelegt und auf die Aluminiumfolie einige Tropfen Paraffin gegeben. Danach wird die Herdplatte auf 300 °C erwärmt.

Verdampfung von Paraffin in einem Glaskolben unter Vakuum

Um die Beteiligung des Sauerstoffs aus der Luft auszuschließen wird Paraffin in einem Rundkolben gebracht und der Rundkolben mit einer Wasserstrahlpumpe evakuiert. Danach wird das Paraffin mit einem Bunsenbrenner erhitzt, bis das Paraffin siedet. Aussehen und Geruch des Paraffins sowie das Verhalten bei der Verdampfung werden aufgezeichnet.

Verdampfung des Paraffins unter Betriebsbedingungen der Heatpipe

Um festzustellen, wie sich das Paraffin bei Betriebsbedingungen in der Heatpipe verhält, werden die Gase in einer Heatpipe mit einem Gaschromatographen analysiert. Dazu wird eine Heatpipe mit Natrium befüllt und mit Stickstoff ausgespült. Danach wird das Befüllrohr mit einem Septum verschlossen. Die Heatpipe wird dann in einem Ofen auf 300°C, 500°C und 700°C erhitzt und jeweils Gasproben durch das Septum mit einer Spritze entnommen.

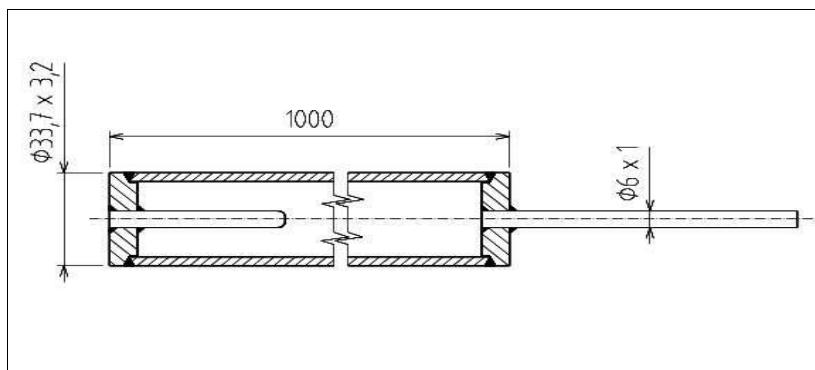
2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.3 Fertigung der Hochtemperaturheatpipes

2.3.1 Aufbau der Heatpipes

Die ersten Heatpipes, die zur weiteren Untersuchung gebaut werden, haben eine Länge von 1 m und sind aus dem temperaturbeständigen Edelstahl 1.48.41 gefertigt. Die Heatpipes bestehen aus einem Rohr mit einem Außendurchmesser von $\varnothing 33,7$ mm und einer Wandstärke von 3,2 mm. Die Enden der Heatpipes sind mit einem Boden und einem Deckel verschweißt und auf diese Weise gasdicht verschlossen. Durch den Boden der Heatpipe ragt ein Röhrchen mit einem Durchmesser von 6 mm und 50 mm Länge in den Innenraum der Heatpipe. Das Ende des Röhrchens, daß sich im Innenraum der Heatpipe befindet ist gasdicht verschlossen. Das andere Ende des Röhrchens verläuft durch den Boden der Heatpipe hindurch und ist mit dem Boden gasdicht verschweißt. Durch das offene Ende des Röhrchens kann von außen ein Thermoelement in den Innenraum der Heatpipe eingeführt werden.

Der Deckel der Heatpipe ist an das obere Ende der Heatpipe geschweißt und verschließt diese ebenfalls gasdicht. Durch den Deckel hindurch führt ein Befüllrohr von 6 mm Durchmesser in das Innere der Heatpipe. Das Befüllrohr ist ebenfalls gasdicht mit dem Deckel verschweißt. Durch das Befüllrohr kann die Heatpipe mit flüssigem Natrium gefüllt werden. Über eine Schneidring-Rohrverschraubung kann das Befüllrohr an eine Befüllanlage oder eine Vakuumpumpe angeschlossen werden.



Der hier dargestellte Aufbau der Na-Heatpipes ist bei allen gefertigten Heatpipes identisch. Nur die Einbauten sind unterschiedlich.

Abb. 2.3-1

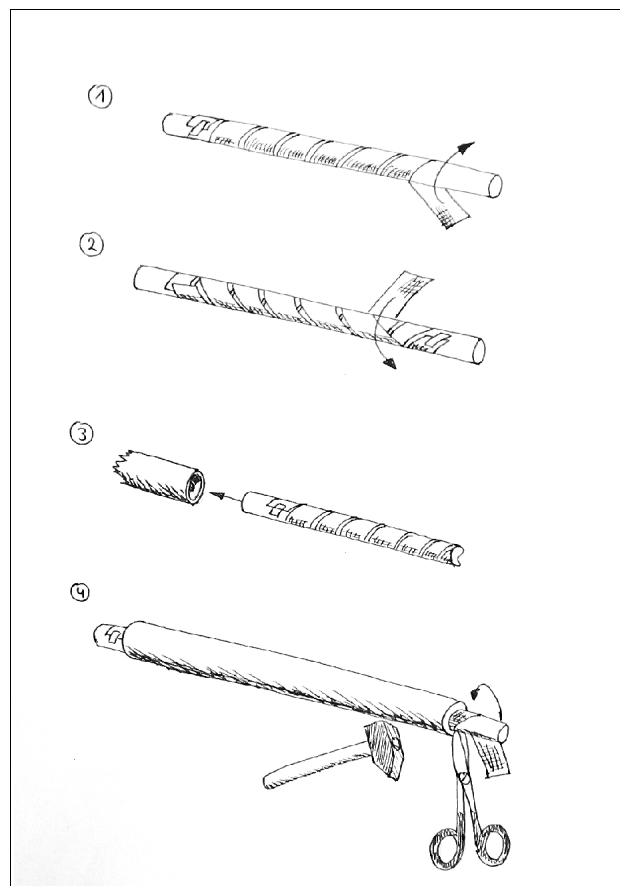
Für die erste Versuchsreihe werden insgesamt zwei Thermosiphons und eine Heatpipe gefertigt. Ein Thermosiphon besitzt in seinem Innenraum keinerlei Einbauten, weder ein Innenrohr, noch irgendeine Kapillarstruktur. Der zweite Thermosiphon besitzt in seiner Verdampfungszone ein Innenrohr mit einem Außendurchmesser von 20 mm und einer Wandstärke von 1 mm. Die Heatpipe besitzt auf der Oberfläche in ihrem Innere ein aufgewickeltes Drahtgitter, daß als Kapillarstruktur dient. Abgesehen von den Einbauten sind Heatpipes und Thermosiphons baugleich.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.3.2 Einbau der Kapillarstruktur

Vor dem Einbau der Kapillarstruktur wird das Innere der Heatpipe mit einer rotierenden Drahtbürste mechanisch gereinigt.

Die Kapillarstruktur besteht aus einem Drahtgitter mit einer Maschenweite von 0,161mm und einem Drahrdurchmesser von 0,125mm. Dieses Drahrgitter wird in Form von Streifen mit einer Breite von 50 mm und einer Länge von 2 m geliefert. Die Gitter werden beim Einbau in die Heatpipe zunächst um eine Stange gewickelt, deren Außendurchmesser so gewählt wird, daß das vollständig aufgewickelte Gitter mit der Stange paßgenau in die Heatpipe eingeschoben werden kann. Das Gitter für die hier gebauten Heatpipes ist dreilagig. Die drei Lagen sind in jeweils zueinander gegenläufig gewickelt und überlappen sich nicht. Die erste Lage des Gitters wird beim Aufwickeln an einem Ende mit Klebeband an der Stange befestigt und dann straff und nicht überlappend um die Stange gewickelt. Das andere Ende des Gitters wird danach ebenfalls mit Klebeband an der Stange befestigt. Danach wird die zweite Gitterlage an der Stange befestigt und gegenläufig zur ersten Lage in gleicher Weise um die Stange gewickelt. Die dritte Lage wird genau so über die zweite Lage gegenläufig zur zweiten Lage um die Stange gewickelt und befestigt. Dann wird die Stange mit den aufgewickelten Gitterlagen in die beidseitig nicht verschlossene Heatpipe eingeschoben, bis die Gitterlagen über die Enden der Heatpipe herausragen.

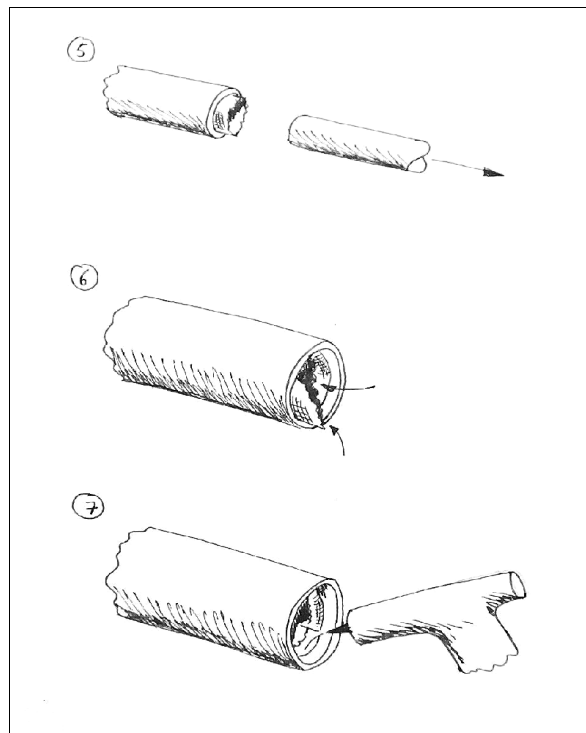


Schritte zur Fertigung von Heatpipes mit Kapillarstruktur

(1) Aufwickeln des Gitters, (2) Gegenläufiges Aufwickeln der zweiten Gitterlage, (3) Einschieben von Gitter und Stange in die Heatpipe, (4) Abschneiden des überstehenden Gitters **Abb 2.3-2**

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Nach dem Einschieben wird die Befestigung der äußersten Gitterlage gelöst. Mit einem Hammer wird dann leicht auf die Heatpipe geklopft, damit sich die Gitterlage an der Wand der Heatpipe anlegen kann. Hat sich das Gitter an die Wand der Heatpipe angelegt, werden die überstehenden Enden des Gitters mit einer Schere an den Enden der Heatpipe abgeschnitten. Genauso wird mit den anderen zwei Lagen verfahren. Zum Schluß wird die Stange aus der Heatpipe gezogen. Die Ränder der Gitterlagen, die aus den Enden der Heatpipe ragen, werden in das Innere der Heatpipe umgeschlagen. Das Gitter wird zuerst an einem Ende mit der Heatpipe verschweißt. Die Heatpipe wird dann senkrecht aufgestellt, so daß das Ende an dem Gitter und Heatpipe verschweißt wurden nach unten weist. Durch leichtes Aufschlagen der Heatpipe auf den Boden setzen sich die Gitterlagen und werden fest an die Innenfläche der Heatpipe gepresst. Zum Schluß werden Gitter und Heatpipe auch am anderen Ende der Heatpipe mit einigen Punkten zusammenschweißt. Danach können Boden und Deckel an die Heatpipe geschweißt werden.



Schritte zur Fertigung von Heatpipes mit Kapillarstruktur

(5) Herausziehen der Stange, (6) Umschlagen der überstehenden

Gitterränder, (7) Verschweißen des Gitters mit der Heatpipe

Abb. 2.3-3

2.3.3 Leckstellen in der Heatpipe

Leckstellen in der Heatpipe treten meist an den Schweißnähten auf. Beim Schweißvorgang können Lunker in der Schweißnaht entstehen. Kritisch ist dabei die Stelle der Schweißnaht, wo die Schweißnaht beginnt und wo sie aufhört. Jede Unterbrechung des Schweißvorgangs erhöht das Risiko von undichten Stellen.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Ein Leck in der Heatpipe macht sich dadurch bemerkbar, daß nach dem Verschließen des Befüllrohrs mit Natrium im Betriebszustand der Inertgasanteil in der Heatpipe plötzlich steigt. Hier sei vorausgesetzt, daß sämtliche Verunreinigungen innerhalb der Heatpipe bereits entfernt wurden. Sind Leckstellen in der Heatpipe, so ist die Heatpipe unbrauchbar. Vom erneuten Abdichten der Lecks durch Schweißen ist dringend abzuraten. Beim Schweißvorgang kann es sein, daß das Natrium in der Heatpipe verdampft und durch die flüssige Schweißnaht aus der Heatpipe herausschießt. Aus diesem Grund ist eine Leckstellenprüfung der Schweißnaht vor dem Befüllen der Heatpipe vorzunehmen.

Leckstellenprüfung

Zur Prüfung der Schweißnaht auf Leckstellen ist eine zerstörungsfreie Prüfung der Schweißnaht erforderlich. Normen für die Prüfung von Schweißnähten sind DIN EN 875, DIN EN 876, DIN EN 895, DIN EN 910 und DIN EN 1435. [11] Eine erste Prüfung der Vakuumdichtheit der Schweißnähte erfolgt durch Bedrücken der Heatpipe mit Preßluft. Dabei muß der zulässige Maximaldruck innerhalb der Heatpipe beachtet werden, um ein Explodieren der Heatpipe zu verhindern. Bei den gebauten Heatpipes hat sich ein Druck von 5 bar bewährt. Über das Befüllrohr der Heatpipe wird in die Heatpipe Preßluft eingeblasen. Danach werden die Schweißnähte durch ein Wasserbad oder mit Hilfe von Lecksprays auf austretende Luft geprüft. Durch das Wasserbad, in das die Heatpipe gelegt wird oder durch das Leckspray wird austretende Luft in Form von Blasen sichtbar.

Ein weiteres Prüfverfahren ist das Ölkochprobe [10]. Die zu prüfenden Werkstücke werden in warmes Öl getaucht oder mit Öl bestrichen und erwärmt. Das Öl dringt in die Haarrisse ein. Danach wird das Werkstück mit einem Lappengereinigt. Aus Kreidepulver und Spiritus wird ein Schlamm angerührt. Der Schlamm wird über das Werkstück gestrichen. Nach dem vollständigen Trocknen des Schlamms dringt das Öl aus den Haarrissen in die Kreide. An den Stellen, an denen das Öl in die Kreide eindringt schimmert die Farbe des Werkstücks durch die Kreide. Die schadhaften Stellen werden so als braune und graue Streifen sichtbar.

2.3.4 Befüllen der Heatpipes

Sind die Heatpipes zusammengebaut und auf Dichtheit geprüft, so werden sie an eine Befüllanlage angeschlossen. Die Befüllanlage besteht aus einem massiven Rohrstück, dessen beide Enden durch Flanschverbindungen mit jeweils einem Deckel verschraubt sind. Der Deckel am oberen Ende der Befüllanlage besitzt eine Zuleitung, durch die Stickstoff in die Befüllanlage eingelassen werden kann. Am unteren Deckel der Befüllanlage sitzt die Befülleitung. Durch die Befülleitung fließt das flüssige Natrium aus der Befüllanlage in die Heatpipe, sobald durch die Zuleitung Stickstoff eingelassen wird. In den unteren Deckel der Befüllanlage ist ein Glasfilter eingebaut. Dieser Glasfilter hält Verunreinigungen im Natrium in der Befüllanlage zurück und saugt Paraffin auf, daß sich in der Befüllanlage befindet. Die gesamte Befüllanlage ist von außen her elektrisch beheizbar.

Bevor der Befüllvorgang begonnen werden kann, wird die leere Heatpipe und das Natrium gewogen. Durch das Gewicht von Natrium und Heatpipe kann nach dem Befüllen festgestellt werden, wieviel Natrium in die Heatpipe gefüllt wurde und wieviel Natrium in der Befüllanlage zurückgeblieben ist.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Zuerst wird eine bestimmte Menge Natrium in die Befüllanlage gegeben und die Befüllanlage verschlossen. Dann wird die Heatpipe an die Befüllanlage angeschlossen. Die Befüllanlage und die Heatpipe werden evakuiert und mit Stickstoff gefüllt. Der Druck in der Befüllanlage muß nach dem Einlassen des Stickstoffs knapp über dem Atmosphärendruck liegen, um das Eindringen von Luft in die Befüllanlage zu verhindern. Dann werden die Befüllanlage und die Heatpipe auf eine Temperatur von 150 °C aufgeheizt. Das Natrium beginnt bereits bei einer Temperatur von ca. 100°C zu schmelzen. Das flüssige Natrium sammelt sich im unteren Teil der Befüllanlage an. Hat die Befüllanlage eine Temperatur von 150°C erreicht, so wird durch die Zuleitung Stickstoff in die Befüllanlage eingelassen. Der Druck mit dem der Stickstoff in die Anlage gedrückt wird errechnet sich nach dem allgemeinen Gasgesetz. Er muß auf jeden Fall so groß sein, um das Gasvolumen in der Heatpipe soweit zusammenzudrücken, daß das gesamte Natrium in die Heatpipe gedrückt wird. Nach dem Füllvorgang wird der Druck in der Befüllanlage wieder knapp über dem Umgebungsdruck gesenkt. Nach dem Befüllen der Heatpipes wird die gesamte Anlage auf Zimmertemperatur abgekühlt. Nachdem die gesamte Anlage auf Zimmertemperatur abgekühlt ist wird der Druck in der Befüllanlage auf Umgebungsdruck gesenkt und die Heatpipe von der Anlage abgebaut und die Öffnung der Heatpipe mit Klebeband verschlossen.

Das Natrium kann auch vor dem Verschweißen der Heatpipes mit Paraffin benetzt in die Heatpipe gelegt werden. Diese Methode ist prinzipiell möglich aber dennoch ist davon abzuraten. Mit dem Natrium befindet sich dann viel Paraffin in der Heatpipe. Das Auskochen der Heatpipe ist in diesem Fall sehr aufwendig.

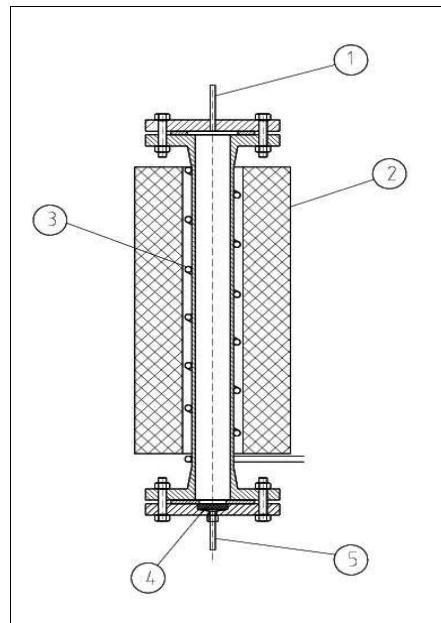


Befüllanlage mit angeschlossener Heatpipe. Abb. 2.3-4

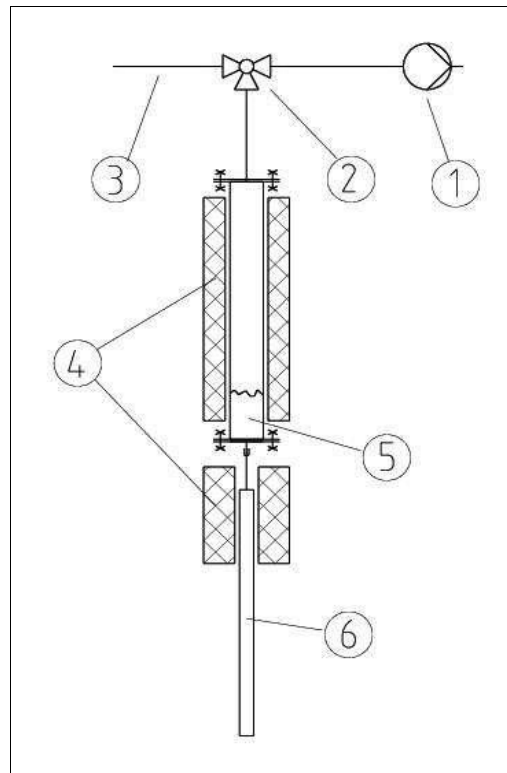


Befüllanlage ohne Isolation Abb. 2.3-5

2. Versuchsaufbau und -durchführung



Aufbau der Befüllanlage für Heatpipes. 1:Einlaß für Stickstoff und Anschluß an die Vakuumpumpe ; 2:Isolation ; 3:Heizwendel ; 4:Glasfilter ; 5:Befüllrohr der Heatpipe
Abb. 2.3-4

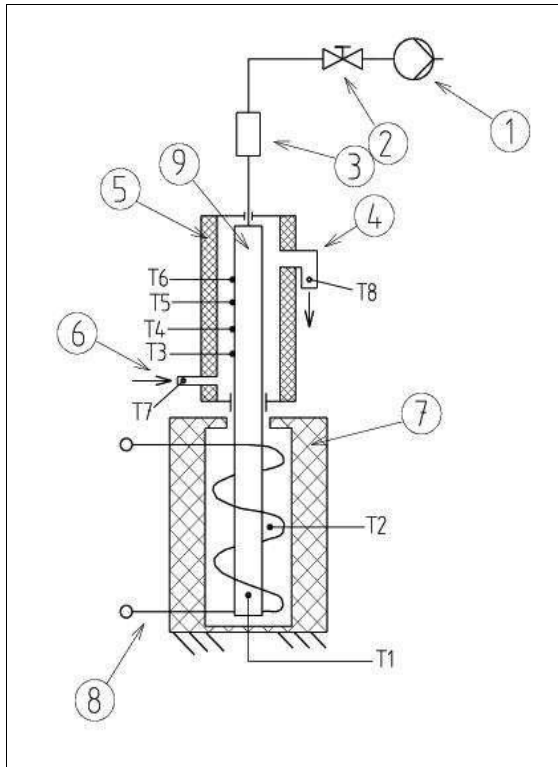


Anschluß der Befüllanlage an die Heatpipe. 1:Vakuumpumpe ; 2:Dreiwege-Ventil ; 3:Anschluß an Stickstoffflasche ; 4:Isolation mit Heizwendeln ; 5:Natrium ; 6:Heatpipe
Abb. 2.3-5

2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.3.5 Auskochen der Heatpipe

Neben dem Natrium, das sich nach dem Befüllen in der Heatpipe befindet, enthält die Heatpipe auch noch Reste des Paraffins, in dem das Natrium eingelegt war. Zudem sind in der Heatpipe noch Ölreste von der Fertigung der Heatpipe enthalten, die beim Aufheizen der Heatpipe ein Inertgas bilden. Deshalb muß die Heatpipe von dem endgültigen Verschließen des Befüllrohrs ausgekocht werden. Während des Auskochens der Heatpipe gehen Paraffin und die in der Heatpipe verbliebenen Ölreste in den gasförmigen Zustand über und zersetzen sich. Die entstehenden Gase werden durch eine Vakuumpumpe abgesaugt.



Skizze zum Auskochen und Evakuieren; 1:Vakuumpumpe
2:Absperrhahn ; 3:Na-Abscheider ; 4:Abluftrohr ;
5:Isolation ; 6:Zuluftrohr ; 7:Isolation Ofen ; 8:Heizwendel
9:Heatpipe **Abb. 2.3-6** **Abb. 2.3-7**

Um die Heatpipe auszukochen wird sie zuerst mit der Verdampfungszone in einen Ofen gebracht. Danach wird über dem Kondensationsteil ein Kühler übergestülpt und das Befüllrohr an eine Vakuumpumpe angeschlossen. Die Heatpipe wird dann mit der Vakuumpumpe evakuiert. Die Vakuumpumpe wird nach dem Evakuieren abgeschaltet. An die Heatpipe werden Thermoelemente angebracht, um den Vorgang des Auskochens überwachen zu können.

Bevor der Auskochvorgang beginnen kann, ist das Befüllrohr mit seinen Verschraubungen unbedingt auf Dichtheit zu prüfen. Dazu wird der Druck in der Vakuumpumpe bei geöffneten und geschlossenen Absperrhahn gemessen. Sinkt der Druck in der Vakuumpumpe bei geschlossenem Absperrhahn merkbar ab, so ist davon auszugehen, daß an einer Stelle Luft in das Befüllrohr eindringt.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Um die Heatpipe auszukochen wird ihr Verdampferteil beheizt, bis die Sumpftemperatur der Heatpipe auf 550 °C ansteigt. Unter der Sumpftemperatur versteht man die Temperatur des flüssigen Natriums im unteren Bereich der Heatpipe. Während des gesamten Auskochvorgangs ist es unbedingt notwendig, die Kondensationszone auf eine Temperatur von mehr als 100°C aufzuheizen, um die Erstarrung von Natrium im Kondensationsteil und am Ausgang aus der Heatpipe in das Befüllrohr zu verhindern. Das Befüllrohr muß während des gesamten Auskochvorgangs unterhalb der Erstarrungstemperatur des Natriums gehalten werden. Gegebenenfalls ist das Befüllrohr mit einem nassen Tuch zu kühlen. Hat der Natriumsumpf eine Temperatur von 550 °C erreicht, wird das Absperrventil geschlossen und die Vakuumpumpe eingeschaltet. Dann wird das Absperrventil nur so weit geöffnet, bis das Inertgas möglichst langsam aus der Heatpipe austritt. Jetzt kann beobachtet werden, wie die Temperatur in der Kondensationszone von unten nach oben deutlich ansteigt. Sollte sie nicht ansteigen obwohl der Druck in der Vakuumpumpe kleiner als der Dampfdruck des Natriums ist, ist das Befüllrohr durch Natrium verschlossen. Um diesen Verschluß zu lösen, wird das Befüllrohr und das obere Ende der Heatpipe mit einem Heißluftföhn über den Schmelzpunkt des Natriums aufgeheizt. Ist das gesamte Inertgas aus der Heatpipe ausgetreten, ist die Kondensationszone isotherm. Das Befüllrohr wird durch Kühlung mit einem nassen Lappen unter die Schmelztemperatur des Natriums wieder verschlossen. Das Befüllrohr muß nach dem Verschließen unbedingt weiter gekühlt werden. Die Dichtheit dieser Verschlußmethode hat sich in den durchgeführten Versuchen als die zuverlässigste erwiesen. Der genaue Vorgang des Verschließens wird später noch beschrieben.

Ist die Heatpipe isotherm, so wird sie noch ca. eine Stunde betrieben. Dabei wird der Kondensationsteil nur so stark Abgekühlt, daß er eine Temperatur von 300°C nicht unterschreitet. Diese Temperatur ist nötig, damit sich eventuell vorhandene Inertgasbildende Stoffe zersetzen können.

Sollte der Inertgasanteil in der Heatpipe ansteigen, so ist dies an einem deutlichen Abfall der Temperatur ausgehend vom oberen Ende der Heatpipe zu sehen. Um das Inertgas aus der Heatpipe abzusaugen, wird der Natriumverschluß im Befüllrohr durch Erhitzen des Befüllrohrs aufgeschmolzen und durchbrochen. Ist die Heatpipe wieder Isotherm, so wird das Befüllrohr wieder durch abkühlen und Kondensation von Natrium vorläufig verschlossen. Steigen die Natriumdämpfe in das Befüllrohr und das Befüllrohr beginnt zu glühen, so werden sie durch vorsichtigen Einlassen von Inertgas in das Befüllrohr gestoppt. Dazu wird die Vakuumpumpe ausgeschaltet und das Absperrventil vorsichtig geöffnet.

Beim Auskochen kommt es vor, daß neben dem Befüllrohr auch der Natriumabscheider durch Natrium verschlossen wird. Der Natriumabscheider ist ein Teil des Befüllrohrs mit erweitertem Querschnitt. Im Natriumabscheider sammelt sich das Natrium, das mit dem Inertgas aus der Heatpipe richtung Vakuumpumpe strömt. Ohne den Natriumabscheider gelangt beim Auskochen flüssiges Natrium in das Absperrventil und verhindert dessen Funktionsfähigkeit. Der Natriumabscheider wird durch ein Stück Rohr mit einem Durchmesser von 30 mm realisiert. Ist der Natriumabscheider teilweise mit Natrium gefüllt und so verschlossen, werden Befüllrohr und Natriumabscheider über die Schmelztemperatur des Natriums erhitzt. Ist das Natrium im Natriumabscheider flüssig, wird von außen in das Befüllrohr Stickstoff mit einem Druck von 2 bar eingelassen.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Durch den Druck wird das Natrium aus dem Natriumabscheider in die Heatpipe zurückgedrückt, wogegen ein Großteil der Verunreinigungen im Natriumabscheider zurückbleibt.

Gelingt es, während des Auskochvorgangs die Heatpipe zufriedenstellend zu evakuieren und das Befüllrohr der Heatpipe mit Natrium abzudichten, so wird die gesamte Heatpipe Abgekühlt. Dabei ist darauf zu achten, daß die Heatpipe auch während des Abkühlvorgangs Leistung von der Verdampferzone in die Kondensationszone überträgt. Es darf kein Anstieg der Inertgas-Stoffmenge in der Heatpipe erkennbar sein.



Natriumabscheider am Befüllrohr während des Evakuierens

Abb. 2.3-8



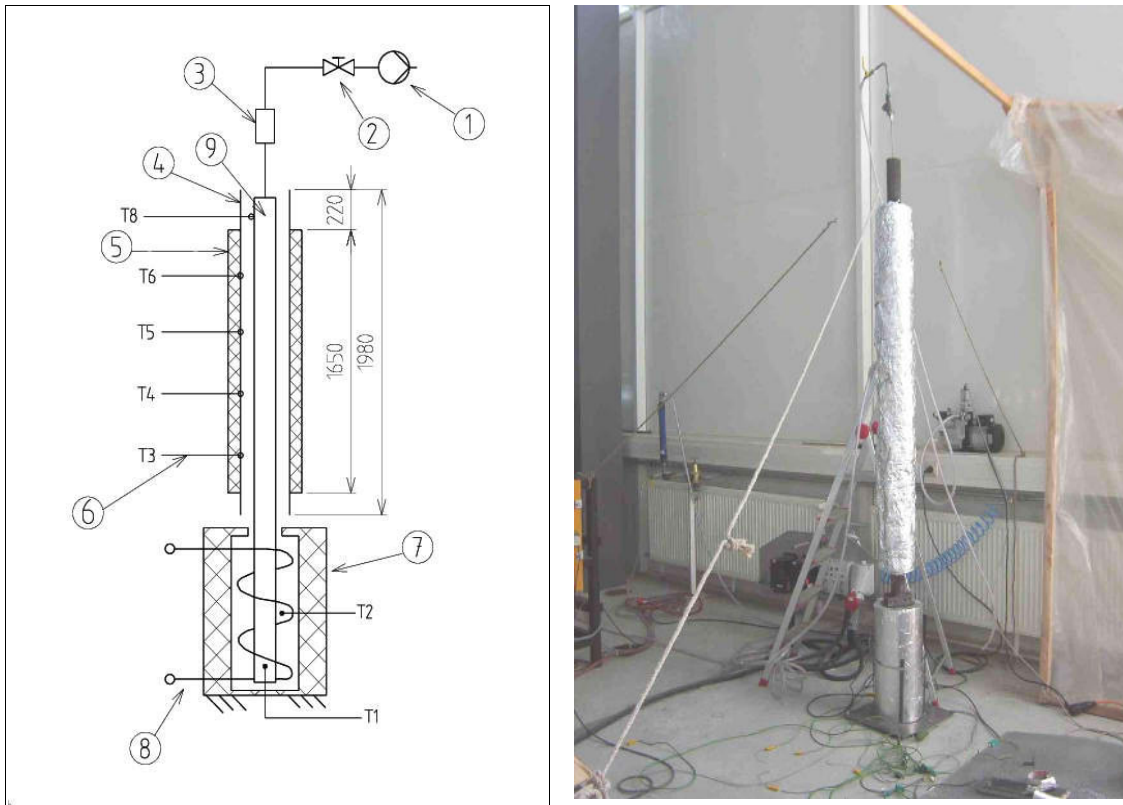
*Blick ins Innere des Natriumabscheiders nach dem evakuieren
Teer befindet sich im Na Abscheider*

Abb. 2.3-9

Evakuierung der Heatpipe mit 2,5 m Länge

Für die Evakuierung der Heatpipe von 2,5 m Länge wird der Kühler durch ein isoliertes Rohr ersetzt, das im Folgenden „Beheizungsrohr“ genannt wird. Zum Beheizen des Verdampfungssteils der Heatpipe wird der selbe Ofen verwendet wie beim Beheizen der Heatpipes von 1m Länge. Der Kondensationsteil der Heatpipe ist von einem isolierten Beheizungsrohr umgeben. Das Beheizungsrohr hat einen Durchmesser von 70 mm, eine Länge von 1980 mm und eine Wandstärke von 2 mm. Die Isolation besteht aus Glaswolle. Der Außendurchmesser der Isolation beträgt 200 mm. Die Länge der Isolation beträgt 1650 mm. Die Enden des Beheizungsrohres sind offen, so daß Luft aus der Umgebung das Beheizungsrohr von unten nach oben durchströmen kann. Soll der heiße Luftstrom aus dem Beheizungsrohr das Befüllrohr der Heatpipe nicht erwärmen, kann der Luftstrom am oberen Ende des Beheizungsrohres mit etwas Alufolie vom Befüllrohr abgelenkt werden. In folgender Skizze ist der Versuchsaufbau nochmals verdeutlicht.

2. Versuchsaufbau und -durchführung



Evakuierung der Heatpipes von 2,5 m Länge. (1) Vakuumpumpe, (2) Absperrventil, (3) Natriumabscheider, (4) Rohr mit durchmesser 70 mm, (5) Isolation. Die Isolation hat einen Außendurchmesser von 200 mm. (6) Thermoelement, (7) Ofen, (8) Heizwendel

Abb. 2.3-10

Abb. 2.3-11

2.3.6 Abdichten des Befüllrohrs

Damit Heatpipes und Thermosiphons funktionsfähig sind, dürfen sich in deren Innenraum keine Inertgase befinden. Deshalb werden Heatpipes und Thermosiphons ausgekocht und evakuiert. Nach dem Evakuieren wird das Befüllrohr der Heatpipes und Thermosiphons verschlossen. Das Verschließen des Befüllrohrs ist der kritische Teil bei der Herstellung von Heatpipes. Der Verschluß des Befüllrohrs mit Natrium verhindert, daß Luft aus der Umgebung in die Heatpipe dringt, während das Befüllrohr verschweißt und somit endgültig abgedichtet wird. Deshalb muß garantiert werden, daß das gesamte Befüllrohr mit Natrium verschlossen ist, bevor das Verschweißen beginnt.

Das Verschließen und Öffnen des Natrium-Verschlusses erfolgt durch Erhitzen und Abkühlen des Befüllrohrs. Dabei ist der Temperaturverlauf des Erhitzens und Abkühlens entscheidend für den Erfolg dieser Methode.

Beim **Öffnen** des Natrium-Verschlusses wird das Befüllrohr von **unten nach oben** über den Schmelzpunkt des Natriums erhitzt. Das Natrium fällt so in die Heatpipe zurück, bevor die Verbindung zwischen dem Innenraum der Heatpipe und der Vakuumpumpe geöffnet wird. So gelangt weniger Natrium in den Natriumabscheider.

Beim **Verschließen** des Befüllrohrs wird das Befüllrohr von **oben nach unten** mit einem nassen Lappen unter die Schmelztemperatur des Natriums abgekühlt. So wird das Befüllrohr am oberen Ende zuerst mit Natrium verschlossen.

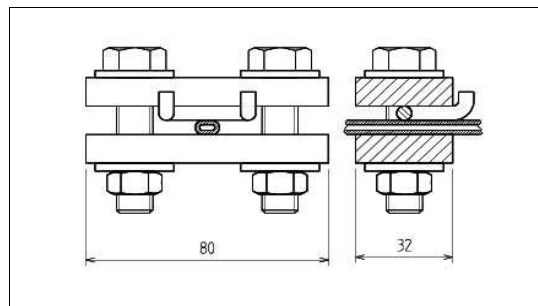
2. Versuchsaufbau und -durchführung

Die Verbindung zwischen dem Innenraum der Heatpipe und der Vakuumpumpe wird zuerst unterbrochen. Durch Abkühlen des Befüllrohrs von oben nach unten sammelt sich das kondensierende Natrium im Befüllrohr und füllt es von oben nach unten vollständig aus.

2.3.7 Abklemmen der Heatpipe

Bevor das Befüllrohr endgültig verschweißt wird, muß das Natrium aus einem Teil des Befüllrohrs herausgedrückt werden. Dazu wird nach dem Auskochen der Heatpipe das Absperrventil geschlossen und dann die Vakuumpumpe ausgeschaltet. Dann wird das Befüllrohr der Heatpipe auf eine Länge von 6 cm breitgequetscht. Dadurch wird das Natrium im Befüllrohr aus dem Befüllrohr gedrückt. Nach dem Breitquetschen wird das Befüllrohr an einer Stelle abgeklemmt. Dadurch wird der Innenraum der Heatpipe zusätzlich von der Umgebung getrennt. Schließlich wird das Befüllrohr mit einem Bolzenschneider im breitgequetschten Bereich so abgeschnitten, daß die beim Durchtrennen entstandene Schnittfläche des Befüllrohrs bequem verschweißt werden kann.

Zum Abklemmen der Heatpipe hat sich eine handliche Vorrichtung bewährt. Die Abklemmvorrichtung besteht aus zwei Edelstahlklötzen, die jeweils zwei Bohrungen an ihren Enden aufweisen. Durch diese Bohrungen werden die Edelstahlklötze miteinander verschraubt. Beim Verschrauben wird das Befüllrohr, das sich zwischen den Edelstahlklötzen befindet, breitgequetscht aber nicht abgeklemmt. Zum Abklemmen wird ein Metallstab über Kreuz mit dem Befüllrohr der Heatpipe zwischen die Edelstahlklötze gelegt. Dadurch wird die Heatpipe an einem Punkt abgeklemmt. Durch die Punktgenaue Konzentration des Pressdrucks der Abklemmvorrichtung wird das Befüllrohr soweit zusammengedrückt und vollständig verschlossen. Das Befüllrohr der Heatpipe wird so lange abgeklemmt, bis das Ende des Befüllrohrs verschweißt ist.



*Im Bild ist die Abklemmvorrichtung zu sehen. In der Mitte ist oval dargestellt das breitgequetschte Befüllrohr der Heatpipe. Die Vorrichtung ist bereit, um das Befüllrohr endgültig abzuklemmen, wenn die Heatpipe ausgekocht ist. **Abb. 2.3-12***

Durch das Breitquetschen des Befüllrohrs wird verhindert, daß sich im Befüllrohr nach dem Abklemmen größere Mengen von Natrium befinden. Dieses Natrium würde beim Verschweißen des Befüllrohrs verdampfen und unter Bildung einer Stichflamme aus dem Befüllrohr austreten. Dadurch wird der Schweißer gefährdet, der das Befüllrohr verschweißt.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

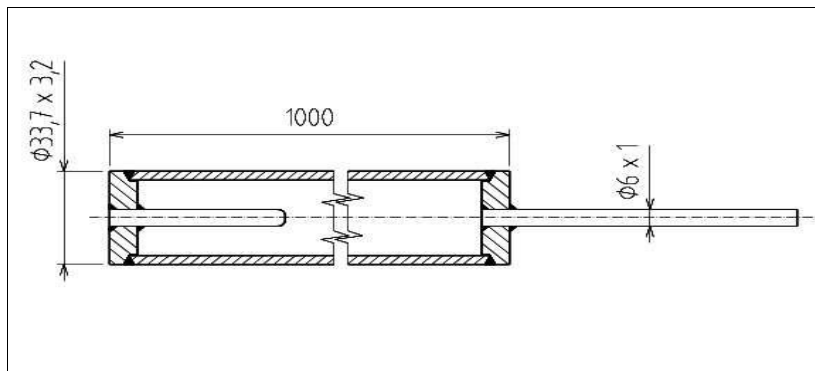
Vor dem Verschweißen wird der breitgequetschte Teil des Befüllrohrs zwischen Schnittfläche und Abklemmvorrichtung mit einer Gasflamme zum Glühen gebracht. Das restliche Natrium in diesem Teil des Befüllrohrs verdampft und verbrennt sichtbar. Erst danach wird die Schnittfläche des Befüllrohrs verschweißt.

2.3.8 Gefertigte Heatpipes

Für die Durchführung von Testmessungen wurden folgende Heatpipes gefertigt:

Heatpipe ohne Einbauten

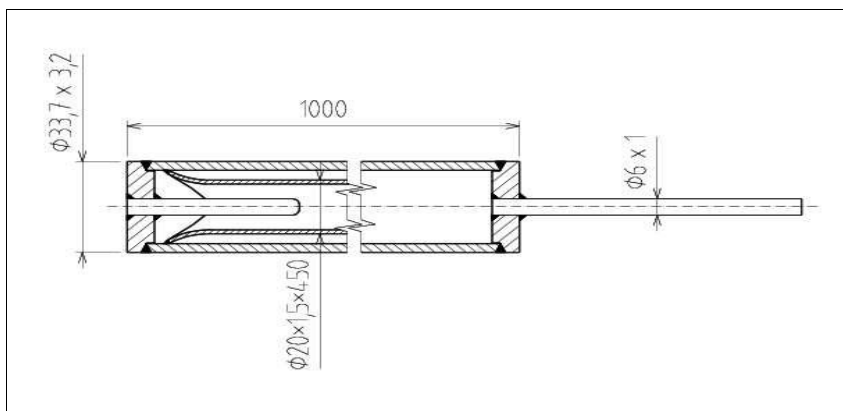
Die Heatpipe ohne Einbauten wurde vor dem Verschließen mit 86 g Natrium gefüllt. Das Natrium wurde durch einen Glasfilter in der Befüllanlage gereinigt und flüssig in die Heatpipe eingebracht.



Aufbau der Heatpipe ohne Einbauten **Abb. 2.3-13**

Heatpipe mit Innenrohr

Die Heatpipe mit Innenrohr wird vor dem Verschließen wie die Heatpipe ohne Einbauten auch mit 75g Natrium gefüllt. Die Menge wird aus dem Modellversuch mit einem Glasmodell ermittelt.

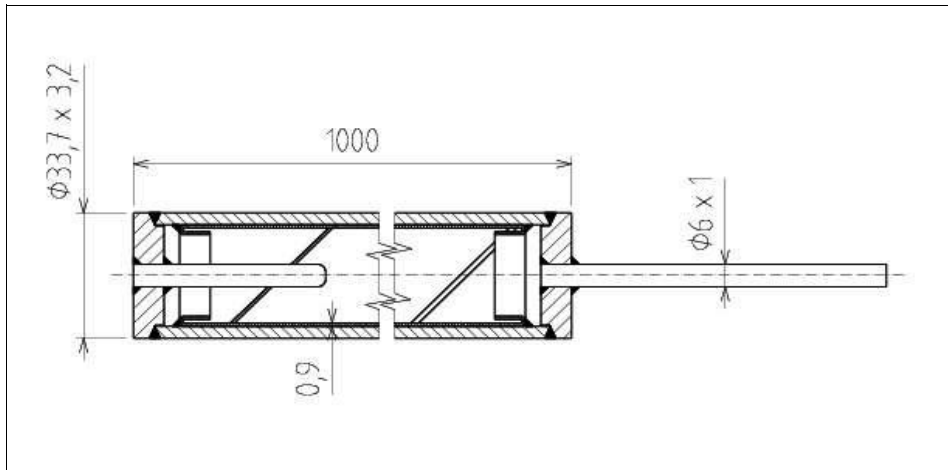


Aufbau der Heatpipe mit Innenrohr. Das untere Ende des Innenrohrs wird auseinandergebogen und mit der Wand der Heatpipe verschweißt, um das Innenrohr zu fixieren.
Abb 2.3-14

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Heatpipe mit Kapillarstruktur

Die Heatpipe mit Kapillarstruktur und einer Länge von 1m wird vor dem Verschließen mit 32g Natrium gefüllt. Diese Menge entspricht dem Volumen der Hohlräume in der Kapillarstruktur. Es ist aber ratsam, um den Faktor 1,2 mehr Natrium als nötig in die Heatpipe zu füllen. Soll das Befüllrohr der Heatpipe mit Natrium verschlossen werden, so ist ohnehin ein kleiner Natriumsumpf nötig.



Aufbau der Heatpipe mit Kapillarstruktur.

Abb. 2.3-15

Die Heatpipe mit Kapillarstruktur und einer Länge von 2,5 m wird mit 120 g Natrium gefüllt. Das entspricht der 1,2 fachen Menge Natrium die nötig wäre, um die Hohlräume der Kapillarstruktur zu füllen. Als Kapillarstruktur wird das gleiche Gitter verwendet wie bei den Heatpipes von 1m Länge.



*Thermosiphon mit Innenrohr
vor dem Anschweißen der
Deckel* **Abb 2.3-16**



*Heatpipe vor dem Anschweißen
der Deckel* **Abb. 2.3 -17**

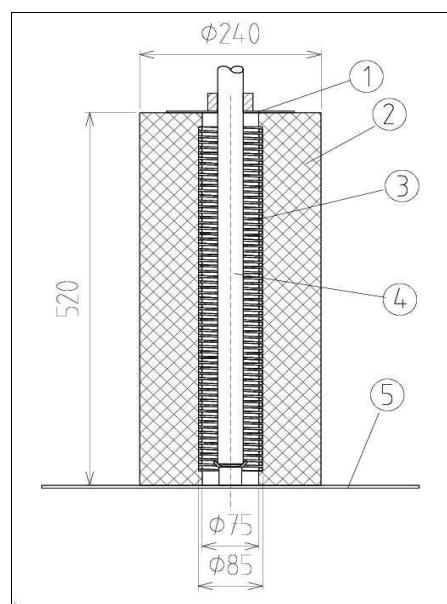
2. Versuchsaufbau und -durchführung

2.4 Vermessung der Hochtemperatur-Heatpipes

Ein wesentliches Ziel dieser Arbeit ist es, die Qualität der gefertigten Heatpipes zu bestimmen. Die Qualität der Heatpipes kann daran bemessen werden, wie gut die Heatpipes in der Lage sind, Wärme zu übertragen. Ein weiteres Qualitätsmerkmal ist auch ein stabiler Betrieb der Heatpipes.

Um die Eigenschaften der entwickelten und gefertigten Heatpipes zu vermessen ist ein Versuchsstand nötig, mit dem es möglich ist, die gefertigten Heatpipes in verschiedenen Betriebszuständen zu betreiben. Der für diese Arbeit verwendete Versuchsstand besteht aus einem Ofen und einem Kühler. In den Ofen wird der Verdampferteil der Heatpipe befestigt. Der Kondensationsteil der Heatpipe wird im Kühler montiert. Gemessen wird die Wärmemenge, die durch die Heatpipe vom Ofen in den Kühler transportiert wird.

Der Ofen des Versuchsstandes besteht aus einem hohlen Zylinder aus einem keramischen Isolationsmaterial. An der Innenwand des Zylinders ist spiralförmig eine Heizwendel angelegt. Die Heizwendel wird mit elektrischem Strom beheizt und kann Temperaturen von über 1000°C erreichen. Die Ober- und Unterseite des Zylinders sind mit Deckeln aus Stahlblech verschlossen. In der Mitte des oberen Deckels befindet sich ein Loch, durch das die Heatpipe aus dem Ofen herausragt. Die Heatpipe befindet sich im Ofen längs der Symmetrieachse des Zylinders und ragt mit dem Kondensationsteil aus dem Ofen.



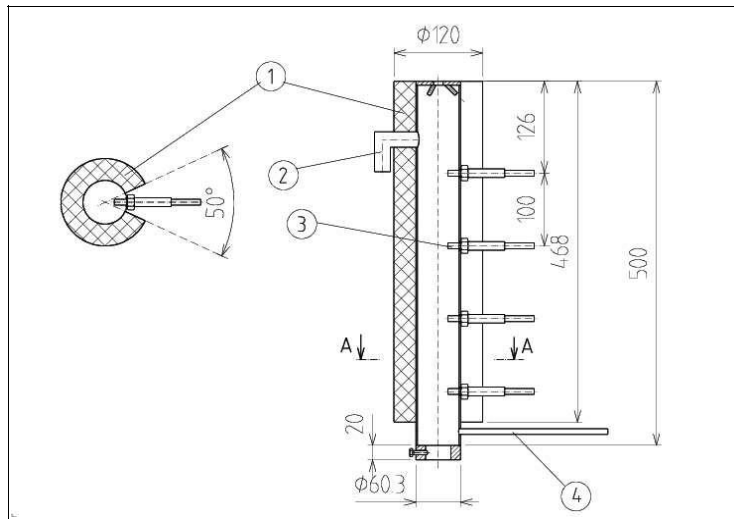
*Zeichnung vom Ofen: 1:Deckel ; 2:Isolation ;
3:Heizwendel ; 4:Heatpipe ; 5:Bodenplatte*

Abb. 2.4-1

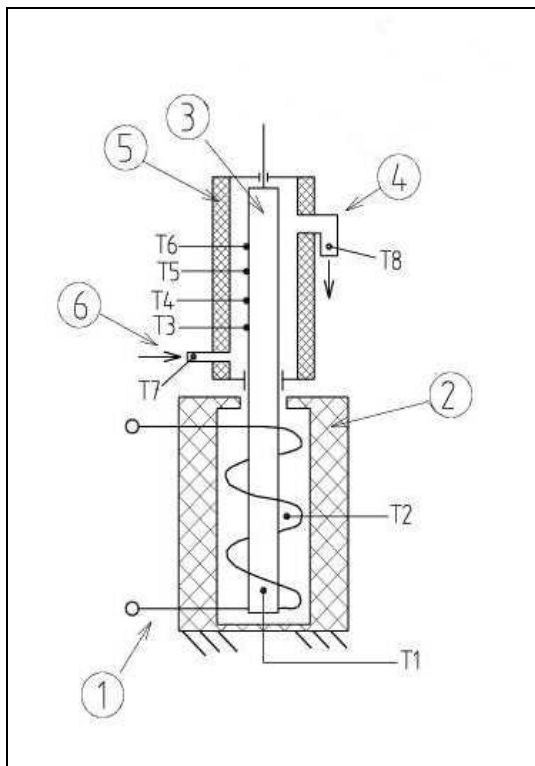
Der Kondensationsteil der Heatpipe befindet sich in einem Kühler. Der Kühler besteht aus einem Rohr. Das Rohr ist an beiden Enden durch Deckel verschlossen. Im Unteren Deckel befindet sich ein Loch, durch das die Heatpipe passgenau in den Kühler hineinragt. Der obere Deckel besitzt in seiner Mitte ebenfalls ein Loch. Durch dieses Loch ragt das Befüllrohr der Heatpipe aus dem Kühler in die Umgebung. Der Kühler besitzt weiterhin zwei Öffnungen für Zu- und Abluft und vier Öffnungen für die Einführung von Thermoelementen.

2. Versuchsaufbau und -durchführung

Mit den Thermoelementen ist es möglich, die Oberflächentemperatur der Heatpipe abzuschätzen.

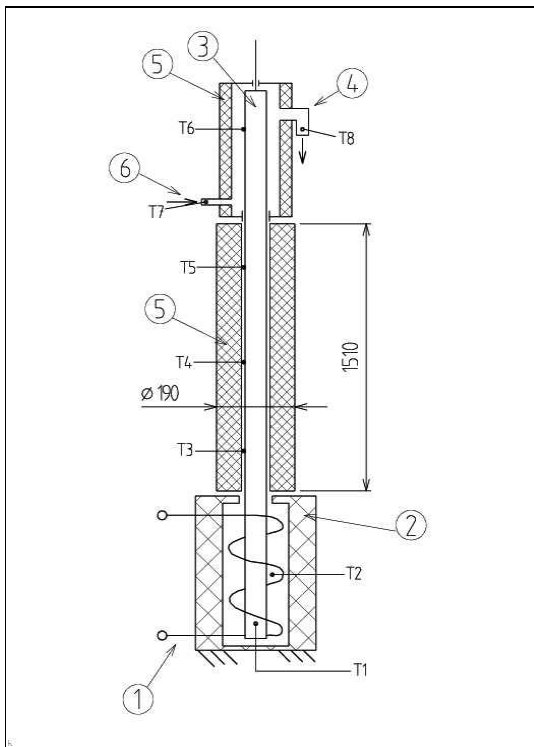


Zeichnung vom Kühler: 1: Isolation ; 2: Abluftrohr ;
3: Ummantelung der Thermoelemente ; 4: Zuluftrohr
Abb. 2.4-2



Skizze des gesamten Versuchsaufbaus zur Untersuchung
der Heatpipes von 1m Länge; 1: Heizwendel; 2: Ofen ;
3: Heatpipe ; 4: Abluftrohr des Kühlers ; 5: Isolation ;
6: Zuluftrohr ; **Abb. 2.4-3** **Abb. 2.4-4**

2. Versuchsaufbau und -durchführung



Untersuchung der Heatpipes von 2,5 m Länge. (1) Heizwendel, (2) Ofen, (3) Heatpipe, (4) Kühler, (5) Isolation. (6) Thermoelement, Abb. 2.4-5

Abb. 2.4-6

3.0 Theoretischer Hintergrund

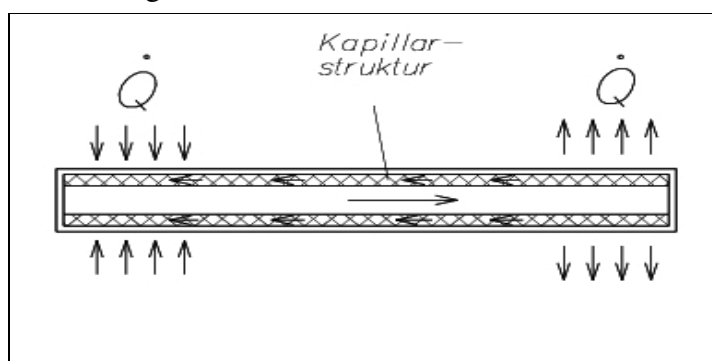
3.1 Physikalische Vorgänge in der Heatpipe

3.1.1 Verhalten des Wärmeträgers

Eine Heatpipe besteht im Prinzip aus einem Rohr, daß an beiden Enden verschlossen ist. Im Innenraum der Heatpipe befindet sich ein Wärmeträger, der im flüssigen und gasförmigen Aggregatzustand vorliegt. Auf der Oberfläche im Inneren der Heatpipe befindet sich eine Kapillarstruktur. Die Kapillarstruktur hat die Aufgabe, unter Nutzung der Kapillarkräfte, den flüssigen Wärmeträger über die gesamte Innenfläche zu verteilen. Im Betriebszustand wird eine Hälfte der Heatpipe erwärmt und die andere Hälfte der Heatpipe abgekühlt. Im wärmeren Teil der Heatpipe steigt der Dampfdruck des Wärmeträgers und der Wärmeträger beginnt dort zu siedeln. Im kühleren Teil der Heatpipe beginnt, bedingt durch den steigenden Dampfdruck im Innenraum der Heatpipe, der Wärmeträger an der Wand zu kondensieren und wird von der Kapillarstruktur aufgesogen. Dadurch entsteht in der Kapillarstruktur an der Stelle, wo das Wärmeträger kondensiert, ein Flüssigkeitsüberschuß. Der Kapillardruck steigt an dieser Stelle und das Druckgefälle gegenüber dem Teil des Kapillarstruktur, wo der Wärmeträger siedet, treibt den flüssigen Wärmeträger wieder zurück in den Siedeteil der Heatpipe. Im folgenden sollen die genannten Vorgänge genauer betrachtet werden:

Im Innenraum der Heatpipe strömt im Betriebszustand der Wärmeträger in einem Kreislauf durch den Innenraum der Heatpipe und durchläuft dabei einen Phasenwechsel. Dieser Kreislauf erhält ihre Energie für das Aufrechterhalten der Zirkulation durch den Wärmetransport von der heißeren Siedezone in die kältere Kondensationszone der Heatpipe. Diese Wärmeenergie wird teilweise in Arbeit umgewandelt und das Fluid wird durch den Innenraum der Heatpipe transportiert. Die Arbeit für den Stofftransport wird während des Transportvorgangs im Innenraum der Heatpipe wieder in Wärme umgewandelt. Dies geschieht durch die Überwindung der Strömungsdrücke, die durch den Strömungswiderstand im Innenraum und auch in der Kapillarstruktur entstehen. In einer Heatpipe wird auf diese Weise Entropie erzeugt, was an der Temperaturdifferenz im Innenraum zwischen Siedeteil und Verdampferteil zu sehen ist.

In allen Teilen des Kreislaufs des Wärmeträgers wirken den Antriebskräften des Wärmeträgerumlaufs Widerstandskräfte entgegen. Der Umlauf ist dann stabil, wenn Antriebskräfte wie Dampfdruckdifferenz, Kapillardruck und Hydrostatischer Druck mit den Strömungswiderständen in der Kapillarstruktur und im Innenraum der Heatpipe im Gleichgewicht stehen.



Prinzipskizze der Strömung in einer Heatpipe **Abb. 3.1-1**

3. Theoretischer Hintergrund

Für den Wärmeträgerkreislauf gilt die Beziehung :

$$0 = \Delta p_k + \Delta p_g + \Delta p_l \quad (3.1-16)$$

Die Kapillardruckdifferenz ergibt sich aus der Krümmung der Phasengrenze der Flüssigkeit in der Kapillarstruktur. Diese Krümmung stellt sich so ein, daß sie mit der Differenz zwischen hydrostatischem Druck und der Druckdifferenz in der Gasphase im Gleichgewicht steht. Für die Berechnung der maximalen Druckdifferenz gilt [1] :

$$\Delta p_{k,max} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot \cos \theta}{R_{eff,min}} \quad (3.1-1)$$

Für ein Gitternetz ergibt sich für $R_{eff,min}$ folgende Beziehung [1]:

$$R_{eff,min} = \frac{w + d}{2} \quad (3.1-2)$$

In der Kapillarstruktur der Heatpipe steht der hydrostatische Druck der Flüssigkeit mit dem Strömungsdruck der Flüssigkeit in der Kapillarstruktur und der Druckdifferenz in der Gasphase im Gleichgewicht. In der Kapillarstruktur ist die Massenstromdichte über die gesamte Länge des Dochts nicht konstant, da im Siedeteil bei der Verdampfung ein Massenstrom aus der Kapillarstruktur austritt, während im Kondensationsteil der Heatpipe ein Massenstrom durch die Kondensation in die Kapillarstruktur eintritt. Aus der Annahme, daß über die gesamte Verdampfungszone wie auch über die gesamte Kondensationszone der Betrag der Massenstromdichte konstant ist, ist die effektive Länge der Kondensationszone sowie der Siedezone nur halb so groß wie die Baulänge dieser Zonen. Es gilt somit folgende Beziehung:

$$l_{eff} = \frac{1}{2} l_{verd} + l_{ad} + \frac{1}{2} l_{Kond} \quad (3.1-3)$$

Für Heatpipes mit Gitternetzen oder Sinterstrukturen als Kapillarstruktur wird der Strömungsdruckabfall mit dem *Darcyschen* Gesetz berechnet:

$$\Delta p_{l,s} = - \frac{32 \cdot \nu_l}{K \cdot A_l \cdot \Delta h_v} \cdot Q \cdot l_{eff} \quad (3.1-4)$$

Die Permeabilität K des Gitternetzes wird nach *Marcus* mit folgender Gleichung berechnet:

3. Theoretischer Hintergrund

$$K = \frac{d^2 \cdot \epsilon^2}{122 \cdot (1 - \epsilon^2)} \quad (3.1-5)$$

Der Hydrostatische Druck in der Kapillarstruktur ergibt sich aus:

$$\Delta p_{l,h} = \rho_l \cdot g \cdot h \quad (3.1-6)$$

Der Strömungsdruckabfall in der Dampfphase wird in der adiabaten Transportzone zwischen Kondensations- und Verdampfungszone nur durch die Reibungskräfte in der Strömung bestimmt. Im Verdampferteil und im Kondensatorteil wird der Druckabfall zusätzlich durch Beschleunigungskräfte und Verzögerungskräfte bestimmt [1]. Für inkompressible Strömungen von $Ma < 0,3$ ergeben sich für die Druckabfälle im Innenraum der Heatpipe folgende Zusammenhänge:

$$\Delta p_g = \Delta p_{g,verd} + \Delta p_{g,kond} + \Delta p_{g,ad} \quad (3.1-7)$$

Die Strömungsform im Dampfraum der Heatpipe wird durch zwei Reynoldszahlen beschreiben. Die axiale Reynoldszahl bezieht sich auf die Bewegung des Gasförmigen Wärmeträgers in Richtung der Längsachse der Heatpipe. Die radiale Reynoldszahl beschreibt den Geschwindigkeitsanteil des Wärmeträgers in Radialrichtung. Diese Bewegung tritt beim Verdampfen und Kondensieren des Wärmeträgers auf. Diese Reynoldszahlen berechnen sich mit den Gleichungen:

$$Re_a = \frac{Q \cdot d_{g,h}}{v_g \cdot \rho_g \cdot A_{g,a} \cdot \Delta h_v} \quad (3.1-8)$$

$$Re_r = \frac{Q \cdot r_{g,h}}{v_g \cdot \rho_g \cdot A_{r,a} \cdot \Delta h_v} \quad (3.1-9)$$

Für den adiabaten Teil der Heatpipe ergibt sich für eine laminare Strömung $Re_a < 2300$ ein Druckabfall von:

$$\Delta p_{g,ad} = - \frac{32 \cdot v_g}{A_{g,a} \cdot \Delta h_v \cdot d_{g,h}^2} \cdot Q \cdot l_{ad} \quad (3.1-10)$$

3. Theoretischer Hintergrund

Für Reynoldszahlen von $Re > 2300$ gilt für die Strömung im adiabaten Teil der Heatpipe:

$$\Delta p_{g,ad} = - \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_a}} \frac{Q^2 l_{ad}}{2 \rho_g A_{g,a}^2 \Delta h_v^2 d_{g,h}} \quad (3.1-11)$$

In der Verdampfungszone bzw. in der Kondensationszone sind für $Re_r \ll 1$ die Trägkeitstherme gegenüber den Reibungsthermen zu vernachlässigen. Für $Re_r \ll 1$ gelten für den laminaren bzw. für den turbulenten Bereich der Strömung folgende Beziehungen für den Druckabfall:

$Re_a < 2300$; laminarer Bereich

$$\Delta p_{g,verd} = - \frac{32 v_g}{A_{g,a} \Delta h_v d_{g,h}^2} Q \frac{l_{verd}}{2} \quad (3.1-12)$$

$$\Delta p_{g,kond} = - \frac{32 v_g}{A_{g,a} \Delta h_v d_{g,h}^2} Q \frac{l_{kond}}{2} \quad (3.1-13)$$

$Re_a > 2300$; turbulenter Bereich

$$\Delta p_{g,verd} = - \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_a}} \frac{Q^2 l_{verd}}{4 \rho_g A_{g,a}^2 \Delta h_v^2 d_{g,h}} \quad (3.1-14)$$

$$\Delta p_{g,kond} = - \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re_a}} \frac{Q^2 l_{kond}}{4 \rho_g A_{g,a}^2 \Delta h_v^2 d_{g,h}} \quad (3.1-15)$$

Für den Kreislauf des Wärmeträgers gilt:

$$0 = \Delta p_k + \Delta p_g + \Delta p_l \quad (3.1-16)$$

$$\Delta p_l = \Delta p_{l,s} + \Delta p_{l,h} \quad (3.1-17)$$

3. Theoretischer Hintergrund

Für den Betrieb einer Heatpipe sollte das Wärmeträger besondere Eigenschaften aufweisen. Günstig sind eine große Verdampfungsenthalpie, große Wärmeleitfähigkeit, niedrige Viskosität, große Oberflächenspannung, weder extrem hohe oder extrem niedrige Dampfdrücke sowie gute Benetzungsfähigkeit. In der Literatur [9] fassen die Verfasser *Dunn* und *Reay* diese Eigenschaften in der Merrit-Zahl zusammen. Es sind möglichst hohe Werte der Merrit-Zahl anzustreben. Die Merritzahl berechnet sich zu:

$$M = \frac{\sigma \Delta h_v}{\nu_l} \quad (3.1-18)$$

Die Wärmeträger sollten dabei mit dem Werkstoff der Heatpipe chemisch verträglich sein. Wird Natrium als Wärmeträger verwendet, so bieten sich als Werkstoffe für die Heatpipe Edelstahl, Nickel oder Inconel an.

3.1.2 Begrenzende Faktoren

Der Kreislauf des Wärmeträgers wird durch die Differenz des Dampfdrucks, durch den Kapillardruck und durch den hydrostatischen Druck des flüssigen Anteils des Wärmeträgers angetrieben. Strömungswiderstände in der Gas- sowie in der Flüssigkeitsphase sind die Drücke, die der Dampfdruckdifferenz des Wärmeträgers sowie dem Kapillardruck und dem hydrostatischen Druck des Wärmeträgers entgegenwirken. Aus diesen bremsenden Effekten ergeben sich Grenzen für den Wärmetransport in Heatpipes. [1]

a) Kapillarkraftgrenze

die Kapillarkraftgrenze ist dann erreicht, wenn die Kapillarkraft nicht mehr ausreicht, um der Dampfdruckdifferenz im Dampfraum der Heatpipe und dem Strömungsdruck in der Kapillarstruktur entgegenzuwirken.

$$\Delta p_{k,max} = \Delta p_k = -\left(\Delta p_l + \Delta p_g \right) \quad (3.1-19)$$

b) Viskositätsgrenze

Bei Betriebstemperaturen knapp überhalb der Schmelztemperatur sind die Dampfdrücke des Wärmeträgers sehr gering und die gasförmige Phase der Wärmeträgers verhält sich wie ein ideales Gas. Viskositätskräfte dominieren die Strömung. Dadurch wird der Dampfdruck am Kondensatorende gleich null und der maximal mögliche Wärmestrom sinkt.

$$q_{vis} = \frac{d_g^2 \cdot \Delta h_v}{64 \cdot \eta_g \cdot l_{eff}} \cdot \rho_{g,verd} \cdot p_{g,verd} \quad (3.1-20)$$

l_{eff} wird nach Gleichung 3.1-3 berechnet

3. Theoretischer Hintergrund

c) Schallgeschwindigkeitsgrenze

Die Schallgeschwindigkeitsgrenze wird dann erreicht, wenn die Dampfströmung in der Heatpipe schallgeschwindigkeit erreicht. Der Dampfmassenstrom kann dann durch Absenken der Kondensatortemperatur nicht mehr gesteigert werden.

$$\dot{q}_s = 0,474 \cdot \Delta h_v \cdot \sqrt{\rho_{g,verd} \cdot p_{g,verd}} \quad (3.1-21)$$

d) Wechselwirkungsgrenze („Entrainment“)

Durch hohe Strömungsgeschwindigkeiten in der Dampfphase entstehen an der Phasengrenze im Docht sehr starke Scherkräfte. Dadurch wird flüssiger Wärmeträger in die Dampfphase gerissen

$$\dot{q}_e = \Delta h_v \cdot \sqrt{\frac{\sigma \cdot \rho_g}{2 \cdot R_{h,k}}} \quad (3.1-22)$$

$$R_{h,k} = 0,5 \cdot w \quad \text{für Gitternetze} \quad (3.1-23)$$

e) Siedegrenze

Ab einer kritischen Wärmestromdichte von der Wand der Heatpipe in die Heatpipe tritt in der Kapillarstruktur Blasensieden auf. Dadurch wird der Rückfluß des flüssigen Wärmeträgers in der Kapillarstruktur behindert.

$$\dot{q}_b = \frac{\Delta T_{krit}}{A_{verd} \cdot R_{k,verd}} \quad (3.1-24)$$

$R_{k,verd}$ wird nach Gleichung 3.4-9 berechnet

$$\Delta T_{krit} = \frac{2 \cdot \sigma \cdot T_g}{\Delta h_v \cdot \rho_g} \cdot \left(\frac{1}{R_b} - \frac{1}{R_{eff}} \right) \quad (3.1-25)$$

R_{eff} wird mit Gleichung 3.1-2 berechnet

$$R_b = \sqrt{\frac{2 \cdot \sigma \cdot T_g \cdot \lambda_l}{\dot{q}_{verd} \cdot \Delta h_v \cdot \rho_g}} \quad (3.1-26)$$

3. Theoretischer Hintergrund

3.1.3 Fluten von senkrechten Rohren

Innerhalb einer Heatpipe oder eines Thermosiphons findet der Hin- und Rücktransport des Wärmeträgers zwischen Siede- und Kondensationszone in einem Rohr statt. Die flüssige Phase der Wärmeträgers strömt in die entgegengesetzte Richtung wie die gasförmige Phase. Man spricht auch von Gegenstromführung [1] des Wärmeträgers. Bei Gegenstromführung sind die Volumenströme der Phasen begrenzt.

Bei geringen Gasströmungen in einem senkrechten Rohr läuft der flüssige Wärmeträger als welliger Film oder in Form von Tropfen die Wand entlang abwärts. Mit wachsender Gasgeschwindigkeit führen Reibungskräfte zu einer verstärkten Welligkeit des Flüssigkeitsfilms.

Bei weiter wachsender Gasgeschwindigkeit werden Tropfen aus dem Flüssigkeitsfilm in die Gasphase gerissen. Die Flüssigkeit strömt aber weiterhin nach unten ab. Wächst die Gasgeschwindigkeit noch weiter, wird die Flüssigkeit mit der Gasströmung nach oben aus dem Rohr ausgetragen. Man spricht vom „Fluten“ des Rohrs.

Bei Thermosiphons ist das Fluten ebenfalls möglich. Das Fluten führt zum Austrocknen des Siedeteils des Thermosiphons. Das führt wiederum zu einem Leistungsabfall des Thermosiphons.

Die Flutgrenze läßt sich nach den Gleichungen von Joeng und No abschätzen [1] .

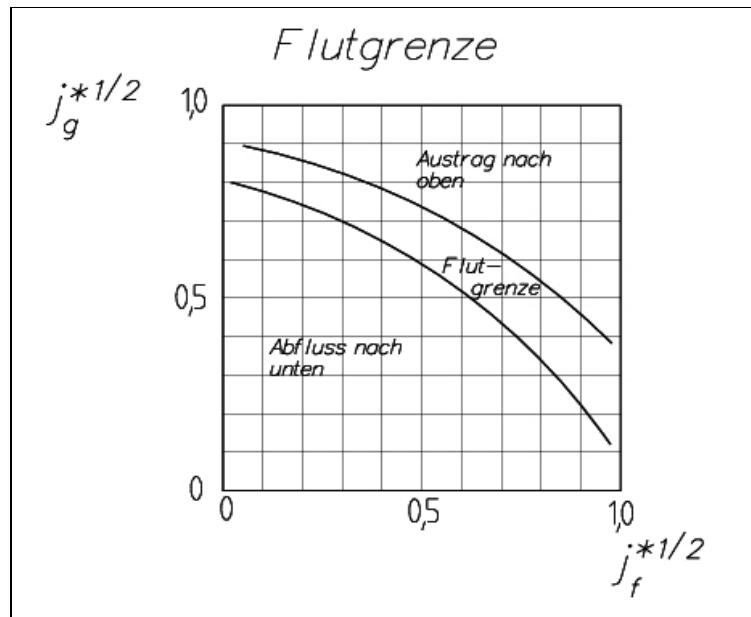
$$V_i = \frac{Q}{\Delta h_v \cdot \rho_i} \quad (3.1-27)$$

$$j_i = \frac{V_i}{A_E} = \frac{4 \cdot V_i}{\pi \cdot D^2} \quad (3.1-28)$$

$$j_i^x = j_i \cdot \sqrt{\frac{\rho_i}{(\rho_f - \rho_g) \cdot D_i}} \quad i = f, g \quad (3.1-29)$$

Die zweiten Wurzeln der dimensionslosen Leerrohrgeschwindigkeiten j_i^* werden für den Flüssigkeits- und den Gasstrom f und g berechnet und in folgendes Diagramm eingetragen. Aus dem Diagramm ist dann die Strömungsform zu entnehmen.

3. Theoretischer Hintergrund



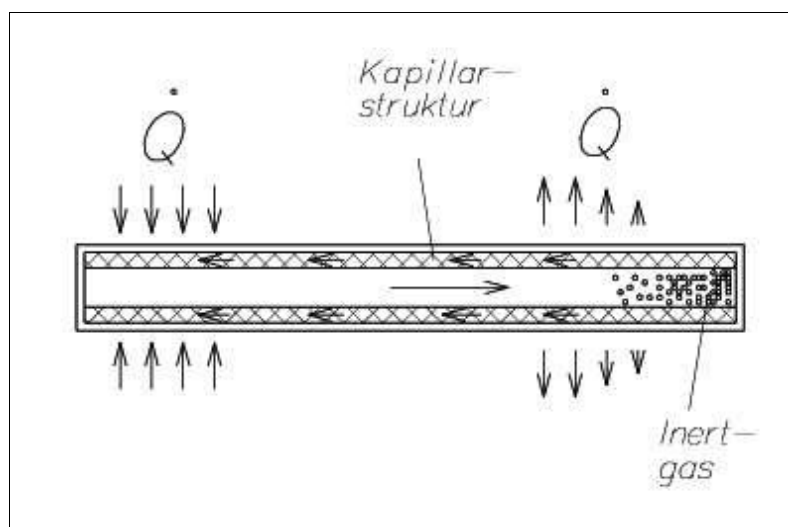
*Flutgrenze für die zweiphasenströmung in senkrechten
Rohren*

Abb. 3.1-2

3. Theoretischer Hintergrund

3.2 Inertgase in der Heatpipe

Unter Inertgas versteht man gasförmige Substanzen, die nicht an Reaktionen beteiligt sind. Im Falle von Heatpipes sind Inertgase nichtkondensierbare Gase. Im Innenraum einer Heatpipe befindet sich ein Wärmeträger im flüssigen und gasförmigen Zustand. Unter bestimmten Bedingungen kann es vorkommen, daß sich außer dem Wärmeträger noch ein gasförmiger Stoff im Innenraum der Heatpipe befindet, dessen Siedepunkt weit unterhalb des Betriebspunktes der Heatpipe liegt. Dieser gasförmige Stoff in der Heatpipe nimmt in diesem Fall einen wesentlichen Einfluß auf die Vorgänge in der Heatpipe. Im Siedeteil der Heatpipe wird im Betriebszustand der Wärmeträger verdampft und strömt gasförmig durch den adiabaten Teil in den Kondensationsteil der Heatpipe. Befindet sich ein Inertgas in der Heatpipe, so wird es mit dem gasförmigen Wärmeträger in den Kondensationsteil der Heatpipe transportiert. Im Kondensationsteil findet eine Anreicherung des Inertgases statt. In Gebieten, wo sich das Inertgas anreichert kann der Transport des Wärmeträgers nicht mehr allein durch Konvektion stattfinden. Vielmehr bestimmt die Eddy-Diffusion und die Diffusion den Transport des gasförmigen Wärmeträgers. Diese Effekte behindern die Bewegung des Wärmeträgers stark. Das führt dazu, daß vom verschlossenen Ende des Kondensationsteils ausgehend ein Teil des Kondensationsteils mit Inertgas gefüllt ist. In diesen Bereichen des Kondensationsteils fällt die Temperatur stark ab.



*Anreicherung des Inertgases im Kondensationsteil
Die Anreicherung des Inertgases ist an einem starken
Temperaturabfall am äußeren Ende der Kondensationszone
zu erkennen. Abb. 3.2-1*

Die Anwesenheit von Inertgasen kann niemals völlig ausgeschlossen werden. Aus diesem Grund sollte ein Raum im Kondensationsteil für die Aufnahme von Inertgasen vorgesehen werden. Um die Größe dieses Raumes zu auszulegen, muß das Volumen des Inertgases bekannt sein. Das Volumen des Inertgases läßt sich mit der allgemeinen Gasgleichung berechnen:

3. Theoretischer Hintergrund

$$P \cdot V = n \cdot R \cdot T \quad (3.2-1)$$

Bei dieser Gleichung ist zu beachten, daß die Stoffmenge eines Inertgases durch die chemische Zersetzung des Inertgases ansteigen kann. Die Zersetzung kann eine Zersetzung des Inertgases in kleinere Moleküle, aber auch eine Zersetzung in Radikale sein. Die folgenden Berechnungen sind bei Betriebstemperatur der Heatpipe durchzuführen. Um das Volumen des Inertgases zu berechnen, muß erst einmal der Dampfdruck des Wärmeträgers ermittelt werden. Aus der Stoffmenge des Inertgases, der Gaskonstanten, dem Dampfdruck des Wärmeträgers und der absoluten Betriebstemperatur kann dann das Volumen des Inertgases errechnet werden.

3. Theoretischer Hintergrund

3.3 Kennzahlen der Strömungsformen

Im Inneren von Heatpipes ist an der Wand eine Kapillarstruktur vorhanden, die den flüssigen Teil des Fluids gleichmäßig über die gesamte Oberfläche der Wand verteilt. Innerhalb dieser Kapillarstruktur wird die Wärme durch Wärmeleitung in den flüssigen Wärmeträger übertragen und wird dann durch den Phasenwechsel in den Gasförmigen Teil des Wärmeträgers transportiert. Um die Wärmeleitung zu garantieren ist ein intensiver Kontakt zwischen Wärmeträger und Wandoberfläche der Heatpipe nötig.

Bei einem Thermosiphon wird auf die Kapillarstruktur verzichtet. Deshalb muß der Kontakt zwischen Wärmeträger und Wandoberfläche des Thermosiphon auf andere Weise sichergestellt werden. Eine Möglichkeit besteht darin, den Verdampferteil des Thermosiphon so weit mit flüssigem Wärmeträger zu füllen, daß die Wandoberfläche durch die Strömung des flüssigen Wärmeträgers jederzeit benetzt ist. Die Strömungsformen, die sich im Betriebszustand in der flüssigen Phase einstellen sind äußerst komplex. Für die Dimensionierung eines Hochtemperatur-Thermosiphon anhand der Ergebnisse von Modellversuchen ist es außerordentlich wichtig, die genaue Strömungsform zu kennen. Die Menge des Wärmeträgers wie auch der Durchmesser des Thermosiphon und die Größe der Einbauten in den Verdampferteil müssen genau bekannt sein. Die Menge des Wärmeträgers ist dabei entscheidend für die Strömungsform. Eine numerische Simulation ist für diesen Fall zu aufwendig, da verschiedene Einbauten getestet werden und eine numerische Simulation zu viel Zeit in Anspruch nehmen würde. Aus diesem Grund soll die Simulation durch Ähnlichkeitsmechanik durchgeführt werden. Nach *Mayinger* [7] handelt es sich bei diesem Zweiphasenströmungsproblem um „Phasenseparation in nichtströmenden Flüssigkeiten“. Es gibt in der Literatur einige Ansätze zur Beschreibung solcher Strömungsphänomene. Die meisten Ansätze enthalten nach *Mayinger* die Froude-Zahl Fr , die Weber-Zahl We und die Bond-Zahl Bo . Die Drei Kennzahlen berechnen sich nach folgenden Gleichungen:

$$Fr = \frac{w_{g,0}^2}{g \cdot \sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_F - \rho_G)}}} \quad (3.3-1)$$

$$We = \frac{\sqrt{\frac{\sigma}{g(\rho_F - \rho_G)}}}{d_{Beh}} \quad (3.3-2)$$

3. Theoretischer Hintergrund

$$Bo = g d_{Beh}^2 \left(\frac{\rho_F - \rho_G}{\sigma} \right) \quad (3.3-3)$$

Die **Weber-Zahl** ist das Verhältnis zwischen Oberflächenenergie und den Schubspannungskräften der kinetischen Energie. [7] Die **Froude-Zahl** ist das Verhältnis zwischen Trägheitskraft und Gewichtskraft [11]. Die **Bond-Zahl** ist Das Verhältnis zwischen Gewichtskraft und Oberflächenspannung [8]. Die Leerrohrgeschwindigkeit des gasförmigen Wärmeträgers errechnet sich nach folgender Beziehung:

$$w_{g,0} = \frac{Q}{\rho_G(p, T) \cdot A_g \cdot \Delta h_v} \quad (3.3-4)$$

Zunächst sind die Kennzahlen des Hochtemperatur- Thermosiphon zu bestimmen. Danach ist das Modell so auszulegen, daß alle drei Kennzahlen von Modell und Hochtemperatur- Thermosiphon möglichst identisch sind. Nur in diesem Fall ist eine vollständige Ähnlichkeit erreichbar. Danach werden Versuche im Modell durchgeführt und die Strömungsformen des Modells für die verschiedenen Betriebszustände aufgenommen. Danach wird eine günstige Strömungsform aus den Versuchen ausgewählt und ein Aufbau für den Hochtemperatur- Thermosiphon ausgewählt .

3. Theoretischer Hintergrund

3.4 Thermisches Widerstandsmodell

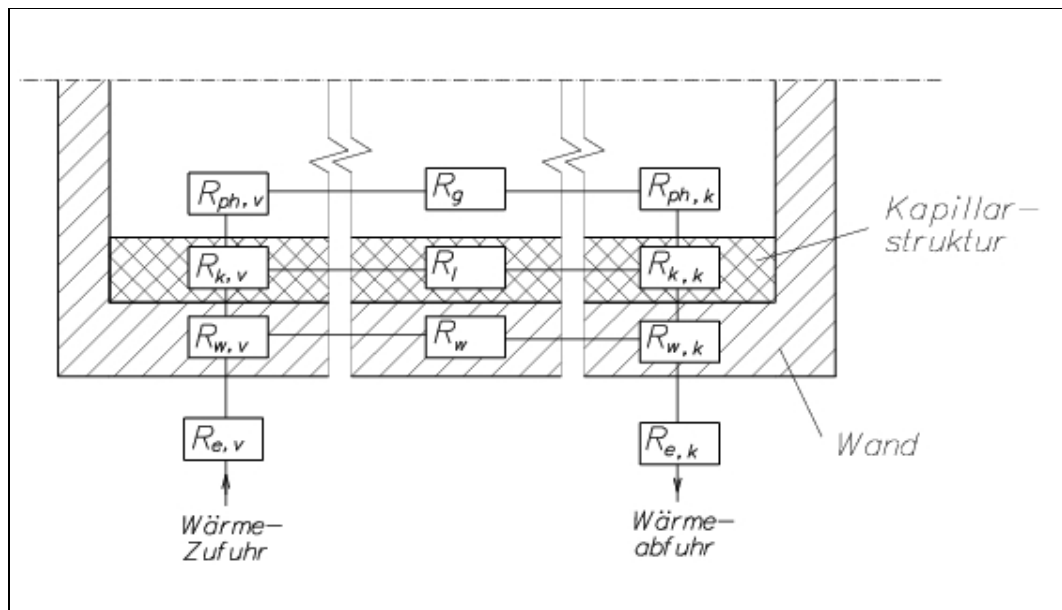
Heatpipes transportieren sehr hohe Leistungen bei nur geringer Temperaturdifferenz zwischen Wärmequelle und Wärmesenke und das bei geringer Baugröße. Die Wärme, die von einer Heatpipe aus der Wärmequelle in die Wärmesenke fließt muß zuerst von dem Medium das die Heatpipe umgibt in die Wand der Heatpipe eindringen. Dies geschieht durch Konvektion, Wärmeleitung und Diffusion im umgebenden Medium. Damit die Wärme diese erste Grenze zwischen umgebenden Medium und Wand der Heatpipe überwindet ist eine Temperaturdifferenz zwischen dem umgebenden Medium und der Wand der Heatpipe nötig. Man spricht hier von einem thermischen Widerstand. Die mathematische Formulierung des Thermischen Widerstandes heißt:

$$R_{th} = \frac{\Delta T}{P} \quad (3.4-1)$$

Je höher der thermische Widerstand, desto höher muß die Temperaturdifferenz zwischen zwei Orten sein, damit der gleiche Wärmestrom übertragen werden kann.

Ist die Wärme in die Außenfläche der Heatpipewand eingedrungen, wird sie in der Wand in das Innere der Heatpipe transportiert. Auch hier ist wieder eine Temperaturdifferenz als treibende Kraft für den Wärmetransport nötig. Die Wand stellt einen weiteren thermischen Widerstand dar. Die Wärme tritt dann von der Wand der Heatpipe in die Kapillarstruktur im inneren der Heatpipe ein. In der Kapillarstruktur findet der Wärmetransport durch Wärmeleitung statt. Beim Thermosyphon ist keine Kapillarstruktur vorhanden. In diesem Fall wird die Wärme durch Blasensieden in den Wärmeträger geleitet. Die Wärme wird dazu benötigt, um den Phasenwechsel des Wärmeträgers vom flüssigen in den gasförmigen Zustand durchzuführen. Der gasförmige Wärmeträger, der eine höhere Enthalpie besitzt als der Wärmeträger in der flüssigen Phase strömt durch den adiabaten Teil der Heatpipe in den Kondensationsteil. Um die Strömung des gasförmigen Fluids in den Kondensationsteil anzutreiben, ist eine Dampfdruckdifferenz zwischen dem Verdampferteil und dem Kondensationsteil der Heatpipe nötig. Eine Dampfdruckdifferenz bedeutet gleichzeitig eine Temperaturdifferenz zwischen Verdampfer- und Kondensationsteil. Auch hier befindet sich ein thermischer Widerstand. Im Kondensationsteil wird die Wärme bei der Kondensation in den flüssigen Wärmeträger eingeleitet und muß im flüssigen Wärmeträger durch Wärmeleitung transportiert werden. In der Heatpipe befindet sich der flüssige Wärmeträger innerhalb der Kapillarstruktur. In der Kapillarstruktur findet die Wärmeleitung im flüssigen Wärmeträger und auch im Material der Kapillarstruktur statt. Die Wärme wird ebenfalls durch Wärmeleitung in die kältere Wand der Heatpipe übertragen und geht dann über die Außenfläche der Heatpipewand in das umgebende Medium über. Der Übergang der Wärme in das umgebende Medium findet wie auch im Siedeteil durch Diffusion, Konvektion und Wärmeleitung statt.

3. Theoretischer Hintergrund



Widerstände in einer Heatpipe. Wird ein Thermosiphon betrachtet, so fällt die Kapillarstruktur weg. In diesem Fall verschwinden auch die thermischen Widerstände der Kapillarstruktur. In der Skizze sind Verdampfungszone, adiabater Teil und Kondensationszone dargestellt. **Abb. 3.4-1**

- $R_{e, \text{verd}}$: radialer Widerstand zwischen Wärmequelle und Wand des Siedeteils
- $R_{w, \text{verd}}$: radialer Widerstand der Wand des Siedeteils
- $R_{k, \text{verd}}$: radialer Widerstand der Kapillarstruktur
- $R_{ph, \text{verd}}$: Widerstand des Phasenübergangs im Siedeteil
- R_g : axialer Widerstand in der Gasströmung
- $R_{ph, \text{kond}}$: Widerstand des Phasenwechsels im Kondensationsteil
- $R_{k, \text{kond}}$: radialer Widerstand der Kapillarstruktur im Kondensationsteil
- $R_{w, \text{kond}}$: radialer Widerstand der Wand des Kondensationsteils
- $R_{e, \text{kond}}$: radialer Widerstand zwischen Wärmesenke und Wand des Kondensationsteils
- R_l : axialer Widerstand der Flüssigkeitsströmung und der Kapillaren
- R_w : axialer Widerstand der Wand

Die Größenordnung der einzelnen thermischen Widerstände ist sehr unterschiedlich. So ist zum Beispiel der thermische Widerstand beim Phasenwechsel von gasförmig zu flüssig um den Faktor 10^7 kleiner als der radiale Widerstand in der Wand der Heatpipe. Daraus folgt, daß der thermische Widerstand der Kondensation vernachlässigt werden kann. Für Heatpipes liefert folgende Berechnungsvorschrift Ergebnisse in guter Näherung. Vor allem beim Phasenwechsel im Siedeteil von Thermosiphons ist aber diese Näherung genau zu prüfen. Der Wärmewiderstand beim Blasensieden hängt ganz entscheidend von der Leistungsdichte und vom reduzierten Dampfdruck in der flüssigen Phase ab.

3. Theoretischer Hintergrund

In beiden Fällen, bei der Heatpipe und beim Thermosyphon, können die axialen Widerstände in der Wand und in der Kapillarstruktur vernachlässigt werden. Für Heatpipes gilt für den thermischen Gesamtwiderstand R_{ges} folgende Beziehung [1, S. MI 7]:

$$R_{ges} = R_{e,verd} + R_{w,verd} + R_{k,verd} + R_{w,kond} + R_{k,kond} + R_{e,kond} \quad (3.4-2)$$

$$R_{e,verd} = \frac{1}{\alpha_{e,verd} A_{verd,a}} \quad (3.4-3) \quad R_{e,kond} = \frac{1}{\alpha_{e,kond} A_{kond,a}} \quad (3.4-4)$$

$$R_{ph,verd} = \frac{1}{\alpha_{ph,verd} A_{verd,i}} \quad (3.4-5) \quad R_{ph,kond} = \frac{1}{\alpha_{ph,kond} A_{kond,i}} \quad (3.4-6)$$

$$R_{w,verd} = \frac{\ln\left(\frac{d_{w,a}}{d_{w,i}}\right)}{2 \pi l_{verd} \lambda_w} \quad (3.4-7) \quad R_{w,kond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{w,a}}{d_{w,i}}\right)}{2 \pi l_{kond} \lambda_w} \quad (3.4-8)$$

$$R_{k,verd} = \frac{\ln\left(\frac{d_{k,a}}{d_{k,i}}\right)}{2 \pi l_{verd} \lambda_{eff}} \quad (3.4-9) \quad R_{k,kond} = \frac{\ln\left(\frac{d_{k,a}}{d_{k,i}}\right)}{2 \pi l_{kond} \lambda_{eff}} \quad (3.4-10)$$

$$R_g = \frac{T_g \Delta p_g}{Q \rho_g \Delta h_v} \quad (3.4-11) \quad \Delta p_g \text{ wird nach Gleichung 3.1-7 berechnet}$$

Die Wärmeübergangskoeffizienten des Phasenwechsels α_{ph} müssen getrennt errechnet werden. Hier sei auf das Kapitel „Wärmeübergang beim Blasensieden“ in der Literatur [1] verwiesen. Die Wärmeleitfähigkeit der Kapillarstruktur setzt sich aus der Wärmeleitfähigkeit des flüssigen Wärmeträgers und der Wärmeleitfähigkeit des Materials zusammen, aus dem die Kapillarstruktur besteht. Für Gitternetze errechnet sich λ_{eff} nach folgender Gleichung:

$$\lambda_{eff} = \frac{\lambda_l \left[(\lambda_l + \lambda_k) - (1 - \epsilon) (\lambda_l - \lambda_k) \right]}{(\lambda_l + \lambda_k) + (1 - \epsilon) (\lambda_l - \lambda_k)} \quad (3.4-12)$$

3. Theoretischer Hintergrund

Die Größenordnungen einzelner thermischer Widerstände sind nach *Asselmann* und *Green* in folgender Tabelle dargestellt. [1, S. MI 7]. Diese Größen dienen zur ersten Abschätzung der thermischen Widerstände, wie sie bei Heatpipes und Thermosyphons auftreten können.

<i>Wärmewiderstand</i>	<i>K/W</i>
$R_{w,verd} R_{w,kond}$	10^{-1}
$R_{k,verd} R_{k,kond}$	10^{+1}
$R_{ph,verd} R_{ph,kond}$	10^{-5}
R_g	10^{-8}
R_l	10^{+4}
R_w	10^{+2}

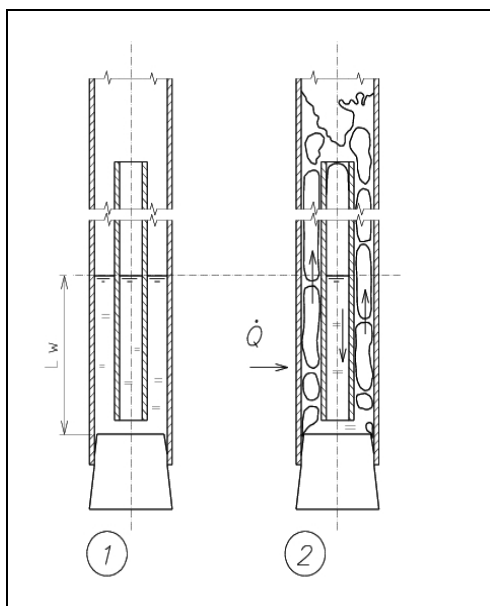
Richtwerte für die Einzelwiderstände in Heatpipes [1]

Tab. 3.4-1

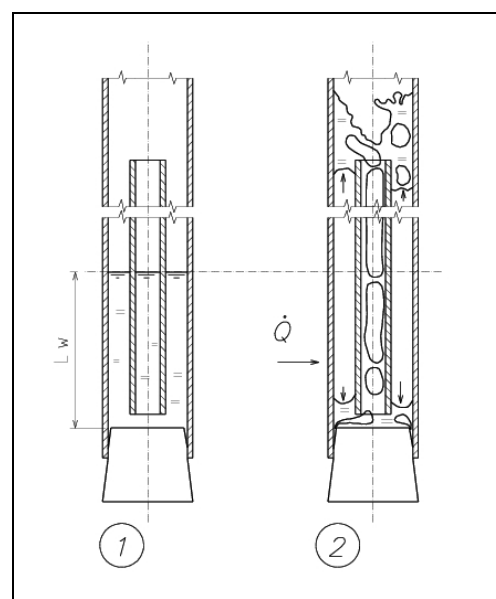
3. Theoretischer Hintergrund

3.5 Druckverlust im Ringspalt

In der Verdampfungszone eines Thermosiphons wird die Wärme von der Wand des Thermosiphons durch Wärmeleitung in den flüssigen Teil des Wärmeträgers übertragen. Deshalb ist eine vollständige Benetzung der Wandoberfläche jederzeit zu gewährleisten. Die Benetzung kann durch eine Kapillarstruktur auf der Wandoberfläche erreicht werden. Thermosiphons besitzen keine Kapillarstruktur im Inneren. Bei Thermosiphone muß die Oberfläche im Inneren vom Wärmeträger direkt umströmt werden. Das kann durch ein koaxiales Rohr erreicht werden, daß in den Verdampfungssteil des Thermosiphons eingebaut wird. Der Außendurchmesser des inneren Rohres muß dabei kleiner sein als der Innendurchmesser des Thermosiphons. Das Innenrohr soll so dimensioniert werden, daß im Betriebszustand des Thermosiphons der flüssige Wärmeträger im inneren des Innenrohrs nach unten fließt und im Ringspalt zwischen Innen- und Außenrohr nach oben bis an das Ende des Verdampferteils getragen wird. Der Transport des Wärmeträgers im Ringspalt wird durch das Blasensieden des Wärmeträgers im Ringspalt erreicht. Beim Durchströmen des Ringspalts findet eine Benetzung der gesamten Wandoberfläche des Verdampferteils statt und die Wärme kann von der Wandoberfläche in den Wärmeträger übertragen werden.



Strömungsform beim Blasensieden im Ringspalt. Hydrostatischer Druck im Innrohr ist größer als der Strömungsdruck im ringspalt
Abb. 3.5-1



Austrocknung des Ringspalts Strömungsdruck ist größer als der Hydrostatische Druck im Innrohr
Abb. 3.5-2

3. Theoretischer Hintergrund

Die Grenze dieses Konzepts ist dann erreicht, wenn der Strömungswiderstand des gasförmigen Wärmeträgers im Ringspalt größer ist als der hydrostatische Druck der Flüssigkeit im Inneren des Innenrohrs. Die Benetzung der Wandoberfläche des Thermosiphons ist in diesem Fall nicht mehr gewährleistet. Aus diesem Grund ist es nötig, den Strömungswiderstand im Ringspalt der Heatpipe zu kennen. Dieser Strömungswiderstand ist eine Kontrolle der Ergebnisse aus dem Modellversuchen. Werden die Kennzahlen für eine optimale Strömungsform in der Heatpipe auf die Hochtemperaturheatpipe übertragen und der Strömungswiderstand im Ringspalt der Hochtemperaturheatpipe ist größer als der hydrostatische Druck der Flüssigkeitssäule im Inneren des Innenrohrs der Hochtemperaturheatpipe, so sind die Kennzahlen aus dem Modell nicht auf die Hochtemperaturheatpipe übertragbar.

Für den Strömungswiderstand im Kreisquerschnitt gilt [1, S.Lab1 ff]:

$$\Delta p = \zeta \frac{l}{d_i} \frac{\rho u_i^2}{2} \quad (3.5-1)$$

$$u_i = \frac{Q}{\rho A_{\text{Ø}} \Delta h_v} \quad (3.5-2)$$

$$Re = \frac{u_i \rho d_i}{\eta} \quad (3.5-3)$$

Für laminare Strömungen gilt:

$$\zeta = \frac{64}{Re} \quad Re = 0 \dots 2300 \quad (3.5-4)$$

Im turbulenten Strömungsbereich gilt:

$$\zeta = \frac{0,3164}{\sqrt[4]{Re}} \quad \text{für } Re = 3000 \dots 100000 \quad (\text{Blasius}) \quad (3.5-5)$$

$$\zeta = 0,00504 + \frac{0,3964}{Re^{0,3}} \quad \text{für } Re = 2 \cdot 10^4 \dots 2 \cdot 10^6 \quad (\text{Hermann}) \quad (3.5-6)$$

$$\frac{1}{\zeta} = -0,8 + 2 \lg \left(Re \sqrt{\zeta} \right) \quad \text{für } Re = 10^5 \dots 10^7 \quad (\text{Prandtl}) \quad (3.5-7)$$

3. Theoretischer Hintergrund

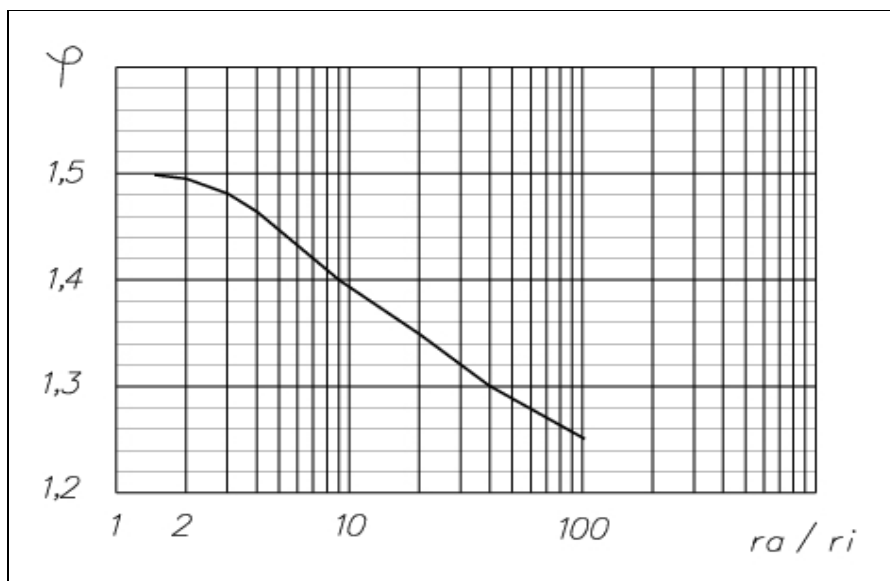
Wenn kein Kreisquerschnitt vorliegt wird zur Bestimmung der Reynolds-Zahl der hydraulische Durchmesser verwendet. Der hydraulische Durchmesser berechnet sich laut der Vorschrift:

$$d_K = 4 \frac{f}{U} \quad (\text{Schiller, Fromm}) \quad (3.5-8)$$

Für die laminare Strömung ergeben sich abhängig von der Form der Querschnitte Beiwerte zum Widerstandsbeiwert.

$$\zeta = \varphi \frac{64}{Re} \quad (3.5-9)$$

Die Beiwerte φ für den Kreisringquerschnitt können aus dem folgenden Diagramm abgelesen werden:



*Beiwerte für der Widerstandbeiwert zur Berechnung des Strömungswiderstandes im Kreisringpalt. Das Verhältnis ra / ri ist das Verhältnis zwischen dem Außendurchmesser ra und dem Innendurchmesser ri des Kreisringpalts **Abb. 3.5-2***

Für den turbulenten Strömungsbereich wird die Berechnung wie beim Kreisquerschnitt durchgeführt. Für die Bestimmung der Reynoldszahl wird der Hydraulische Durchmesser verwendet.

3. Theoretischer Hintergrund

3.6 Chemische Reaktion des Paraffins

Für Hochtemperaturheatpipes ist Natrium ein geeignetes Arbeitsfluid. Natrium ist ein silbrig glänzendes Alkalimetall, daß bei Zimmertemperatur fest ist. Es ist von seiner Beschaffenheit wachsw weich und kann mit einem Messer geschnitten werden. In Wasser reagiert Natrium sehr heftig unter Bildung von H_2 und $NaOH$. Dies führt zu einer Erwärmung des Natriums und schließlich zur Reaktion von H_2 mit dem Sauerstoff der Luft. Natrium ist ein sehr reaktives Metall, und überzieht sich an der Luft sofort mit einer matten grauen Oxidschicht. Sind auch nur geringe Mengen Wasser in Kontakt mit Natrium, beginnt das Natrium sofort zu brennen. Bei dieser Reaktion von Na und O_2 zu Na_2O_2 wird eine Wärmemenge von 22,22 MJ/kg frei. Damit es nicht an der Luft oxidiert, wird es in Flaschen geliefert, die mit flüssigem Paraffin gefüllt sind. Das Paraffin verhindert, daß der Sauerstoff der Luft und Natrium in Kontakt kommen und zu reagieren beginnen. Bei der Herstellung der Heatpipes und der Befüllung mit Natrium läßt es sich oft nicht vermeiden, daß flüssiges Paraffin in die Heatpipe gelangt. Wird das Paraffin aus der Heatpipe nicht entfernt, die Heatpipe verschlossen und in Betrieb genommen, macht das Paraffin die Heatpipe unbrauchbar. Das Paraffin verdampft im Betriebszustand der Heatpipe, zersetzt sich unter Bildung von Inertgasen und bildet ein nichtkondensierbares Gasgemisch im Innenraum der Heatpipe, welches die Kondensation des Natriums in der Kondensationszone verhindert. Deshalb ist das Paraffin vor dem Verschließen der Heatpipe aus der Heatpipe zu entfernen. Das soll durch Verdampfen des Paraffins aus der Heatpipe geschehen. Versuche, das Paraffin aus der Heatpipe bei einer Temperatur von $300^\circ C$ zu verdampfen schlugen fehl. Deshalb sollen die Probleme der Verdampfung von Paraffin aus der Heatpipe genauer untersucht werden.

Um die Mechanismen der Verdampfung des Paraffins zu verstehen, ist zuerst einmal der Begriff des Paraffins zu klären. Paraffin ist ein veralteter Ausdruck für die Gruppe der Alkane und Iso-Alkane. Die chemische Summenformel der Paraffine lautet C_nH_{2n+2} . Die Namen einiger Alkane lauten:

Methan	CH_4
Ethan	C_2H_6
Propan	C_3H_8
Butan	C_4H_{10}
Pentan	C_5H_{12}
Hexan	C_6H_{14}
Heptan	C_7H_{16}
Octan	C_8H_{18}
Nonan	C_9H_{20}
Decan	$C_{10}H_{22}$
Pentadecan	$C_{15}H_{32}$
Hexadecan	$C_{16}H_{34}$

Dabei ist Methan das stabilste unter den Paraffinen [10]. Es ist bis zu einer Temperatur von $500^\circ C$ stabil. Ab einer Temperatur von $700^\circ C$ beginnt es sich zu zersetzen. Dabei entstehen Radikale wie CH_3 , die sich dann zu Alkenen wie Ethylen vereinigen können. Bei Temperaturen von $1400^\circ C$ entstehen aus dem Methan auch Radikale wie CH . Höherwertige Alkane wie zum Beispiel das Butan beginnen sich schon ab Temperaturen unter $300^\circ C$ zu zersetzen.

3. Theoretischer Hintergrund

Es kommt zur sog. Pyrolyse. Dabei brechen die Moleküle von langkettigen Kohlenwasserstoffen auseinander. Es entstehen kürzere Kohlenwasserstoffe, hauptsächlich Methan, Ethen, Propen, Buten, kohlenstoffreichere Kohlenwasserstoffe und H_2 . Die Anteile der verschiedenen Kohlenwasserstoffe sind von der Reaktionszeit und der Reaktionstemperatur sowie von den Ausgangsprodukten abhängig. Als Beispiel sei hier die Crackreaktion von Butan gezeigt.



Die Zersetzung des Paraffins äußert sich in einer Volumenzunahme. Ein Beispiel aus der Pyrolyse eines paraffinischen Gasöls zeigt die Abhängigkeit des Produktgemisches von der Reaktionstemperatur. [10 ; S.71]

Vol % des Produktgases (Ergebnisse aus einer Gasanalyse aus [10])

	600°C	700°C	800°C	850°C
Wasserstoff	8,3	10,1	13,2	24,3
Methan	26,9	31,5	38,4	40,9
Acetylen	-	-	-	0,8
Ethylen	29,4	28,6	32,6	27,7
Ethan	10,2	7,0	5,2	3,5
Propen	17,0	15,7	10,0	3,4
Propan	1,8	2,1	0,6	0,3
Butene	5,7	4,6	2,0	0,0
Butan	0,7	0,4	0,0	0,0

Mit zunehmender Zersetzung des Paraffins entstehen einerseits kleine Kohlenwasserstoffe wie Methan und andererseits kohlenstoffreichere Kohlenwasserstoffe bis hin zu Teeren. Diese Teere haben einen erheblich höheren Schmelzpunkt als der Siedepunkt von Paraffin in der Heatpipe. Deshalb ist das Verdampfen des Paraffins bei höheren Temperaturen durchzuführen, so daß auch die Teere in den gasförmigen Zustand übergehen.

3. Theoretischer Hintergrund

3.7 Siedeverzug

3.7.1 Homogene Keimbildung

In der Verdampfungszone von Thermosiphons befindet sich ein Teil des Wärmeträgers in flüssiger Phase. Innerhalb des flüssigen Wärmeträgers kann es zum Siedeverzug kommen. Dieser Siedeverzug äußert sich durch einen variierenden Wärmestrom, der vom Thermosiphon übertragen wird. Im Betrieb des Thermosiphons ist zu beobachten, daß die Temperatur des flüssigen Wärmeträgers steigt, während die Temperatur der Kondensationszone sinkt. Nach einer gewissen Zeit und bei einer bestimmten Temperatur beginnt der flüssige Wärmeträger plötzlich hörbar zu sieden. Die Temperatur des Wärmeträgers fällt plötzlich während die Temperatur der Kondensationszone sprunghaft ansteigt. Das führt zu der Annahme, daß es sich bei dem beschriebenen Phänomen um Siedeverzug im flüssigen Teil des Wärmeträgers handelt.

In der Literatur [12] wird nach den Arbeiten von [Skripov 1980] folgende Berechnungsmöglichkeit für die Zeit bis zum Eintreten des Blasensiedens angegeben. Dabei muß beachtet werden, daß diese Gleichung für den Siedebeginn innerhalb der Flüssigkeit gilt. Dieser Siedebeginn wird auch als homogene Keimbildung bezeichnet. Im Allgemeinen beginnt das Sieden an Störstellen an den Gefäßwänden. Diese Siedekeimbildung wird als heterogene Keimbildung bezeichnet. Die Siedekeime sind dort nicht kugelförmig wie in der Flüssigkeit sondern linsenförmig. Daraus ergibt sich eine wesentlich geringere Keimbildungsarbeit. Die Zeit bis zum Siedebeginn ist dort um mehrere Zehnerpotenzen niedriger als in der Flüssigkeit. Daraus ergibt sich eine wesentlich geringere mögliche Überhitzung der Flüssigkeit bis zum Eintritt des Blasensiedens. Für die homogene Keimbildung gilt nach *Skripov* folgende Gleichung:

$$\ln\left(\frac{\tau \cdot V}{s \cdot m^3}\right) \approx \frac{W}{k \cdot T} - 88 \quad (3.7-1)$$

$$W = \frac{16 \cdot \pi \cdot \sigma^3}{2 \cdot 3 \cdot \left(p_s - p'\right)^2 \cdot \left(1 - \frac{v'_s}{v''_s}\right)} \quad (3.7-2)$$

$$k = 1,3806 \cdot 10^{-23} \frac{J}{K}$$

3. Theoretischer Hintergrund

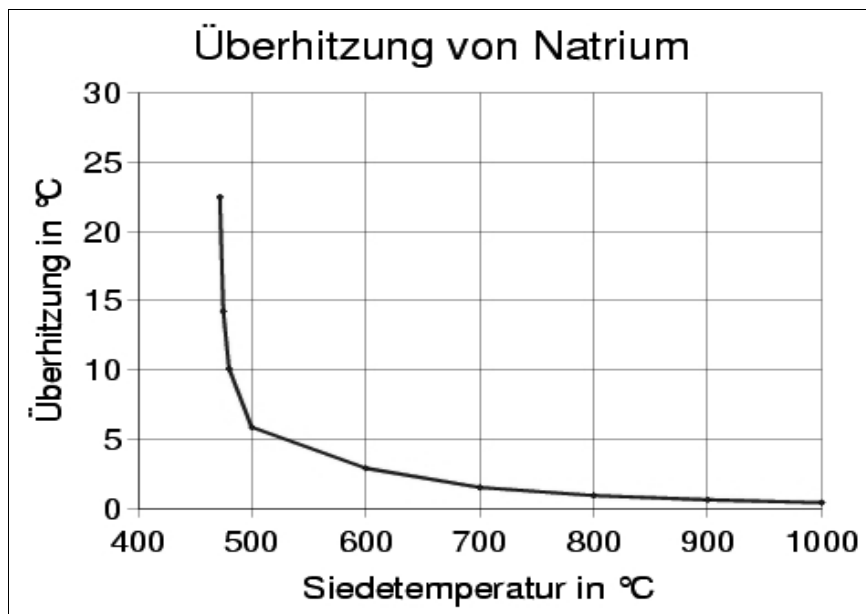
3.7.2 Heterogene Keimbildung

In der Praxis ist es wahrscheinlicher, daß ein Siedekeim nicht innerhalb des flüssigen Wärmeträgers, sondern an der Gefäßwand entsteht. In den Arbeiten von *Davis* und *Anderson* ist folgende Berechnungsmöglichkeit für die Überhitzung von Flüssigkeiten bis zum Eintritt des Blasensiedens zu finden [1] :

$$\left(T_w - T_s\right) = 2 \cdot \left(\frac{2 \cdot (v'' - v') \cdot T_s \cdot q \cdot \sigma}{\Delta h_v \cdot \lambda'} \right)^{1/2} \quad (3.7-3)$$

Im Falle der hergestellten Heatpipes ist die Überhitzung der Natriums über seinen Siedepunkt dann am größten, wenn sein Siedepunkt möglichst niedrig ist. Das ist dann der Fall, wenn der Druck über dem Natrium möglichst klein ist. In diesem Fall ist die Volumenänderung bei der Verdampfung der Flüssigkeit am größten. Es ist eine größere Überhitzung der Flüssigkeit notwendig, um die Arbeit zur Bildung einer Dampfblase in der Flüssigkeit aufzubringen.

In der Praxis wird dies dadurch erreicht, daß die Kondensationszone des Thermosiphons möglichst kühl ist, während die Verdampfungszone langsam über die Temperatur der Kondensationszone erwärmt wird. Als Beispiel ist im folgenden Diagramm die Überhitzung in Abhängigkeit von der Siedetemperatur von Natrium dargestellt. Das Diagramm ergibt sich aus der Gleichung (3.7-3). Die Siedetemperatur des Natriums wird vom Druck im Dampfraum über dem Natrium vorgegeben.



Mögliche Überhitzung von Natrium über den Siedepunkt in Abhängigkeit vom Siedepunkt des Natriums, der durch den Druck im Dampfraum über dem Natrium vorgegeben wird.

Abb. 3.7-1

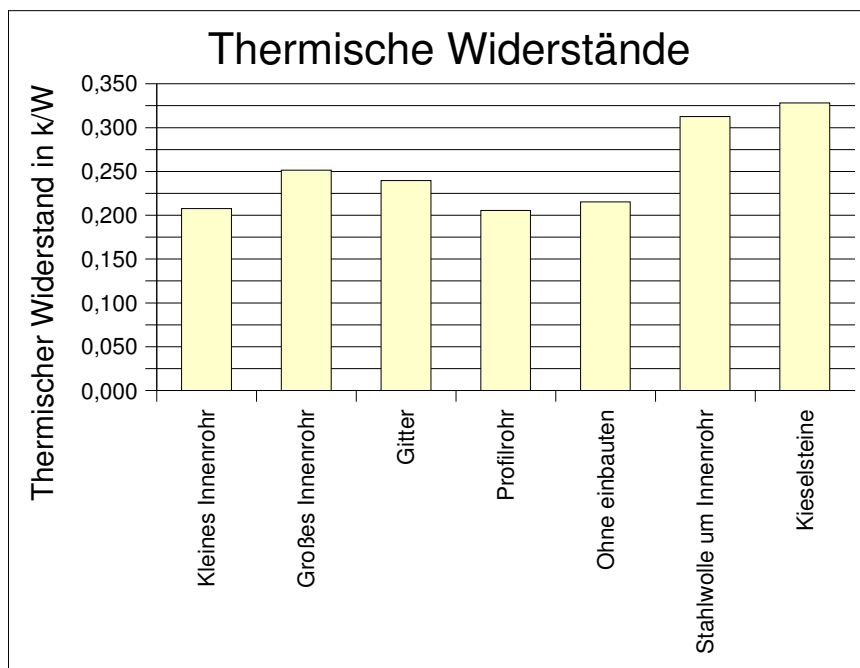
4.0 Ergebnisse und Auswertung

4.1 Erkenntnisse aus dem Modell

4.1.1 Wärmeübertragung und Strömungsformen

Bevor die ersten Hochtemperatur-Heatpipes und Hochtemperatur-Thermosiphons gebaut werden, wurde zuerst ein Modell aus Glas im verkleinerten Maßstab gebaut. Der Vorteil eines solchen Glasmodells ist, daß die Vorgänge in dem Modell mit bloßem Auge sichtbar sind. Die Strömungsvorgänge in einer Heatpipe sind je nach Versuchsbedingungen und Einbauten in der Heatpipe äußerst unterschiedlich. Vor allem in der Verdampfungszone der Heatpipe, wo sich unter Umständen der flüssige Anteil des Wärmeträgers befindet, herrscht eine Zweiphasenströmung vor. Die Form dieser Zweiphasenströmung bestimmt vor allem die Benetzung der Wand der Verdampfungszone durch den Wärmeträger wesentlich. Bei einem Glasmodell lassen sich die Einbauten in die Heatpipe schnell anfertigen und montieren. Das spart Zeit bei den Versuchen im Modell. Durch die Beobachtung des Modells können auf einfache Weise Erkenntnisse gewonnen werden. Das Ziel des Modellversuchs ist die Optimierung der Strömungsform des Wärmeträgers in der Heatpipe.

In den Modellversuchen wurden verschiedene Einbauten in die Heatpipe getestet. Dabei wurde der thermische Gesamtwiderstand der Heatpipes ermittelt und die Strömungsform in der Siedezone festgehalten. Die thermischen Widerstände in Abhängigkeit von den verschiedenen Einbauten sind in folgendem Diagramm festgehalten:



Thermische Widerstände der verschiedenen Glasmodelle.

Abb. 4.1-1

4. Ergebnisse und Auswertung

Der Thermische Widerstand berechnet sich nach folgender Gleichung:

$$R_{th} = \frac{T_w - \bar{T}_K}{\dot{Q}}$$

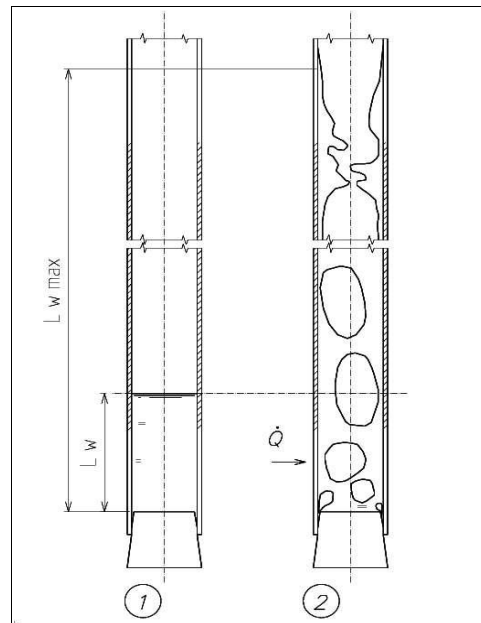
R_{th} : thermischer Widerstand des Glasmodells
 T_w : Temperatur des Wasserbades
 \bar{T}_K : mittlere Temperatur des Kühlwassers im Kühler
 \dot{Q} : vom Kühlwasser aufgenommenem Wärmestrom

Im Folgenden werden die Beobachtungen sowie die Ergebnisse der einzelnen Versuche genauer beschreiben. Im Modell wurden sieben unterschiedliche Einbauten in der Heatpipe getestet. Dabei handelt es sich nur bei einem Versuchsaufbau um eine Heatpipe. Die anderen Versuchsaufbauten sind Thermosiphons. Als Einbauten in die Thermosiphons wurden ein Profilrohr, zwei Innenrohre mit unterschiedlichen Durchmessern, ein Drahtgitter, Stahlwolle und Kieselsteine in der Verdampfungszone getestet.

Während der Messung des thermischen Widerstandes von Heatpipes und Thermosiphons wurden auch die Beobachtungen der Strömungsformen aufgezeichnet. Diese Beobachtungen geben Hinweise auf den Einfluß von verschiedenen Strömungsformen auf den thermischen Widerstand.

a) ohne Einbauten

Werden in dem Glasmodell keine Einbauten verwendet, so bildet sich in der Verdampfungszone der Heatpipe eine Zweiphasenströmung mit Phasenseparation aus. Abhängig von der Menge des verwendeten Wärmeträgers ist die gesamte Oberfläche der Innenwand benetzt. Im Versuch stellt sich folgendes Strömungsbild ein:



Strömungsform im Siedezone der Heatpipe, wenn keine Einbauten verwendet werden.

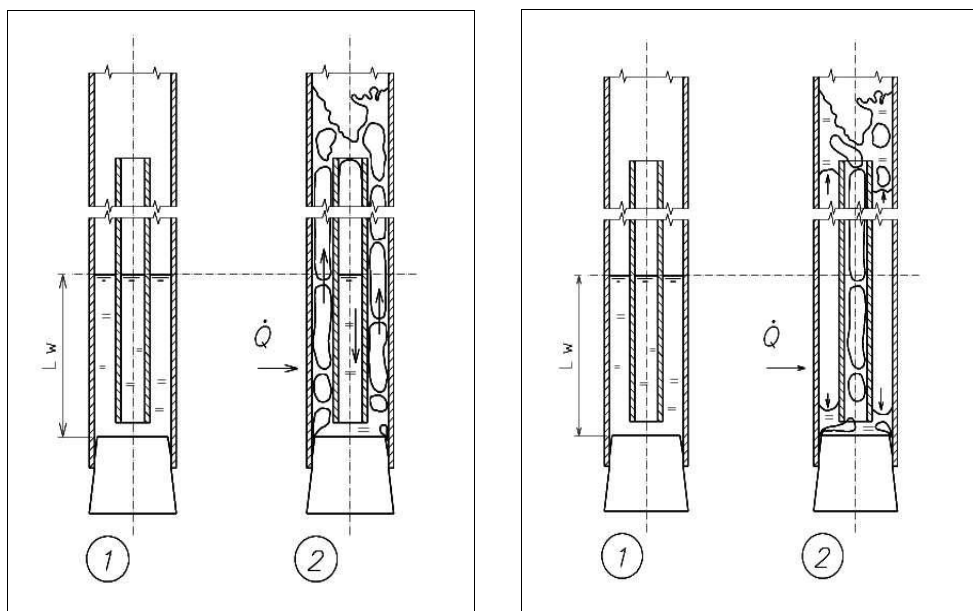
Abb. 4.1-2

4. Ergebnisse und Auswertung

b) Kleines und großes Innenrohr in der Siedezone

Wird in den Siedezone ein Rohr eingebaut, dessen Außendurchmesser kleiner ist als der Innendurchmesser der Heatpipe, stellt sich ein Strömungsbild ein, wie es in folgender Skizze zu sehen ist. Im Ringspalt zwischen Heatpipe und Innenrohr wird der Wärmeträger durch die Dampfblasen im Wärmeträger durch den Ringspalt „nach oben gepumpt“. Oberhalb des Innenrohrs trennt sich durch die Schwerkraft der flüssige Anteil des Wärmeträgers vom gasförmigen teil.

Der gasförmige Teil des Wärmeträgers strömt in den Kondensationsteil des Thermosiphons, während der flüssige Anteil im Innenrohr wieder nach unten fließt. Steigt der Strömungsdruck der Dampfströmung im Ringspalt über den hydrostatischen Druck des flüssigen Wärmeträgers im Innenrohr, so kommt es zur Austrocknung des Ringspalts. Die beschriebenen Vorgänge lassen sich auch bei dem Einbau eines Profilrohrs in die Siedezone beobachten.



Strömungsform beim Einbau eines Innenrohrs in den Siedezone der Heatpipe.

Abb. 4.1-3

Strömungsform bei Austrocknung des Ringspalts.

Abb. 4.1-4

c) Kieselsteine in der Siedezone

Ist der Siedezone des Thermosiphons mit Kieselsteinen gefüllt, so stellen sich abhängig vom Strömungsdruck des gasförmigen Wärmeträgers in der Siedezone vier unterschiedliche Strömungsformen ein.

Phase 1:

Zunächst verteilt sich der flüssige Anteil gleichmäßig in Siedezone des Thermosiphons.

Phase 2:

der Dampfdruck aus dem Unteren Abschnitt der Siedezone drückt den flüssigen Anteil des Wärmeträgers nach oben. Es bilden sich zwei Flüssigkeitsansammlungen. Zwischen den beiden Flüssigkeitsansammlungen kommt es zur Austrocknung der Siedezone.

4. Ergebnisse und Auswertung

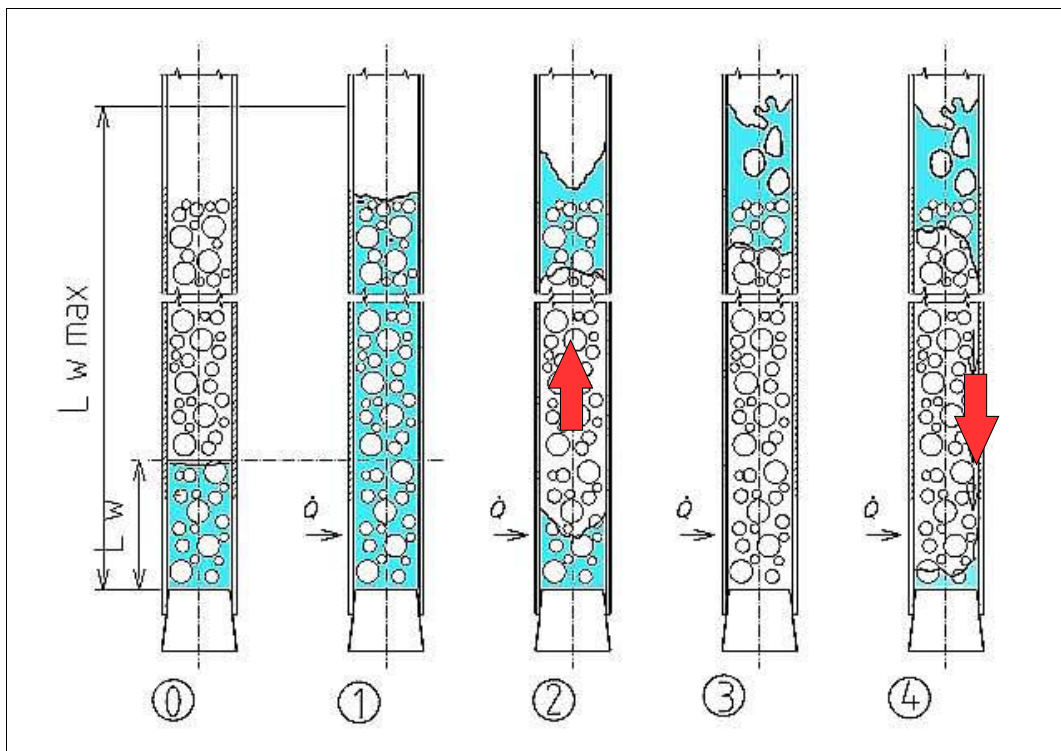
Phase 3:

Der flüssige Anteil des Wärmeträgers im unteren Abschnitt der Siedezone ist verdampft und der Strömungsdruck fällt innerhalb des Kiesbettes. Der Siedezone ist fast völlig ausgetrocknet. Der Wärmeübergang in den Wärmeträger ist dabei am niedrigsten.

Phase 4:

Der flüssige Wärmeträger rinnt an einer Stelle zurück in den unteren Teil der Siedezones des Thermosiphons. Der geschilderte Vorgang wiederholt sich innerhalb von 5 min.

Wird in der Heatpipe so wenig Wärmeträger verdampft, daß der Strömungsdruck des gasförmigen Wärmeträgers nicht ausreicht, um den flüssigen Anteil durch das Kiesbett nach oben zu drücken, findet der Transport der Flüssigkeit nach oben und das Zurückrinnen gleichzeitig statt. Es stellt sich dann ein Gleichgewichtszustand ein. Die Effekte sind in folgender Skizze beschrieben.



Strömungsformen des Wärmeträgers in der Siedezone, der mit Kieselsteinen gefüllt ist. Gezeigt werden hier die Phasen 1 bis 4, wie sie im Text beschreiben sind. Abb. 4.1-5

d) Stahlwolle um das Innenrohr

Befindet sich Stahlwolle dicht gepackt im Ringspalt der Heatpipe mit Innenrohr, so ist eine Austrocknung des Ringspalt zu beobachten. Die Stahlwolle erhöht den Strömungswiderstand des gasförmigen Wärmeträgers im Ringspalt. Die Stahlwolle wirkt sich in jedem Fall nachteilig auf den Wärmeübergang zwischen der Wand der Siedezone und dem Wärmeträger aus. Durch die Austrocknung des Ringspalt wird die Größe der vom Wärmeträger benetzten Oberfläche der Siedezone verringert.

4. Ergebnisse und Auswertung

e) Gitter als Kapillarstruktur

Die Verwendung eines Drahtgitters in der Siedezone der Heatpipe verteilt den Wärmeträger gleichmäßig über die Oberfläche der Wand. Das wirkt sich positiv auf den Wärmeübergang zwischen der Wand der Siedezone und dem Wärmeträger aus. Das Drahtgitter wirkt als Kapillarstruktur und erhöht so die Größe der benetzten Oberfläche.

Ein Gitter in der Kondensationszone der Heatpipe ist prinzipiell nicht nötig, wenn die Schwerkraft den Wärmeträger von der Kondensationszone in die Siedezone der Heatpipe transportieren kann.

Im Versuch wurde für die Heatpipe mit Gitter als Kapillarstruktur ein höherer thermischer Widerstand als bei den Heatpipes ohne Einbauten oder mit Innenrohr gemessen. Das liegt daran, daß lediglich 80% der Oberfläche der Siedezone von der Kapillarstruktur bedeckt waren. Dadurch wurde in der Siedezone der Heatpipe ein Sichtfenster geschaffen, um die Strömungsformen in der Heatpipe besser sehen zu können. Durch dieses Sichtfenster war am unteren Ende der Siedezone das Überschüssige Wasser zu erkennen, daß sich dort angesammelt hatte. Im Wasser war Blasensieden zu beobachten.

Es ist deutlich zu erkennen, daß bei den Modellversuchen die Größe der benetzten Oberfläche des Siedeteils für die übertragene Wärmeleistung entscheidend ist. Je größer die benetzte Fläche des Siedeteils, desto kleiner ist der thermische Widerstand des Modells und desto größer ist die übertragene Wärmeleistung.

4.1.2 Siedeverzug im Glasmodell

Bei den getesteten Hochtemperatur- Thermosiphons treten im Betriebszustand periodische Temperaturschwankungen im Verdampferteil auf. Die Ursache der Schwankungen ist bis jetzt ungeklärt. Deshalb sollen Erkenntnisse über dieses Phänomen aus dem Siedevorgang im Glasmodell gewonnen werden. Der Siedevorgang des flüssigen Wassers im Glasmodell wird bei niedrigen Dampfdrücken beobachtet. Der Verdampferteil wird durch ein Wasserbad von 38°C beheizt. Der Kondensationsteil wird durch Wasser mit einer Temperatur von 17°C gekühlt. Im Verdampferteil beginnt das Wasser nach der Evakuierung der Heatpipe zu sieden. Dabei ist ein Siedevorgang zu beobachten, der in zwei Zustände annehmen kann. Die beiden Zustände wechseln sich nach gewissen Zeitpannen periodisch ab.

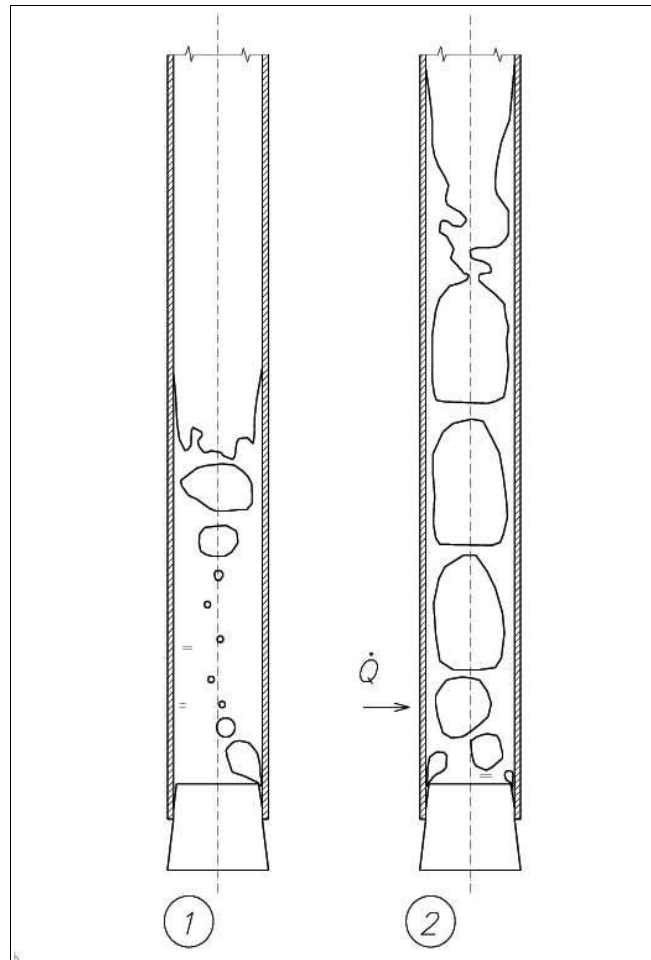
Zustand 1:

In der ersten Phase beginnt das Wasser am Boden der Heatpipe zu sieden. Die entstehenden Dampfblasen fallen sofort wieder in sich zusammen. Das Zusammenfallen der Dampfblasen ist als Knistern des Glasmodells zu hören. Wenn eine Dampfblase in sich zusammen fällt, bleibt ein kleines Bläschen von etwa 1mm Durchmesser übrig. Dieses Bläschen schwimmt langsam nach oben, ohne seine Größe zu verändern. 20 mm unter der Wasseroberfläche dehnt sich das Bläschen schnell aus. Es dient als Siedekeim für ein Blasensieden des Wassers unter seiner Oberfläche.

Zustand 2:

Dort wo kein Blasensieden stattfindet, heizt sich das Wasser im Glasmodell immer stärker auf. Ist das Wasser warm genug, fallen die Dampfblasen am Boden der Heatpipe nicht mehr in sich zusammen. Das Blasensieden findet plötzlich im gesamten flüssigen Wasser in des Glasmodells statt. Dieser Zustand dauert nur einige Sekunden. Danach geht das Wasser im Glasmodell in den Zustand 1 über.

4. Ergebnisse und Auswertung



Schwankungen im Blasensieden im Glasmodell. In der Skizze sind Zustand 1 und Zustand 2 des Blasensiedens dargestellt.

Abb. 4.1-5

Ergebnis der Modellversuche

In den Modellversuchen war zu erkennen, daß ein Thermosiphon ohne Einbauten und ein Thermosiphon mit Innenrohr den geringsten thermischen Widerstand besitzt. Das hängt damit zusammen, daß bei diesen Bauweisen die Oberfläche des Siedeteils am besten durch den Wärmeträger benetzt wird. Bei der Verwendung eines Innenrohrs im Siedeteil ist die Möglichkeit der Austrocknung des Ringspalts zu beachten, die bei hohen übertragenen Leistungen des Thermosiphons auftreten kann.

Aus der Beobachtung des Siedeverzugs im Glasmodell ist auch in den Hochtemperatur-Thermosiphons mit unterschiedlichen Siedezuständen zu rechnen. Diese Siedezustände können zu Temperaturschwankungen im Siedeteil der Thermosiphons führen.

4. Ergebnisse und Auswertung

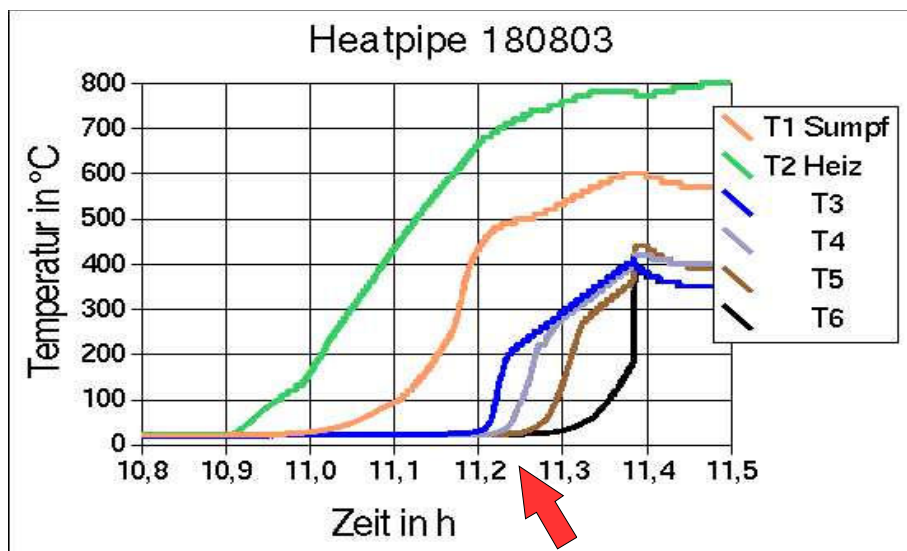
4.2 Hochtemperatur-Heatpipes

4.2.1 Anfahren der Heatpipes

Um die Heatpipes in den Betriebszustand zu versetzen, müssen sie zuerst angefahren werden. Beim Anfahrvorgang wird der Ofen zuerst mit halber Leistung und dann mit voller Leistung hochgefahren. Erwärmt sich der Ofen, so ist auch eine Erwärmung des Natriumsumpfes in der Heatpipe zu beobachten. Schmilzt das Natrium bei einer Temperatur von 97 °C, so ist ein verminderter Temperaturanstieg zu erkennen. Im weiteren Verlauf des Anfahrvorgangs unterscheiden sich Heatpipe und Thermosiphon voneinander.

Die Verdampfungszone der Heatpipe wird während des Heizvorgangs zunehmend heißer. Bei einer Temperatur von ca 500°C beginnt sich der Kondensationsteil der Heatpipe vom Verdampferteil ausgehend schlagartig zu erwärmen. Der Übergangsbereich vom warmen Kondensationsteil zum kalten Kondensationsteil schiebt sich von unten nach oben über den gesamten Kondensationsteil, bis der Kondensationsteil der Heatpipe isotherm ist.

Auch die Verdampfungszone des Thermosiphons wird während des Heizvorgangs wärmer. Bei einer Temperatur von 550 – 600°C beginnt das Natrium plötzlich zu sieden, wobei seine Temperatur schlagartig abfällt. Dieser Siedeverzug ist deutlich hörbar. Der Kondensationsteil der Heatpipe wird plötzlich erhitzt. Ist der Kondensationsteil isotherm und in der Verdampfungszone findet Blasensieden statt, ist eine deutliche Bewegung des Thermosiphons zu beobachten. Diese Bewegung wird durch die thermische Dehnung des Thermosiphons verursacht. Ein Thermosiphon von 1 m Länge bewegt sich an seinem oberen Ende in einem Bereich von 5 mm. Beim Anfahren ist darauf zu achten, daß die Überhitzung des Natriums nicht zu hoch wird. In Berechnungen laut den Formeln von Skripov für den Siedeverzug innerhalb von Flüssigkeiten, ist eine Überhitzung von theoretisch 1000K möglich. In den durchgeführten Versuchen wurden Überhitzungen des Natriums von 100 K beobachtet.



Anfahrvorgang der Heatpipe mit 1m Länge. Deutlich zu erkennen ist hier die Erwärmung der Kondensationsteil von unten nach oben. Dargestellter Zeitraum: 42 min

Abb. 4.2-1

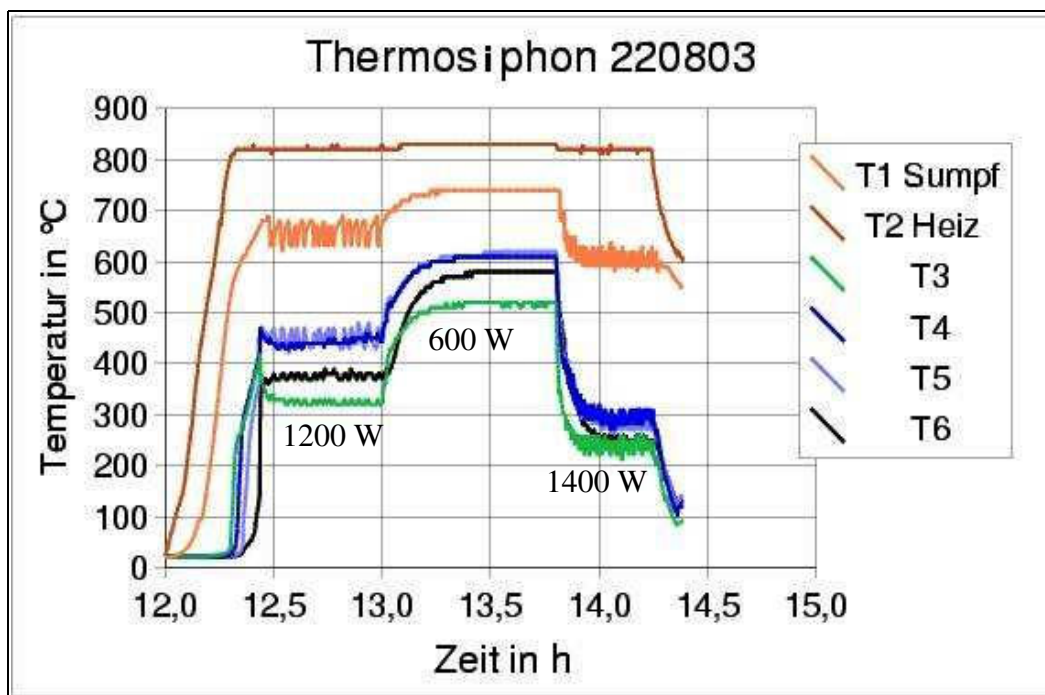
4. Ergebnisse und Auswertung

4.2.2 Betrieb der 1m Heatpipes und Thermosiphons bei 650°C

Heatpipes und Thermosiphons sind im Betrieb sehr stabil. Die übertragenen Leistungen sind bei allen gebauten Heatpipes und Thermosiphons praktisch nicht zu unterscheiden. Zwischen Heatpipes und Thermosiphons gibt es im Betriebsverhalten einen Unterschied. Die übertragene Leistung der Heatpipe sowie die Temperatur des Natriumsumpfes ist bei stationärem Betrieb konstant.

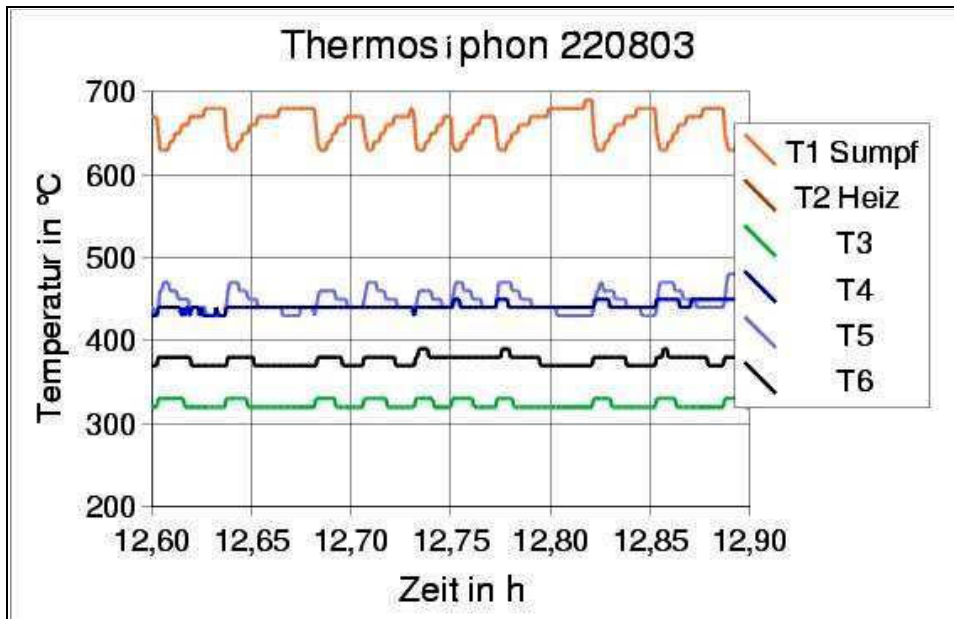
Thermosiphon ohne Einbauten

Die gefertigten Thermosiphons zeigen periodische Schwankungen in der übertragenen Leistung und den Temperaturen. Die Schwankungen treten oberhalb einer übertragenen Wärmeleistung von 600 W auf. Die Dauer der Schwankung ist abhängig von der übertragenen Leistung und den Temperaturen von Verdampferteil und Kondensationsteil. In den Versuchen wurde die Temperatur des Ofens konstant gehalten. Die Temperatur des Kühlers wurde gesenkt, um die übertragene Leistung des Thermosiphons zu erhöhen. Mit steigender Leistung sanken die Temperaturen von Kondensationsteil und Verdampfungssteil. Mit zunehmender Leistung verkürzte sich die Periode der Schwankung der übertragenen Leistung.

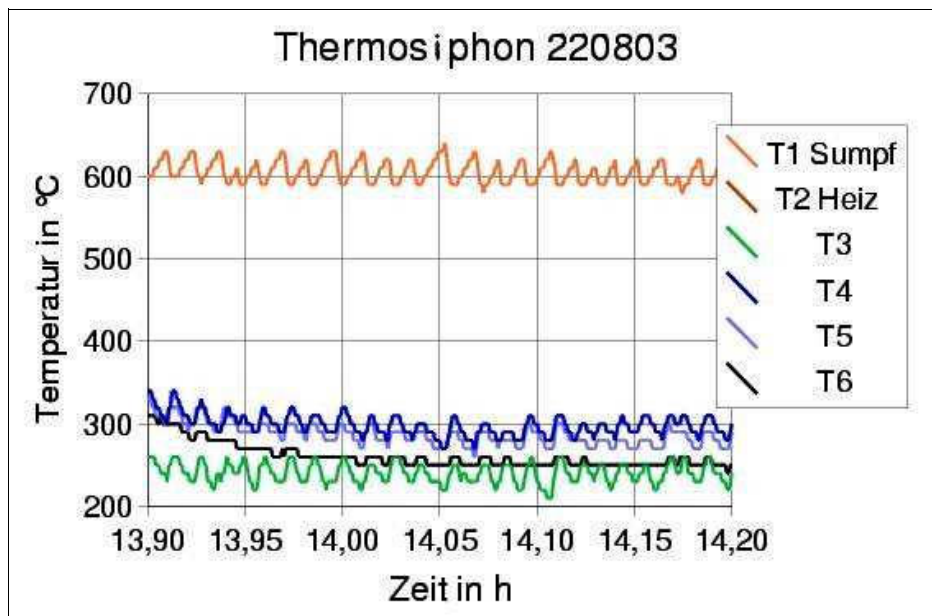


*Temperaturverlauf von Siede- und Kondensationszone des Thermosiphons ohne Einbauten. Erkennbar hier drei Betriebspunkte von links nach rechts. Übertragene Leistungen: 1200W; 600W ; 1400 W
Länge des Thermosiphons : 1m Abb. 4.2-2*

4. Ergebnisse und Auswertung



*Ausschnitt 1200 W; Dargestellter Zeitraum: 18 min
Schwankung der der Temperaturen des Natrium in der
Verdampfungszone und der Temperatur des Kondensationssteils*
Abb. 4.2-3



*Ausschnitt: Bei stärkerer Kühlung der Kondensationszone verkürzt
sich die Periode der Schwankungen der Temperaturen
von Verdampferteil und Kondensationszone.*
Übertragene Leistung: 1400 W; Dargestellter Zeitraum: 18 min
Abb. 4.2-4

4. Ergebnisse und Auswertung

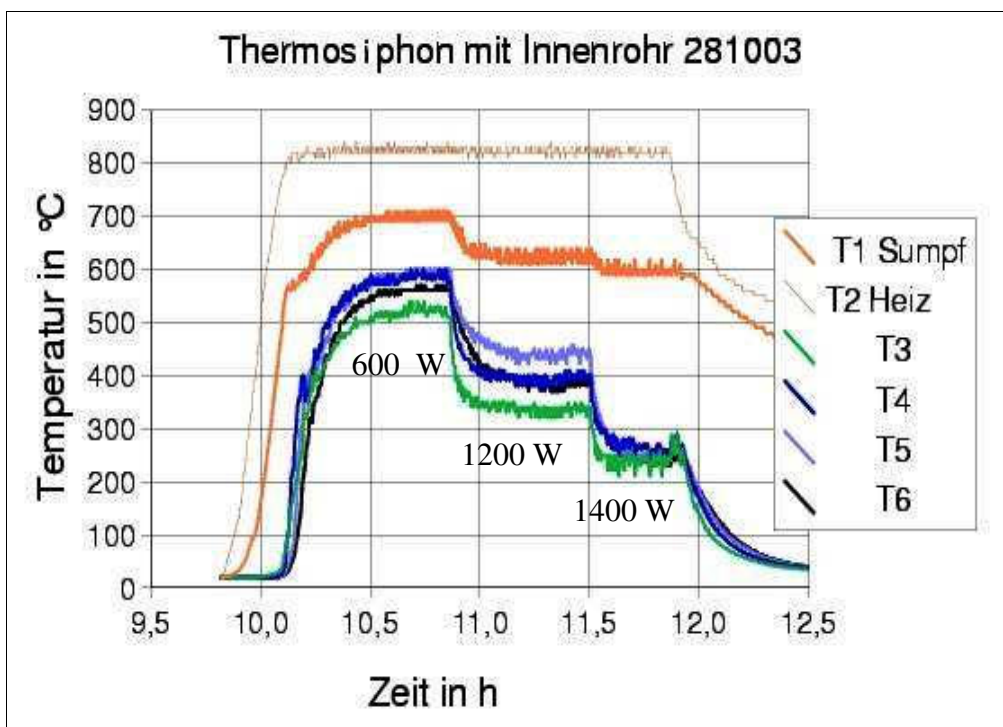
Die Schwankung der übertragenen Leistung äußert sich in der Schwankung der Temperaturen von Verdampfungszone und Kondensationszone.

Zu Beginn dieser Schwankung steigt die Temperatur des Natriums in der Verdampfungszone, während die Temperatur der Kondensationszone sinkt. Es stellt sich ein stationärer Zustand der Temperaturen ein. Nach einiger Zeit beginnt das Natrium hörbar zu sieden und die Temperatur des Natriums in der Verdampfungszone fällt schlagartig ab.

Zur gleichen Zeit steigt die Temperatur der Kondensationszone sprunghaft an. Die folgenden Diagramme zeigen die Temperaturverläufe der Heatpipes und Thermosiphons von 1m Länge.

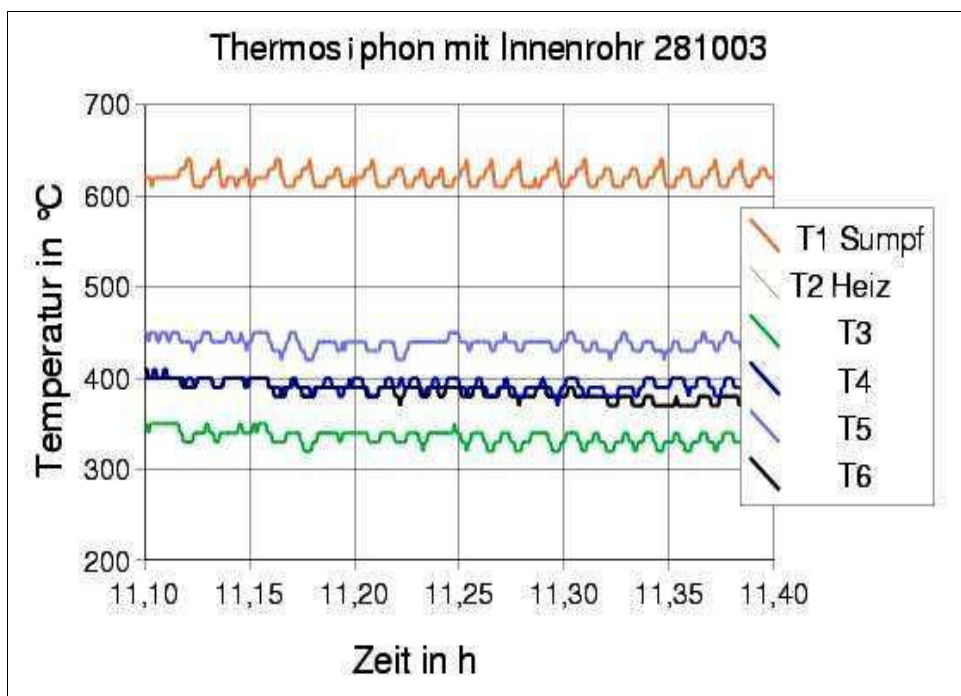
Thermosiphon mit Innenrohr

Der Thermosiphon mit Innenrohr weist wie der Thermosiphon ohne Innenrohr Temperaturschwankungen des Natriumsumpfes auf. Im Gegensatz zu den Schwankungen des Thermosiphons ohne Innenrohr sind diese von höherer Frequenz. Das Betriebsverhalten des Thermosiphons mit Innenrohr ist dem Betriebsverhalten des Thermosiphons ohne Innenrohr sehr ähnlich. Im folgenden Diagramm ist das Betriebsverhalten des Thermosiphons mit Innenrohr anhand des Temperaturverlaufs zu sehen. Deutlich erkennbar sind in diesen Diagrammen die drei Betriebspunkte, die während des Versuchs eingestellt wurden.



Temperaturverlauf des Thermosiphons mit Innenrohr. Zu erkennen sind die drei Betriebspunkte. Übertragene Leistung der Betriebspunkte von links nach rechts: 600 W, 1200 W und 1400 W. Abb. 4.2-5

4. Ergebnisse und Auswertung



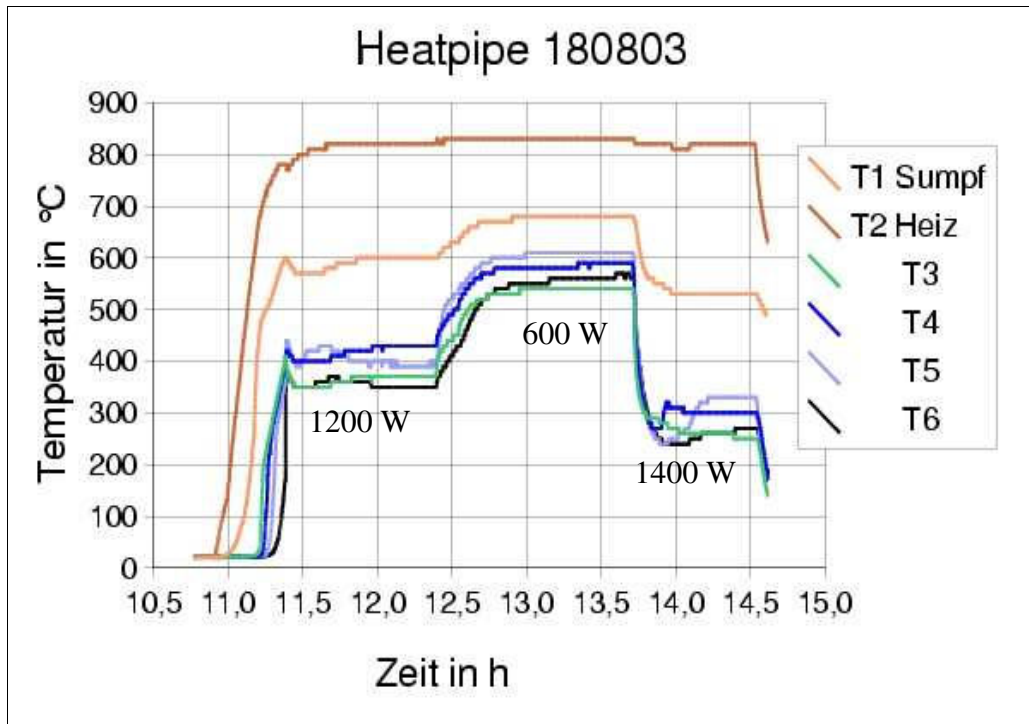
*Ausschnitt: Zu sehen ist der Betriebspunkt bei 1200 W
Die Schwankungen der Temperaturen ist deutlich zu erkennen.
Dargestellter Zeitraum : 18 min*

Abb.4.2-6

4. Ergebnisse und Auswertung

Heatpipes

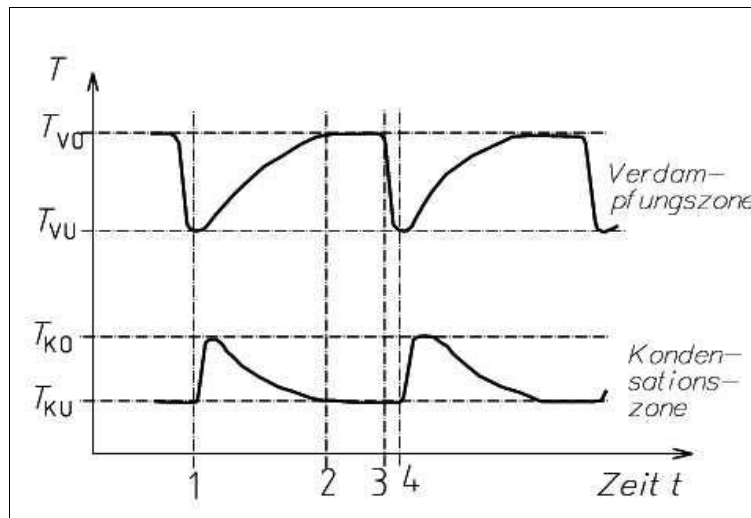
Die betriebenen Heatpipes weisen keine Schwankungen ihrer Temperaturen und ihrer Leistungen auf. In den drei getesteten Betriebspunkten stellt sich nach einiger Zeit ein stationärer Zustand ein. Die Übertragenen Leistungen von Heatpipes und Thermosiphons unterscheiden sich in den getesteten Betriebspunkten praktisch kaum voneinander.



*Temperaturverlauf in der Verdampfungszone und in der Kondensationszone einer Heatpipe mit Kapillarstruktur. Länge der Heatpipe: 1 m ; Übertragene Leistung der stationären Zustände von links nach rechts: 1200W; 600W 1400 W **Abb. 4.2-7***

4. Ergebnisse und Auswertung

4.2.3 Analyse der Temperaturschwankungen



Schematisch dargestellt: Der Temperaturverlauf einer Temperaturschwankung. Unterteilung der Schwankung in drei Zonen: 1-2 Erwärmung, 2-3 Isothermer Teil, 3-4 Temperatureinbruch **Abb. 4.2-8**

Die Temperaturschwankungen von Thermosiphons lassen sich in drei Zonen einteilen. Die Zone „1-2 Erwärmung“ zeichnet sich durch einen asymptotischen Temperaturanstieg zu einer Temperatur T_{V0} aus. In der Zone „2-3 Isothermer Teil“ ist die Temperatur konstant. Diese Zone kann auch so kurz ausgeprägt sein, daß sie nicht zu erkennen ist. Die zeitliche Länge dieser Zone ist unterschiedlich. In der Zone „3-4 Temperatureinbruch“ fällt die Temperatur schlagartig ab. Während des Temperatureinbruchs sind Geräusche zu hören, die vom Thermosiphon ausgehen.

Die beobachteten Temperaturschwankungen werden vermutlich durch ein Siedephänomen verursacht. Wahrscheinlich handelt es sich dabei um einen Siedeverzug. In der Zone „1-2 Erwärmung“ steigt die Temperatur des Siedeteils an, während die Temperatur des Kondensationsteils fällt. In diesem Fall findet das Blasensieden wie im Glasmodell nur knapp unter der Oberfläche des flüssigen Natriums statt. In der Zone „2-3 Isothermer Teil“ stellt sich ein Temperaturgleichgewicht im Thermosiphon ein. In der Zone „3-4 Temperatureinbruch“ beginnt das Natrium im Siedeteil plötzlich zu sieden. Die Temperatur im Siedeteil fällt sprunghaft. Die Übertragene Wärmeleistung vom Siedeteil in den Kondensationsteil und die Temperatur im Kondensationsteil steigen plötzlich an.

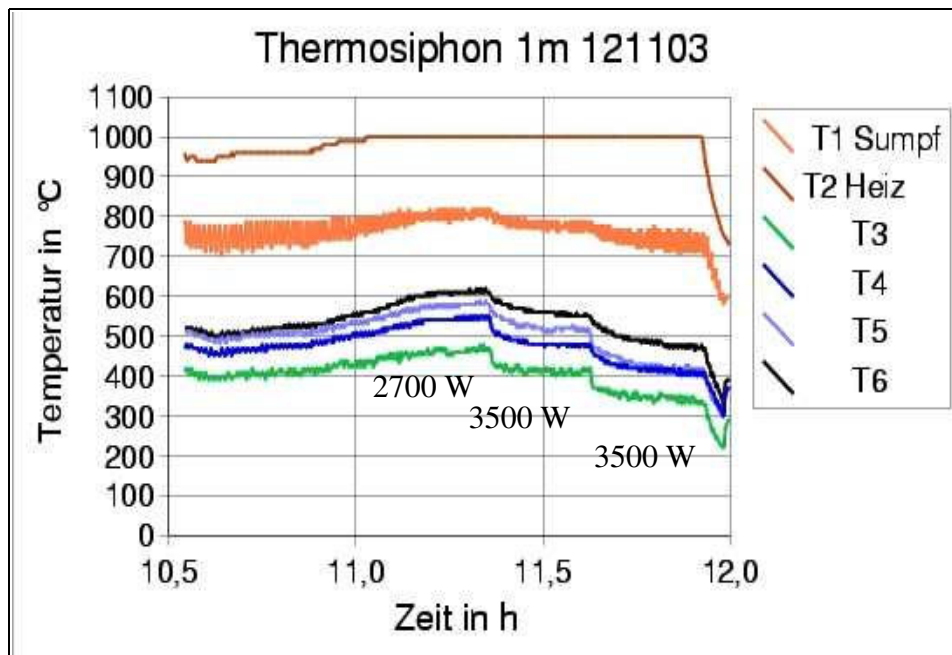
Im Gegensatz zu den Temperaturschwankungen, die durch den Siedeverzug verursacht werden verhalten sich die Temperaturschwankungen bei Austrocknung des Siedeteils anders. Wie in Diagramm 4.2-10 zu sehen ist fällt bei der Austrocknung des Siedeteils die Temperatur von Kühler **und** Kondensationsteil langsam und **gleichzeitig** ab.

4. Ergebnisse und Auswertung

4.2.4 Betrieb der 1m Heatpipes und Thermosiphons bei 800°C

Thermosiphon ohne Einbauten

Beim Betrieb des Thermosiphons ohne Innenrohr nimmt die gemessene Amplitude der Temperaturschwankungen mit steigender Temperatur des Natriumsumpfes ab. Der Inertgasanteil der Thermosiphons wird bei dieser Temperatur so stark komprimiert, daß er anhand der Glutfarbe des Thermosiphons nicht mehr auszumachen ist. Ab einer Leistung von 3,5 kW ist die übertragene Leistung durch Absenken der Kühler­temperatur nicht mehr zu erhöhen.



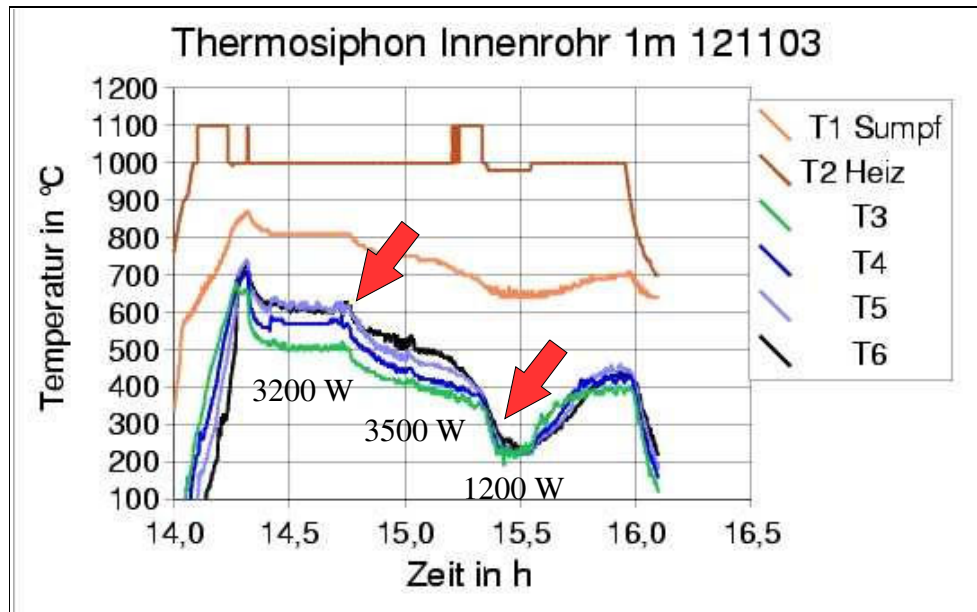
Betrieb des Thermosiphons ohne Einbauten bei einer Temperatur von 800°C. Übertragene Leistungen in den stationären Zuständen beträgt von links nach rechts 2700 W, 3500 W und 3500 W. Erkennbar ist die Abnahme der Amplitude der Temperaturschwankungen im Thermosiphon.

Abb. 4.2-9

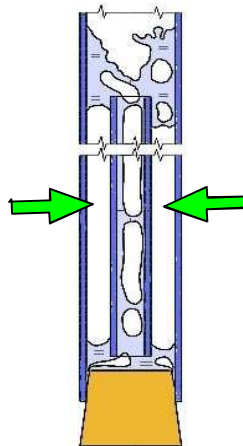
Thermosiphon mit Innenrohr

Der Thermosiphon mit Innenrohr zeigt ab einer übertragenen Leistung von 3,2 kW einen starken Abfall der in den Kühler übertragenen Leistung. Die Temperatur in der Mitte des Verdampfungs­teil des Thermosiphons nimmt stark zu. Dies läßt sich aus der Glutfarbe des Siedeteils schließen. Die Temperatur des Natriumsumpfes im Verdampfungs­teil sinkt genau so wie die Temperatur des Kühlers.

4. Ergebnisse und Auswertung



*Betrieb des Thermosiphon mit Innenrohr. Übertragene Leistung im stationären Zustand ist 3200 W. Bei Erhöhung der übertragenen Leistung auf 3500 W sinkt die Kühler- und die Sumpf-Temperatur stark ab. Die übertragene Leistung zum Zeitpunkt 15,5 h ist 1200 W. Die Temperatur des Ofens beträgt konstant 1030 °C. **Abb. 4.2-10***



*Hier Dargestellt der Siedeteil des Glasmodells Austrocknung des Ringspalts als mögliche Ursache für den Temperaturabfall in Siede- und Kondensationsteil des Thermosiphons **Abb 4.2-12***

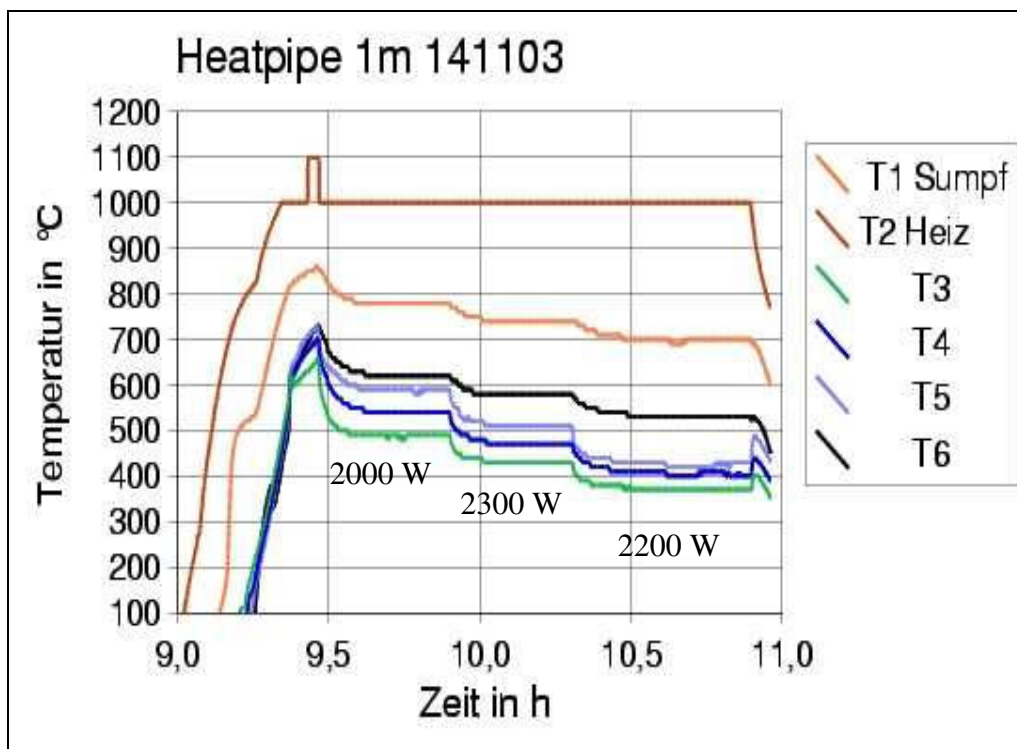
Dieses Phänomen lässt sich am besten mit der Austrocknung des Ringspaltes im Thermosiphon erklären. Das Natrium hat im Siedeteil keinen Kontakt mehr mit der Wand. Dadurch fällt die übertragene Leistung des Thermosiphons und so auch die Temperatur im Kondensationsteil ab.

4. Ergebnisse und Auswertung

Im Innenrohr des Thermosiphons, wo sich das Thermoelement befindet das die Temperatur des Natriums mißt, sinkt die Temperatur des Natirums durch den fallenden Dampfdruck im Thermosiphon.

Heatpipe von 1m Länge

Die Temperaturen der Heatpipe von 1m Länge bleiben bei Temperaturen des Siedeteils von über 700 °C im stationären Zustand konstant. Bei Konstanter Temperatur des Ofens und zunehmend sinkender Temperatur des Kühlers ist eine maximale Wärmeleistung von 2300 W übertragbar. Mit weiter fallender Kühlertemperatur sinkt die übertragene Wärmeleistung der Heatpipe.



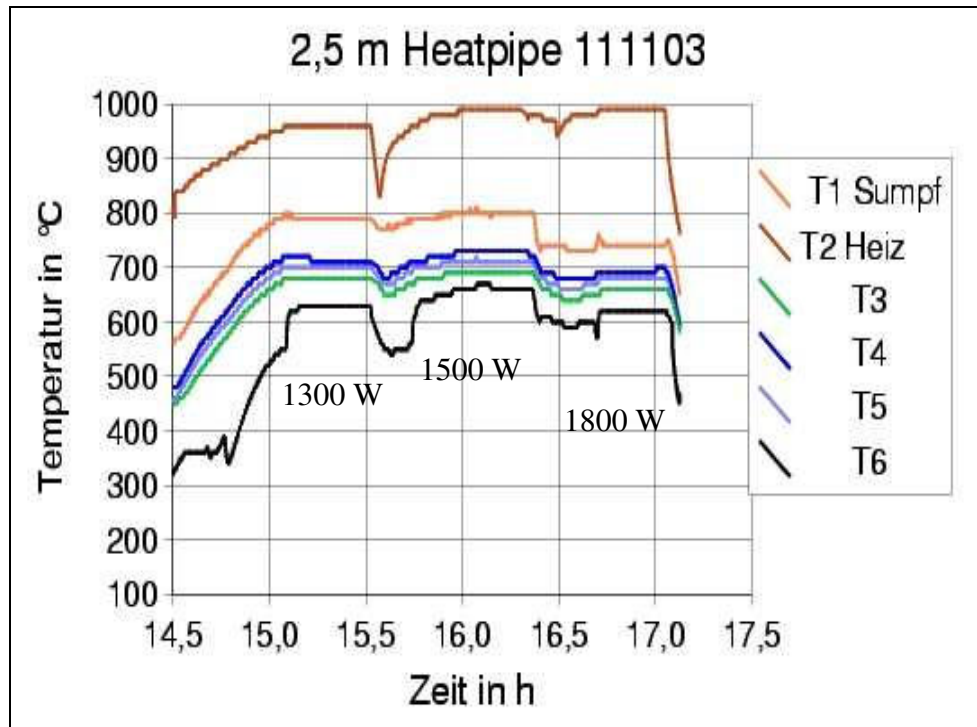
Temperaturverlauf der Heatpipe von 1m Länge. Die übertragenen Leistungen während der stationären Zustände von links nach rechts: 2000 W, 2300 W und 2200 W **Abb. 4.2-13**

4.2.5 Betrieb der 2,5 m Heatpipe

Die Heatpipe von 2,5 m Länge ist im Betrieb sehr stabil. Im Temperaturverlauf der Verdampfungszone zeigt sich, daß ein Natriumsumpf vorhanden ist. Dies wird an den Temperaturschwankungen im unteren Teil der Verdampfungszone deutlich. Während des instationären Betriebes sind auch Temperaturschwankungen zu beobachten, was das Vorhandensein eines Natriumsumpfes bestätigt.

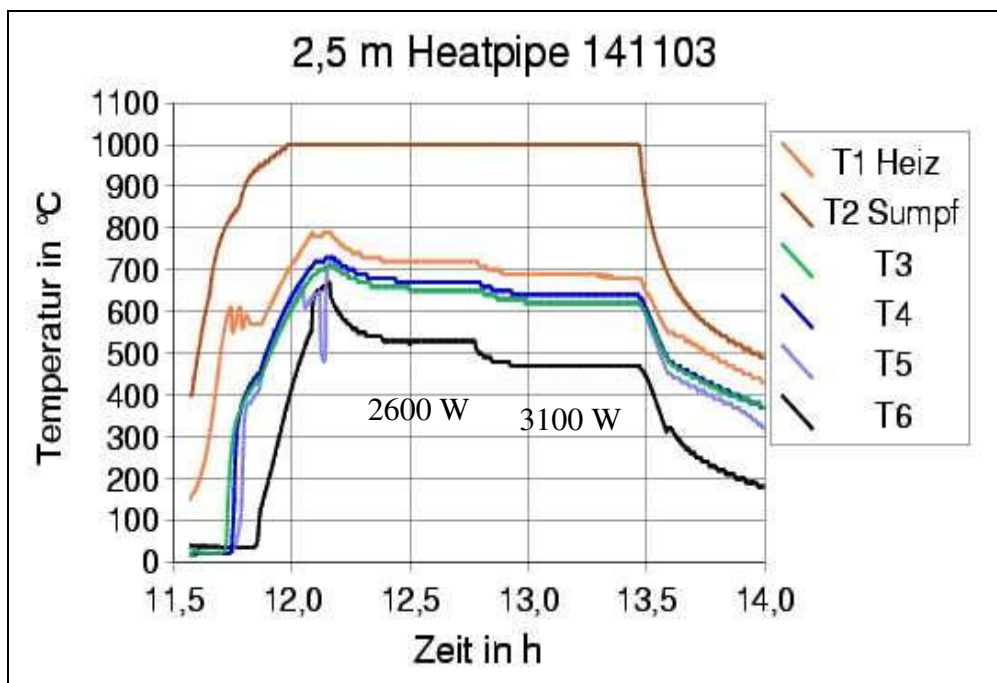
Zu beachten ist, daß Heatpipe und Beheizungsrohr um den Kondensationsteil im Vergleich zur Menge des Natriums in der Heatpipe eine wesentlich größere Wärmekapazität besitzen. Der gesamte Versuchsaufbau reagiert träge auf Veränderungen der Temperatur im Ofen. Im folgenden Diagramm ist der Temperaturverlauf der Heatpipe nochmals dargestellt.

4. Ergebnisse und Auswertung



Temperaturverlauf der 2,5 m Heatpipe. Die übertragenen Leistungen in den Kühler während der stationären Zustände von links nach rechts: 1300W, 1500 W und 1800 W.

Abb. 4.2-14



Temperaturverlauf der 2,5 m Heatpipe . Die in den Kühler übertragenen Leistungen während der stationären Zustände von links nach rechts: 2600 W und 3100 W

Abb. 4.2-15

4. Ergebnisse und Auswertung

4.3 Paraffin in Heatpipes

4.3.1 Zersetzung des Paraffins

a) Versuch mit der Herdplatte

Erhitzt man einen Tropfen Paraffin auf einer Herdplatte bei einer Temperatur von 300 °C, so beginnt sich das Paraffin nach einer Minute braun zu verfärben und zähflüssig zu werden. Die entstehende Substanz ist bei Zimmertemperatur fest. Diese Beobachtung läßt vermuten, daß sich auch das Paraffin in den Heatpipes beim Verdampfen chemisch verändern wird. Diese chemische Veränderung führt zu Schwierigkeiten bei der Verdampfung des Paraffins. Vermutlich sind in der Heatpipe höhere Temperaturen nötig, um das Paraffin zu verdampfen und mit einer Vakuumpumpe abzusaugen.

b) Paraffin im Glaskolben

Bei dem Versuch, das Paraffin aus einem Glaskolben im Vakuum mit Hilfe eines Bunsenbrenners zu verdampfen, verändert das Paraffin nach 15 min seine Farbe von farblos zu leicht gelbbraun. Das Paraffin beginnt mit stark ausgeprägtem Siedeverzug zu kochen und kondensiert sofort wieder an den kälteren Stellen im Glaskolben. Nach Abbruch des Versuchs ist im Glaskolben ein beißender Geruch zu bemerken. Das Paraffin ist im Grundzustand nahezu geruchlos oder riecht nach verbranntem Paraffin. Der Ausschluß von Sauerstoff verhindert folglich nicht vollständig die chemische Zersetzung des Paraffins.

c) Beobachtung beim Auskochen der Heatpipes

Beim Auskochen bei der Herstellung von Hochtemperatur-Heatpipes wird das Paraffin in der Heatpipe verdampft und aus der Heatpipe durch eine Vakuumpumpe abgesaugt. Dafür wird die Heatpipe mit dem Verdampferteil in einen Ofen gebracht und auf eine Temperatur von 550°C erwärmt. Im Kondensationsteil der Heatpipe sammeln sich das gasförmige Paraffin und die Gase, die bei der Zersetzung des Paraffins entstehen. Mit Hilfe der Vakuumpumpe werden diese Gase in das Befüllrohr abgesaugt und sammeln sich im Befüllrohr und im Natriumabscheider des Befüllrohrs zusammen mit dem Natrium, das in diesem Gasgemisch ebenfalls enthalten ist. Es ist zu beobachten, daß sich das Paraffin teilweise zersetzt. Im Befüllrohr und im Natriumabscheider sind nach dem Auskochen ölige Bestandteile zu finden. Desweiteren befindet sich auf der Oberfläche des Natriums im Natriumabscheider und an den Wänden des Natriumabscheiders eine schwarze Substanz, die vom Aussehen her mit Ruß zu vergleichen ist. Die schwarze Substanz ist leichter als Natrium und schwimmt deshalb auf dem flüssigen Natrium. Ist eine Hochtemperatur-Heatpipe bereits frei von Paraffin in seinem Inneren und wird diese erneut ausgekocht, so ist die schwarze rußähnliche Substanz im Natriumabscheider nicht zu finden.

4. Ergebnisse und Auswertung



*Natriumabscheider mit Teeren.
Die Teerschicht wurde aufgekrazt
Unter der Teerschicht glänzt das
Natrium*
Abb. 4.3-1



*Natriumabscheider mit sauberem
Natrium.*
Abb. 4.3-2

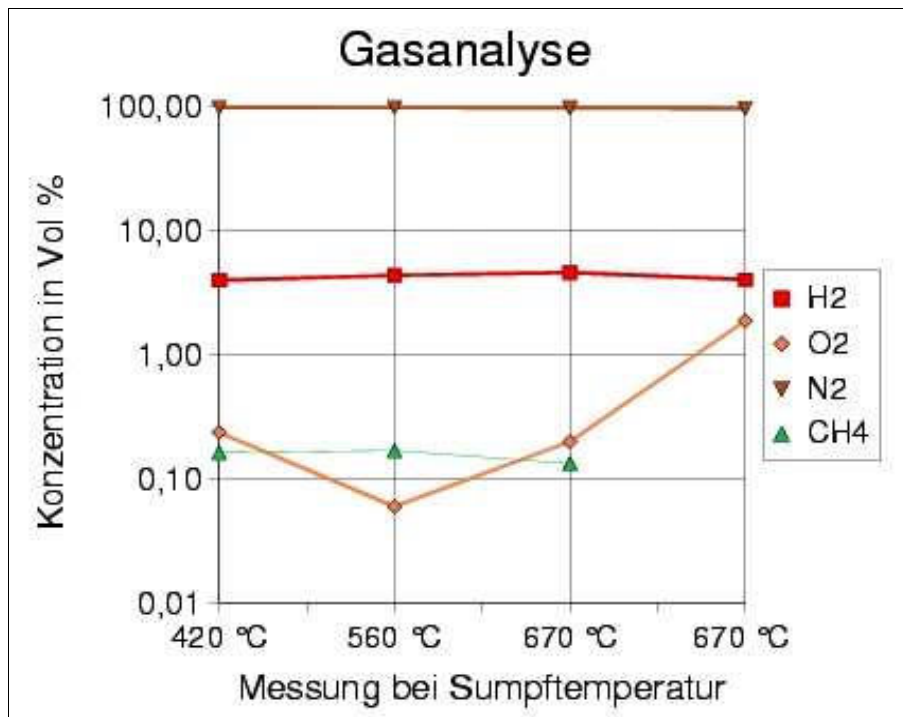
4.3.2 Inertgase in der Heatpipe

Es ist immer davon auszugehen, daß sich in einer Heatpipe zusammen mit dem Wärmeträger auch Inertgase befinden. Inertgase sind gasförmige Bestandteile im Inneren der Heatpipe, die bei Betriebstemperatur der Heatpipe in der Kondensationszone nicht kondensieren. Der Siedepunkt der Inertgase liegt unter dem Siedepunkt des Wärmeträgers. Inertgase reichern sich am oberen Ende des Kondensationsteils an und verhindern den Wärme- und Stofftransport in diesen Teil der Heatpipe. In der Praxis hat sich dieser verringerte Wärme- und Stofftransport durch eine geringere Temperatur am oberen Ende der Kondensationsteils bemerkbar gemacht. Beim Erhitzen des Kondensationsteils der Heatpipe auf 800°C ist der mit Inertgas gefüllte Bereich der Heatpipe deutlich an seiner dunkleren Glutfarbe zu erkennen.

Beim Auskochen der Heatpipes ist es in der Praxis nie vollständig gelungen, das gesamte Inertgas aus der Heatpipe zu entfernen. Eine gewisse Menge Inertgas verbleibt in der Heatpipe, während Natrium im Befüllrohr bereits kondensiert und erstarrt ist und das Befüllrohr verschließt. Das Auskochen der Heatpipes findet bei einer Temperatur der Verdampfungszone von ca. 600°C statt. Bei dieser Temperatur beträgt der Dampfdruck des Natriums 0,04 bar. Im normalen Betrieb beträgt der Dampfdruck zwischen 1bar und 3 bar. Bei einem Druck von 1 bis 3 bar wird das restliche Inertgas soweit Komprimiert, daß es durch die Änderung der Glutfarbe der Heatpipe nur schwer auszumachen ist. Das hat sich in der Praxis bestätigt.

Die Inertgaszusammensetzung im Thermosiphon mit Innenrohr wurde mit einem Gaschromatographen analysiert. Dabei wurde der Thermosiphon zuerst evakuiert und mit Stickstoff gefüllt. Danach wurde der Siedeteil des Thermosiphons auf 700°C erhitzt, während der Kondensationsteil eine Temperatur zwischen 20 und 30°C hatte. Die Gaszusammensetzung ist in folgendem Diagramm dargestellt:.

4. Ergebnisse und Auswertung



Zusammensetzung des Inertgases in einem Thermosiphon

H₂ = 4,82% ; O₂ = 0,06% ; N₂ = 95,5% ; CH₄ = 0,17%

Abb. 4.3-3

Die Messungen wurden bei Temperaturen von 420°C, 560°C und 670°C wiederholt. Das Meßergebnis änderte sich dabei nicht. Lediglich der Anteil an Sauerstoff im Inertgas schwankte sehr stark. Diese Schwankungen sind auf eingeschlossene Luft im Totraum der Spritze zurückzuführen, die zum Absaugen des Inertgases aus der Heatpipe verwendet wurde. Der Wasserstoffanteil im Inertgas im Thermosiphon ist möglicherweise auf den Schweißvorgang bei der Herstellung des Thermosiphon zurückzuführen. Zur Formierung der Schweißnähte wurde beim Schweißen Wasserstoff in die Heatpipe gefüllt. Es ist auch möglich, daß im Thermosiphon verbliebener Wasserdampf vom Natrium zersetzt wurde. Dabei könnte Wasserstoff frei geworden sein.

Dieses Ergebnis läßt den Schluß zu, daß das Paraffin im untersuchten Thermosiphon kaum mit Paraffin verunreinigt war. Die Filterung des Natriums beim Befüllen mit Natrium befreit das Natrium auch vom größten Teil des Paraffins.

4. Ergebnisse und Auswertung

4.4 Auswertung und Fehlerrechnung

4.4.1 Berechnung der übertragenen Leistung

Die Qualität der gefertigten Hochtemperatur-Heatpipes wird unter anderem anhand der übertragenen Leistung bestimmt. Zur Durchführung der Leistungsmessung werden die Heatpipes mit dem Verdampferteil in einen Ofen montiert. Der Kondensationsteil der Heatpipe befindet sich in einem Kühler. Diese Vorgehensweise wird bei den Heatpipes von 1 m Länge angewendet. Um die übertragene Leistung in den Kühler zu bestimmen werden die Temperaturen von Zu- und Abluft, der Luftvolumenstrom und der Druck der Zuluft gemessen. Daraus wird der Luftmassenstrom errechnet. Aus dessen Wärmekapazität ergibt sich dann der Wärmestrom Q_L , der durch die Luft aus dem Kühler getragen wird. Neben dem Wärmestrom der Luft aus dem Kühler tritt Wärme auch durch die Isolation des Kühlers in die Umgebung. Durch die Stellen des Kühlers die nicht isoliert sind tritt ebenfalls Wärme aus dem Kühler in die Umgebung. Diese Wärme setzt sich aus dem Konvektionswärmestrom Q_α und aus dem Strahlungswärmestrom Q_s zusammen. Alle vier Wärmeströme ergeben die Wärmeleistung, die von der Heatpipe in den Kühler übertragen wird. Die Wärmeleistungen berechnen sich nach folgendem Schema:

$$Q_K = Q_L + Q_\lambda + Q_\alpha + Q_s \quad (4.3-1)$$

$$Q_L = c_{pL} \cdot \dot{m} \cdot (T_8 - T_7) \quad \text{mit} \quad \dot{m} = \dot{V} \cdot \rho_L \quad (4.3-2)$$

$$\dot{V} = \dot{V}_{\text{gemessen}} \cdot \sqrt{\frac{P_{\text{gemessen}}}{P_{\text{Nenndruck}}}} \quad (4.3-3)$$

$$Q_\lambda = \frac{(T_8 - T_\infty) \cdot 2 \pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \cdot \frac{A_\lambda}{A_{\text{gesamt}}} \quad (4.3-4)$$

$$Q_{\alpha \text{ nicht Isoliert}} = \left(d \cdot \pi \cdot L + \frac{d^2}{4} \cdot \pi \right) \cdot \alpha \cdot (T_8 - T_\infty) \cdot \frac{A_\alpha}{A_{\text{gesamt}}} \quad (4.3-5)$$

4. Ergebnisse und Auswertung

$$\dot{Q}_s = \epsilon \cdot \sigma \cdot (T_9^4 - T_\infty^4) \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-24)$$

Die Hochtemperatur-Heatpipes von 2,5 m Länge werden ebenfalls mit dem Verdampfer in einen Ofen montiert. Der Ofen hat eine Länge von 0,5 m. Deshalb ist nur ein kleiner Teil des Verdampfers im Ofen. Der Rest der Heatpipe wird mit Glaswolle und Alufolie vollständig isoliert.

Die Wärme, die von der Heatpipe in den isolierten Teil der Heatpipe übertragen wird, tritt durch Wärmeleitung durch die Isolation an die Umgebung. Dieser Wärmestrom wird aus der Temperatur der Heatpipe an ihrer Oberfläche und der Wärmeleitfähigkeit der Isolation berechnet. Die Berechnungsgleichungen lauten wie folgt:

$$\dot{Q}_{\lambda,i} = \sum_i \frac{(T_i - T_\infty) \cdot 2 \pi \cdot L_i \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \quad (4.3-6)$$

4.4.2 Fehlerrechnung der Leistungsmessung

Die Fehler in der Leistungsmessung werden nach dem Gauß'schen Fehlerfortpflanzungsgesetz berechnet. Um die Berechnung zu vereinfachen, werden einige Größen nicht in der Fehlerrechnung berücksichtigt. Es handelt sich dabei um Größen, die sehr genau bestimmbar sind. Dazu zählen zum Beispiel gemessene Strecken, von denen die Wärmeleistung linear abhängig ist.

Größen wie Wärmeübergangskoeffizienten und Wärmeleitfähigkeiten sowie gemessene Temperaturen sind mit großen Fehlern behaftet und werden deshalb in die Fehlerrechnung mit einbezogen. Für den Fehler der errechneten Leistung im Kühler gilt:

$$\Delta \dot{Q}_K = \sqrt{\left(\Delta \dot{Q}_L\right)^2 + \left(\Delta \dot{Q}_\lambda\right)^2 + \left(\Delta \dot{Q}_\alpha\right)^2 + \left(\Delta \dot{Q}_s\right)^2} \quad (4.3-7)$$

$$\Delta \dot{Q}_K = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_K}{\partial \dot{Q}_L} \cdot \Delta \dot{Q}_L\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_K}{\partial \dot{Q}_\lambda} \cdot \Delta \dot{Q}_\lambda\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_K}{\partial \dot{Q}_\alpha} \cdot \Delta \dot{Q}_\alpha\right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_K}{\partial \dot{Q}_s} \cdot \Delta \dot{Q}_s\right)^2} \quad (4.3-8)$$

4. Ergebnisse und Auswertung

Dabei gelten für die Fehler der einzelnen Wärmeströme:

$$\Delta \dot{Q}_L = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial V_{gem}} \cdot \Delta V_{gem} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial P_{gem}} \cdot \Delta P_{gem} \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial T_8} \cdot \Delta T_8 \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial T_\infty} \cdot \Delta T_\infty \right)^2}$$

(4.3-9)

$$\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial V_{gem}} = c_{pL} \cdot \sqrt{\frac{P_{gem}}{P_{nenn}}} \cdot \rho_L \cdot (T_8 - T_7) \quad (4.3-10)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial P_{gem}} = \frac{c_{pL} \cdot V_{gem} \cdot \rho_L \cdot (T_8 - T_7)}{\sqrt{P_{nenn}}} \cdot \frac{1}{2 \sqrt{P_{gem}}} \quad (4.3-11)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial T_8} = c_{pL} \cdot V_{gem} \cdot \sqrt{\frac{P_{gem}}{P_{nenn}}} \cdot \rho_L \quad (4.3-12)$$

$$\frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial T_7} = - \frac{\partial \dot{Q}_L}{\partial T_8} \quad (4.3-13)$$

$$\Delta \dot{Q}_\lambda = \sqrt{\left(\frac{\partial \dot{Q}_\lambda}{\partial T_8} \cdot \Delta T_8 \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_\lambda}{\partial T_\infty} \cdot \Delta T_\infty \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_\lambda}{\partial \lambda} \cdot \Delta \lambda \right)^2 + \left(\frac{\partial \dot{Q}_\lambda}{\partial R} \cdot \Delta R \right)^2}$$

(4.3-14)

4. Ergebnisse und Auswertung

$$\frac{\partial Q_\lambda}{\partial T_8} = \frac{2 \pi \cdot L \cdot \lambda}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \cdot \frac{A_\lambda}{A_\alpha} \quad (4.3-15)$$

$$\frac{\partial Q_\lambda}{\partial T_\infty} = - \frac{\partial Q_\lambda}{\partial T_8} \quad (4.3-16)$$

$$\frac{\partial Q_\lambda}{\partial \lambda} = \frac{2 \pi \cdot L \cdot (T_8 - T_\infty)}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)} \cdot \frac{A_\lambda}{A_\alpha} \quad (4.3-17)$$

$$\frac{\partial Q_\lambda}{\partial \lambda} = - \frac{2 \pi \cdot L \cdot (T_8 - T_\infty)}{\ln\left(\frac{R}{r}\right)^2} \cdot \frac{A_\lambda}{A_\alpha} \cdot \frac{1}{R} \quad (4.3-18)$$

$$\Delta Q_\alpha = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_8} \cdot \Delta T_8\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_\infty} \cdot \Delta T_\infty\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_\alpha}{\partial \alpha} \cdot \Delta \alpha\right)^2 + \left(\frac{\partial Q_\alpha}{\partial d} \cdot \Delta d\right)^2} \quad (4.3-19)$$

$$\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_8} = \left(d \cdot \pi \cdot L + \frac{d^2}{4} \cdot \pi\right) \cdot \alpha \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-20)$$

4. Ergebnisse und Auswertung

$$\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_\infty} = - \frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_8} \quad (4.3-21)$$

$$\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_8} = \left(d \cdot \pi \cdot L + \frac{d^2}{4} \cdot \pi \right) \cdot (T_8 - T_\infty) \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-22)$$

$$\frac{\partial Q_\alpha}{\partial T_8} = \left(\pi \cdot L + \frac{d}{2} \cdot \pi \right) \cdot \alpha \cdot (T_8 - T_\infty) \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-23)$$

$$\Delta Q_s = \sqrt{\left(\frac{\partial Q_s}{\partial \epsilon} \cdot \Delta \epsilon \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_s}{\partial T_9} \cdot \Delta T_9 \right)^2 + \left(\frac{\partial Q_s}{\partial T_\infty} \cdot \Delta T_\infty \right)^2} \quad (4.3-25)$$

$$\frac{\partial Q_s}{\partial \epsilon} = \sigma \cdot (T_9^4 - T_\infty^4) \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-26)$$

$$\frac{\partial Q_s}{\partial T_9} = 4 \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T_9^3 \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-27)$$

$$\frac{\partial Q_s}{\partial T_\infty} = -4 \cdot \epsilon \cdot \sigma \cdot T_\infty^3 \cdot \frac{A_\alpha}{A_{gesamt}} \quad (4.3-28)$$

4. Ergebnisse und Auswertung

Die Fehler der Leistung, die von der Heatpipe übertragen wird, ist abhängig vom Betriebspunkt der Heatpipe. Dabei wird der relative Fehler der übertragenen Leistung auf die von der Heatpipe übertragene Leistung selbst bezogen. Der relative Fehler der übertragenen Leistung beträgt für den stationären Betriebspunkt 3 (600W) einen relativen Fehler von 17% , für den stationären Betriebspunkt 8 (1200W) einen relativen Fehler von 14% und für den stationären Betriebspunkt 12 (1400W) einen relativen Fehler von 12 %. Je größer die Leistung ist, die von der Heatpipe übertragen wird, desto geringer ist der relative Fehler der Leistung. Bei 3000 W übertragene Leistung beträgt der relative Fehler der übertragene n Leistung nur noch 11 %.

Dabei sind die größten Fehlerquellen die Ungenauigkeit des Wertes der Wärmeleitfähigkeit der Isolation, der Fehler des Wärmeübergangskoeffizienten an der Oberfläche des Kühlers und der Fehler der gemessenen Temperatur der Abluft. Auch Schwankungen in der Dicke der Isolation bedingt durch die Montage der Isolation verfälschen den Wert der ermittelten Leistung.

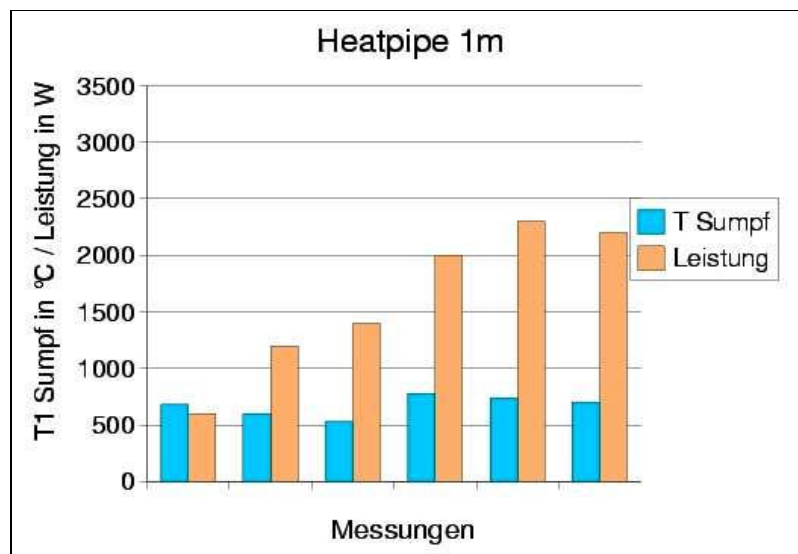
5.0 Diskussion der Ergebnisse

5.1 Vergleich von Thermosiphon und Heatpipe

Die Leistungsfähigkeit einer Heatpipe und eines Thermosiphons hängt von vielen Faktoren ab. Die Benetzung der Wand der Siedezone ist für die Leistungsfähigkeit von Heatpipes ausschlaggebend. Abhängig von der übertragenen Leistung der Heatpipe laufen die Vorgänge in Heatpipes unterschiedlich ab. Das führt zu einer Leistungsfähigkeit, die vom Betriebszustand der Heatpipes und Thermosiphons abhängt. Im Bereich von Leistungen bis zu 1500 W ist die Leistungsfähigkeit aller gefertigten Heatpipes und Thermosiphons in den ausgewählten Betriebspunkten identisch.

Heatpipes

Die Heatpipe mit einer Länge von 1m überträgt eine maximale Leistung von 2,3 kW. Ein möglicher Grund dafür ist, daß die Heatpipe zu wenig Natrium enthält. Die Masse an Natrium nimmt nicht das 1,2 Fache Volumen der Hohlräume der Kapillarstruktur in der Heatpipe ein. Das Natrium wird nicht nur innerhalb der Kapillarstruktur transportiert, sondern fließt auch als Flüssigkeitsfilm außerhalb der Kapillarstruktur vom Kondensationsteil in den Siedeteil der Heatpipe. Die Begründung dafür folgt in Abschnitt 5.2. Bei Leistungen von mehr als 2,3 kW ist der Flüssigkeitsfilm außerhalb der Kapillarstruktur so dick, daß nicht mehr genug Natrium in der Heatpipe vorhanden ist, um den gesamten Siedeteil zu benetzen.

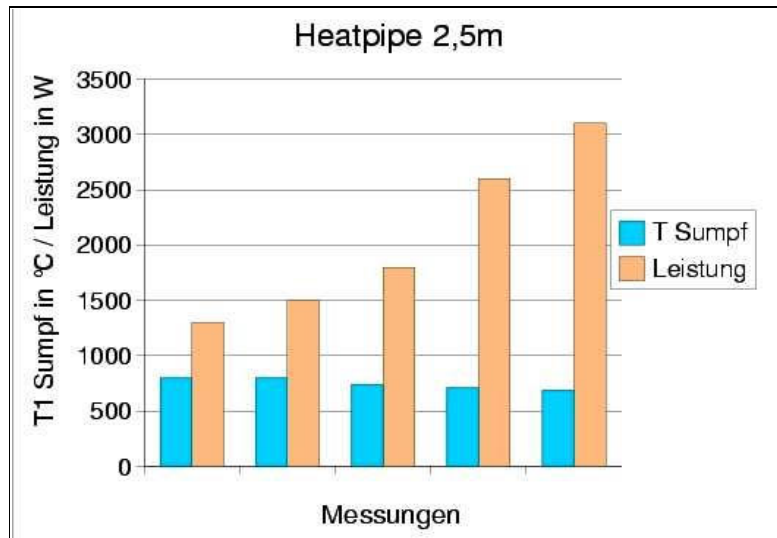


Betriebspunkte der Heatpipe von 1 m Länge. Der Luftmassenstrom im Kühler wurde bei den Meßpunkten von links nach rechts erhöht. Die Temperatur des Ofens bei den ersten drei Messungen 820°C, bei den letzten drei Messungen 1000 °C

Abb. 5.1-1

Die vermessene Heatpipe von 2,5 m Länge kann eine Leistung von 3 kW übertragen. Eine weitere Leistungssteigerung war aufgrund des Versuchsaufbaus nicht machbar. Die Kühlertemperatur konnte nicht weiter gesenkt werden. Der Ofen hatte seine maximale Temperatur bereits erreicht.

5. Diskussion der Ergebnisse

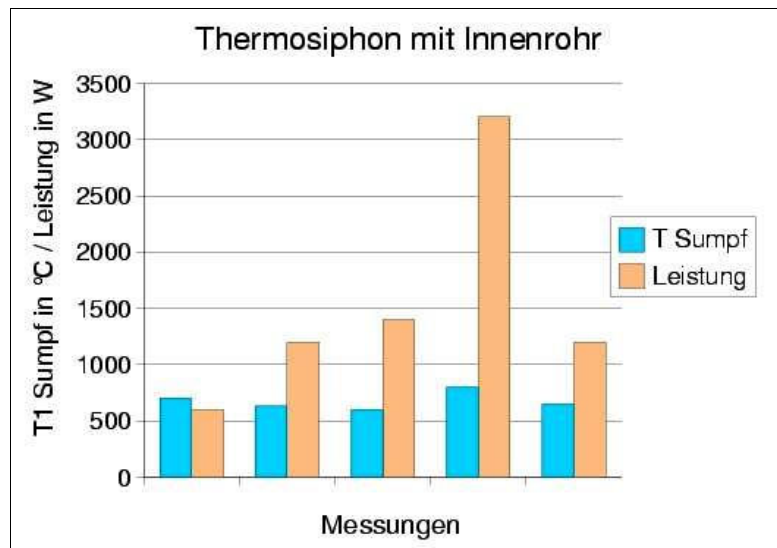


Betriebspunkte der Heatpipe von 2,5 m Länge. Der Luftmassenstrom im Kühler wurde bei den Meßpunkten von links nach rechts erhöht. Die Temperatur des Ofens bei den ersten drei Messungen 820°C, bei den letzten zwei Messungen 1000 °C

Abb. 5.1-2

Thermosiphons

Die getesteten Thermosiphons sind in der Lage, eine Leistung von 3 kW zu übertragen. Bei einer übertragenen Leistung von 3,5 kW treten beim Thermosiphon mit Innenrohr nicht vom Natrium benetzte Stellen im Verdampferteil auf. Wahrscheinlich trocknet der Ringspalt zwischen Innenrohr und Thermosiphon aus.

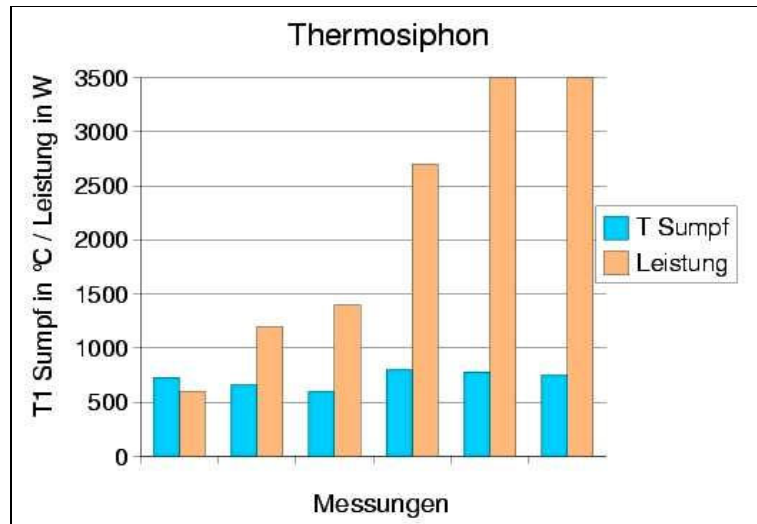


Betriebspunkte des Thermosiphon mit Innenrohr. Der Luftmassenstrom im Kühler wurde bei den Meßpunkten von links nach rechts erhöht. Die Temperatur des Ofens bei den ersten drei Messungen 820°C, bei den letzten zwei Messungen 1000 °C

Abb. 5.1-3

5. Diskussion der Ergebnisse

Der Thermosiphon ohne Einbauten kann eine maximale Leistung von 3,5 kW aus dem Ofen in den Kühler übertragen. Durch eine weitere Absenkung der Temperatur des Kühlers konnte beim Thermosiphon ohne Einbauten keine Leistungssteigerung mehr erreicht werden.



Betriebspunkte des Thermosiphon ohne Einbauten. Der Luftmassenstrom im Kühler wurde bei den Meßpunkten von links nach rechts erhöht. Die Temperatur des Ofens bei den ersten drei Messungen 820°C, bei den letzten drei Messungen 1000 °C

Abb. 5.1-4

5.2 Thermischer Widerstand und Grenzbereiche

Der thermische Widerstand der Wand der Heatpipe beträgt 0,009 K/W. Der thermische Widerstand der Kapillarstruktur beträgt 0,0012 K/W. Daraus ergibt sich bei einer übertragenen Leistung von 3000W eine Temperaturdifferenz zwischen dem Siedeteil und Kondensationsteil von 30,6 °C. Vorausgesetzt ist hierbei, daß die gesamte Innenfläche der Siedezone von Natrium benetzt ist und kein Inertgas in der Heatpipe vorhanden ist.

Der größte Widerstand liegt im Wärmeübergang vom umgebenden Medium in die Heatpipe und aus der Heatpipe. Dort werden folglich die höchsten Temperaturdifferenzen zu finden sein.

Der thermische Widerstand durch den Druckabfall in der Gasströmung der Heatpipe kann unter den Bedingungen der durchgeführten Versuche vernachlässigt werden.

Eine Berechnung der Interaktion zwischen Gasströmung und Flüssigkeitsströmung in Heatpipes und Thermosiphons erklärt das Ende der Leistungsfähigkeit von Heatpipes und Thermosiphons bei einer Leistung über 3000 W. Eine Berechnung nach den Gleichungen 3.1-1 bis 3.1-6 läßt erkennen, daß das Natrium in den gefertigten Heatpipes auf seinem Weg in den Siedeteil teilweise als Flüssigkeitsfilm außerhalb der Kapillarstruktur vom Kondensationsteil in den Siedeteil fließt.

5. Diskussion der Ergebnisse

Der Strömungsdruckabfall in der Kapillarstruktur wäre bei einem ausschließlichen Transport innerhalb der Kapillarstruktur wesentlich größer als die Summe von hydrostatischem Druck des Natriums und dem Kapillardruck.

Das Natrium, daß sich außerhalb der Kapillarstruktur befindet wird durch die Gasströmung teilweise wieder in den Kondensationsteil zurück gefördert oder im Fluß vom Kondensationsteil in den Siedeteil gehindert. So ist die Abnahme der Leistungsfähigkeit von Heatpipes und Thermosiphons ab einer Leistung von 3000 W zu erklären. Weil das Natrium aus der Kapillarstruktur austritt, muß das Phänomen des Flutens der Heatpipe berücksichtigt werden. Ein Mittel zu dieser Berücksichtigung sind die Gleichungen 3.1-27 bis 3.1 29. Die Berücksichtigung des Flutens muß auch bei Thermosiphons angewendet werden.

5.3 Kostenkalkulation

Die Kosten für die hergestellten Hochtemperatur-Heatpipes setzen sich aus Materialkosten und Lohnkosten zusammen. Die Materialkosten für die gefertigte Heatpipe mit einer Länge von 2,5 m betragen 500 Euro.

Die Arbeitszeit zur Fertigung der Heatpipe beträgt 1 Stunde. Dazu kommen 0,5 Stunden für den Druckschweißer. Zum Befüllen der Heatpipe sind 2 Stunden, und zum Auskochen und Verschweißen 3 Stunden nötig. Die Entsorgung von Natriumresten benötigt nochmals 1 Stunde. Das ergibt 7 Stunden Arbeitszeit und 0,5 Stunden für den Druckschweißer. Die Lohnkosten für eine Arbeitsstunde werden auf 40 Euro / Stunde geschätzt. Der Druckschweißer erhält pro Stunde 150 Euro. Das ergibt Lohnkosten in Höhe von 355 Euro. Die Gesamtkosten für die Heatpipe von 2,5 m Länge betragen insgesamt 855 Euro. Verglichen mit dem bisherigen Preis pro Heatpipe von 5000 Euro bedeutet dies eine hohe Kostenreduzierung.

5.4 Fazit

Die gefertigten Heatpipes sind streng genommen als Übergangsform zwischen Heatpipe und Thermosiphon zu betrachten. Der Rücktransport des Wärmeträgers findet in der Kapillarstruktur und außerhalb der Kapillarstruktur statt. Dadurch kann durch die Heatpipes bei senkrechter Anordnung eine Leistung von 3000 W pro Heatpipe problemlos übertragen werden. Von höheren Leistungen ist abzuraten, da sich die Heatpipe bei einer Leistung von 3000 W in der Nähe der Flutgrenze befinden. Eine Leistungssteigerung ist möglich, wenn die Heatpipes bei höheren Temperaturen im Siedeteil und im Kondensationsteil betrieben werden. Dadurch besitzt die Gasströmung eine höhere Dichte und die Leerrohrgeschwindigkeit des gasförmigen Wärmeträgers in der Heatpipe nimmt ab.

Der Einsatz von Thermosiphons ohne Kapillarstruktur ist bis zu einer Leistung von 3000 W ebenfalls ohne Schwierigkeiten möglich. Der Thermosiphon ohne Einbauten befindet sich in diesem Bereich unter den in dieser Arbeit beschriebenen Versuchsbedingungen ebenfalls in der Nähe der Flutgrenze. Auch hier gilt, daß eine höhere Betriebstemperatur im Siede- und im Kondensationsteil die Leistungsfähigkeit des Thermosiphons erhöht. Problematisch ist aber die starke Materialbeanspruchung durch Temperaturschwankungen, die durch das Blasensieden in der Siedezone verursacht werden.

Vom Einsatz des Thermosiphons mit Innenrohr ist abzuraten. Der Vorteil der einfachen Herstellung ist durch die neue Wickeltechnik für die Gitterstruktur hinfällig geworden. Dazu kommt nach die Tatsache, daß der Ringspalt des Thermosiphons mit Innenrohr bei einer Leistung von 3000 W beginnt, auszutrocknen. Die Leistungsfähigkeit bricht dann auf 1200 W ein.

6.1 Umgang mit Natrium

6.1.1 Entsorgung von Natrium

Natrium ist ein wachswieches, silbrig glänzendes Metall. In reinem Sauerstoff oder trockener Luft reagiert es bei Zimmertemperatur nur langsam. Sind Spuren von Feuchtigkeit vorhanden beginnt es mit ruhiger Flamme stetig zu brennen und kann nur durch Ausschluss von Sauerstoff gelöscht werden. Kommt Natrium mit Papier in Kontakt, so beginnt erst das Papier zu brennen. Vermutlich wirkt das Papier feuchtigkeitsanziehend. Der bei der Verbrennung von Papier entstehende Wasserdampf verursacht die Entzündung des Natriums. Das Löschen von Natriumbränden gestaltet sich in der Praxis als schwierig. Am geeignetsten ist zum Löschen von Natriumbränden Sand. Von CO₂ Feuerlöschern zum Löschen von Natriumbränden ist abzuraten, da CO₂ ein Sauerstofflieferant ist. Löschen von Natriumbränden mit Stickstoff hat sich in der Praxis als zwecklos erwiesen. Natrium verbrennt an Luft mit einer gelblich weißen Flamme zu Natriumperoxid unter starker Rauchbildung [13]. Der Rauch sollte keinesfalls eingeatmet werden, da er sich in der Praxis als ätzend erwiesen hat. Natriumperoxid wird in der Praxis als Bleichmittel verwendet.

In Wasser reagiert Natrium zu NaOH und H₂. Das NaOH zerfällt im Wasser zu Natronlauge, die Verätzungen hervorrufen kann. Das H₂ bildet mit dem Sauerstoff der Luft ein Knallgasgemisch. Reagiert Natrium mit Wasser, so schwimmt das Natrium auf dem Wasser und bewegt sich tänzelnd auf der Wasseroberfläche. Während der Reaktion wird das Natrium heiß und beginnt teilweise zu glühen. Dadurch entzündet sich das entstehende Knallgasgemisch, daß bei der Reaktion mit Wasser entsteht. Die folgende Explosion führt zu umherspritzender Natronlauge sowie umherspritzenden flüssigen Natrium.

Sind Rohre mit Natrium gefüllt oder Reste von Natrium in der Befüllanlage, so muß dieses Natrium entsorgt werden. Dabei ist äußerste Vorsicht geboten und Schutzkleidung unerlässlich. Vor dem Beginn der Arbeit mit Natrium muß sichergestellt werden, daß das Natrium nicht in Kontakt mit Wasser treten kann. Desweiteren dürfen keine brennbaren Gegenstände in der Nähe des Arbeitsplatzes sein. Das gilt ins Besondere auch für Holzböden, wie sie in manchen Werkstätten üblich sind ! Es muß auch möglich sein, daß das gesamte verwendete Natrium bei einem Zwischenfall vollständig verbrennen kann, ohne einen Schaden zu verursachen. Dabei sind auch die entstehenden Dämpfe zu berücksichtigen.

Zur Entsorgung wird Natrium mit Wasser zur Reaktion gebracht. Die dabei entstehende Natronlauge kann mit Wasser verdünnt in den Abfluß gegossen werden. Bei der Reaktion mit Wasser stehen zwei Methoden offen. Bei einer Methode wird das Natrium an einem sicheren Ort auf den Boden gelegt und von einiger Entfernung aus mit etwas Wasser bespritzt. Das Natrium beginnt dann sofort heftig zu reagieren. Hier ist für eine ausreichende Fluchtmöglichkeit zu sorgen. Bewährt hat es sich in der Praxis ca. 0,25 cm³ Natrium auf den Boden zu legen und von einer Entfernung von 6 m aus mit einem Gartenschlauch zu besprühen. Das Natrium bildet bei diesem Vorgehen H₂. Der Wasserstoff verbrennt mit einem Knall.

6. Anhang



Im optimalen Fall verbrennt das Natrium ohne das der Wasserstoff explodiert. Natrium wird aus sicherer Entfernung mit Wasser besprüht
Abb. 6.1-1



Reinigung von Rohren und Natriumabscheider. Dabei ist Vorsicht geboten.
Abb. 6.1-2

6.1.2 Konstruktive Sicherheitsvorkehrungen

In einer Anlage, in der mit Natrium gearbeitet wird müssen vor allem zwei Dinge beachtet werden. Zum einen ist, wie vorher schon erwähnt, der Kontakt mit Wasser zu vermeiden. Sollte der entstehende Wasserstoff mit dem Sauerstoff der Luft in Kontakt kommen, entsteht ein explosives Gasmisch.

Eine weitere Gefährlichkeit ist die Wärme, die bei der Verbrennung von Natrium entsteht. Deshalb ist darauf zu achten, daß keine Möglichkeit der stetigen Sauerstoffzufuhr zum verwendeten Natrium besteht. Sollte dennoch eine Sauerstoffzufuhr stattfinden, so muß die Umgebung des Natriums in der Lage sein, die entstehende Wärme aufzunehmen, ohne daß sich ein gefährlicher Zustand ergibt. Pro Kilogramm Natrium, daß mit Sauerstoff zu Na_2O_2 reagiert wird eine Wärmemenge von 22,22 MJ/kg frei.

Wenn Natrium zu brennen beginnt muß berücksichtigt werden, daß bei der Verbrennung ein ätzend wirkender Rauch entsteht. Deshalb ist bei der Verbrennung von Natrium auf eine Abzugsmöglichkeit für den Rauch zu achten.

Erhöhte Vorsticht ist bei Kontakt von Natrium mit chemischen Verbindungen angebracht, die Sauerstoff enthalten. Es kann vorkommen, daß das Natrium dem Stoff, mit dem es in Kontakt tritt den Sauerstoff entreißt. Je nach Reaktion können sich dadurch gefährliche Zustände ergeben.

Stoffeigenschaften des Wassers

Temp	Dichte Flüss.	Dichte Dampf	Wärmeleitfähigkeit flüss	Spezif. Verdampfungsenthalpie	DynViskosität Flüss	Dyn Viskosität Gas	Dampfdruck	Oberflächen- spannung	Spezifische Wärmekapazität cp flüssig
°C	kg/m³	kg/m³	W/mK	kJ/kg	.m Pa s	μ Pa s	.bar	.m N/m	kJ/kg K
10	1000	0,009	0,586	2477	1,177	9,24	0,012	75,767	4,200
20	998	0,017	0,599	2454	1,020	9,61	0,023	73,800	4,198
30	996	0,030	0,612	2430	0,863	9,99	0,042	71,833	4,196
40	992	0,051	0,624	2406	0,707	10,36	0,074	69,867	4,193
50	988	0,083	0,637	2382	0,550	10,73	0,124	67,900	4,191
60	983	0,130	0,645	2358	0,496	11,11	0,199	65,960	4,195
70	978	0,198	0,653	2333	0,442	11,48	0,312	64,020	4,199
80	972	0,294	0,660	2308	0,388	11,85	0,474	62,080	4,202
90	965	0,424	0,668	2283	0,334	12,23	0,701	60,140	4,206

Molmasse	18,02	kg/kmol	Bähr S.422
Gaskonstante	461,52	J/kg K	Bähr S.422
Kritische Temperatur	674,3	K	VDI-Wärmeatlas
Kritischer Druck	221,2	Pa	
Kritisches Volumen	57,1	cm³/mol	

Temp	Spezifische Wärmekapazität cp ideal. Gas	Spezifische Wärmekapazität cv ideal. Gas	Schallgeschwindigkeit ideal. Gas
°C	kJ/kg K	kJ/kg K	.m/s
10	1,871	1,409	416,386
20	1,877	1,416	423,450
30	1,881	1,419	430,481
40	1,884	1,423	437,391
50	1,888	1,426	444,186
60	1,892	1,430	450,871
70	1,895	1,434	457,450
80	1,899	1,437	463,929
90	1,902	1,441	470,311

Stoffeigenschaften des Natrium

Lit: P.D. Dunn, D. A. Reay „Heat Pipes“

Lit Walter Blanke „Thermophysikalische Stoffgrößen“

Temp	Dichte Flüss.	Dichte Dampf	Wärmeleitfähigkeit	DynViskosität Flüss	Dyn Viskosität Gas	Dampfdruck	Oberflächen- spannung	Spezifische Wärmekapa- zität cp flüssig	Spezifische Wärmekapa- zität cp ideal. Gas	Schall- geschwindig - keit ideal. Gas
°C	kg/m³	kg/m³	W/mK	m Pa s	µ Pa s	.bar	N/m	kJ/kg K	kJ/kg K	.m/s
500	828,1	0,003	70,08	0,240	1,80	0,010	0,151	1,262	1,463	610,898
600	805,4	0,013	64,62	0,210	1,90	0,040	0,142	1,255	1,463	649,212
700	763,5	0,050	60,81	0,190	2,00	0,150	0,133	1,257	1,463	685,387
800	757,3	0,134	57,81	0,180	2,20	0,470	0,123	1,268	1,463	719,746
900	745,4	0,306	53,35	0,170	2,30	1,250	0,113	1,288	1,463	752,537
1000	725,4	0,667	49,08	0,160	2,40	2,810	0,104	1,317	1,463	783,959
1100	690,8	1,306	54,08	0,160	2,50	5,490	0,095	1,356	1,463	814,169
1200	669	2,303	41,08	0,150	2,60	9,590	0,086	1,404	1,463	843,297
1300	654	3,622	37,08	0,150	2,70	15,910	0,077	1,462	1,463	871,452

Spezifische Schmelzwärme	2,6	kJ/mol	[Blanke, S.159]
	113,1	kJ/kg	
Spezifische Verdampfungswärme	89,3	kJ/mol	[Blanke S. 159]
	3884,47	kJ/kg	
Molmasse	22,99	kg/kmol	
Molare Gaskonstante	363	J/kg K	
Schmelzpunkt	91,81	°C	[Stöcker, S. 580]
	97,8	°C	[VDI Wärmeatlas, S. Dea4]
Kritische Temperatur	2573	K	www.webelements.com
Brennwert zu Na2O2	22,22	MJ/kg	[Blanke S. 272]
Adiabatexponent	1,33	-	[Stöcker S. 504 ; 475]
Dichte Festkörper	970	kg/m³	
Mittlere Längenausdehnung	71*10 ⁻⁶	1/K	[Blanke S. 166]

Temperatur	Spezifische
	Wärmekapa- Zität fest
°C	kJ/kg K
10	1,25
20	1,24
30	1,25
40	1,25
50	1,27
60	1,29
70	1,31
80	1,34
90	1,38

6.3 Glutfarben des Stahls

<i>Glutfarbe</i>	<i>Von °C</i>	<i>Bis °C</i>
Im dunklen Rot	475	550
Dunkelrot	550	650
Dunkel-Kirschrot	650	750
Kirschrot	750	850
Helles Kirschrot	850	925
Orange	925	1000
Gelb	1000	1100
Gelbweiß	1100	1250
Weiß	1250	1400

*Quelle: Dümmler ; „Taschenbuch für das Metallgewerbe“
Anhand der Glutfarben des Stahls kann die Temperatur einer
glühenden Heatpipe zuverlässig geschätzt werden.*

Abb. 6.3-1

6. Anhang

6.4 Verwendete Geräte

Leistungsregler

Typ: Jumbo TYA-110/3,50,230 TR

Firma: M.K. Juchheim GmbH & Co

Transformator

Typ: 240V ; 34,7A / 90V ; 98A

Firma: Habermann

Durchflussmesser

Typ: Luft P=1,013 bar absolut

Firma: Bopp & Reuther Heinrichs Messtechnik

Scanner

Typ: Data Aquisition / Switch Unit 34970 A

Firma: Hewlett Packard

Ofen

Typ:

Firma:

Vakuumpumpe

Typ: TRIVAC E2

Firma: Hanning

Korrekturformel für Schwebekörper- Durchflussmesser

Schwebekörper-Durchflussmessgeräte werden nach VDE/VDI 3513 berechnet. Bei den durchgeführten Versuchen wurde der Schwebekörper-Durchflussmesser nicht im Nenndruckbereich betrieben. Die Skala des Durchflussmessers ist für einen absoluten Druck von 1 bar ausgelegt. Der Betriebsdruck schwankte zwischen 1 und 3 bar absoluten Druck. Deshalb ist eine Umrechnung der Skala des Durchflussmessers nötig. Aus der Richtlinie VDE/VDI 3513 ergibt sich folgende vereinfachte Beziehung. Voraussetzung für diese Beziehung ist, daß die in der Richtlinie definierte Durchflusszahl des Durchflussmessers über dem Betriebsdruck konstant ist und die Dichte des Fluids sehr viel kleiner als die Dichte des Schwebekörpers ist.

Es gilt für die Umrechnung der Skalen:

$$\frac{V_{\text{korrigiert}}}{V_{\text{gemessen}}} = \sqrt{\frac{P_{\text{gemessen}}}{P_{\text{nenn}}}}$$

Literaturverzeichnis

- [1] VDI-Wärmeatlas Berechnungsblätter für den Wärmeübergang ; Verein Deutscher Ingenieure
Springer-Verlag 2002
- [2] N. N. Greenwood, A. Earnshaw „Chemie der Elemente“
Wiley VCH- Verlag
- [3] K. Peter, C. Vollhardt, Neil E. Schore ; „Organische Chemie“ Dritte Auflage ; Wiley-VCH Verlag
- [4] Walter Blanke „ Thermophysikalische Stoffgrößen“ ;
Springer Verlag 1989
- [5] E. Hering, R. Martin, M. Stohrer „Physik für Ingenieure“
Vierte verbesserte Auflage ; VDI-Verlag
- [6] Dieter Meschede ; „Gertsens Physik“ ; 21 Auflage ;
Springer-Verlag
- [7] Franz Mayinger ; „Strömung und Wärmeübergang in Gas-
Flüssigkeits-Gemischen“ ; Springer-Verlag 1982
- [8] F.P. Incropera, D.P. De Witt ; „Fundamentals of Heat and
Mass Transfer“ ; Fouth Edition ; John Wiley & Sons
1996
- [9] P. D. Dunn , D. A. Reay ; „Heat Pipes“ ; Fourth Edition ;
Pergamon-Verlag 1994
- [10] Thomas Kirst ; „Werkstatt-Tabellen für die
Metallindustrie“ , Bd. II ; Fachbuchverlag Leipzig 1959 ;
S. KI 28
- [11] Klein ; „Einführung in die DIN-Normen“ 13. Auflage ;
B.G. Teubner Stuttgart 2001; S. 763
- [12] M. v. Ardenne , G. Musiol , S. Reball ; „Effekte der
Physik und ihre Anwendungen ; Verlag Harry Deutsch
1990 ; S. 736
- [13] Westermann, Näser, Brandes ; „Anorganische Chemie“
Deutscher Verlag für Grundstoffindustrie Leipzig 1988
- [14] Stöcker ; „Taschenbuch der Physik“ Verlag Harry Deutsch
Thun und Frankfurt am Main 1994
- [15] Bähr „Thermodynamik“ Springer Verlag 1996 ;
9. Auflage