



Unz, S.; Beckmann, M.: Berechnungsverfahren für die Auslegung von keramischen Wärmerohr-Wärmeübertragern. In: Hufenbach, W.A.; Gude, M.: ECEMP - European Centre for Emerging Materials and Processes Dresden - Internationales Kolloquium des Spitzentechnologieclusters ECEMP 2011. Dresden 2011. ISBN 978-3-942267-43-4

BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR DIE AUSLEGUNG VON KERAMISCHEN WÄRMEROHR-WÄRMEÜBERTRAGERN

Simon Unz, Michael Beckmann

INHALTSVERZEICHNIS

INHALTSVERZEICHNIS	2
1 ANWENDUNGSMÖGLICHKEITEN FÜR WÄRMEROHRE	3
2 FUNKTIONSWEISE VON WÄRMEROHREN.....	3
3 BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR WÄRMEROHR-WÄRMEÜBERTRAGER.....	5
3.1 Betrachtung eines einzelnen Wärmerohrs.....	5
3.1.1 Leistungsgrenzen eines Wärmerohrs.....	5
3.1.2 Betriebsverhalten von Wärmerohren	9
3.1.3 Äußere Auslegung eines Wärmerohrs	10
3.2 Berechnungsverfahren für Wärmerohr-Wärmeübertrager	12
3.2.1 Grundlagen zur Bestimmung des Wärmeeintrags für ein Wärmerohr in durchströmten Rohrbündeln	12
3.2.2 Analytische Lösung.....	14
3.2.3 Numerische Lösung des Wärmeübertragungsverhaltens für einen Wärmerohr-Wärmeübertrager	17
4 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK.....	22
5 NOMENKLATUR	23
6 DANKSAGUNG.....	26
7 LITERATUR	26

1 ANWENDUNGSMÖGLICHKEITEN FÜR WÄRMEROHRE

Obwohl das Funktionsprinzip von Wärmerohren bereits sehr lange bekannt ist [1, 2, 3], werden diese auch heute größtenteils, trotz der vielen Vorteile, nur für Sonderanwendungen im Nieder- und Mitteltemperaturbereich eingesetzt.

Meist finden Wärmerohre in metallischer Ausführung als Kupfer- oder hochlegierte Stahlrohre im unteren und mittleren Temperaturbereich Anwendung. Für Wärmerohrprozesse geringer Leistung und niedrigem Temperaturniveau gibt es heute ein größeres Anwendungsspektrum zur Kühlung von Leistungselektronikbauteilen. Hierfür finden sich unterschiedliche kommerzielle Anbieter auf dem Markt [4, 5]. Weitere Anwendungen metallischer Wärmerohre liegen in Wärmerückgewinnungssystemen in der Raumluftechnik. Für großtechnische Anwendungen werden von wenigen Anbietern metallische Wärmerohr-Wärmeübertragungssysteme als Sonderbauform für Wärmeverschiebesysteme eingesetzt, so z.B. für Rauchgasentstickungsverfahren in der Kraftwerkstechnik [6].

Metallische Wärmerohre kommen allerdings bei steigenden Temperaturen und chemisch und mechanisch anspruchsvollen Atmosphären an ihre Einsatzgrenzen. Eine Erweiterung des Anwendungsspektrums für Wärmerohre in den Hochtemperaturbereich kann durch den Einsatz keramischer Werkstoffe erreicht werden. Durch Nutzung von Abwärmeströmen von Kraftwerks- und Industrieprozessen auf hohem Temperaturniveau wird die Effizienz dieser Prozesse maßgeblich gesteigert, der Brennstoffverbrauch und die Emissionen können gesenkt werden. Besonders bei thermischen Prozessen, in welchen alternative Brennstoffe, wie Biomasse oder Abfälle, zum Einsatz kommen oder in Prozessen zur Synthesegaserzeugung, werden erhöhte Anforderungen an die chemische Beständigkeit der Werkstoffe gestellt. Weitere Anwendungsfelder für keramische Wärmerohr-Wärmeübertrager sind in den Bereichen der Schwer- und Grundstoffindustrie zu finden, wie z. B. der Glas-, Chemie- oder der metallherstellenden Industrie.

2 FUNKTIONSWEISE VON WÄRMEROHREN

Ein Wärmerohr, auch Heatpipe genannt, besteht aus einem mit einem Arbeitsmedium teilweise gefüllten verschlossenen Rohr. Anders als bei der Sonderbauform Thermosiphon, befindet sich bei einem Wärmerohr im Innern des evakuierten Gehäuses eine den Betriebsparametern entsprechende, mit flüssigem Arbeitsmedium gesättigte Kapillarstruktur. Das Arbeitsmedium muss hinsichtlich Schmelz-, Siede- und Verdampfungsverhalten den Anforderungen des Einsatzbereiches entsprechen. Für Hochtemperaturanwendungen kann Kalium, Natrium, Lithium oder Silber eingesetzt werden [7]. Entlang der Achse eines Wärmerohres werden entsprechend ihrer Funktion drei Zonen definiert (s. Abbildung 2-1). In der Verdampferzone findet die Wärmezufuhr statt und der flüssige Wärmeträger verdampft durch Wärmezufuhr aus der

Kapillarstruktur in den Dampfraum. Aufgrund eines minimalen Temperatur- und Druckgefälles strömt der Dampf über die adiabate Transportzone in die Kondensatorzone. Das Wärmerohr gibt die Kondensationsenthalpie des Arbeitsmediums in Form von Wärme an das vorbeiströmende Kühlmedium ab, welches sich dadurch erwärmt. Das dampfförmige Arbeitsmedium kondensiert und wird als Flüssigphase über die Kapillarstruktur in den Verdampferbereich zurückgeführt.

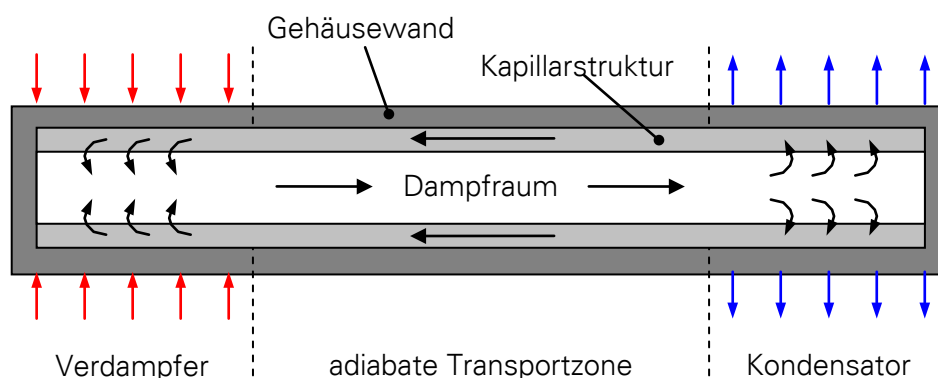


Abbildung 2-1: Funktionsprinzip und Aufbau eines Wärmerohres.

Der Kapillareffekt bewirkt, dass das flüssige Arbeitsmedium – in Grenzen auch gegen die Schwerkraft – in die Verdampferzone zurückgeführt wird. Die Kapillarstruktur bewirkt eine Vergleichmäßigung des flüssigen Arbeitsmediums über den Umfang. Durch die Kapillarstruktur können Wärmerohre mit einer unterhalb oder auf gleicher Höhe der Verdampferzone liegenden Kondensatorzone betrieben werden [8]. Thermosiphons besitzen keine Kapillarstruktur [8] und werden daher meist in senkrechter Einbaulage, zumindest aber mit einer über der Verdampferzone liegenden Kondensatorzone betrieben. Der Rückfluss des Arbeitsmediums aus der Kondensatorzone in den Verdampferbereich erfolgt schwerkraftinduziert.

3 BERECHNUNGSVERFAHREN FÜR WÄRMEROHR- WÄRMEÜBERTRAGER

3.1 Betrachtung eines einzelnen Wärmerohrs

3.1.1 Leistungsgrenzen eines Wärmerohrs

Für einen stabilen Wärmeübertragungsprozess vom *heißen* an das *kalte* Medium müssen thermo-fluiddynamische Randbedingungen eingehalten werden. Hierfür sind Leistungsgrenzen für Wärmerohre bzw. Thermosiphons definiert. Diese schränken den Betriebsbereich zwischen Schmelztemperatur und Kritischer Temperatur zusätzlich ein. Es wird analog zu Abbildung 3-1 zwischen folgenden Leistungsgrenzen unterschieden:

- Kapillarkraftgrenze (nur bei Wärmerohren vorhanden)
- Viskositätsgrenze
- Schallgeschwindigkeitsgrenze
- Wechselwirkungsgrenze
- Austrocknungsgrenze (nur bei Thermosiphons relevant)
- Siedegrenze

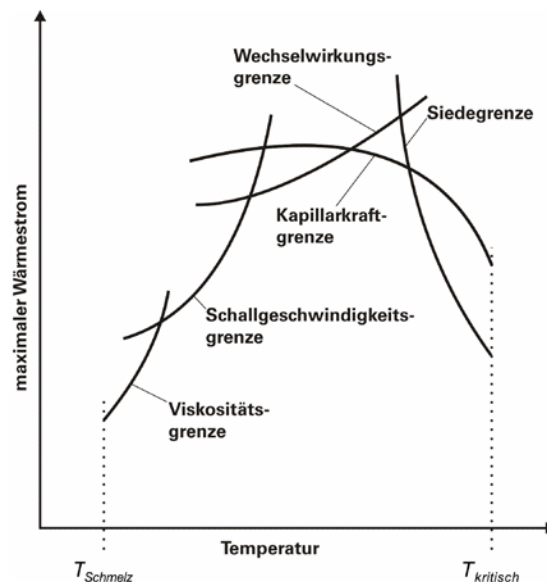


Abbildung 3-1: Leistungsgrenzen (schematisch) von Wärmerohren [9].

Die Kapillarkraftgrenze stellt die relevante Leistungsgrenze dar, wenn Wärmerohre im mittleren Temperaturbereich des Arbeitsmediums betrieben werden. Hier muss die durch die Kapillarstruktur maximal erreichbare Kapillardruckdifferenz größer sein als die Summe der Druckverluste in der Strömung des dampfförmigen sowie flüssigen Wärmeträgers, einschließlich der hydrostatischen Druckdifferenzen in der Flüssigkeitsströmung und der Druckverluste, die bei den Phasenübergängen auftreten. Wird diese Bedingung nicht erfüllt, wird das Arbeitsmedium nicht in die Verdampferzone zurückbefördert. Die Kapillarkraftgrenze berechnet sich wie aus Gleichung 3-1 folgt, aus den jeweiligen Druckdifferenzen, in welchen die übertragene Leistung enthalten ist:

$$\Delta p_{kap,max} + \int_{z'_{wet}}^{z'_{dry}} \frac{dp_{f,h,\parallel}}{dz'} - \Delta p_{f,h,\perp} \geq - \int_{z_{dry}}^{z_{wet}} \frac{dp_d}{dz} - \int_{z'_{wet}}^{z'_{dry}} \frac{dp_f}{dz'} - \Delta p_{ph,v} - \Delta p_{ph,k} \quad 3-1$$

Die Kapillarkraftgrenze muss bei der Betrachtung der Sonderbauform Thermosiphon aufgrund der fehlenden Kapillarstruktur nicht berücksichtigt werden.

Wird ein Wärmerohr bzw. Thermosiphon bei Betriebstemperaturen kurz über der Erstarrungstemperatur des Arbeitsmediums betrieben, reicht der Druckgradient in der Dampfströmung nicht aus, um die viskosen Kräfte zwischen Verdampfer- und Kondensatorzone in der Dampfströmung zu überwinden. Diese Leistungsgrenze wird Viskositätsgrenze genannt und begrenzt den Arbeitsbereich bei Betriebstemperaturen kurz über dem Arbeitsmittelschmelzpunkt. Die Viskositätsgrenze berechnet sich aus Gleichung 3-2:

$$\dot{Q}_{vis} = A_d \frac{D_d^2 \cdot \Delta h_v}{64 \eta_d \cdot L_{eff}} \rho_d(z_v = 0) \cdot p_d(z_v = 0) \quad 3-2$$

Aufgrund großer Verdampfungsgrade oder geringer Strömungsquerschnitte erreicht die axiale Geschwindigkeit der Dampfströmung die örtliche Schallgeschwindigkeit, so dass ein kritischer Strömungszustand auftritt. Die Schallgeschwindigkeitsgrenze tritt bei Betriebstemperaturen im unteren bis mittleren Bereich auf und berechnet sich nach folgender Gleichung 3-3:

$$\dot{Q}_{son} = A_d \cdot 0,474 \cdot \Delta h_v \sqrt{\rho_d(z_{v=0}) \cdot p_d(z_{v=0})} \quad 3-3$$

Liegen die Betriebstemperaturen des Wärmerohrs oder Thermosiphons im mittleren Temperaturbereich, können bei hohen übertragenen Wärmeströmen die viskosen Scherkräfte zwischen den in entgegengesetzte Richtungen strömenden Dampf- und Flüssigkeitsphasen so groß werden, dass sich die Strömungen gegenseitig behindern.

Man spricht in diesem Fall von der Wechselwirkungsgrenze. Bei Thermosiphons kann sich im Extremfall durch diesen Effekt ein Flüssigkeitsstau bilden, welcher die Dampfströmung und damit den axialen Wärmetransport unterbricht. Die Wechselwirkungsgrenze lässt sich für Wärmerohre in Abhängigkeit von der Kapillarstruktur nach Gleichung 3-4 ermitteln:

$$\dot{Q}_{ent} = A_d \cdot \Delta h_v \sqrt{\frac{\sigma \cdot \rho_d}{2 \cdot r_{hyd,kap}}} \quad \mathbf{3-4}$$

Die Bestimmung der für Thermosiphons besonders relevanten Wechselwirkungsgrenze kann über die Bond-Zahl und unter Berücksichtigung des Rohrdurchmessers erfolgen [10]. Dieser Zusammenhang wird in Gleichung 3-5 dargestellt:

$$\dot{Q}_{flo,TS} = K_k \cdot \Delta h_v \cdot A_d [g \cdot \sigma (\rho_f - \rho_d)]^{1/4} \cdot [\rho_d^{-1/4} + \rho_f^{-1/4}]^2 \quad \mathbf{3-5}$$

K_k ist hierbei die modifizierte Kutateladze-Zahl, welche in der Literatur [11], wie aus Gleichung 3-6 folgt, definiert wird:

$$K = \left(\frac{\rho_f}{\rho_d} \right)^{0,14} \tanh^2 (Bo^{0,25}) \quad \mathbf{3-6}$$

Die durchmesserabhängige Bond-Zahl (Bo) kann über Gleichung 3-7 berechnet werden:

$$Bo = d_d \sqrt{\frac{g(\rho_f - \rho_d)}{\sigma}} \quad \mathbf{3-7}$$

Bei hohen Betriebstemperaturen und Wärmeströmen entstehen Dampfblasen an der Schnittstelle zwischen Arbeitsmedium und Wand des Wärmerohres. Diese Dampfblasen können bei hoher Wärmestromdichte zusammenwachsen und isolierend wirken, wodurch der radiale Wärmetransport über die Rohrwandung bei hohen Wärmestromdichten stark reduziert wird. Die Rohrwand kann überhitzt und zerstört werden. Die Siedegrenze lässt sich für Wärmerohre, wie aus Gleichung 3-8 folgt, in Abhängigkeit von der Kapillarstruktur bestimmen:

$$\dot{Q}_{boi} = \frac{2\pi \cdot L_v \cdot \lambda_{eff} \cdot T_d}{\Delta h_v \cdot \rho_d \cdot \ln\left(\frac{d_{WR,i}}{d_d}\right)} \left(\frac{2\sigma}{r_{DB}} - \Delta p_{kap,max} \right) \quad 3-8$$

Die Bestimmung der Siedegrenze für Thermosiphons ist sehr komplex, es existieren empirische Gleichungen, welche die kritische Wärmestromdichte für das Blasensieden berücksichtigen. Generell sollte davon ausgegangen werden, dass sich der Verdampfungsvorgang im Thermosiphon über die üblichen Zusammenhänge beim Verdampfen in Rohren beschreiben lässt. Das Verhalten von Flüssigmetallen beim Blasensieden ist wissenschaftlich nur ungenügend erfasst, so dass in der Literatur eine experimentelle Untersuchung empfohlen wird [9].

Zusätzlich zu den bisher besprochenen Leistungsgrenzen muss beim Thermosiphon die Grenze gegen Austrocknen berücksichtigt werden. Diese Grenze wird bei geringen Füllgraden des Wärmerohrs mit Arbeitsmedium relevant, wenn hohe Wärmeströme transportiert werden. Dadurch verdampft mehr Arbeitsmedium im Verdampfer als aus dem Kondensator zurückströmt, wodurch der Füllstand des Flüssigkeitspools im Verdampfer abnimmt. Die Rohrrinnenwand ist ab einem bestimmten Wärmestrom nicht mehr mit Flüssigkeit benetzt, es kommt zu einem Anstieg der Wandtemperatur. Die Rohrwand im Verdampferbereich überhitzt, was zu einem Versagen der Rohrwandung führen kann. Die Berechnung der Grenze gegen Austrocknen für Thermosiphons kann nach Gleichung 3-9 erfolgen:

$$\dot{Q}_{dry,TS} = A_{v,i} \cdot \rho_d \cdot \Delta h_v \left[\frac{\sigma \cdot g (\rho_f - \rho_d)}{\rho_d^2} \right]^{1/4} \left[\frac{g \cdot \rho_f^2}{3\eta_f \cdot L_v \sqrt{\sigma \cdot g \cdot \rho_d^2 (\rho_f - \rho_d)}} \right] \quad 3-9$$

$$\cdot \left[\frac{V_{WR}}{\pi \cdot d_{WR,i} (4/5 \cdot L_k + L_{ad} + 3/4 \cdot L_v)} \right]^3 \left[\frac{(V_v/V_{TS}) \cdot V' - (\rho_d/\rho_f)}{1 - (\rho_d/\rho_f)} \right]^3$$

Für die Herleitung der jeweiligen Leistungsgrenzen wird auf die Literatur verwiesen (z.B. [7] bis [13]).

Innere Wärmeübergangsmechanismen

Wesentlichen Einfluss auf die Wärmeübertragung von der Rohrwand des Thermosiphons an das Arbeitsmedium haben die Wärmeübergangsmechanismen auf der Innenseite des Wärmerohrs. Hier muss eine genaue Betrachtung und Unterscheidung der einzelnen Zonen des Thermosiphons vorgenommen werden.

Durch die Lage des Verdampfers unterhalb des Kondensators und mehr oder weniger senkrechter Einbaulage des Thermosiphons bildet sich im Verdampfer ein Pool, in welchem sich überschüssiges Arbeitsmedium sammelt. Es wird von einem Massenstromgleichgewicht zwischen verdampftem Massestrom und zurückgeführtem Kondensatmassenstrom ausgegangen. Somit existiert im Verdampfer ein Bereich, der vollständig mit flüssigem Arbeitsmedium gefüllt ist und ein Bereich, in welchem sich ein flüssiger Film aus Arbeitsmedium an der Wand befindet. Dadurch ist es sinnvoll den Wärmeübergang in zwei Bereiche zu untergliedern. Den unteren Bereich bildet der Flüssigkeitspool, in welchem sich in Abhängigkeit des zugeführten Wärmestroms zweiphasige Konvektion oder Blasenverdampfung einstellt [12]. An den Flüssigkeitspool schließt sich in axialer Richtung ein Bereich an, in welchem Filmverdampfung stattfindet. In dieser Zone muss unterschieden werden, ob Oberflächenverdampfung oder Blasenverdampfung vorliegt [12]. Entscheidungskriterium ist nach Herr [13] der jeweils größere Wert der beiden möglichen Mechanismen. Zweckmäßig erscheint eine Aufteilung des übertragenen Wärmestroms nach den jeweils beteiligten Oberflächen im Verdampfer.

Die Kondensation des Arbeitsmediums in der Kondensatorzone erfolgt durch Wärmeabfuhr an das Kühlmedium. Dabei ist der Kondensationsprozess als Filmkondensation zu betrachten [12].

3.1.2 Betriebsverhalten von Wärmerohren

Beim Einsatz von Wärmerohren bzw. Thermosiphons für Wärmeübertragungsaufgaben ist das Ziel einen möglichst hohen Wärmestrom von der *heißen* Seite auf die *kalte* Seite zu übertragen. Dieser Fall liegt dann vor, wenn das Wärmerohr aufgrund der Randbedingungen auf der *heißen* und *kalten* Seite einen Betriebspunkt möglichst dicht an der jeweils relevanten Leistungsgrenze einnimmt. Diese Betrachtung stellt allerdings einen optimalen Betriebszustand dar, bei welchem der auf der *heißen* Seite zugeführte Wärmestrom vom Wärmerohr durch die limitierende Leistungsgrenze übertragen und auf der *kalten* Seite vollständig an das Kühlmedium übertragen werden muss. Liegen die beschriebenen optimalen Auslegungszustände nicht vor, dann verschiebt sich der Betriebspunkt des Wärmerohrs. Ist der Wärmekapazitätsstrom des kühlenden Mediums nicht ausreichend, dann stellt sich der übertragbare Wärmestrom entsprechend der Wärmesenkenkapazität ein. In Abbildung 3-2 ist der Fall für ein Wärmerohr dargestellt, welches bei drei unterschiedlichen Masseströmen auf der *heißen* Seite bei konstanter Eingangstemperatur betrieben wird. Als optimaler Auslegungsfall stellt sich wie erwähnt die Leistungsgrenze in Abhängigkeit von der Temperatur ein. Bei einer Reduzierung des Kühlmassenstroms ist zu beobachten, dass sich die Betriebspunkte auf einer Arbeitsgeraden vom optimalen Auslegungspunkt wegbewegen. Der Betriebspunkt nimmt einen Zustand verminderter Wärmeleistung bei gleichzeitig steigenden Betriebstemperaturen im Wärmerohr ein. Sinkende Masseströme auf der *heißen* oder *kalten* Seite des Wärmerohrs führen zu einer Geschwindigkeitsverringerung, welche sich direkt auf das Wärmeübergangsverhalten an das Wärmerohr bzw. an das

Wärmerohrbündel auswirken. Als bestimmende Größe ist bei der Auslegung von Wärmerohren der äußere Wärmeübergangswiderstand zu identifizieren.

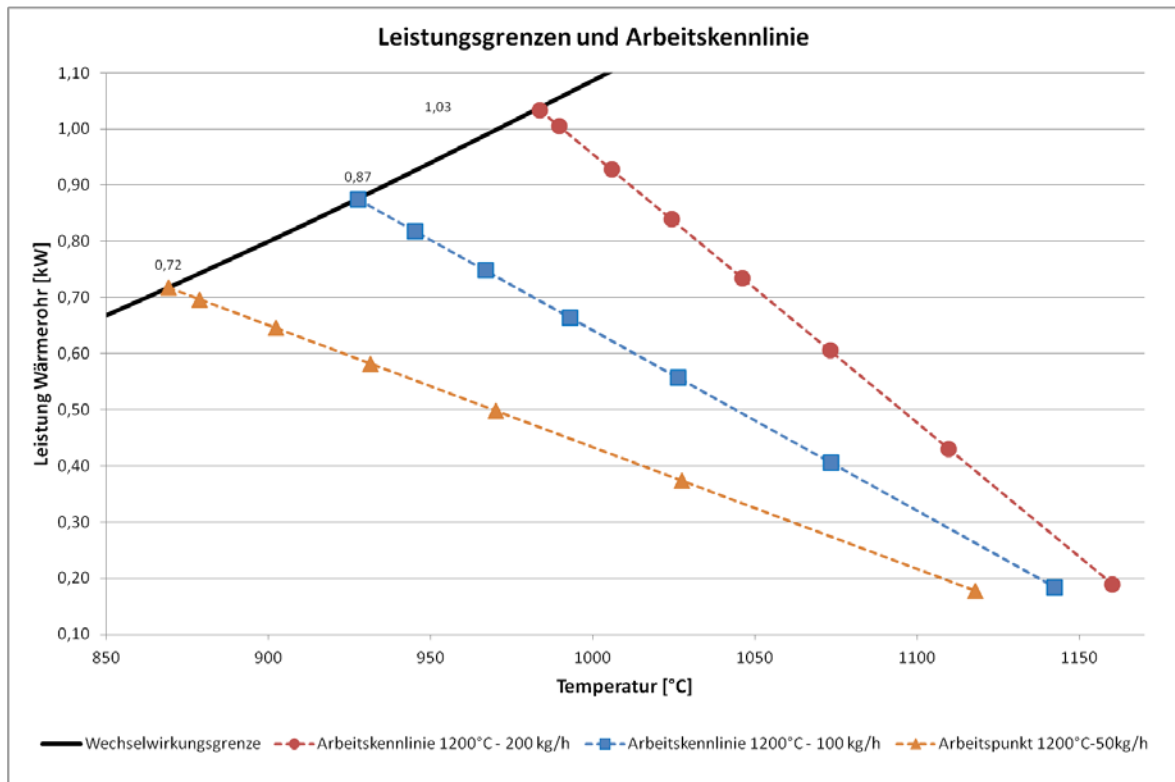


Abbildung 3-2: Betriebsverhalten von Wärmerohren bei einer Reduzierung des Wärmekapazitätsstroms auf der kalten Seite.

3.1.3 Äußere Auslegung eines Wärmerohrs

Der konvektive Wärmeübergang bei einer Umströmung beliebig geformter Einzelkörper kann über die in Gleichung 3-10 aufgeführte Nusselt-Beziehung [9] bestimmt werden.

Berechnung der Nusseltzahl für das Einzelrohr:

$$Nu_{ER} = 0,3 + \sqrt{Nu_{ER,lam}^2 + Nu_{ER,turb}^2} \quad \text{3-10}$$

Wobei die Nusseltzahl für die laminare Strömung über

$$Nu_{ER,lam} = 0,664 \cdot \sqrt{Re} \cdot \sqrt[3]{Pr} \quad \mathbf{3-11}$$

und die Nusseltzahl für die turbulente Strömung durch

$$Nu_{ER,turb} = \frac{0,037 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr}{1 + 2,443 \cdot Re^{-0,1} \cdot (Pr^{2/3} - 1)} \quad \mathbf{3-12}$$

berechnet wird. Darin sind

$$Re = \frac{w \cdot L_U}{\nu} \quad 1 < Re < 10^7 \quad (\text{für Zylinder}) \quad \mathbf{3-13}$$

die Reynoldszahl und

$$Pr = \frac{\rho \cdot c_p \cdot \nu}{\lambda} \quad 0,6 < Pr < 10^3 \quad (\text{für Zylinder}) \quad \mathbf{3-14}$$

die Prandtl-Zahl. Die Überströmlänge wird zu

$$L_U = \frac{A}{U} \quad \mathbf{3-15}$$

berechnet. Der Wärmeübergangskoeffizient α für den konvektiven Wärmeübergang an einem Rohr ergibt sich durch

$$\alpha = \frac{Nu_{ER} \cdot \lambda}{L_U} \quad \mathbf{3-16}$$

Ausführungen zur Gasstrahlung finden sich in Abschnitt 3.2.1 und können ebenso für die Berechnung des Einflusses der Gasstrahlung an einem Einzelrohr angewendet werden.

3.2 Berechnungsverfahren für Wärmerohr-Wärmeübertrager

3.2.1 Grundlagen zur Bestimmung des Wärmeeintrags für ein Wärmerohr in durchströmten Rohrbündeln

Im Hinblick auf die Anwendung der Wärmerohrtechnologie in einem Wärmeübertrager handelt es sich beim äußeren Wärmeübergang um den gekoppelten Fall einer Strömung durch Rohrbündel, analog dem äußeren Wärmeübergang in Rohrbündelwärmeübertragern und Gasstrahlung.

Die Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs erfolgt analog zu Abschnitt 3.1.3, zunächst wieder für das Einzelrohr, aber unter Berücksichtigung des Hohlraumanteils zwischen den Rohren durch Einführung einer modifizierten Reynoldszahl [9]:

Statt Re ist nun die Reynoldszahl in Abhängigkeit des Hohlraumanteils ψ , $Re_{\psi,1}$ in die Nusseltbeziehungen (Gleichungen 3-11 und 3-12) einzusetzen, wie sie in Gleichung 3-17 definiert ist:

$$Re_{\psi,1} = \frac{w \cdot l_U}{\psi \cdot \nu} \quad 10 < Re_{\psi,1} < 10^6. \quad \text{3-17}$$

Die Überströmlänge ist mit

$$l_U = \frac{A}{U} = \frac{2}{\pi} \cdot d_a \quad \text{3-18}$$

definiert. Der Hohlraumanteil ψ ist über

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a} \quad \text{für } b \geq 1 \quad \text{definiert} \quad \text{3-19}$$

bzw. über

$$\psi = 1 - \frac{\pi}{4 \cdot a \cdot b} \quad \text{für } b < 1 \quad \text{,wobei} \quad \text{3-20}$$

sich das Längsteilungsverhältnis b und das Querteilungsverhältnis a analog zu Abbildung 3-3 bestimmen lassen:

$$b = \frac{s_2}{d_a} \quad \text{und} \quad a = \frac{s_1}{d_a}$$

3-21 und 3-22

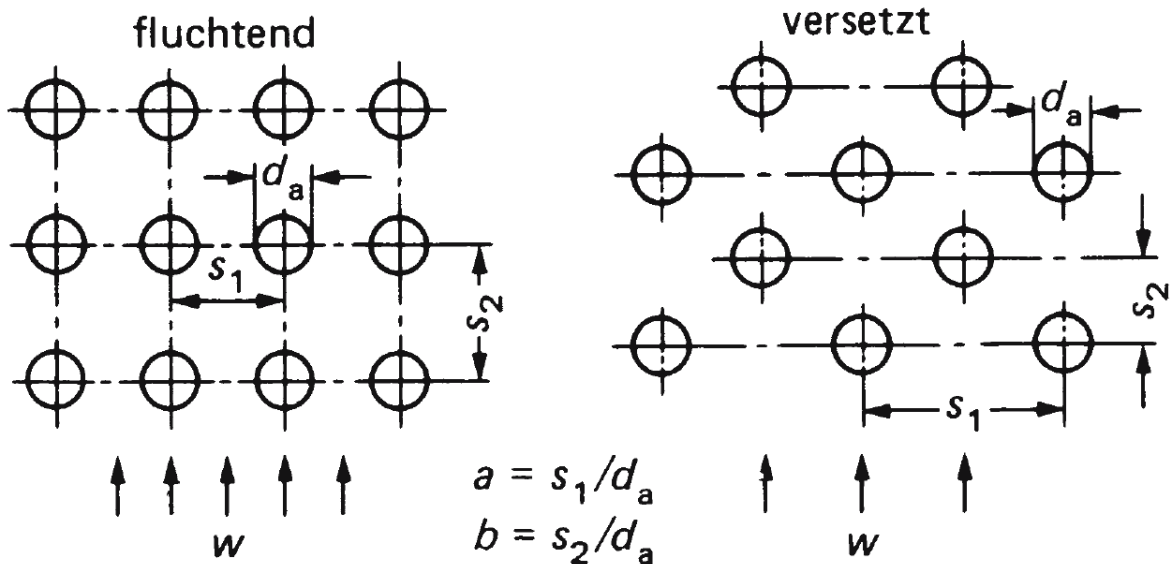


Abbildung 3-3: Quer- und Längsteilung bei Rohrbündeln [9].

Aus den Berechnungen für das Einzelrohr im Wärmeübertrager lässt sich anschließend die Nusseltzahl für das gesamte Rohrbündel über folgenden Zusammenhang berechnen.

$$Nu_{\text{Bündel}} = f_A \cdot Nu_{ER} \quad 3-23$$

Dabei ist f_A der Anordnungsfaktor für versetzte oder fluchtende Rohrreihen, welcher über die Gleichungen 3-24 bzw. 3-25 bestimmt wird:

$$f_{A,\text{versetzt}} = 1 + \frac{2}{3 \cdot b} \quad 3-24$$

$$f_{A,\text{fluchtend}} = 1 + \frac{0,7}{\psi^{1,5}} \cdot \frac{(b/a - 0,3)}{(b/a + 0,7)^2} \quad 3-25$$

Der Wärmeübergangskoeffizient α für den Wärmeübergang im Rohrbündel ergibt sich durch

$$\alpha = \frac{Nu_{\text{Bündel}} \cdot \lambda}{l_U} \quad . \quad \mathbf{3-26}$$

Zur Bestimmung des Anteils durch Gasstrahlung am Wärmeeintrag in das Wärmerohr dienen die bekannten Grundlagen [9]. Üblicherweise erfolgt die Bestimmung der Emissionsgrade der strahlungsaktiven Gaskomponenten H_2O und CO_2 über Diagramme in Abhängigkeit der Wand- bzw. der Gastemperatur. Einen weiteren Ansatz zur Berechnung der Emissionsgrade liefert Kohlgrüber [14] durch einen Polynomansatz. Der Anteil des durch Strahlung übertragenen Wärmestroms am Gesamtwärmestrom macht ca. 10 % aus.

3.2.2 Analytische Lösung

In der Literatur gibt es verschiedene Ansätze [11, 15] zur Berechnung von wärmerohrunterstützten Wärmeübertragern, wovon hier der Ansatz nach Paikert [15] verwendet wird. Er beruht auf dem bekannten Ansatz der Betriebscharakteristik [9].

Die übliche Aufgabe eines Wärmeübertragers, einen *heißen* Massenstrom \dot{m}_V abzukühlen und dadurch einen *kalten* Massestrom \dot{m}_K aufzuwärmen, erfüllt ein Wärmerohr-Wärmeübertrager durch das Verdampfen und Kondensieren des Arbeitsmediums in den Wärmerohren. Dabei bewegt sich das Arbeitsmedium mit der jeweiligen Verdampfungs- bzw. Kondensationstemperatur in Abhängigkeit des Siededrucks (vgl. Abbildung 3-4).

Aufbauend auf den unterschiedlichen Temperaturdifferenzen werden dimensionslose Kenngrößen definiert. Zum einen werden in den Gleichungen 3-27 und 3-28 die Abkühlzahl auf der Heißgasseite bzw. die Aufwärmzahl auf der Kaltgasseite definiert:

$$\varphi_v = \frac{\Delta \vartheta_v}{\Delta \vartheta_{v,0}} \quad (\text{Abkühlzahl}) \quad \mathbf{3-27}$$

$$\varphi_k = \frac{\Delta \vartheta_k}{\Delta \vartheta_{k,0}} \quad (\text{Aufwärmzahl}), \quad \mathbf{3-28}$$

wobei für die dimensionslose Temperaturdifferenz allgemein geschrieben werden kann:

$$\varphi_{k/v} = \frac{\Delta\vartheta}{\Delta\vartheta_0} = 1 - e^{-St_{k/v}} .$$

3-29

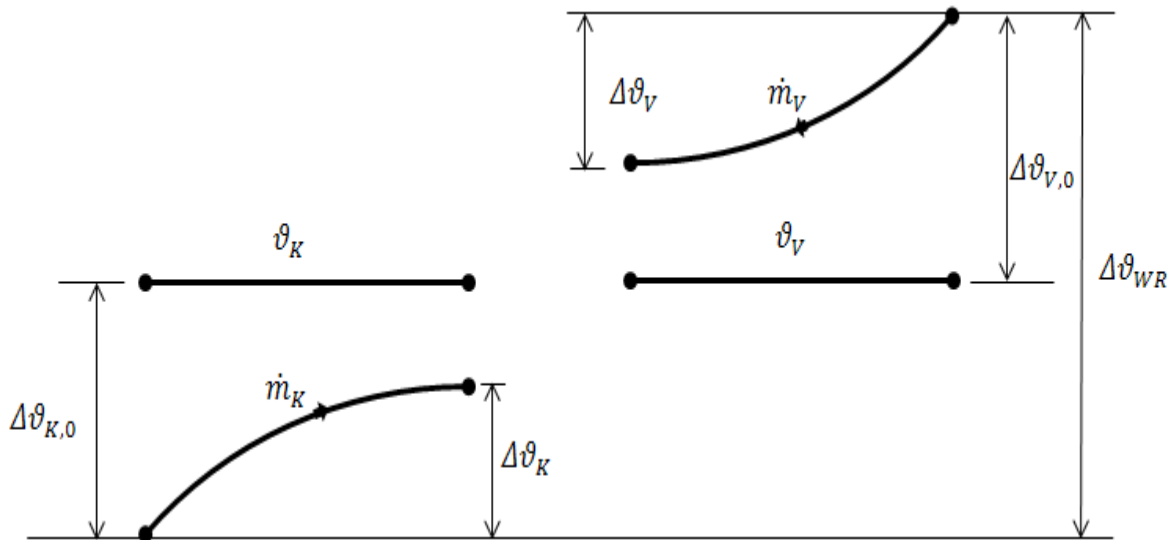


Abbildung 3-4: Temperaturverlauf in einem Wärmerohr-Wärmeübertrager für Heiz- und Kühlmedium und das Arbeitsmedium [15].

$St_{k/v}$ ist die Stantonzahl, welche das Verhältnis aus Wärmedurchgang zur abgeführten Wärmeenergie (Wärmekapazitätsstrom) für die Kondensatorseite k und die Verdampferseite v beschreibt. Die Stantonzahl berechnet sich wie folgt:

$$St_{k/v} = \frac{k \cdot A}{\dot{m}_{k/v} \cdot c_{p_{k/v}}} = NTU$$

3-30

Die Stantonzahl entspricht der auch gebräuchlichen Number of Transfer Units, auch Übertragungszahl genannt.

Zum anderen wird über die Energiebilanz

$$\dot{m}_k \cdot c_{p_k} \cdot \Delta\vartheta_k = \dot{m}_v \cdot c_{p_v} \cdot \Delta\vartheta_v$$

3-31

das Wärmekapazitätsstromverhältnis Ω berechnet:

$$\Omega = \frac{\dot{m}_k \cdot c_{p-k}}{\dot{m}_v \cdot c_{p-v}} = \frac{\Delta g_v}{\Delta g_k} \quad \mathbf{3-32}$$

Aus der bekannten Beziehung für die Betriebscharakteristik ergibt sich die sog. Rückwärmzahl für ein einzelnes Wärmerohr, welche der Betriebscharakteristik für ein einzelnes Wärmerohr entspricht zu

$$\Phi_{WR} = \frac{\Delta g_k}{\Delta g_{WR}} = \left(\frac{1}{\varphi_k} - \frac{\Omega}{\varphi_v} \right)^{-1} \quad \mathbf{3-33}$$

Die Rückwärmzahl für einen Wärmerohr-Wärmeübertrager errechnet sich nach Paikert [15] für gleichartige Wärmerohre zu

$$\Phi_{WR-WÜ} = \frac{\Delta g_{K-WÜ}}{\Delta g_{WÜges}} = 1 - \frac{1 - \Omega}{\left(\frac{1 - \Omega \cdot \Phi_{WR}}{1 - \Phi_{WR}} \right)^n - \Omega} \quad \mathbf{3-34}$$

wobei n die Anzahl der Rohrreihen ist, welche im Wärmeübertrager hintereinandergeschaltet werden. Durch Umstellen von Gleichung 3-34 kann aus einer bekannten Rückwärmzahl für den Wärmeübertrager $\Phi_{WR-WÜ}$ die notwendige Anzahl an Rohrreihen über die Gleichung 3-35 berechnet werden:

$$n = \frac{\ln \frac{1 - \Omega \cdot \Phi_{WR-WÜ}}{1 - \Phi_{WR-WÜ}}}{\ln \frac{1 - \Omega \cdot \Phi_{WR}}{1 - \Phi_{WR}}} \quad \mathbf{3-35}$$

Einschränkend sei hier angemerkt, dass die Berechnung des Temperaturverlaufs und der Anzahl der benötigten Rohrreihen mit konstanten Stoffwerten erfolgt, welche auf mittlere Temperaturen bezogen sind. Dies führt zu einer Ungenauigkeit hinsichtlich der sich einstellenden Temperaturverläufe. Der exponentielle Temperaturverlauf im Wärmeübertrager erfährt dadurch eine gewisse Linearisierung. Für hohe Temperaturen wirkt sich die Vernachlässigung der Wärmeübertragungseffekte von Festkörper- und Gasstrahlung ungünstig auf die Genauigkeit der Berechnung aus.

3.2.3 Numerische Lösung des Wärmeübertragungsverhaltens für einen Wärmerohr-Wärmeübertrager

Mit dem Einsatz von keramischen Hochtemperatur-Wärmeübertragern gewinnt die Wärmeübertragung durch Strahlung entsprechend an Bedeutung, weshalb diese in der Berechnung nicht vernachlässigt werden darf. Zudem wird aufgrund des großen Temperaturbereichs bei der Anwendung von Hochtemperatur-Wärmerohr-Wärmeübertragern der Einfluss der Temperaturabhängigkeit der Stoffwerte wichtig. Um Beschränkungen der in Abschnitt 3.2.2 vorgestellten analytischen Lösung hinsichtlich Flexibilität und Genauigkeit der Wärmeübertragungsmechanismen (Strahlung und Konvektion), der Stoffwerte und der inneren Auslegung von Wärmerohren zu kompensieren, wurde ein Zellenmodell für einen Parallelstromwärmeübertrager im Gegenstrombetrieb erstellt. Dieser Abschnitt stellt den bisherigen Bearbeitungsstand dieses Zellenmodells dar.

Über dieses Zellenmodell ist es möglich, einen Wärmerohr-Wärmeübertrager unter Berücksichtigung der Gasstrahlung, temperaturabhängiger Stoffwerte und unter Einbeziehung der Leistungsgrenzen zu berechnen. Dafür werden der *heiße* und der *kalte* Strömungspfad des Apparats in n gleich große Zellen zerlegt. Diese weisen eine diskrete Länge Δx auf. Dadurch liegt jeweils eine Zelle des *heißen* Stroms gegenüber einer Zelle des *kalten* Stroms. Zwischen diesen beiden Zellen liegt jeweils ein Wärmerohr.

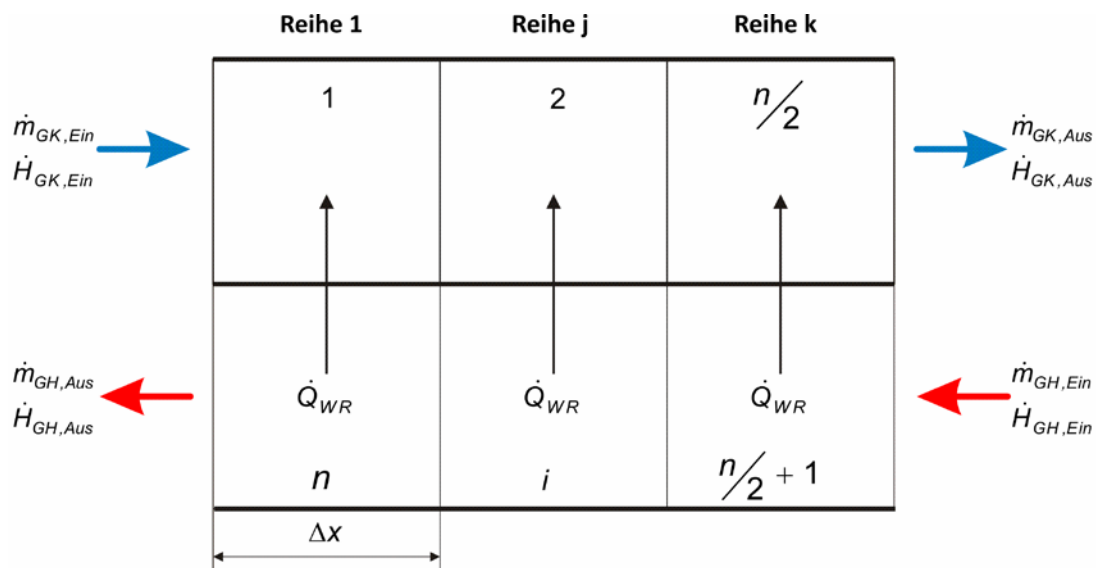


Abbildung 3-5: Schematische Darstellung des Zellenmodells für einen Gegenströmer.

Der Energietransport über dieses Wärmerohr stellt die Kopplung zwischen den beiden benachbarten Zellen dar. Die Zellen wurden je zur Hälfte auf die *heiße* (abzukühlende) und die *kalte* (aufzuheizende) Seite aufgeteilt. Die Aufteilung wurde so gewählt, dass die *kalte*

Seite die Zellen 1 bis $\frac{n}{2}$ und die *heiße* Seite die Zellen von $\frac{n}{2} + 1$ bis n umfasst. Die Lösung des in Abbildung 3-5 schematisch dargestellten Modells basiert im Wesentlichen auf der Lösung eines linearen Gleichungssystems, welches auf Energiebilanzen beruht. Innerhalb jeder Zelle herrscht eine gleichmäßige Temperatur (idealer Rührkessel).

In Abbildung 3-6 wird eine detaillierte Energiebilanz um die Zelle n dargestellt. Als Randbedingung sei vorgegeben, dass der *heiße* Massestrom \dot{m}_{GH} konstant sei und aus Zelle $n-1$ in Zelle n eintritt. Die Energiebilanz um Zelle n setzt sich aus dem eintretenden Enthalpiestrom $\dot{H}_{GH,n-1}$, dem austretenden Enthalpiestrom $\dot{H}_{GH,Aus}$, den abgeführten Wärmeströmen aus Zelle n an Zelle 1 über das Wärmerohr $\dot{Q}_{WR,n \rightarrow 1}$ und die über die Trennwand übertragene Leistung \dot{Q}_{kA} zusammen.

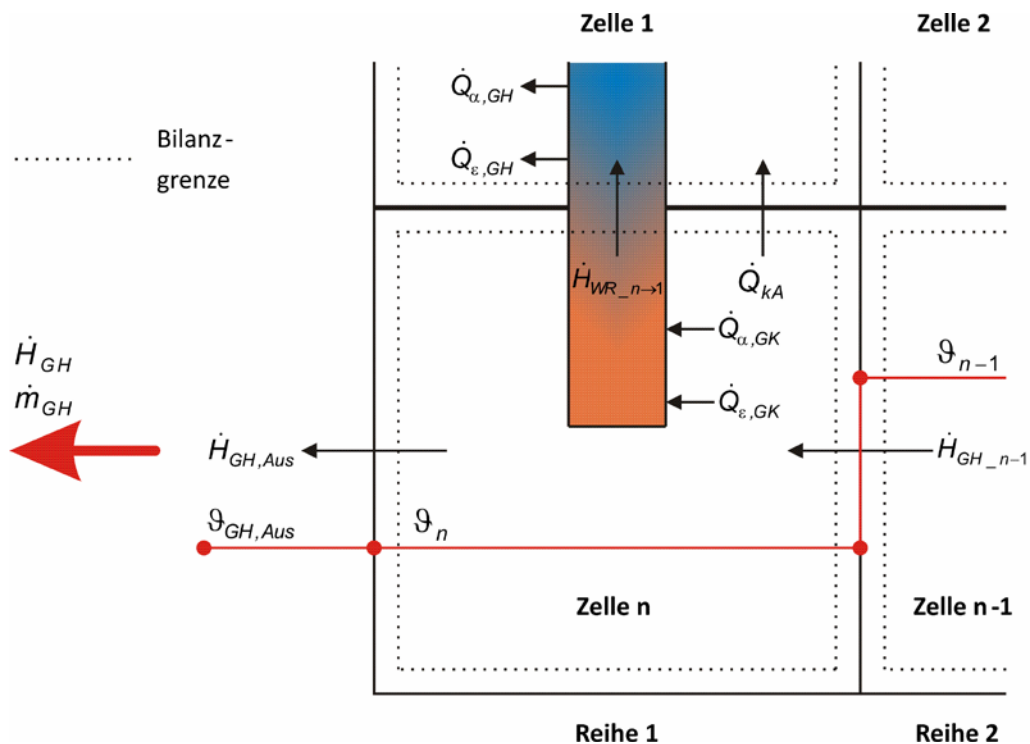


Abbildung 3-6: Schematische Aufstellung der Bilanzgleichung und Temperaturverlauf in der Beispielzelle 1.

Auf der *heißen* Seite (Zelle n) werden der konvektive und der durch Gasstrahlung bedingte Wärmestrom $\dot{Q}_{\alpha,GH}$ und $\dot{Q}_{\epsilon,GH}$ als $\dot{Q}_{WR,n \rightarrow 1}$ über die Oberfläche an das Wärmerohr übergeben. $\dot{Q}_{WR,n \rightarrow 1}$ wird als Enthalpiestrom $\dot{H}_{WR,n \rightarrow 1}$ an das Arbeitsmedium übertragen und auf der *kalten* Seite (Zelle 1) wieder als $\dot{Q}_{WR,n \rightarrow 1}$ über die Rohrwand als

Strahlungs- und konvektiver Wärmestrom $\dot{Q}_{\varepsilon,GK}$ und $\dot{Q}_{\alpha,GK}$ abgeführt. Für diesen Zusammenhang gilt die folgende Bilanzgleichung 3-36 um das Wärmerohr:

$$\dot{Q}_{\alpha,GH} + \dot{Q}_{\varepsilon,GH} = \dot{Q}_{WR_n_1} = \dot{H}_{WR_n_1} = \dot{Q}_{\alpha,GK} + \dot{Q}_{\varepsilon,GK} \quad . \quad \mathbf{3-36}$$

An einem einfachen Beispiel, bestehend aus vier Zellen, soll die Vorgehensweise bei der Erstellung des linearen Gleichungssystems in Abbildung 3-7 erläutert werden.

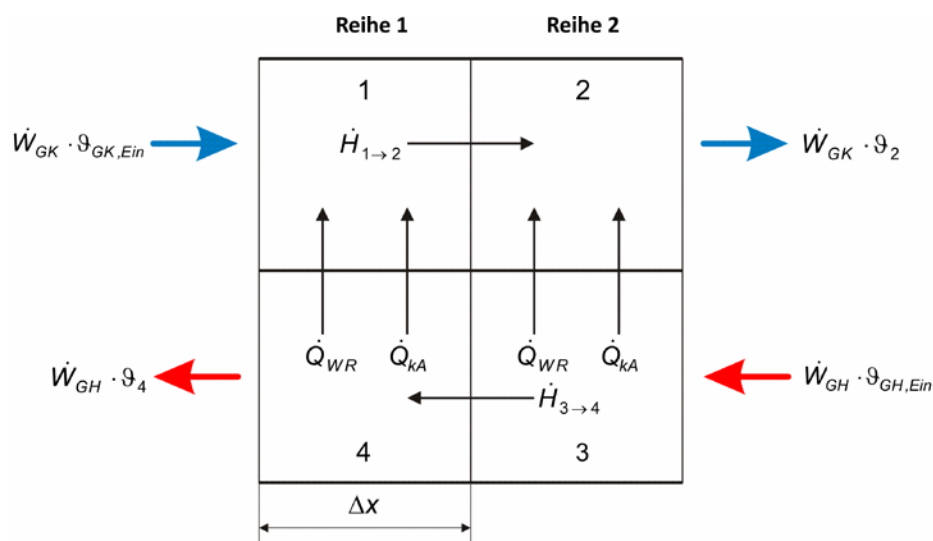


Abbildung 3-7: Beispiel zur Aufstellung der Energiebilanzen.

Im Folgenden werden die Energiebilanzen für das in Abbildung 3-7 eingeführte Beispiel aufgestellt:

$$\text{Zelle 1: } 0 = \dot{W}_{GK} \cdot \vartheta_{GK, Ein} + k \cdot A \cdot (\vartheta_4 - \vartheta_1) + \dot{Q}_{WR_4 \rightarrow 1} - \dot{W}_{GK} \cdot \vartheta_1 \quad \mathbf{3-37}$$

$$\text{Zelle 2: } 0 = \dot{W}_{GK} \cdot \vartheta_1 + k \cdot A \cdot (\vartheta_3 - \vartheta_2) + \dot{Q}_{WR_3 \rightarrow 2} - \dot{W}_{GK} \cdot \vartheta_2 \quad \mathbf{3-38}$$

$$\text{Zelle 3: } 0 = \dot{W}_{GH} \cdot \vartheta_{GH, Ein} - k \cdot A \cdot (\vartheta_3 - \vartheta_2) - \dot{Q}_{WR_3 \rightarrow 2} - \dot{W}_{GH} \cdot \vartheta_3 \quad \mathbf{3-39}$$

$$\text{Zelle 4: } 0 = \dot{W}_{GH} \cdot \vartheta_3 - k \cdot A \cdot (\vartheta_4 - \vartheta_1) - \dot{Q}_{WR_4 \rightarrow 1} - \dot{W}_{GH} \cdot \vartheta_4 \quad \mathbf{3-40}$$

Die aufgestellten Energiebilanzen werden nach folgender Struktur geordnet:

$$\underline{0} = \underline{M} \cdot \underline{g} + \underline{b} + \underline{\dot{Q}}_{WR} \quad . \quad \mathbf{3-41}$$

Diese Schreibweise ergibt für das Beispiel die folgende Matrixgleichung:

$$\underline{0} = \begin{bmatrix} -(\dot{W}_{GK} + k \cdot A) & 0 & 0 & k \cdot A \\ \dot{W}_{GK} & -(\dot{W}_{GK} + k \cdot A) & k \cdot A & 0 \\ 0 & k \cdot A & -(\dot{W}_{GH} + k \cdot A) & 0 \\ k \cdot A & 0 & \dot{W}_{GH} & -(\dot{W}_{GH} + k \cdot A) \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} g_1 \\ g_2 \\ g_3 \\ g_4 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{W}_{GK} \cdot g_{GK, Ein} \\ 0 \\ \dot{W}_{GH} \cdot g_{GH, Ein} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} \dot{Q}_{WR\ 4 \rightarrow 1} \\ \dot{Q}_{WR\ 3 \rightarrow 2} \\ -\dot{Q}_{WR\ 3 \rightarrow 2} \\ -\dot{Q}_{WR\ 4 \rightarrow 1} \end{bmatrix} \quad \mathbf{3-42}$$

Das aufgestellte lineare Gleichungssystem beschreibt die Abhängigkeit der Temperaturen in den Zellen. Dabei ist zu berücksichtigen, dass sowohl

$$\dot{Q}_{WR\ 4 \rightarrow 1} = f(g_1; g_4) \quad , \text{ als auch} \quad \mathbf{3-43}$$

$$\dot{Q}_{WR\ 3 \rightarrow 2} = f(g_2; g_3) \quad \text{sind.} \quad \mathbf{3-44}$$

Die Iteration des Modells erfolgt schrittweise durch das Lösen des linearen Gleichungssystems, welches die Temperaturverteilungen für die beiden Enthalpieströme des Wärmeübertragers liefert. Durch die so gewonnene Temperaturverteilung erfolgt eine Stoffwertkorrektur für beide Ströme. Dies führt zu einer Anpassung der lokalen Wärmeübergangskoeffizienten und letztendlich zu einer Neubestimmung des durch das Wärmerohr übertragenen Wärmestroms. Daran schließt sich die Neuparametrierung des linearen Gleichungssystems an. In einem weiteren Durchlauf erfolgt die erneute Lösung des linearen Gleichungssystems. Die Berechnung der Temperaturverteilung erfolgt für alle Zellen gleichzeitig nach folgender Beziehung:

$$\underline{g} = \underline{M}^{-1} \cdot -(\underline{b} + \underline{\dot{Q}}_{WR}) \quad . \quad \mathbf{3-45}$$

Diese Vorgehensweise hat den Vorteil, dass keine Iteration über die Struktur erfolgt, wodurch das lineare Gleichungssystem sehr schnell lösbar ist. Es wird nur über die temperaturveränderlichen Stoffwerte des Wärmerohrs iteriert.

Der Vergleich der analytischen Lösung nach Paikert und dem entwickelten numerischen Berechnungsverfahren für ein Beispiel mit identischen Parametern für einen Wärmerohr-

Wärmeübertrager ist in Abbildung 3-8 anhand der Temperaturverläufe für beide Ansätze dargestellt.

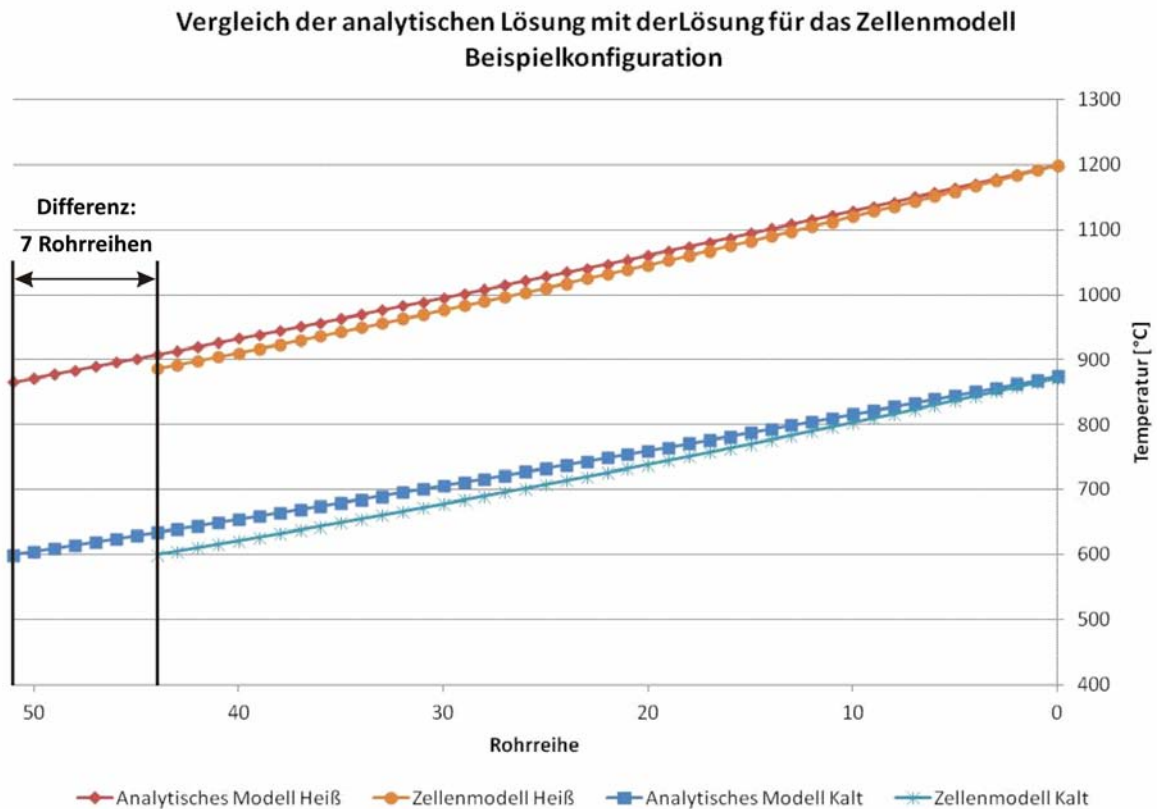


Abbildung 3-8: Exemplarische Darstellung des Temperaturverlaufs für einen Wärmerohr-Wärmeübertrager für die unterschiedlichen Lösungsverfahren bei gleichen Randbedingungen.

Der Temperaturverlauf für die numerische Lösung weicht erwartungsgemäß von der analytischen Lösung ab. Es ist davon auszugehen, dass das numerische Modell den Temperaturverlauf aufgrund der Nutzung temperaturabhängiger Stoffwerte und durch Berücksichtigung der Gasstrahlung genauer beschreibt. In Abbildung 3-8 ist zu erkennen, dass sich bei gleichen Randbedingungen mit dem Zellenmodell eine notwendige Rohrreihenanzahl von 44 Reihen ergibt, mit dem analytischen Modell aber 51 Rohrreihen verbaut werden müssten, um auf die selbe Austrittstemperatur zu kommen, wie sie das Zellenmodell ergibt. Dies macht eine Einsparung von mehreren Rohrreihen möglich. Dadurch kann eine Überdimensionierung des Wärmeübertragers vermieden und ein großer wirtschaftlicher Vorteil erzielt werden. Die Gründe für diese Diskrepanz liegen darin, dass eine Anpassung der Stoffwerte bei der analytischen Lösung nicht erfolgt, Geschwindigkeitsänderungen durch temperaturbedingte Volumenstromänderungen und

dadurch induzierte Änderungen der Wärmeübergangskoeffizienten über die Länge des Wärmeübertragers werden nicht berücksichtigt. Bei der analytischen Lösung werden die Stoffwerte für das Arbeitsmedium als konstante gemittelte Werte verwendet. Zusätzliche Genauigkeit erhält das Zellenmodell durch die Berücksichtigung der Gasstrahlung, welche sonst bei der Berechnung von Wärmeübertragern nicht berücksichtigt wird. Besonders im hohen Temperaturbereich sollte der Einfluss von Strahlungseffekten berücksichtigt werden.

Im Vergleich zur analytischen Lösung ist das numerische Verfahren aufwändiger bezüglich des Programmier- und Rechenzeitbedarfs. Allerdings wird dieser Nachteil durch eine höhere Genauigkeit wettgemacht. Die erhöhte Genauigkeit des Zellenmodells wird durch die stoffwertgenaue und temperaturabhängige Berechnung des Strahlungs- und konvektiven Wärmeübergangs und die Berücksichtigung der Gasstrahlung erreicht. Überdimensionierungen können vermieden werden.

4 ZUSAMMENFASSUNG UND AUSBLICK

Aufbauend auf Betrachtungen zur inneren und äußeren Auslegung von einzelnen Wärmerohren und unter Berücksichtigung von Mechanismen zur Gasstrahlung und der Leistungsgrenzen, wird ein Ansatz für ein Modell zur Lösung der Wärmeübertragerproblematik für Wärmerohrwärmeübertragerschaltungen im Gegenstromprinzip vorgestellt. Dieses numerische Lösungsverfahren wird abschließend mit einem analytischen Verfahren aus der Literatur [15] verglichen.

Die Untersuchung der analytischen und numerischen Lösung für die Wärmeübertragung in Wärmerohr-Wärmeübertragern zeigt für beide Methoden einen von einander abweichenden Temperaturverlauf. Bei der analytischen Lösung wird durch temperaturgemittelte Stoffwerte und Vernachlässigung von Strahlungseinflüssen wiederum ein gemittelter Temperaturverlauf für das aufzuheizende und abzukühlende Medium berechnet. Die analytische Lösung ist für eine schnelle und überschlägige Auslegung von Wärmeübertragern geeignet.

Durch die Verwendung temperaturgenauer Stoffwerte in jeder Zellenberechnung und der Berücksichtigung der Gasstrahlung im *heißen* und *kalten* Medium ist für die numerische Lösung eine höhere Genauigkeit und somit ein realistischer Temperaturverlauf für Wärmerohr-Wärmeübertragerschaltungen zu erwarten. In dem Zellenmodell werden die in den ersten Kapiteln vorgestellten Mechanismen zur Leistungsgrenzenbestimmung und zur Berechnung des konvektiven Wärmeübergangs in Rohrbündeln mit einbezogen. Zusätzlich erfolgt eine detaillierte Bestimmung der Wärmeübergangskoeffizienten auf der Innenseite der Rohre durch Berücksichtigung der lokalen Wärmeübergangsmechanismen Konvektionssieden, Blasensieden, Filmsieden und Filmkondensation. Durch die Einbeziehung von Modellen zur Leistungsgrenzenbestimmung wird ein direkter Vergleich der bei den jeweiligen Zellentemperaturen übertragenen Wärmeströme mit den im Modell bestimmten Leistungsgrenzen möglich. Aufgrund des modularen Aufbaus des

numerischen Modells werden die Iterationsschritte für Struktur und Stoffwerte entkoppelt. Durch diese Trennung erfolgt die Lösung des linearen Gleichungssystems mit kurzen Rechenzeiten. Die Anpassung der temperaturabhängigen Stoffwerte wird in einem separaten Modul für das Wärmerohr durchgeführt. Der erhöhte programmier- und rechentechnische Aufwand wird in dem Modell durch die Ortsdiskrete Erfassung von Wärmeübergangsmechanismen kompensiert. Das Modell bietet den Vorteil der Ermittlung realistischerer Temperaturverläufe und Wärmeströme. Dies führt zu sicheren und übersichtlichen Abschätzungen des Betriebsverhaltens der Wärmerohre in den jeweiligen Wärmerohrreihen in Abhängigkeit der vorliegenden Zelltemperatur. Der Vergleich beider Verfahren zeigt einen möglichen wirtschaftlichen Vorteil durch das Zellenmodell, indem erhebliche Einspareffekte durch eine genauere Dimensionierung des Wärmeübertragers erzielt werden können. Das numerische Modell wird deshalb als vorteilhaft für die Optimierung von Wärmeübertragungsproblemen speziell beim Einsatz von keramischen Wärmerohren angesehen. Optimierungsaufgaben hinsichtlich der Einsatzbereiche der keramischen Wärmerohre, ihrer geometrischen Ausführung und der Befüllung mit für den Arbeitsbereich optimierten Arbeitsmedien werden dadurch zukünftig erleichtert. Die Erweiterung der Berechnungsmethode auf komplexe Wärmeübertragerschaltungen mit kombiniertem Gleich- und Gegenstrombetrieb ist möglich.

Zur Überprüfung des Wärmeübertragerverhaltens von realen Anwendungen in Versuchsanlagen soll dieses Modell weiterentwickelt und optimiert werden. Anhand von Daten realer Wärmeübertragerkonfigurationen wird eine Verifizierung des vorgestellten numerischen Modells erfolgen. Im weiteren Projektverlauf wird das numerische Modell weiter ausgebaut und optimiert. Abschließend soll ein einfach zu nutzendes Werkzeug für die genaue Auslegung von Wärmerohr-Wärmeübertragern vorliegen. Dieses soll als eine Entscheidungshilfe für eine optimierte Auslegung von Wärmerohren und Wärmerohr-Wärmeübertragern hinsichtlich der relevanten Leistungsgrenzen und Einsatzbedingungen, besonders für den Hochtemperaturbereich, dienen.

5 NOMENKLATUR

Formelzeichen

Symbol	Einheit	Bedeutung	Symbol	Einheit	Bedeutung
α	[W/m ² K]	Wärmeübergangskoeffizient	p	[Pa]	Druck
a	[-]	Querteilungsverhältnis	Δp	[Pa]	Druckdifferenz
A	[m ²]	Fläche	ψ	[-]	Hohlraumanteil

5 Nomenklatur

b	[-]	Längsteilungsverhältnis	Pr	[-]	Prandtl-Zahl
\underline{b}	[W]	Konstantenvektor	\dot{Q}	[W]	Wärmestrom
Bo	[-]	Bond-Zahl	$\underline{\dot{Q}}_{WR}$	[W]	Leistungsvektor WR
c_p	[kJ/kg K]	spezifische Wärmekapazität	ρ	[kg/m ³]	Dichte
d	[m]	Durchmesser	r	[m]	Radius
f_A	[-]	Anordnungsfaktor	Re	[-]	Reynolds-Zahl
φ	[-]	dimensionslose Temperaturdifferenz	σ	[N/m]	Oberflächenspannung
g	[ms ²]	Erdbeschleunigung	s_1	[m]	Rohrabstand quer
Δh_v	[J/kg]	spezifische Verdampfungsenthalpie	s_2	[m]	Rohrabstand längs
h	[kg/ms]	dynamische Viskosität	St	[-]	Stanton-Zahl
\dot{H}	[W]	Enthalpiestrom	$\Delta \vartheta$	[K]	Temperaturdifferenz
λ	[W/mK]	Wärmeleitfähigkeit	ϑ	[°C]	Celsius-Temperatur
k	[W/m ² K]	Wärmedurchgangskoeffizient	$\underline{\vartheta}$	[K]	Temperaturvektor
K	[-]	modifizierte Kutateladze-Zahl	T	[K]	Kelvin-Temperatur
L	[m]	Länge	U	[m]	Umfang in Strömungsrichtung
L_u	[m]	charakteristische Länge	V	[m ³]	Volumen
\dot{m}	[kg/s]	Massestrom	V'	[m ³]	Verdampferfüllgrad
\underline{M}	[W/K]	Koeffizientenmatrix	\dot{V}	[m ³]	Volumenstrom
ν	[m ² /s]	kinematische Viskosität	w	[m/s]	Strömungsgeschwindigkeit
n	[-]	Anzahl	\dot{W}	[W/K]	Wärmekapazitätsstrom
Nu	[-]	Nusseltzahl	x	[m]	Ortskoordinate

5 Nomenklatur

NTU	[-]	Übertragungszahl	z	[m]	z-Koordinate Dampfströmung
Ω	[-]	Wärmekapazitäts- stromverhältnis	z'	[m]	z-Koordinate Flüssigkeitsströmung
Φ	[-]	Rückwärmezahl			

Indizes

Symbol	Bedeutung	Symbol	Bedeutung
α	konvektiv	i	innen
a	außen	k	Kondensator (-seitig)
ad	adiabat	kap	kapillar
Bündel	Rohrbündel	kA	Wärmedurchgang
d	Dampf	lam	laminar
dry	austrocknen	max	maximal
DB	Dampfblase		parallel
ε	Strahlung	ph	Phasenübergang
eff	effektiv	\perp	senkrecht
ent	Wechselwirkung	son	Schallgeschwindigkeit
Ein	Eintritt	TS	Thermosiphon
ER	Einzelrohr	turb	turbulent
f	flüssig	v	Verdampfer (-seitig)
ges	gesamt	vis	Viskosität
GH	Gas Heiß	WR	Wärmerohr

GK	Gas Kalt	WR-WÜ	Wärmerohr-Wärmeübertrager
h	hydrostatisch	WÜ	Wärmeübertrager
hyd	hydraulisch		

6 DANKSAGUNG

Hiermit möchten sich die Autoren herzlich bei den Fördermittelgebern der Europäischen Union und des Freistaates Sachsen für die großzügige Unterstützung des Teilprojekts ECEMP E3 bedanken. Großer Dank gilt auch den Projektpartnern und Mitarbeitern des Instituts für Energietechnik der TU Dresden für die sehr gute Zusammenarbeit und Unterstützung bei der Bearbeitung der Projektinhalte des Teilprojekts ECEMP E3 „Neuartige vollkeramische Hochtemperaturwärmeübertrager für verschiedene Atmosphären – CerHeatEx – “. Namentlich seien hier erwähnt: Herr Dr. Lippmann, Frau Herrmann, Herr Meisel, Frau Dr. Schöne, Herr Dr. Raddatz, Herr Wallbach sowie Herr Ncube.



Dieses Projekt wird gefördert aus Mitteln der Europäischen Union und des Freistaates Sachsen

Europa fördert Sachsen.
EFRE
Europäischer Fonds für regionale Entwicklung



7 LITERATUR

- [1] Perkins, L.P.; Buck, W.E.: Improvements in devices for the diffusion of transference of heat. UK Patent No. 22272, London, 1892.
- [2] Gaugler, R.S.: Heat Transfer Device. Patent: US 2350348 A. Veröffentlichung 06.06.1944.
<http://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=US000002350348A>. Stand: 06.10.11.
- [3] Grover, G. M.: Evaporation-condensation heat transfer device. Patent: US 3229759 A. Veröffentlichung 18.01.1966.
<http://depatisnet.dpma.de/DepatisNet/depatisnet?action=bibdat&docid=US000003229759A>. Stand: 06.10.11.

- [4] Quick-Ohm: http://www.quick-ohm.de/heatpipes/heatpipes/s_main.php?HGrpID=1&GrpID=1. Stand: 08.10.11.
- [5] Qick-Cool: <http://www.quick-cool-shop.de/>. Stand: 08.10.11.
- [6] Fa. Küttner: <http://www.kuettner.de/Default.aspx?ID=24>. Stand: 10.10.11.
- [7] Peterson, G.P.: Heat Pipes – Modeling, Testing and Applications. John Wiley & Sons 1994. ISBN 0-471-30512-X.
- [8] Chi, S. W.: Heat Pipe Theory and Practice - A Sourcebook. Hemisphere Publishing Corporation, Washington, 1976. ISBN 0-07-010718-1.
- [9] N.A.: VDI-Wärmeatlas. Springer-Verlag, Berlin, Heidelberg, ISBN 978-3-540-32218-4.
- [10] Suhr, A.: Verdampfung und Kondensation von Naphthalin im Wärmerohr. Bestimmung von Wärmeübergangskoeffizienten und Leistungsgrenzen. Ruhr-Universität Bochum, Institut für Thermo- und Fluidodynamik, 1991. Diplomarbeit.
- [11] Faghri, A.: Heat Pipe Science and Technology. Taylor & Francis, 1995. ISBN 1-56032-383-3
- [12] Groß, U.: Kondensation und Verdampfung im geschlossenen Thermosiphon. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 19, Wärmetechnik / Kältetechnik, Nr.59. VDI Verlag, Düsseldorf, 1991.
- [13] Herr, M.: Einfluss thermofluidodynamischer Parameter auf den Betrieb von Gravitationswärmerohren. VDI-Fortschrittberichte, Reihe 19, Wärmetechnik / Kältetechnik, Nr.125. VDI Verlag, Düsseldorf, 2000.
- [14] Kohlgrüber, K.: Formeln zur Berechnung des Emissionsgrades von CO₂- und H₂O-Gasstrahlung bei Industrieöfen, Brennkammern und Wärmetauschern. Gas wärme international, Band 35, Heft 8, Oktober 1986.
- [15] Paikert, P.: Wärmerohre in der industriellen Praxis. Chem.-Ing.-Tech. 62, Nr. 4, S. 278-286. VCH Verlagsgesellschaft mbH, Weinheim, 1990.
- [16] Strelow, O.: A general calculation method for plate exchangers. International Journal of Thermal Sciences, 39, S. 645 – 658, 2000.
- [17] Strelow, O.: Eine allgemeine Berechnungsmethode für Wärmeübertragerschaltungen. Forschung im Ingenieurwesen 63, S. 255 – 261. Springer Verlag, 1997.