

Wärmerohre als Bauelemente in der Energietechnik

M. Groll

Zusammenfassung

Wärmerohre sind äußerst effiziente passive Wärmeübertragungselemente, die bei kleiner treibender Temperaturdifferenz große Wärmestromdichten transportieren können. Sie haben verschiedenartige Anwendungen gefunden, zum Temperatenausgleich und zum Forttransport der Wärmedissipation in Satelliten, zum Kühlen und Isothermalisieren elektronischer Bauteile und Schaltungen und von elektrischen Komponenten und Geräten, zur isothermen Beheizung oder Kühlung chemischer Reaktoren, zur Realisierung isothermer Hohlräume in der Ofentechnik oder für Strahlungsnormale, u.v.a.m.

Neben der Elektronik-Kühlung ist das wichtigste Anwendungsgebiet der Einsatz von Wärmerohr-Wärmetauschern zur Wärmerückgewinnung aus stoffgebundenen Abwärmeströmen, in erster Linie heißen Gasen, zum Zweck der Heizwärme- oder Prozeßwärmeerzeugung.

Die Funktionsweise der wesentlichen Typen von Wärmerohren, Wärmerohr mit Kapillarstruktur und schwerkraftunterstütztes Wärmerohr ohne Kapillarstruktur, wird besprochen. Die Leistungsgrenzen schwerkraftunterstützter Wärmerohre werden dargestellt. Verschiedene technische Anwendungen werden diskutiert. Im Vordergrund steht dabei der Einsatz von Wärmerohren in Wärmerohr-Wärmetauschern zu Abfallenergienutzung.

Energiewirtschaftlicher Hintergrund

Wesentliches Thema der Energietechnik war schon vor der ersten Ölpreiskrise 73/74 die Erschöpflichkeit unserer fossilen Primärenergiequellen, von denen wir weltweit zu rd. 90% leben. Nach der zweiten Ölpreiskrise 78/79 hat der Druck zum sparsamen Umgang mit Energie noch zugenommen. Zusätzlich traten Gesichtspunkte der Umweltbelastung verstärkt in den Blickpunkt. Heute steht die anthropogene Umweltbelastung gerade im Bereich der Energietechnik im Vordergrund des Interesses. Dabei sind alle Verbrauchssektoren (Kraftwerke, Industrie, Verkehr, Haushalte & Kleinverbraucher) betroffen. Der durch die steigenden CO₂-Emissionen und -Konzentrationen in der Atmosphäre wesentlich verursachte Treibhauseffekt beunruhigt wegen der möglicherweise katastrophalen Folgen. Anstrengungen zur Reduktion der CO₂-Emissionen werden weltweit unternommen (allerdings mit stark unterschiedlicher Intensität). Z.B. ist die Bundesregierung bestrebt, den CO₂-Ausstoß der alten BRD bis zum Jahr 2005 um 25% (bis 30%) zu senken, bezogen auf den Stand von 1987. Vier Bereiche, die kurz- bis langfristig zu einer spürbaren Entlastung beitragen können, teilweise auch zu einer Reduktion des Primärenergieverbrauchs, wurden identifiziert.

- (Echtes) Energiesparen, weniger Energie verbrauchen durch Änderung des Verbraucherverhaltens und von Energienutzungsstrukturen
- Rationelle Energienutzung, Effizienzsteigerung durch technische Maßnahmen
- Verwendung C-ärmerer Brennstoffe (Primärenergieträger),
Kohle -> Erdöl —> Erdgas —> Wasserstoff (künstlich herzustellen)
- Verwendung C-„freier“ Primärenergieträger/Energietechniken
 - regenerative Energien (v.a. für sonnenscheinreiche Drittweltländer sehr vielversprechend)
 - nukleare Energien (Ausbau der Kernenergie in hochindustrialisierten Ländern, möglicherweise Nutzung der Kernfusion)

Ein wichtiger Sektor ist die Abfallenergienutzung (Abwärmennutzung, Wärmerückgewinnung). Hierzu können Geräte mit Wärmerohren als Bauelementen wesentlich beitragen. Dasselbe gilt für andere Bereiche der rationellen Energienutzung und der effizienzsteigernden Technologien, ebenso für die Solartechnik.

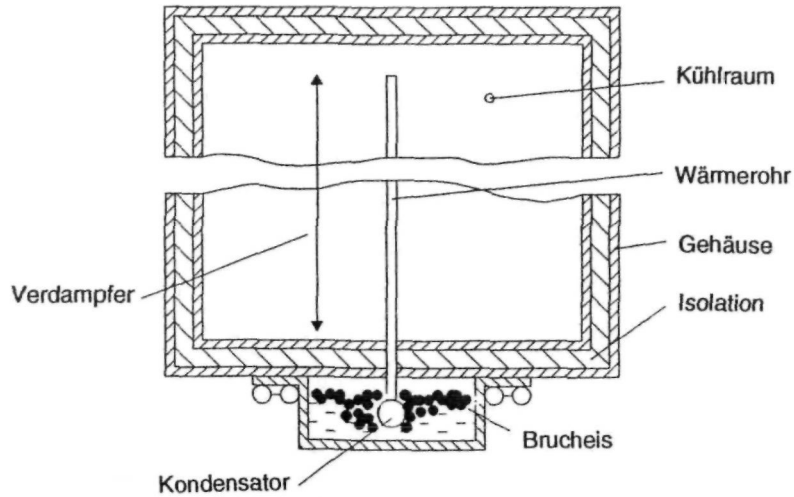
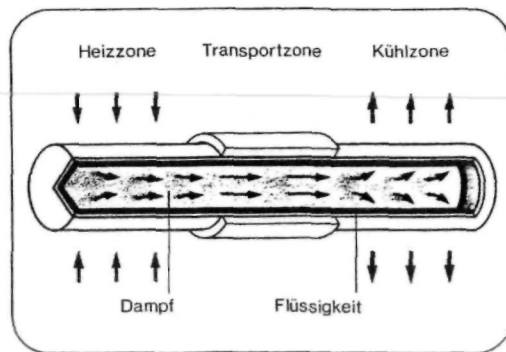


Bild 1: Kühlschranks mit Wärmerohr, nach Gaugler [1]



Eigenschaften

- Großer Anwendungstemperaturbereich (4 K bis 2200 K)
- Große Wärmetransportleistung bei kleinem Temperaturabfall
- Vielfältige geometrische Ausgestaltung
- Entkoppelung von Wärmequelle und Wärmesenke
- Wärmestromdichtentransformation
- Darstellung isothermischer Flächen und Räume
- Temperaturstabilisierung durch Beigabe von Inertgas
- Thermisches Schaltelement bei spezieller Ausführung
- Keine mechanisch bewegten Teile, völlig passives Element
- Wartungs- und verschleißfrei
- Geräuschlos

Bild 2: Schema eines Wärmerohrs mit Kapillarstruktur. Wesentliche Eigenschaften des Wärmerohrs

Das Bauelement Wärmerohr

Das „klassische“ Wärmerohr ist ein Wärmetransportelement, das einen Verdampfungs-Kondensationsprozeß (also den Transport von Latentwärme) zum effektiven Wärmetransport nutzt. Es sollte in seiner ersten projizierten Anwendung in einem Kühlschrankschrank Wärme in Richtung der Schwerkraft transportieren (*Bild 1*). Das bedeutet, der Wärmeträger hat irgendwie im Schwerfeld oben zu verdampfen, der Dampf nach unten zu strömen, unten zu kondensieren und das Kondensat im Schwerfeld nach oben gefördert zu werden. Ohne Pumpen, in einem passiven System, kann dies mit Hilfe von Kapillarkräften erfolgen. D.h. das Wärmerohr ist mit einer Kapillarstruktur auszukleiden, die mit einem geeigneten Wärmeträger gesättigt ist

Dieses von Gaugier 1942 zum Patent angemeldete Prinzip [1] (Patenterteilung 1944) wurde 1963 von Grover am Los Alamos National Laboratory wiederentdeckt [2,3], als man nach effizienten passiven Wärmetransportmöglichkeiten in der Raumfahrttechnik, also im schwerfreien (m-g) Raum suchte. Damit läßt sich das „klassische“ Wärmerohr (heat pipe) charakterisieren als ein vakuumdicht verschlossenes evakuiertes System, dessen Innenwände mit einer Kapillarstruktur versehen sind, die mit einem Wärmeträger gesättigt ist. Führt man dem System an einer Stelle Wärme zu, so dampft der Wärmeträger aus der Kapillarstruktur aus; der Dampf strömt zu einer gekühlten Stelle, kondensiert dort und gibt dabei seine Verdampfungswärme ab. Das Kondensat wird durch Kapillarkräfte in der Kapillarstruktur zum Ort der Verdampfung zurückgefördert (*Bild 2*). Grover [3] beschrieb es folgendermaßen: „With certain limitations on the manner of use, a heat pipe may be regarded as a synergistic engineering structure which is equivalent to a material having a thermal conductivity greatly exceeding that of any known material.“ Die charakteristischen Eigenschaften des Wärmerohrs sind in der Legende von *Bild 2* angegeben. Geeignete Wärmeträger und ihre Arbeitstemperaturbereiche (Schmelztemperatur < Betriebstemperatur < kritische Temperatur) sind in *Bild 3* gezeigt, zusammen mit kompatiblen Struktur- und Kapillarwerkstoffen.

In erdgebundenen Anwendungen kann man häufig das Wärmerohr so einsetzen, daß es unten beheizt und oben gekühlt wird, das Kondensat also im Schwerfeld als Film an der Wärmerohrwand ablaufen kann. Somit wird keine Kapillarstruktur benötigt. Ein solches

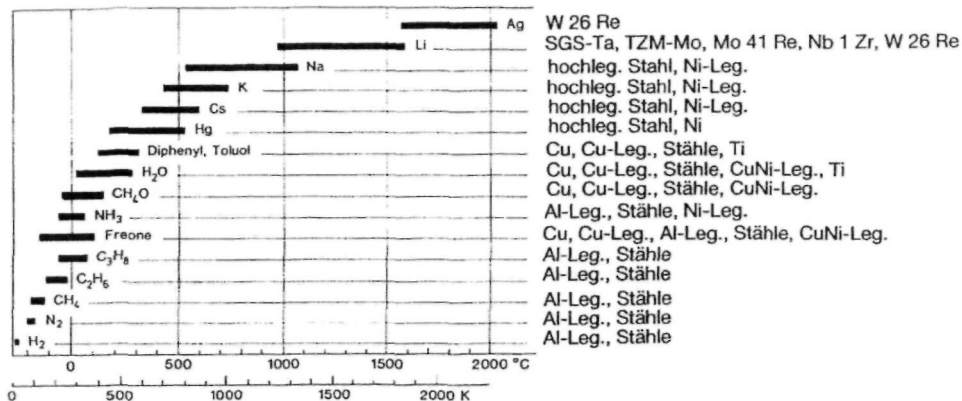


Bild 3: Wärmeträger für Wärmerohre und ihre Betriebstemperatur

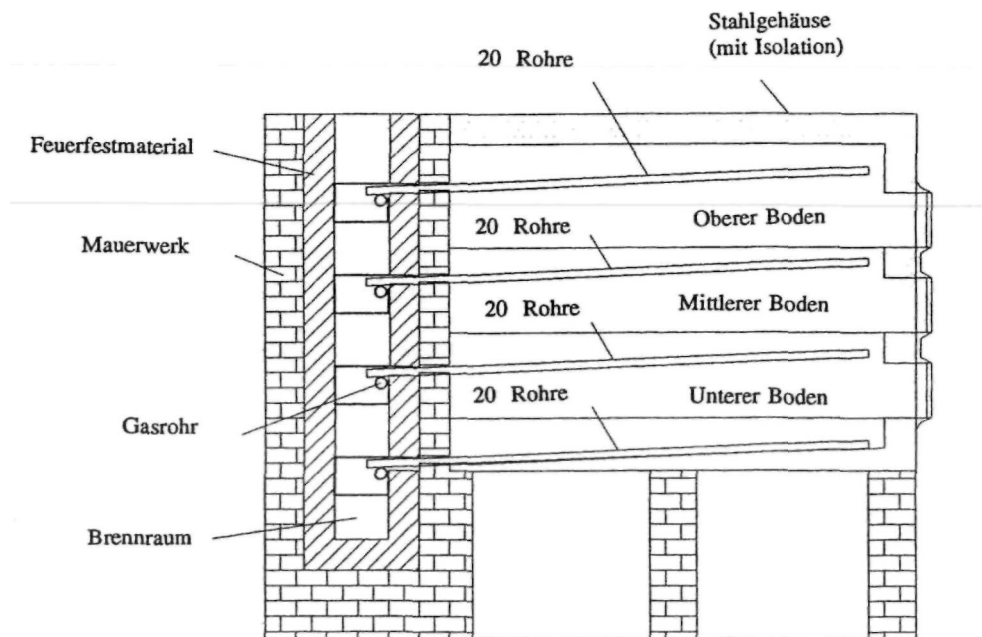


Bild 4: Gasbeheizter Backofen mit 80 Perkins-Rohren in 4 Etagen (aus [5])

System war bereits in der ersten Hälfte des letzten Jahrhunderts weit verbreitet. Dickwandige Baustahlrohre, zu etwa 1/3 mit Wasser gefüllt, wurden als Perkins Tubes in Dampfkesseln und isothermen Backöfen (*Bild 4*) verwendet [4,5].

Dieser „klassische“ geschlossene Zweiphasen-Thermosiphon wird auch als schwerkraftunterstütztes Wärmerohr, Gravitations- bzw. Schwerkraftwärmerohr, dochtloses Wärmerohr, Wärmerohr ohne Kapillarstruktur bezeichnet. Zur Erfüllung von besonderen Aufgaben kann jedoch wie beim klassischen Wärmerohr eine Kapillarstruktur hilfreich oder notwendig sein; z.B für eine verbesserte, gleichmäßigere Verdampfung und Kondensation, für erhöhten Wärmetransport bei nur schwach gegen die Horizontale geneigtem Zweiphasenthermosiphon.

Im folgenden sollen dieses mit Schwerkraftunterstützung arbeitende Wärmerohr und seine Anwendungen vor allem in der Energie- und Prozeßtechnik behandelt werden.

Bild 5 zeigt das Schema des Schwerkraftwärmerohrs zusammen mit dem Schaltplan zur Berechnung des Zusammenhangs von transportierter Leistung und Wärmerohrtemperaturen in Abhängigkeit der verschiedenen thermischen Widerstände. Im Gegensatz zum klassischen Wärmerohr liegt ein Flüssigkeitssumpf vor. Bei Wärmezufuhr in der Heizzone tritt Behältersieden auf, der Sumpf schäumt auf, Dampf strömt zur Kühlzone, ein Kondensationsfilm fließt zurück. Der Wärmerohrbetrieb kann durch folgende Beziehung charakterisiert werden:

$$Q = C \cdot \Delta T = \Delta T / R_{\text{tot}} \quad (1)$$

mit
$$R_{\text{tot}} = \sum_{i=2}^8 R_i - \sum_{i=2}^8 \Delta T_i / Q \quad (2)$$

und
$$\Delta T = T_{E_0} - T_{C_0} \quad (3)$$

wobei die Widerstände $R_2 \dots R_8$ die Innenwiderstände des Wärmerohrs sind. Bezieht man die externen Widerstände zwischen Wärmequelle und Verdampfer des Wärmerohrs sowie Kondensator des Wärmerohrs und Wärmesenke ein, so gilt

$$Q = C' \cdot \Delta T' = \Delta T' / R'_{\text{tot}} \quad (4)$$

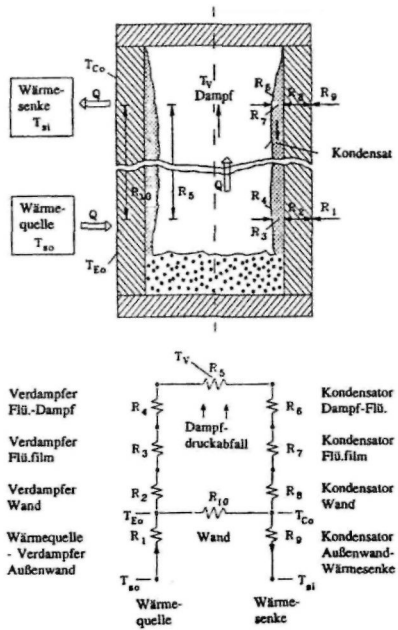


Bild 5: Schema eines geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphons (schwerkraftunterstütztes Wärmerohr) mit thermischem Widerstandsmodell

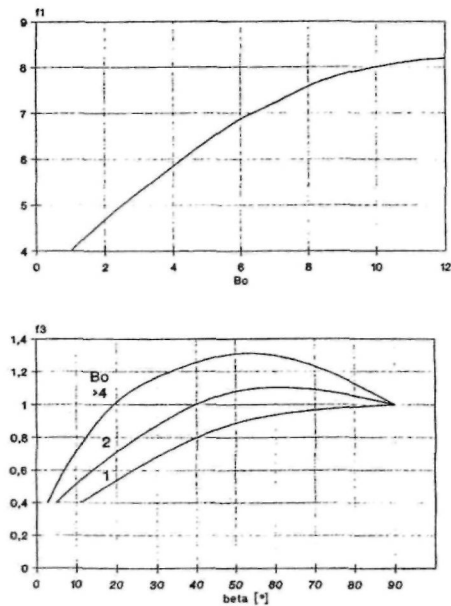


Bild 6: Funktionen $f_1(Bo)$ und $f_3(\beta, Bo)$ aus Gl.(11)

$$\text{mit} \quad R'_{\text{tot}} = \sum_{i=1}^9 R_i = \sum_{i=1}^9 \Delta T_i / Q \quad (5)$$

$$\text{und} \quad \Delta T' = T_{\text{SO}} - T_{\text{SI}} \quad (6)$$

In der Regel lassen sich die thermischen Widerstände bzw. Wärmeübertragungskoeffizienten bei ausreichender Kenntnis der thermofluidynamischen Vorgänge im Wärmerohr mit guter Näherung aus bekannten Beziehungen aus der Literatur (z.B. VDI-Wärmeatlas) berechnen. Für gegebenen Wärmestrom Q ($\hat{=}$ Randbedingungen 2. Art) errechnet sich die Temperaturverteilung, für gegebene Randbedingungen 1. und 3. Art errechnet sich der sich einstellende Wärmestrom.

Die Bestimmung der Leistungsgrenzen beim geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphon unterscheidet sich wesentlich von der beim klassischen Wärmerohr. Dort kennt man verschiedene Leistungsgrenzen (Kapillarkraftgrenze, Filmsiedegrenze, Wechselwirkungs- oder Entrainmentgrenze, Schallgeschwindigkeitsgrenze, Viskositätsgrenze), s.z.B. [5]. Die wichtigste, die Funktionsweise des Wärmerohrs direkt abbildende Leistungsgrenze ist die Kapillardruckgrenze. Die treibende Kapillardruckdifferenz zwischen Verdampfer und Kondensator muß größer oder darf höchstens gleich groß sein wie die Summe der Druckabfälle in der Dampf- und Flüssigkeitsströmung (und dem hydrostatischen Flüssigkeitsdruck bei schwach gegen die Horizontale geneigtem Wärmerohr). Reicht der Kapillardruck nicht aus, so wird nicht ausreichend Kondensat in die Heizzone gefördert und diese trocknet aus und überhitzt. Für große Neigungen ist diese Druckbilanz eine schlechte Näherung. Eine weitere wichtige Leistungsgrenze ist die kritische Heizflächenbelastung (Filmsiedegrenze), bei der die radiale Wärmestromdichte in der Heizzone so groß ist, daß die Heizonenwand nicht mehr durch Kapillarverdampfung gekühlt werden kann, sondern daß Dampfblasen auftreten und schließlich die Heizonenwand überhitzt.

Beim geschlossenen Zweiphasen-Thermosiphon treten im wesentlichen drei Betriebsgrenzen auf [6]:

- 1) Für kleine Füllraten ($F \leq 0.3$ bis 0.4) ist die Austrocknungsgrenze zu beachten. Sie wird aus einer Massenstrombilanz und Energie-(Wärmestrom-)Bilanz an einem Kontrollvolumenelement des Thermosiphons abgeleitet:

$$F = 1 - \left[1 + C \left\{ \left[\frac{q_{\min}}{L^2} \right] / (2\gamma\rho_v) \right\} \left[\frac{(3q_{\min}\eta_1 l_E)}{(\rho_1(\rho_1 - \rho_v)gL)} \right]^{1/3} \right]^{3/4} \quad (7)$$

$$\text{mit} \quad q_{\min} = Q_{\min}/A'_E ; \quad A'_E = \pi d_E l_E \quad (8, 9)$$

Sie besagt, daß für die vorgesehene Füllrate F ein minimaler Wärmestrom Q_{\min} erforderlich ist, um den Thermosiphon ohne Überhitzung betreiben zu können. Bzw. für vorgegebene (kleine) Leistung ist ein Mindestfüllgrad erforderlich.

- 2) Die kritische Heizflächenbelastung q_{\max} folgt ähnlich wie beim Wärmerohr aus der Theorie des Behältersiedens. Für hohe radiale Wärmestromdichten kann es zur Dampffilmbildung an der Verdampferwand kommen. Dann gilt

$$q_{\max} = 0,12L(\rho_v)^{1/2} [\gamma g(\rho_1 - \rho_v)]^{1/4} \quad (10)$$

Dies ist eine konservative Beziehung, die die Verhältnisse bei glatten Verdampferflächen gut wiedergibt. Für aufgeraute oder mit Kapillarstruktur versehene Verdampferflächen kann die maximale Heizflächenbelastung etwas höher liegen, auf jeden Fall ergeben sich kleinere Wandüberhitzungen für vorgegebene radiale Wärmestromdichte.

- 3) Die Wechselwirkungsgrenze tritt für hohe axiale Wärmestromdichten (bei tolerablen radialen Wärmestromdichten) auf. Sie beruht auf der Wechselwirkung der mit großer Relativgeschwindigkeit gegeneinander strömenden Dampf- und Kondensatfilmströmungen. Bei hohen Relativgeschwindigkeiten kann der Kondensatrückfluß behindert werden. Es kann zu einem Kondensataufstau (hängender Film) am oberen Ende des Verdampfers kommen. Dadurch fließt nicht genügend Wärmeträger in den Verdampfer. Dieser trocknet aus und überhitzt. Eine ähnliche Grenzleistung kann auch beim klassischen Wärmerohr auftreten (Entrainmentgrenze). Es gibt verschiedene Ansätze zur Berechnung der Wechselwirkungsgrenze. Grundsätzlich läßt sie sich aus den vereinfachten Navier-Stokes-Gleichungen berechnen. Ein weiterer Ansatz beruht auf der Störungsrechnung; dabei wird der Zustand bestimmt, bei dem sich eine Grenzflächeninstabilität aufschaukelt. Eine experimentell gut abgesicherte Korrelation für die maximale Wärmetransportleistung an der Wechselwirkungsgrenze lautet

$$q_{\max} = Q_{\max} / A_E = f_1 f_2 f_3 L(\rho_v)^{1/2} [\gamma g(\rho_1 - \rho_v)]^{1/4}; \quad A_E = \pi d_E^2 / 4 \quad (11,12)$$

mit $f_1 = f_1(\text{Bo})$ sowie $f_3 = f_3(\beta, \text{Bo})$ gemäß *Bild 6*

und $f_2 = K_p^{-0,17}$ für $K_p < 4 \cdot 10^4$ (13a)

$f_2 = 0,165$ für $K_p \geq 4 \cdot 10^4$ (13b)

K_p ist der sog. Druckparameter:

$$K_p = p_v / [\gamma g(\rho_1 - \rho_v)]^{1/2} \quad (14)$$

Die Stoffwertgruppe in Gl. (10) und (11) ist eine Kennzahl, die als Latentwärmeparameter K_L bezeichnet wird:

$$- \quad K_L \equiv L(\rho_v)^{1/2} [\gamma g(\rho_1 - \rho_v)]^{1/4} \quad (15)$$

Diese für die Wechselwirkungsgrenze entscheidende Kennzahl entspricht einer modifizierten Kutateladze-Zahl. In *Bild 7* ist K_L als Funktion der reduzierten Temperatur für verschiedene Niedertemperatur-Wärmeträger angegeben. Man erkennt, daß K_L bis zu einer für den jeweiligen Wärmeträger relativ hohen Temperatur stark ansteigt und dann steil zur kritischen Temperatur abfällt.

Aus Messungen an Wasser-Thermosiphons bei mäßig hohen Temperaturen (60 °C bis 90 °C) lassen sich folgende typische Leistungs- und Betriebsdaten ermitteln, s. auch *Bild 8*. Die maximale Leistungsgrenze beträgt $q_{\text{ax,max}} \approx 1 \text{ kW} / \text{cm}^2$ (60 °C); eine Extrapolation auf 250 °C ergibt $q_{\text{ax,max}} \approx 7 \text{ kW/cm}^2$. Das bedeutet, daß ein Wasser-Thermosiphon von 5 cm Innendurchmesser bei 250 °C nahezu 140 kW transportieren könnte. Effektive Wärmeleitvermögen $C_{\text{eff}} = Q/\Delta T$ von 2 kW / K wurden gemessen. Zur Übertragung von $Q = 25 \text{ kW}$ würde damit eine Temperaturdifferenz zwischen Verdampferoberfläche und Kondensatoroberfläche von 12,5 K benötigt werden. Durch Einbauten zur Unterdrückung der Dampf-Flüssigkeits-Wechselwirkung kann, abhängig vom Wärmeträger, eine Erhö-

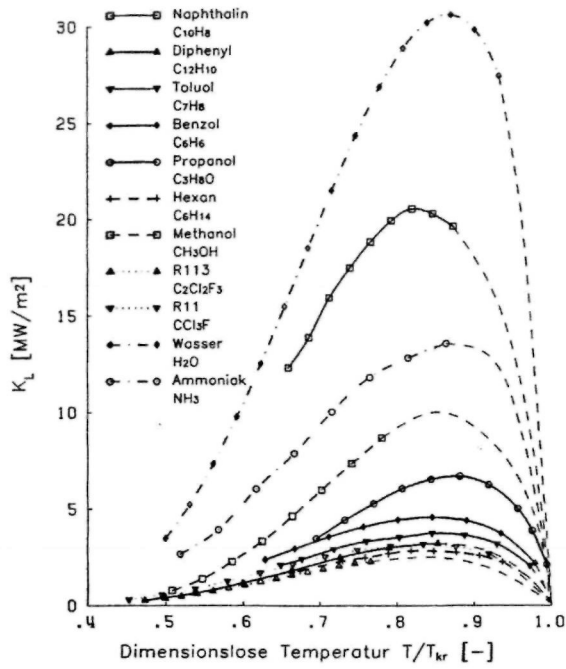


Bild 7: Latentwärmeparameter für Niedertemperatur-Wärmeträger als Funktion der reduzierten Temperatur

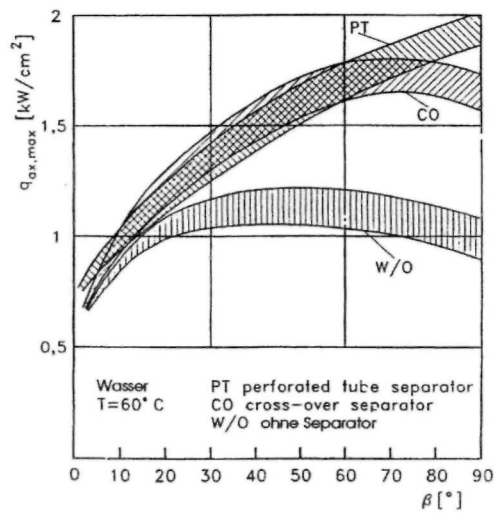


Bild 8: Gemessene maximale axiale Wärmestromdichte an der Wechselwirkungsgrenze als Funktion des Neigungswinkels gegen die Horizontale

hung der maximalen Leistung um den Faktor 2 erreicht werden. Für dünne Thermosiphons und niedere Temperaturen, d.h. relativ kleine Leistungen, wurde dies experimentell nachgewiesen. In *Bild 8* geben die Kurvenverläufe PT (perforated tube Separator) und CO (cross over Separator) die Ergebnisse für spezielle Dampf-Flüssigkeits-Separatoren wieder [6].

Der Wärmerohr-Wärmetauscher

Wärmerohre können auf vielfache Weise in unterschiedlichen Geometrien als einzelne Elemente zu Heiz-, Kühl- und Isothermalisierungszwecken eingesetzt werden. Der typische Geometriebereich reicht von Miniaturstrukturen mit Durchmessern < 1 mm bis zu großen Kammern mit Durchmessern von 1 m. In Japan werden Wärmerohre mit 150 m Länge hergestellt.

Neben der Anwendung von Einzelwärmerohren haben Wärmerohrgeräte, die aus einer Vielzahl von Einzelelementen (z.T. > 1000) aufgebaut sind, eine breite Anwendung gefunden. Ein solches Gerät besteht aus mehreren hintereinander liegenden Reihen nebeneinander angeordneter Wärmerohre, die in einem Gehäuse untergebracht sind. Die Wärmerohre und das Gehäuse sind durch eine Trennwand in einen Verdampfer- und Kondensatorteil unterteilt, die hermetisch gegeneinander abgedichtet sind. Dadurch wird jede Leckage zwischen den durch Verdampfer und Kondensator strömenden Fluiden vermieden. Diese Wärmerohr-Wärmetauscher werden für verschiedene Zwecke eingesetzt, insbesondere zur Wärmerückgewinnung aus heißen Abgasen/Rauchgasen. Der hauptsächlichste Einsatzbereich ist als Gas-Gas-Wärmetauscher (*Bild 9*).

Die Wärmerohr-Wärmetauscher weisen gegenüber konkurrierenden Systemen (z.B. rotierende Regeneratoren, Kreislaufverbundsysteme) verschiedene vorteilhafte Eigenschaften auf, die nachstehend zusammengestellt sind:

- kompakte Bauweise (hohe Heizflächenbelastungen sind zulässig; hohe Berippung auf beiden Gasseiten ist möglich)
- hohe Redundanz (zahlreiche unabhängige Bauelemente)
- sehr gute Isothermie (es treten keine kalten Stellen auf; Säuretaupunktunterschreitung wird vermieden; keine lokale Korrosion)

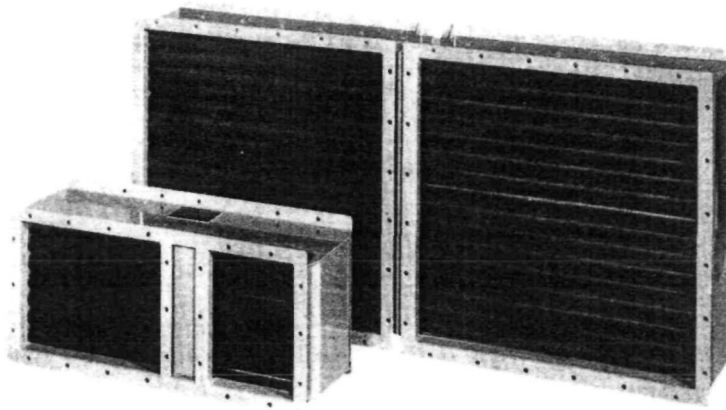


Bild 9: Zwei Ausführungsformen von Gas-Gas-Wärmerohr-Wärmeaustauschern

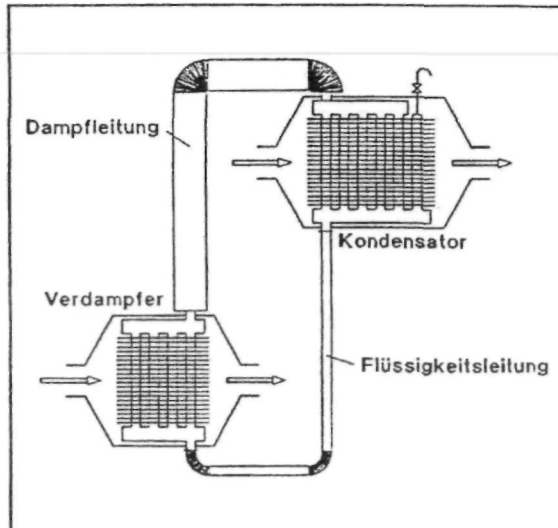


Bild 10: Schematische Darstellung eines Umlauf-Wärmerohrs (separate type heat pipe)

- keine mechanisch bewegten Teile
- wartungsarmes System
- gasdichte Trennwand (keine Quervermischung der Gasströme tritt auf)
- passives System (keine Antriebs- oder Hilfsenergie nötig)
- flexibles System hinsichtlich Anordnung und Einbau in einem Prozeß (Umlaufwärmerohr-Systeme analog den Wärmeverschiebungssystemen sind möglich)
- kostengünstige Serienfertigung der Bauelemente
- einfacher, kostengünstiger Zusammen- und Einbau

Ein derartiger Wärmetauscher verlangt, daß die in Wärmeaustausch zu bringenden Gasströme in Leitungen nahe zusammengeführt werden, so daß sie sich im Gerät treffen. Diese Erfordernis ist gelegentlich hinderlich. Wenn es z.B. schwierig ist, an unterschiedlichen Stellen anfallende heiße Abgase und benötigte kalte Frischluft (Verbrennungsluft) zusammenzuführen, wäre ein Kreislaufverbundsystem vorteilhaft. Durch Aufspalten des Verdampfer- und Kondensatoranteils eines Wärmerohr-Wärmerückgewinners in zwei voneinander getrennte Teile, die durch Dampf- und Kondensatleitungen verbunden sind, entsteht das sog. Umlaufwärmerohr (*Bild 10*) Damit weist das Wärmerohrgerät dieselbe Flexibilität auf wie ein Kreislaufverbundsystem, ist allerdings nach wie vor ein passives System, da ein Zweiphasen-Thermosiphonbetrieb ohne Kondensatpumpe vorliegt. Die einzige Einschränkung ist, daß der Kondensator ausreichend höher als der Verdampfer liegen muß. Da Wärmerohr-Wärmetauscher aus mehreren Wärmerohrreihen aufgebaut sind, lassen sich entsprechende Rohrreihen oder Rohrreihengruppen des Verdampfers und des Kondensators durch je eine Dampf- und Kondensatleitung verbinden. Dadurch bleibt eine gute Redundanz erhalten, die allerdings erheblich geringer ist als bei einem üblichen Wärmerohr-Wärmetauscher (z.B. 8,10 oder 16 im Vergleich zu mehreren 100 bis einige 1000)

Bevor auf Wärmerohranwendungen eingegangen wird, in denen vor allem klassische Wärmerohre und Zweiphasen-Thermosiphons verwendet werden, sei kurz darauf hingewiesen, daß es eine Vielzahl von Wärmerohr-Varianten gibt, die ihren Anwendungsbe- reich erheblich erweitern [6]. Eine Klassifizierung von Wärmerohren kann wie nachste- hend erfolgen:

- klassisches Wärmerohr mit Kapillarstruktur (m-g-Wärmerohr)
- klassischer geschlossener Zweiphasen-Thermosiphon (Gravitationswärmerohr, 1-g-Wärmerohr)

- Antigravitationswärmerohr
- Mikrowärmerohr
- rotierendes Wärmerohr
- Spezialbauarten, wie
 - Wärmerohr mit variablem Wärmeleitvermögen
 - Wärmerohr-Diode
 - schaltbares Wärmerohr

Antigravitationswärmerohre sind zum einen raffinierte Konstruktionen, mit denen ohne und mit (thermischer) Hilfsenergie das Kondensat gegen die Schwerkraft gefördert wird, zum anderen aber auch sehr einfach aufgebaute Zweiphasen-Thermosiphons ähnlich dem Umlaufwärmerohr, die allerdings mit einer extrem leistungsstarken Kapillarstruktur versehen sind (capillary pumped loops). Sie wurden für die Raumfahrt entwickelt; es zeigen sich jedoch vielversprechende terrestrische Anwendungen, z.B. in der Solartechnik.

Mikrowärmerohre [7,8] sind so klein, daß die geometrischen Abmessungen (Durchmesserbereich ca. 10 mm bis 500 mm) und die Formgebung des Querschnitts allein die Kapillarkraft aufbringen, ohne zusätzliche Kapillarstruktur. Ihre Anwendung, sowie die sehr kleiner „normaler“ Wärmerohre liegt in der Elektronik-Chip-Kühlung bzw. -Isothermalisierung.

In rotierenden Wärmerohren müssen zum Teil sehr hohe Beschleunigungen, i.a. Regel quer zur Wärmerohrlängsausdehnung, gehandhabt werden. Diese Beschleunigungskräfte können häufig den Kondensattransport wesentlich unterstützen.

Die verschiedenen Sonderbauformen von Wärmerohren ermöglichen besondere Betriebs-eigenschaften, wie z.B. konstante Verdampfertemperatur oder auch konstante Temperatur der zu kühlenden Wärmequelle bei variierendem Wärmestrom und/oder variierender Wärmesenktemperatur. Derartige Eigenschaften können bei der Kühlung elektronischer Bauteile oder der Erzeugung äußerst isothermer Oberflächen und Hohlräume sehr vorteilhaft sein.

Anwendungen

Bild 11 zeigt ein für die Satellitentechnik entwickeltes Ammoniak-Edelstahl-Wärmerohre (Außendurchmesser 7 mm). Derartige Wärmerohre wurden in den Satelliten MARECS A und C zur Kühlung von Elektronikkomponenten verwendet.

Bild 12 zeigt Beispiele des Einsatzes von Wärmerohren zur Bauteilkühlung. Links ist der Rotor einer 138 kW-Gleichstrommaschine dargestellt, dessen Achse als rotierendes Wärmerohr ausgebildet ist. Rechts ist ein Wärmerohrkühlblock für einen Leistungsthyristor gezeigt. Solche Geräte werden in elektrischen Lokomotiven serienmäßig eingebaut.

Mittels Wärmerohren kann die Führung von Prozessen verbessert werden. Dabei läßt sich einerseits eine Produktverbesserung und andererseits eine Energieeinsparung erzielen. In *Bild 13* sind Beispiele aus der Kunstfaserherstellung und der Ofentechnik dargestellt.

Die Stabilisierung des Permafrostuntergrundes bei der Transalaska-Pipeline ist in *Bild 14* gezeigt [9]. Bei der großteils überirdisch verlegten Pipeline sind die Aufständungen mit je 2 Wärmerohren versehen (Länge bis ca. 20 m), die im kalten Winter durch Wärmetransport aus dem Erdreich und Wärmeabfuhr über die Kühlrippen den Permafrostuntergrund um die Pfeiler unterkühlen. Im Sommer kann lediglich durch Wärmeleitung über die Pfeiler und die Wärmerohrwandung der Permafrost erwärmt werden, und das reicht nicht aus, um ihn aufzuschmelzen und das gefürchtete „pole-lifting“ zu bewirken. Das Wärmerohr selbst funktioniert für Wärmetransport gegen die Schwerkraft nicht; es ist eine thermische Diode. Für die Alaskapipeline wurden über 100 000 solcher Stahl-Ammoniak-Wärmerohre gebaut. Derartige Wärmerohre werden auch eingesetzt zur Stabilisierung von Gebäudfundamenten oder von Telegraf- oder Telefonleitungsmasten in arktischen Gebieten.

Eine interessante neuere Entwicklung sind Flüssigmetallwärmerohre (Natrium, Kalium, NaK als Wärmeträger) für die Solartechnik. In Solar-Dish-Anlagen mit Stirlingmaschinen als Energiewandlern können Wärmerohr-Receiver, die um den Erhitzerkopf des Stirlingmotors gebaut werden (Wärmerohr-Erhitzerkopf) durch Ausgleich der zeitlich und räumlich z.T. stark variierenden Insolation auf die vom Arbeitsgas der Stirlingmaschine durchströmten Erhitzerröhrchen zu einer höheren Sicherheit (kein Durchbrennen der

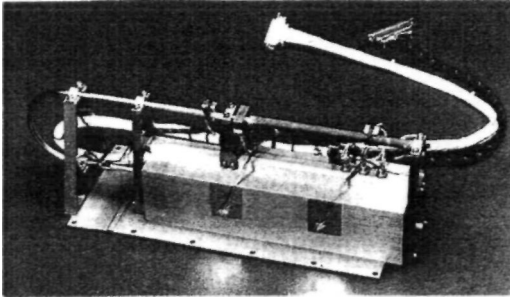


Bild 11: Wärmerohre zur Lösung von Thermalproblemen in Satelliten.
Wärmerohre kühlen und isothermalisieren Satelliten-Elektronik. Die Abbildung zeigt ein Wärmerohr mit Latentwärmespeicher Kühlblock, instrumentiert für einen Space-Shuttle-Flug (SPAS 01).

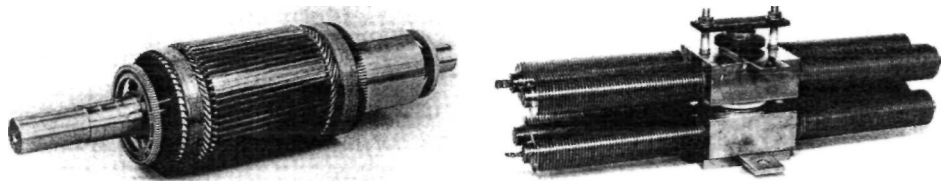


Bild 12: Wärmerohre zur Kühlung elektrischer und elektronischer Komponenten.
Wärmerohre ermöglichen eine effektive Kühlung hoch belasteter und/oder schwer zugänglicher Bauteile. *Links:* Wärmerohr-Rotor einer 138-kW-Gleichstrommaschine. Die Dissipationswärme von Windungen und Kommutator wird zum Rotorende geleitet und dort abgeführt. Temperaturbereich 60°C bis 100°C. *Rechts:* Wärmerohr-gekühlter Thyristor. Die Dissipationswärme wird über Metallblöcke den berippten Wärmerohren zugeleitet und dort durch Konvektion abgeführt. Temperaturbereich 30°C bis 60°C.

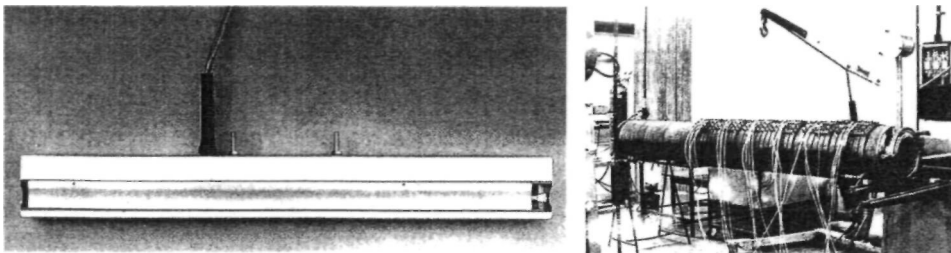


Bild 13: Wärmerohre zur Verbesserung von Prozeßführungen.
Wärmerohre ermöglichen auf einfache Weise isotherme Prozeßbedingungen. *Links:* Wärmerohr-Heizschiene zur thermo-mechanischen Behandlung von Kunststoff-Fasern. Längen 0,5 bis 1,5 m, Temperaturbereich 100°C bis 200°C. *Rechts:* Wärmerohr-Ofeneinsatz zur pyrolytischen Reinigung kunststoffverschmutzter Extruderschnecken. Arbeitsraumdurchmesser 200 mm, -längen 2,7 m bis 4,5 m, Temperaturbereich 300°C bis 600°C

Erhitzerröhrchen) und zu einem höheren Wirkungsgrad beitragen. *Bild 15* zeigt einen für ein 9 kW_{el} -Stirlingmotor/Generator-System entwickelten Wärmerohr-Empfänger, der auf der Plataforma Solar in Almeria erfolgreich erprobt wurde [10]. Der Wärmeträger ist Natrium, das Strukturmaterial Inconel 625. Die Wärmerohrtemperatur beträgt $820 \text{ }^\circ\text{C}$, die maximal eingestrahlte Leistung $32 \text{ kW}_{\text{th}}$.

Die wohl umfangreichste und energietechnisch wichtigste Wärmerohranwendung sind Wärmerückgewinner zur Nutzung der Abwärme heißer Gase. Hierzu zeigt *Bild 16* das Beispiel der Nutzung von Prozeßabwärme zur Fabrikhallenbeheizung. Ein Beispiel für die Prozeßdampferzeugung aus Prozeßabgasen ist schematisch in *Bild 17* gezeigt. In diesem Fall sind die Wärmerohre auf der Flüssigkeitsseite wegen des höheren Wärmeübergangskoeffizienten nicht berippt. In *Bild 18* ist ein solcher Wärmerohr-Wärmerückgewinner dargestellt.

Abschließend sollen zwei Beispiele aus der Eisenhütten- und aus der Kraftwerkstechnik besprochen werden. *Bild 19* zeigt schematisch die Wärmerückgewinnung in Winderhitzeranlagen. Das niederkalorige Hochofengas ist bei Normaltemperatur nicht brennbar. Man muß entweder hochkaloriges Gichtgas oder Erdgas beimischen, oder das Hochofengas und die Verbrennungsluft müssen vorgewärmt werden. Im letzteren Fall benötigt man kein Fremdgas. Mit Hilfe von Wärmerohr-Wärmerückgewinnern kann das aus dem Winderhitzer austretende Verbrennungsgas dazu verwendet werden, um einerseits gereinigtes Hochofengas und Frischluft von etwa $15 \text{ }^\circ\text{C}$ auf etwa $240 \text{ }^\circ\text{C}$ vorzuwärmen. Dabei kühlen sich die Cowper-Abgase von etwa $340 \text{ }^\circ\text{C}$ auf etwa $120 \text{ }^\circ\text{C}$ ab und werden dann durch den Kamin abgeführt. Für eine Hochofenanlage im Ruhrgebiet werden zur Zeit solche Wärmerohr-Wärmerückgewinner gebaut [12,13]. Der Cowper-Abgasstrom wird aufgeteilt auf den Wärmerückgewinner zur Luftvorwärmung (136 000 Norm-m^3 Abgas, 153 000 Nm^3 Luft) und zur Brenngasvorwärmung (193 000 Norm-m^3 Abgas, 203 000 Nm^3 Brenngas). An die Verbrennungsluft werden 12.6 MW thermische Leistung übertragen, an das Brenngas 17.9 MW . Die beiden Wärmerückgewinner sind (nodular) aufgebaut. Sie umfassen je 8 Module (*Bild 20*) mit jeweils 533 Wärmerohren in 12 Reihen, also insgesamt über 8500 Wärmerohre. Die berippten Baustahl-Wasser-Wärmerohre für den Abgas/Luft-Wärmetauscher haben eine Länge von 6 m, die für den Abgas/Brenngas-Wärmetauscher von 9 m. Die Rohrdurchmesser sind je nach Betriebstemperatur unterschiedlich, für den höheren Temperaturbereich 1 Zoll, für den tieferen Tem-

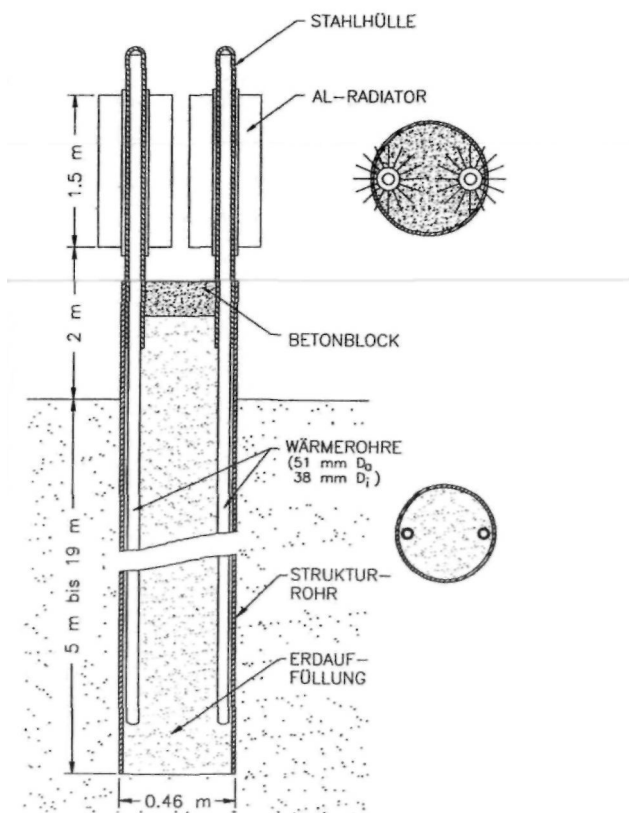
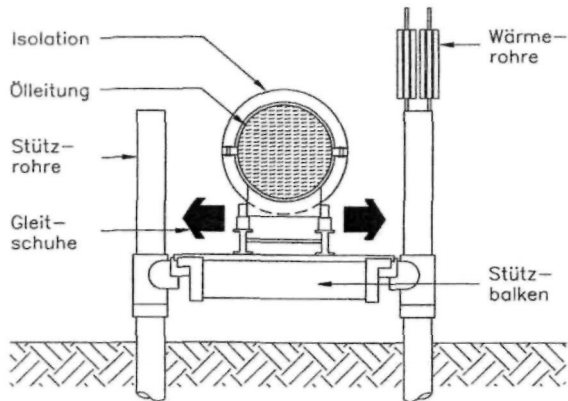


Bild 14: Wärmerohr zur Permafroststabilisierung, nach [9]

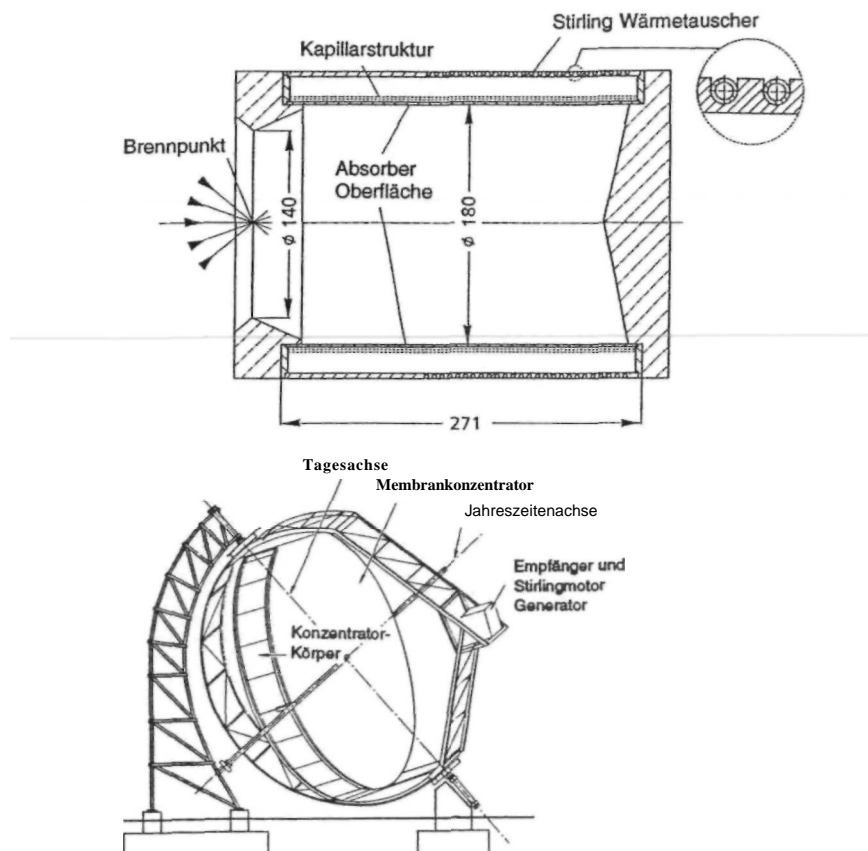
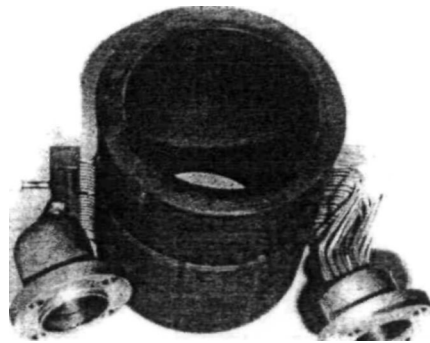


Bild 15: Wärmerohre für Solarenergienutzung [10]
oben, Mitte: Natrium-Wärmerohr-Empfänger für einen Stirlingmotor
unten: Paraboloid-Konzentrator mit eingebautem Stirlingmotor/Genarator

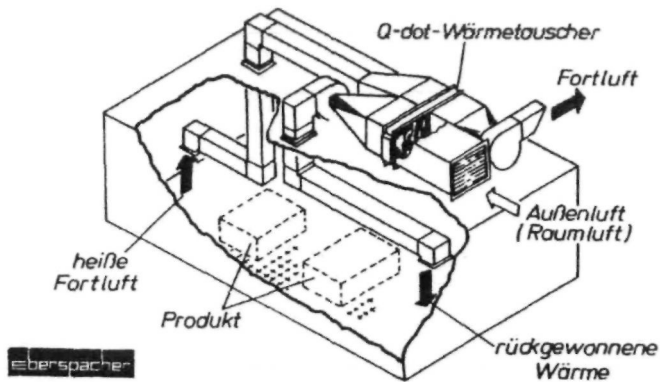


Bild 16: Wärmerohre zur Abwärmenutzung. Beispiel einer Fabrikhallenbeheizung, nach [11]

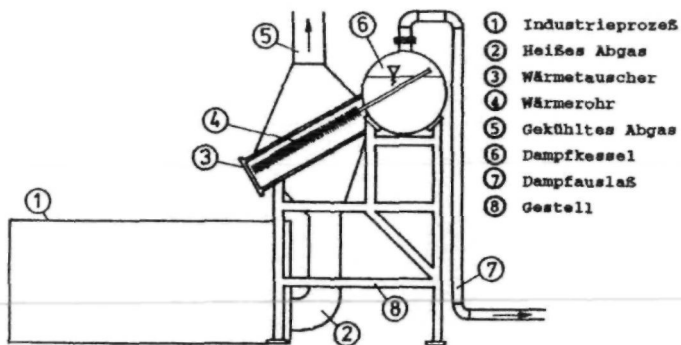


Bild 17: Wärmerohre zur Abwärmenutzung. Beispiel für die Prozeßdampferzeugung, nach [11]

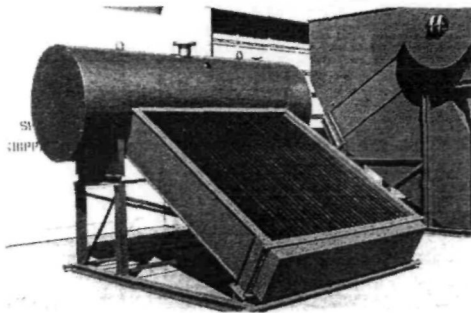


Bild 18: Wärmrohr-Wärmerückgewinner für Prozeßdampferzeugung

Wärmerohre ermöglichen Abwärmenutzung ohne bewegte Teile, ohne Hilfsenergie und ohne Stoffstrom-Querkontamination. Die Vielzahl unabhängiger Wärmerohre ergibt redundante Systeme mit hohen Austauschgraden.

Die Abbildung zeigt einen Wärmrohr-Dampferzeuger, Temperaturbereich 100°C bis 375°C.

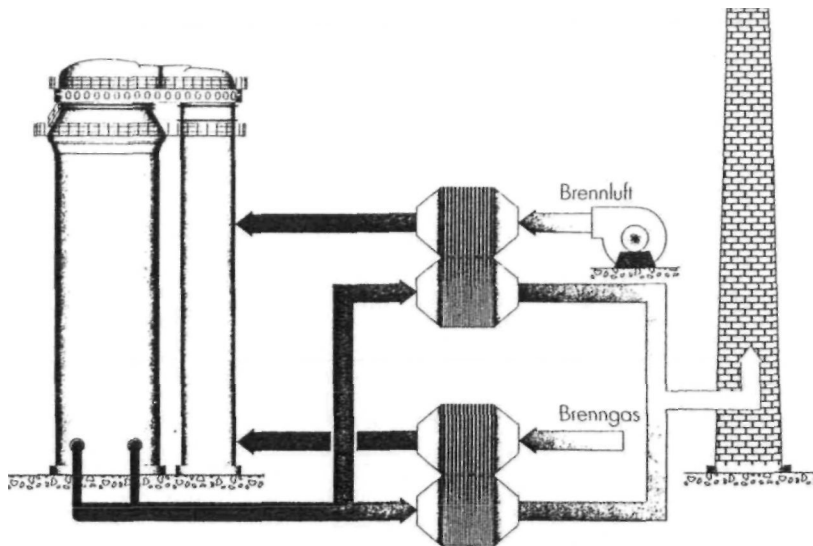


Bild 19: Wärmerückgewinnung in einer Winterhitzeranlage, nach [12]



Bild 20: Wärmerohr-Wärmerückgewinner-Module während der Montage, nach [12]

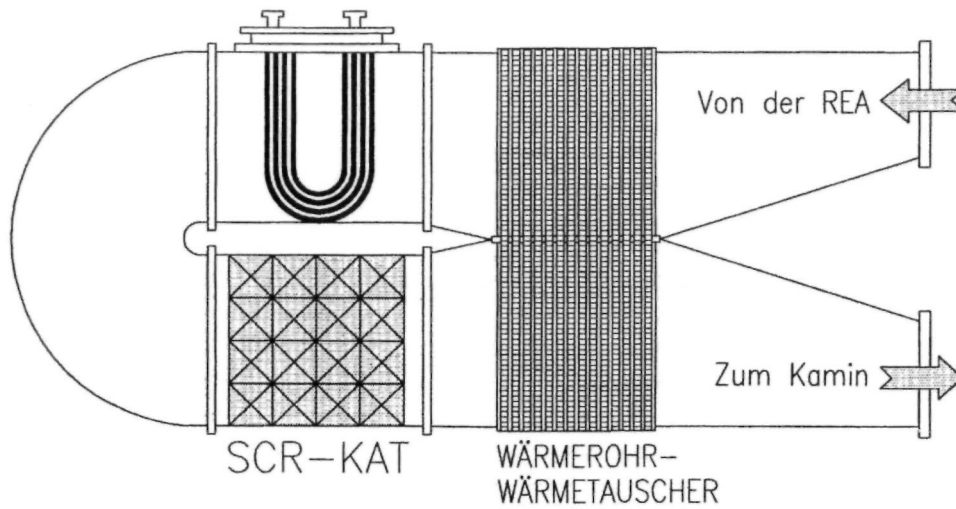


Bild 21: Wärmerückgewinnung für eine Entstickungsanlage, nach [12]

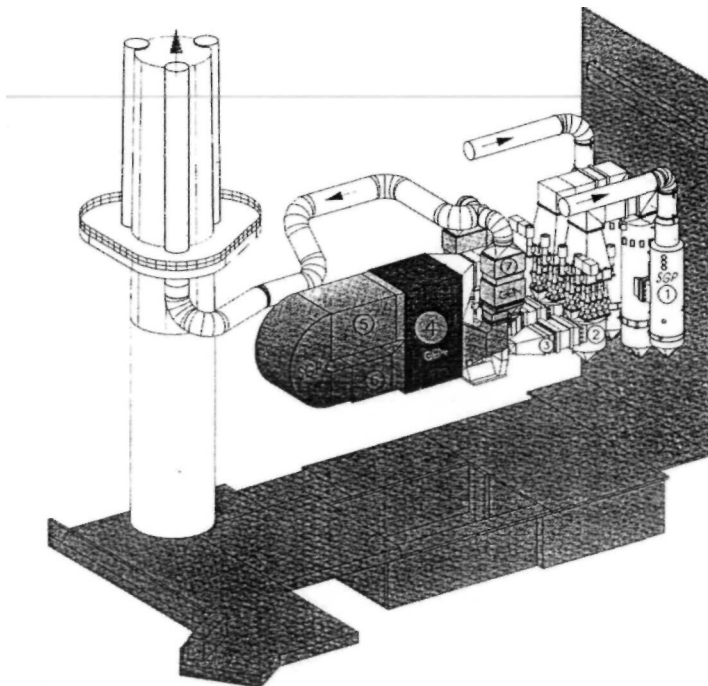


Bild 22: Wärmerückgewinnungssysteme in der Müllverbrennungsanlage Wien-Spittelau, nach [12]

peraturbereich 1 % Zoll. Die Module sind nahezu horizontal in den Abgaskamin eingebaut.

Bild 21 zeigt das Schema der Wärmerückgewinnung aus dem heißen Rauchgas nach der DeNO_x-Anlage zur Aufwärmung des entstaubten und entschwefelten kalten Rohgases aus der Rauchgasentschwefelungsanlage [13]. Dadurch wird der Energieaufwand zum Erhitzen des kalten Rohgases auf die Betriebstemperatur des selektiven katalytischen Reaktors (ca. 300 °C bis 350 °C) drastisch reduziert. *Bild 22* zeigt eine ausgeführte derartige Wärmerückgewinnungsanlage, die seit 1989 in der Müllverbrennungsanlage Wien-Spittelau in Betrieb ist [13]. Aus 2 Müllverbrennungskesseln werden je 120.000 Norm-m³/h Rauchgas durch die Rauchgasentschwefelungsanlage geschickt, nach der Gastrocknung zusammengeführt und mit etwa 85 °C dem Wärmerückgewinner zugeführt. Dort wird das Rohgas auf etwa 280 bis 300 °C erwärmt und dann der katalytischen Entstickung zugeführt. Die Reingase verlassen den Katalysator mit etwa 280 bis 300 °C und werden im Wärmerückgewinner auf etwa 150 °C abgekühlt. Sie werden in zwei weiteren Wärmerohr-Wärmerückgewinnern auf etwa 90 °C abgekühlt. Dabei erwärmen sie das Rücklaufwasser einer Fernwärmeschiene von etwa 60 °C auf die Vorlauftemperatur von etwa 120 °C. Der große Wärmerückgewinner ist modular aufgebaut. Er besteht aus 16 Modulen (*Bild 20*), wovon zwei in Gasströmungsrichtung nebeneinander und acht solcher Paare hintereinander liegen. Die Anordnung der Wärmerohre ist vertikal. Es sind ungefähr 3000 berippte Baustahl-Wasser-Wärmerohre mit 10 m Länge und einem Durchmesser von 2 Zoll. Die übertragene Wärmeleistung im Wärmetauscher der DeNO_x-Anlage beträgt 12,3 MW. In den Fernwärme-Wärmetauscher werden weitere 6,9 MW übertragen. Diese Wärmetauscher sind aus unberippten elliptischen Rohren aufgebaut. Eine ähnlich große Anlage mit einer Wärmeleistung von 7,7 MW ist seit 1993 in der Müllverbrennungsanlage Wien-Flötzersteig in Betrieb [12]. Hierbei werden 2x3 Module (*Bild 20*) mit insgesamt ca. 2700 nahezu horizontal liegenden berippten Baustahl-Wasser-Wärmerohren verwendet; Wärmerohrlänge 8,5 m, Durchmesser 1 Zoll. Der entstaubte und entschwefelte Rohgasstrom (ca. 185.000 Norm-m³/h) wird von 110 °C auf 220 °C erwärmt, der entstickte Reingasstrom von 260 °C auf 154 °C abgekühlt.

Nomenklatur

Symbole:

A	Querschnittsfläche
A'	Fläche
C	Wärmeleitvermögen
C'	Konstante
d	Durchmesser
F	Füllrate, $F = V/V_E$
f	Funktion
g	Erdbeschleunigung
l	Länge
p	Druck
Q	Wärmestrom
q	Wärmestromdichte
R	Wärmewiderstand
T	Temperatur
V	Volumen
β	Neigungswinkel (gegen die Horizontale)
γ	Oberflächenspannung
μ	dynamische Viskosität
ρ	Dichte

Indizes:

Co	Kondensatoroberfläche
E	Verdampfer
Eo	Verdampferoberfläche
i	innen
l	flüssig
max	maximal, Leistungsgrenze
si	Wärmesenke
so	Wärmequelle
tot	gesamt
v	Dampf

Dimensionslose Kennzahlen:

$$Bo \equiv d_i \left[g(\rho_l - \rho_v) / \gamma \right]^{1/2}$$

Bondzahl

$$K_L = L(\rho_v)^{1/2} \left[(\rho_l - \rho_v) g \gamma \right]^{1/4}$$

Latentwärmeparameter

$$K_p = \rho_v / \left[(\rho_l - \rho_v) g \gamma \right]^{1/2}$$

Druckparameter

Literatur

- [1] Gaugier. R.S., Heat Transfer Device, US Patent 2350348, Dec. 1942 / June 1944
- [2] Grover, GM., US Patent 3229759, Filed 1963.
- [3] Grover, G.M., Cotter, T.P., Erickson. G.F., Structures of Very High Thermal Conductance, J. Appl. Phys., 35 (1964), 1990-1991

- [4] Perkins, L.P., Buck, W.E., Improvements in Devices for the Diffusion or Transference of Heat, UK Patent No. 22272, London, 1892
- [5] Dunn, P.D., Reay, D.A., Heat Pipes, Pergamon Press, 3rd ed., 1982
- [6] Groll, M., Rösler, S., Operation Principles and Performance of Heat Pipes and Closed Two-Phase Thermosiphons, *J. Non-Equilib. Thermodyn.*, Vol. 17 (1992) 91-151
- [7] Gotter, T.P., Principles and Prospects of Micro Heat Pipes, Proc. 5th Int. Heat Pipe Conf, Tsukuba, 1984 (Japan Technology & Economics Center Inc., Vol. 1)
- [8] Itoh, A., Polasek, F., Development and Application of Micro Heat Pipes, Proc. 7th Int. Heat Pipe Conf., Minsk, 1990 (Begell House Inc. Publ., ISB No. 0-8493-9921-1, Vol. 1)
- [9] Waters, E.D., Heat Pipes for the Trans-Alaska Pipeline. Proc. 2nd Internat. Heat Pipe Conf., Bologna, 1976 (ESA-SP-112, Vol. 2)
- [10] Stine, W.B., Diver, R.B., A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology, Sandia National Laboratories, Albuquerque, N.M. & Livermore, CA., SAND 93-7026 UC-236, 1994
- [11] Gerätebau Eberspächer KG, 73730 Esslingen, Firmenprospekt
- [12] Suhr, L., GEA-MW, 44807 Bochum, Private Mitteilung, 1994
- [13] GEA-MW, 44807 Bochum, Firmenprospekt