

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

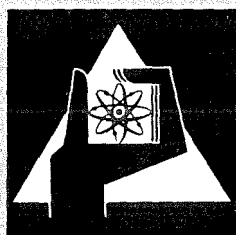
Dezember 1972

KFK 1664

Institut für Reaktorentwicklung
Projekt Schneller Brüter

Untersuchung über die Möglichkeit des Einsatzes von Heat Pipes in
Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren

U. Hitzschke



**GESELLSCHAFT
FÜR
KERNFORSCHUNG M.B.H.**

KARLSRUHE

Als Manuskript vervielfältigt

Für diesen Bericht behalten wir uns alle Rechte vor

GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.
KARLSRUHE

KERNFORSCHUNGSZENTRUM KARLSRUHE

KFK 1664

Institut für Reaktorentwicklung

Projekt Schneller Brüter

Untersuchung über die Möglichkeit des Einsatzes
von Heat Pipes in Dampferzeugern natriumgekühl-
ter Reaktoren

von

U. Hitzschke

Gesellschaft für Kernforschung mbH., Karlsruhe

Abstract:

Study on the application of heat pipes in steam generators of sodium cooled reactors

The basic ideas underlying the study and its purposes are outlined in the introduction. This is followed by the thermal design and some investigations of various factors influencing the number and length of pipes and the utilization of the absolute maximum heat transfer capacity of the heat pipe. The results of these calculations are used to design a heat pipe steam generator. Finally the partial load behavior and, a particularly important point, the safety against sodium - water reactions are dealt with.

The results indicate the following tendency: No decisive advantages are apparent for the design. The heat exchange area required is approximately a factor of 2 higher than in comparable systems. For the construction, difficulties arise out of welding the heat pipes into the separation bottoms, and very stringent accuracy requirements must be met with respect to the tightness of the welds and faultless fabrication of the pipe walls. A study of the partial load behavior shows that a water-steam mixture must be fed to the preheater for loads below 40 % if the evaporation end point remains unchanged. This tendency is increased if partial superheating is allowed in the evaporator. Only in the reverse case, if partial evaporation is allowed in the superheater, it is possible also to directly feed water into the preheater at lower partial loads. Further considerations have shown that the safety will be slightly improved. The probability of sodium - water reactions is lower because such reactions can occur in the heat pipe steam generator only if there has been a leak both on the sodium and the water sides. If two such leaks should yet occur, which cannot be excluded completely, major damage must be expected because in this case primary sodium and water would react with each other. In order to avoid this incident with its consequences, either the corresponding safety measures must be taken (retaining a secondary sodium circuit or an expensive pressure suppression system) or there must be a precise detection and blocking system. If this latter condition is fulfilled, the use of the new heat transfer is justified by real advantages.

In the light of the present state of knowledge, the use of heat pipes in steam generators of sodium cooled reactors still seems to involve a number of problems. A final assessment will not be possible until there have been experimental studies of the operating behavior and the stability of heat pipes under steam generator conditions.

Untersuchung über die Möglichkeit des Einsatzes von Heat Pipes
in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren

<u>Inhalt:</u>	<u>Seite</u>
1. Grundgedanken und Zielsetzung	1
2. Wärmetechnische Auslegung	1
2.1 Berechnungsgrundlagen der Heizseite	1
2.2 Berechnungsgrundlagen der Kühlseite	2
2.3 Abschätzung der Temperatur des Heat Pipe Mediums, des pitch-diameter Verhältnisses und des Wärmerohrradius	4
2.4 Berechnungsgang	8
3. Ergebnisse der wärmetechnischen Auslegung	13
4. Untersuchung über die Möglichkeit der Aus- nutzung des absolut maximalen Wärmetransport- vermögens der Heat Pipe	20
5. Entwurf eines Heat Pipe Dampferzeugers	23
5.1 Werkstoffe	23
5.2 Festigkeitsberechnung	25
5.3 Rohrschwingungen	26
5.4 Temperaturänderungsgeschwindigkeit	26
5.5 Entwurf	27
6. Teillastverhalten	30
7. Sicherheit gegenüber Natrium-Wasser-Reaktionen	40
7.1 Lecks in den Rohrplatten	41
7.2 Lecks in der Heat Pipe	41
7.3 Natrium-Wasser-Reaktion beim Heat Pipe Dampferzeuger	42
8. Beurteilung des neuen Wärmeübertragungssystems	43
9. Nomenklatur	46
10. Literaturverzeichnis	50

	<u>Seite</u>
11. Anhang	52
11.1 Erläuterungen zum Komplex Heat Pipe	52
11.2 Längenbegrenzung der Wärmerohre	58
11.3 Vergleich Heat Pipe - thermisches Konvektionsrohr	60
11.4 Programm- und Ergebnisausdrucke	62

1. Grundgedanken und Zielsetzung

Ausgangspunkt dieser Durchführbarkeitsstudie über die Verwendung von Heat Pipes in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren sind die erkennbaren Vorteile hinsichtlich der Sicherheit gegenüber Natrium-Wasser-Reaktionen, so daß der Wegfall des gesamten Sekundärkreislaufes erwogen werden kann. Im Falle einer positiven Bestätigung könnten auch gewisse Einsparungen im Bereich der Anlagekosten erwartet werden.

Die Studie soll zeigen, ob ein Potential für einen natriumbeheizten Heat Pipe Dampferzeuger vorhanden ist. Die bisher vorgeschlagenen Anwendungen für Wärmerohre liegen auf dem Raumfahrtsektor und mit dem Einsatz im Wärmetauscherbau würde man technologisches Neuland betreten.

Basierend auf den zum jetzigen Zeitpunkt vorhandenen Ergebnissen der Heat Pipe Forschung sollen die Hauptprobleme diskutiert werden, die beim Bau und Betrieb eines Heat Pipe Dampferzeugers wichtig sind. Dazu gehören:

- Wärmetechnische Auslegung
- Konstruktive Ausführung und Fertigung des Wärmetauschers
- Werkstoffauswahl
- Teillastverhalten
- Sicherheit bei Natrium-Wasser-Reaktionen
- Kostenabschätzung

Die Aufgabe besteht nicht darin, Heat Pipes zu entwickeln oder zu verbessern, sondern einen natriumbeheizten Heat Pipe Dampferzeuger zu entwerfen.

2. Wärmetechnische Auslegung

2.1 Berechnungsgrundlagen der Heizseite

Der gesamte Wärmedurchgang setzt sich aus drei Schrittfolgen zusammen:

- 1.) erzwungene Konvektion auf der Natriumseite
- 2.) Wärmeleitung durch die zylindrische Heat Pipe Wand
- 3.) Wärmeleitung im Quecksilber

Aus diesem allgemeinen Ansatz ergibt sich folgende Wärmebilanz:

$$d\dot{Q} = (\dot{m} \cdot c_p)_{Na} \cdot dT_{Na} = - 2 \pi \cdot Kl \cdot dx \cdot (T_{Na} - T_I) \quad (1)$$

mit der Wärmedurchgangszahl

$$Kl = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Na} \cdot RO} + \frac{\ln(RO/RI)}{\lambda_W} + \frac{\ln(RI/RD)}{\lambda_{Hg}}} \quad (2)$$

Der letzte Term im Nenner von Gleichung (2) kann gegenüber den beiden anderen Anteilen vernachlässigt werden, da einerseits das Verhältnis RI/RD sehr klein und andererseits λ_{Hg} relativ groß ist.

Damit ergibt sich nach Integration von $x = 0$ bis $x = LH$ bzw. von $T_{Na}(x=0) = NA$ bis $T_{Na}(x=LH) = NE$ als Lösung von Gleichung (1):

$$LH = \frac{(\dot{m} \cdot c_p)_{Na}}{2 \pi} \cdot \frac{1}{Kl} \cdot \ln \frac{NE - T_I}{NA - T_I} \quad (3)$$

Die Wärmeübergangszahl α_{Na} auf der Natriumseite wird nach der Beziehung von Friedland und Bonilla berechnet, die für längsangeströmte Rohrbündel lautet:

$$Nu = 7 + 3,8 \cdot \left(\frac{ST}{2 \cdot RO}\right)^{1,52} + 0,027 \cdot \left(\frac{ST}{2 \cdot RO}\right)^{0,27} \cdot Re^{0,8} \quad (4)$$

Dann ist

$$\alpha_{Na} = \frac{Nu \cdot \lambda_{Na}}{HD} \quad (5)$$

2.2 Berechnungsgrundlagen der Kühlseite

Der gesamte Wärmedurchgang setzt sich auch auf der Kühlseite aus drei Schrittfolgen zusammen (in Richtung des Wärmeflusses):

- 1.) Wärmeübertragung vom kondensierenden Quecksilber an die Heat Pipe Innenwand,
- 2.) Wärmeleitung durch die zylindrische Wand
- 3.) Wärmeübertragung zwischen der Außenwand und dem Wasser bzw. dem Dampf.

Der Ansatz für die Wärmeübertragung vom kondensierenden Quecksilber zum Wasserdampf lautet hier entsprechend:

$$d\dot{Q} = (\dot{m} \cdot cp)_{H_2O} \cdot dT_{H_2O} = - 2 \pi \cdot K_2 \cdot (T_I - T_{H_2O}) \cdot dy \quad (6)$$

mit der Wärmedurchgangszahl

$$K_2 = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_{Hg} \cdot RI} + \frac{\ln(RO/RI)}{\lambda_W} + \frac{1}{\alpha_{H_2O} \cdot RO}} \quad (7)$$

d.h., das Wasser mit dem Massendurchsatz \dot{m}_{H_2O} und der spezifischen Wärme cp_{H_2O} wird auf der Strecke dy um dT_{H_2O} aufgeheizt.

Die Lösung von Gleichung (6) ergibt für Integration von $y = 0$ bis $y = LK$ bzw. von $T_{H_2O}(y=0) = WE$ bis $T_{H_2O}(y=LK) = WA$:

$$LK = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{H_2O}}{2 \pi} \cdot \frac{1}{K_2} \cdot \ln \frac{T_I - WE}{T_I - WA} \quad (8)$$

Das ist die Berechnungsgleichung für die Länge der Kühlzone einer Heat Pipe.

Wilhelm [1] hat die Daten für die Kondensation von Quecksilber dargestellt und zeigt, daß der Wärmeübertragungskoeffizient α_{Hg} für kondensierendes Quecksilber konstant ist (= 9740 kcal/hm²grd) und zwar für die Drucke über 0,4 at. Die Daten wurden für Quecksilber gemessen, das an einer senkrechten Oberfläche bei Dampfdrucken von 0,035 bis 1,04 ata kondensiert.

In der Auslegungsrechnung wurde der Einfachheit halber auch für höhere Drucke mit diesem Festwert von α_{Hg} gerechnet.

Die Nusseltzahlen in Überhitzer und Vorwärmer werden nach Hausen berechnet:

Überhitzer

$$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45} \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot RI}{LK} \right)^{2/3} \right] \quad (9)$$

Für große Längen LK bzw. kleine Werte $(2 \cdot RI/LK)$ wird der Klammerausdruck $\left[\dots \right] \approx 1$.

Vorwärmer

$$Nu = 0,037 \cdot (Re^{0,75} - 180) \cdot Pr^{0,45} \cdot \left[1 + \left(\frac{2 \cdot RI}{LK} \right)^{2/3} \right] \cdot \left(\frac{\eta_{fl}}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (10)$$

Der Faktor $(\eta_{fl}/\eta_w)^{0,14}$ wird bei Wasser gleich 1 gesetzt.

Verdampfer

$$Nu = 3,4 \left(\frac{1}{x_u} \right)^{0,45} \cdot 0,023 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,4} \cdot (1 - XD)^{0,8} \quad (11)$$

mit

$$\frac{1}{x_u} = \left(\frac{v''}{v'} \right)^{0,5} \cdot \left(\frac{\eta''}{\eta'} \right)^{0,1} \cdot \left(\frac{XD}{1 - XD} \right)^{0,9} \quad (12)$$

Die Wärmeübergangszahl α_{H_2O} ergibt sich dann wie üblich aus

$$\alpha_{H_2O} = \frac{Nu \cdot \lambda_{H_2O}}{HD} \quad (13)$$

Die Beziehung (11) von Guerrieri und Talty wird im Dampferzeugerbau häufig als Berechnungsgrundlage für den Verdampfer benutzt.

2.3 Abschätzung der Temperatur des Heat Pipe Mediums, des pitch-diameter Verhältnisses und des Wärmerohrradius

Hohe Medientemperaturen ermöglichen einerseits ein großes axiales Wärmetransportvermögen und damit kleine Rohrzahlen, d.h. für eine in dieser Richtung günstige Auslegung ist eine hohe Quecksilbertemperatur anzustreben. Allerdings muß dabei die Bedingung $TI < NA$ beachtet werden.

Andererseits ergibt sich ein Einfluß von TI auf die für die Wärmeaustauschfläche maßgebliche Länge LG eines Wärmerohres (Tab. 1).

Mit den entsprechenden Beziehungen für LH und LK folgt:

$$LG = \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{Na}}{2 \pi} \cdot \left(\frac{1}{K1} \right) \cdot \ln \frac{NE - TI}{NA - TI} + \frac{(\dot{m} \cdot cp)_{H_2O}}{2 \pi} \cdot \left(\frac{1}{K2} \right) \cdot \ln \frac{TI - WE}{TI - WA} \quad (14)$$

Aus dieser Gleichung läßt sich über

$$\frac{d LG}{d TI} = 0 \quad (15)$$

ein Wert für TI abschätzen, bei dem die Gesamtlänge einen Minimalwert erreicht.

Man findet eine quadratische Gleichung für TI und damit werden für die einzelnen Stufen folgende Auslegungswerte für TI gefunden:

Vorwärmer:	TI = 373,5 °C
Verdampfer:	TI = 410,0 °C
Überhitzer 1:	TI = 485,0 °C
Überhitzer 2:	TI = 535,0 °C

Das Verhältnis V geht über die Rohrteilung ST in die Querschnittsfläche UF eines Kühlkanals sowie den hydraulischen Durchmesser HD und damit in die Geschwindigkeiten, Wärmeübergangszahlen und schließlich die Rohrlänge ein.

Es muß ein möglichst kleines V angestrebt werden. Je kleiner V ist, umso größer sind die Geschwindigkeiten und umso kleiner die Gesamtlänge (Tab. 1).

Als optimale Größe wurde $V = 1,15$ angenommen, womit man hart an der Grenze des technisch vertretbaren Wertes liegt.

Betrachtet man den Einfluß von RI bei einer festen Rohranzahl, so wird folgende Tendenz erkennbar:

Im Falle großer Radien ergeben sich wegen der größeren durchströmten Querschnittsfläche kleinere Dampfgeschwindigkeiten und damit größere Rohrlängen (Tab. 2).

Tabelle 1: Einflüsse der Temperatur TI des Arbeitsmediums und des pitch-diameter Verhältnisses

	TI [°C]	V [-]	RI [cm]	N [Stück]	W_{Na} [m/sec]	W_{H_2O} [m/sec]	LH [m]	LK [m]	LG [m]
Einfluß der Temperatur TI des Arbeitsmediums	490	1,15	1,75	37	1,43	1,70	1,49	3,99	5,48
	485	1,15	1,75	37	1,43	1,70	1,09	4,30	5,39
	480	1,15	1,75	37	1,43	1,70	0,88	4,67	5,56
	470	1,15	1,75	37	1,43	1,70	0,66	5,71	6,37
	460	1,15	1,75	37	1,43	1,70	0,53	7,65	8,18
Einfluß des pitch-diameter Verhältnisses V	485	1,15	1,75	37	1,43	1,70	1,09	4,30	5,35
	485	1,20	1,75	37	1,11	1,33	1,14	5,31	6,46
	485	1,25	1,75	37	0,90	1,08	1,19	6,37	7,57
	485	1,30	1,75	37	0,75	0,90	1,25	7,47	8,72
	485	1,40	1,75	37	0,56	0,67	1,35	9,79	11,15

Tabelle 2: Einfluß des Wärmerohrradius RI (am Beispiel des Überhitzers Nr. 1)

Wärme- rohr-rad. RI	Temp.i.d. Heat Pipe TI	pitch-dia- meter Ver- hältnis V	Rohr- anzahl N	Na-geschw. W_{Na}	Dampfge- schw. W_{H_2O}	Länge d. Heizseite LH	Länge d. Kühlseite LK	Gesamt- länge LG	Wärme- transp.- leist. Q_I	Kapillar- durchm.
[cm]	[°C]	-	[Stck]	[m/sec]	[m/sec]	[m]	[m]	[m]	[kW/cm ²]	[μ]
1,0	485,0	1,15	19,0	7,26	7,87	3,47	4,83	8,30	22,9	30
1,5	485,0	1,15	19,0	3,23	3,50	3,51	5,37	8,88	10,2	200
2,0	485,0	1,15	19,0	1,81	1,97	3,53	6,06	9,59	5,7	500
2,5	485,0	1,15	19,0	1,16	1,26	3,55	6,77	10,32	3,6	1000
3,0	485,0	1,15	19,0	0,81	0,87	3,57	7,50	11,07	2,5	3000
3,5	485,0	1,15	19,0	0,59	0,64	3,58	8,22	11,80	1,8	5500

2.4 Berechnungsgang

Abb. 1 gibt schematisch den Berechnungsgang wieder. Für die Berechnung wird ein Dampferzeuger mit einer Leistung von 5 MW zugrunde gelegt, dessen Betriebs- und Auslegungsdaten am SNR 300 orientiert sind. Eintritts- und Austrittstemperaturen der Natrium- und Wasserseite sowie der Auslegungsdruck sind bekannt.

Abb. 2 zeigt die Anordnung der Heat Pipes und die Strömungsführung der Medien. Für die Rohrgeometrie in den einzelnen Stufen wird eine versetzte Anordnung gewählt. Natrium und Wasser/Dampf strömen jeweils parallel zu den Längsachsen der Wärmerohre, d.h. sämtliche Heat Pipes einer Stufe haben bei diesem Konstruktionsprinzip die gleiche Quecksilbertemperatur im Innern.

Zunächst erfolgt die Berechnung der Wasser- und Natriumdurchsätze sowie der Wärmemenge Q_S , die in den einzelnen Stufen bei vorgegebener Dampferzeugerleistung, vorgegebenen Wassertemperaturen und dem Auslegungsdruck erzeugt werden (Tab. 3). Danach werden die Natriumtemperaturen an den Stufenübertritten ermittelt.

Mit den Startwerten ergibt sich das in Abb. 3 gezeigte Q-T-Diagramm, aus dem ersichtlich ist, daß aufgrund der Bedingungen $T_I < N_A$ und $T_I > W_A$ für den Überhitzer mindestens zwei Stufen benötigt werden.

Für den weiteren Rechnungsgang wird die Rohrzahl N vorgegeben, wobei die ausgewählten Zahlen der zugehörigen Rohrgeometrie entsprechen, d.h. in einem zylindrischen Behälter können bei der gewählten Anordnung nur ganz bestimmte Rohrzahlen untergebracht werden.

Damit ergibt sich die Wärmemenge Q_T , die pro Heat Pipe übertragen werden muß:

$$Q_T = Q_S/N \quad (16)$$

Mit den abgeschätzten Werten für T_I sowie den Beziehungen (3 und 8) können nun die Heiz- und Kühllängen der Wärmerohre bestimmt werden und die zur Berechnung der Wärmeaustauschfläche maßgebende Länge L_G eines Wärmerohres ergibt sich aus der Summe der beiden Einzelanteile:

$$LG = LH + LK \quad (17)$$

Bei der Berechnung der Gesamtlänge der Heat Pipe muß noch der Anteil der wärmeabgeschirmten Transportzone hinzugefügt werden.

Die Wärmeaustauschfläche AR pro Rohr ist:

$$AR = LG \cdot \pi \cdot 2 \cdot RO \quad (18)$$

bzw. die gesamte Wärmeaustauschfläche AG einer Stufe:

$$AG = N \cdot AR. \quad (19)$$

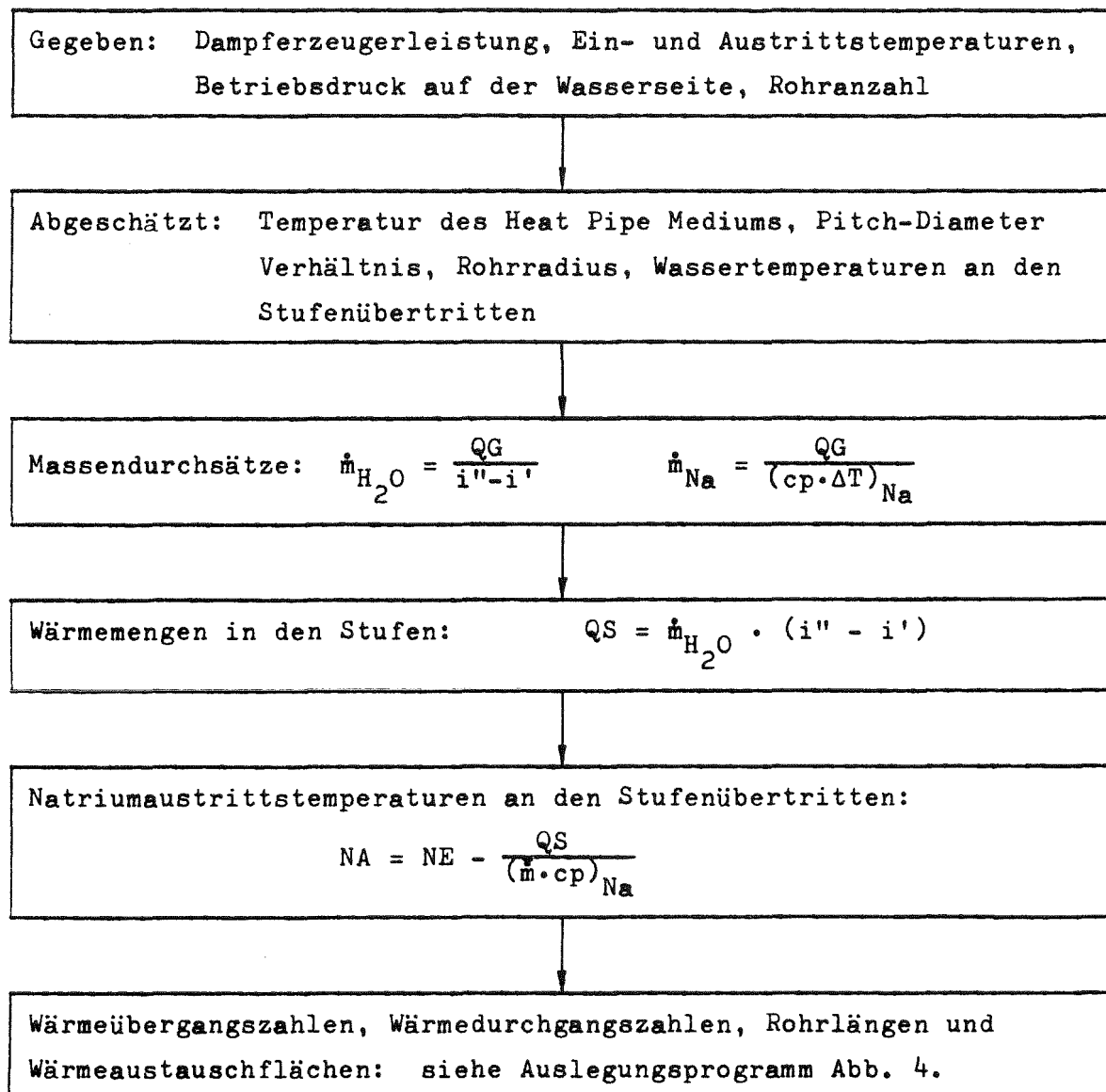


Abb. 1: Schema für Berechnungsgang

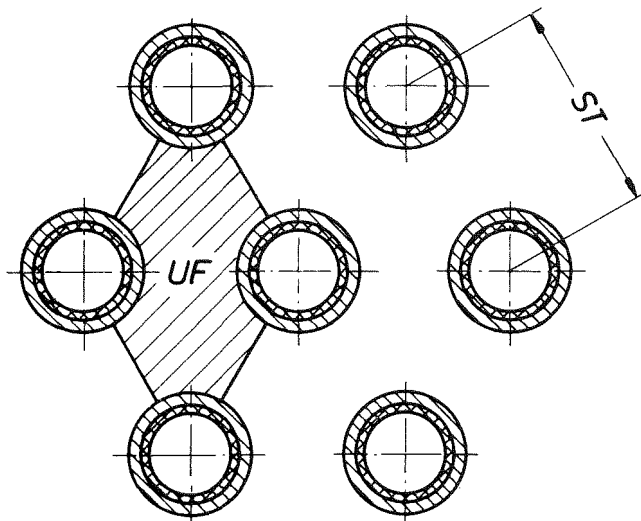
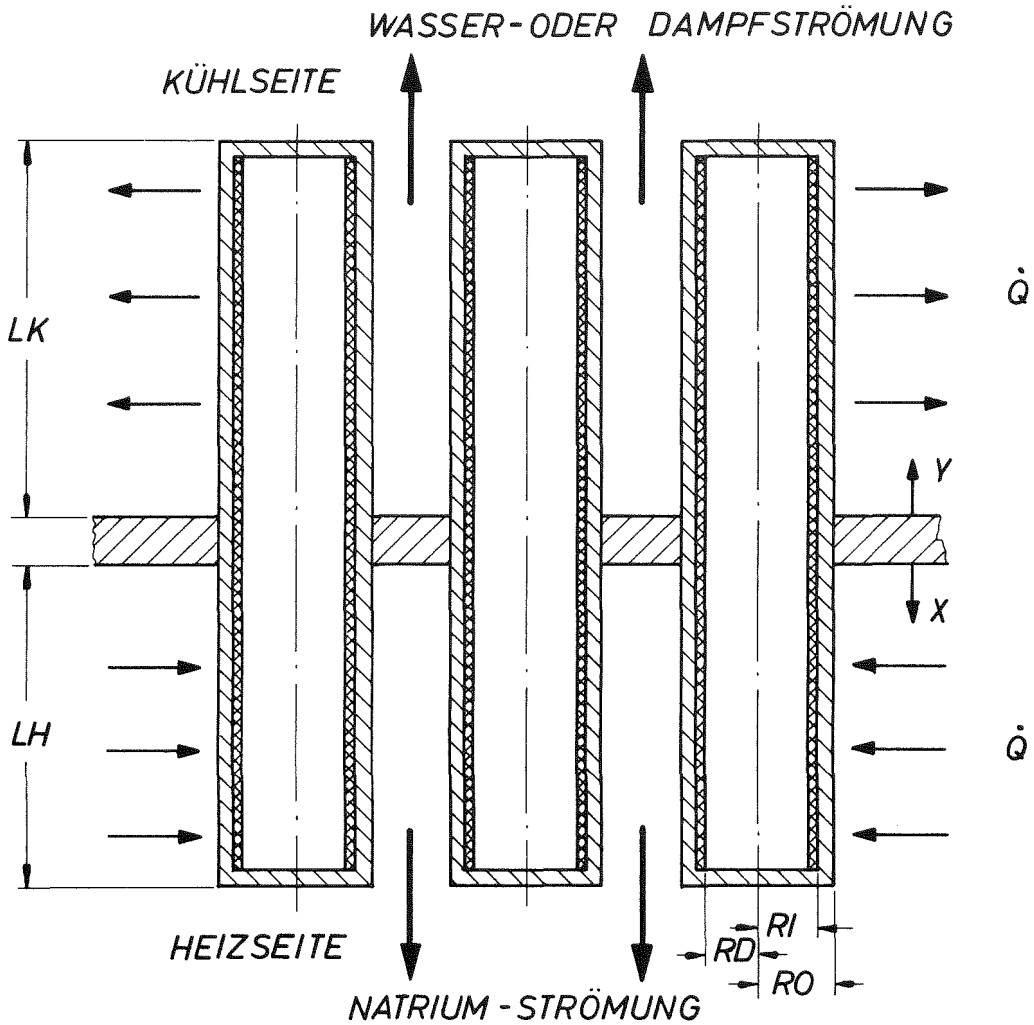
Tabelle 3: Wasser/Dampftemperaturen an den Stufenübertritten und Wärmemengen/Stufe

	Einheit	Gesamt- dampferzeuger	Vorwärmer	Verdampfer	Gesamt- überhitzer	Überhitzer 1	Überhitzer 2
Auslegungsdruck	at	170					
Wasseraustrittstemperatur	°C	510,0	350,67	350,67	510,0	450,0	510,0
Enthalpie am Austritt i''	kcal/kg	792,4	399,2	612,2	792,4	747,4	792,4
Wassereintrittstemperatur	°C	284,0	284,0	350,67	350,67	350,67	450,0
Enthalpie am Eintritt i'	kcal/kg	299,2	299,2	399,2	612,2	612,2	747,4
Enthalpiedifferenz $q_e = i'' - i'$	kcal/kg	493,2	100,0	213,0	180,2	135,2	45,0
Gesamterzeugungswärme	kcal/h	$4,3 \cdot 10^6$	-	-	-	-	-
Wasserdurchsatz \dot{m}_{H_2O}	kg/h	$0,8717 \cdot 10^4$					
Gesamterzeugungswärme	10^6 kcal/h	4,3	0,873	1,845	1,57	1,18	0,39
$Q_e = \dot{m}_{H_2O} \cdot q_e$	MW	5	1,029	2,144	1,827	1,371	0,456

$$\dot{m}_{Na} = 7,831 \cdot 10^4 \text{ kg/h};$$

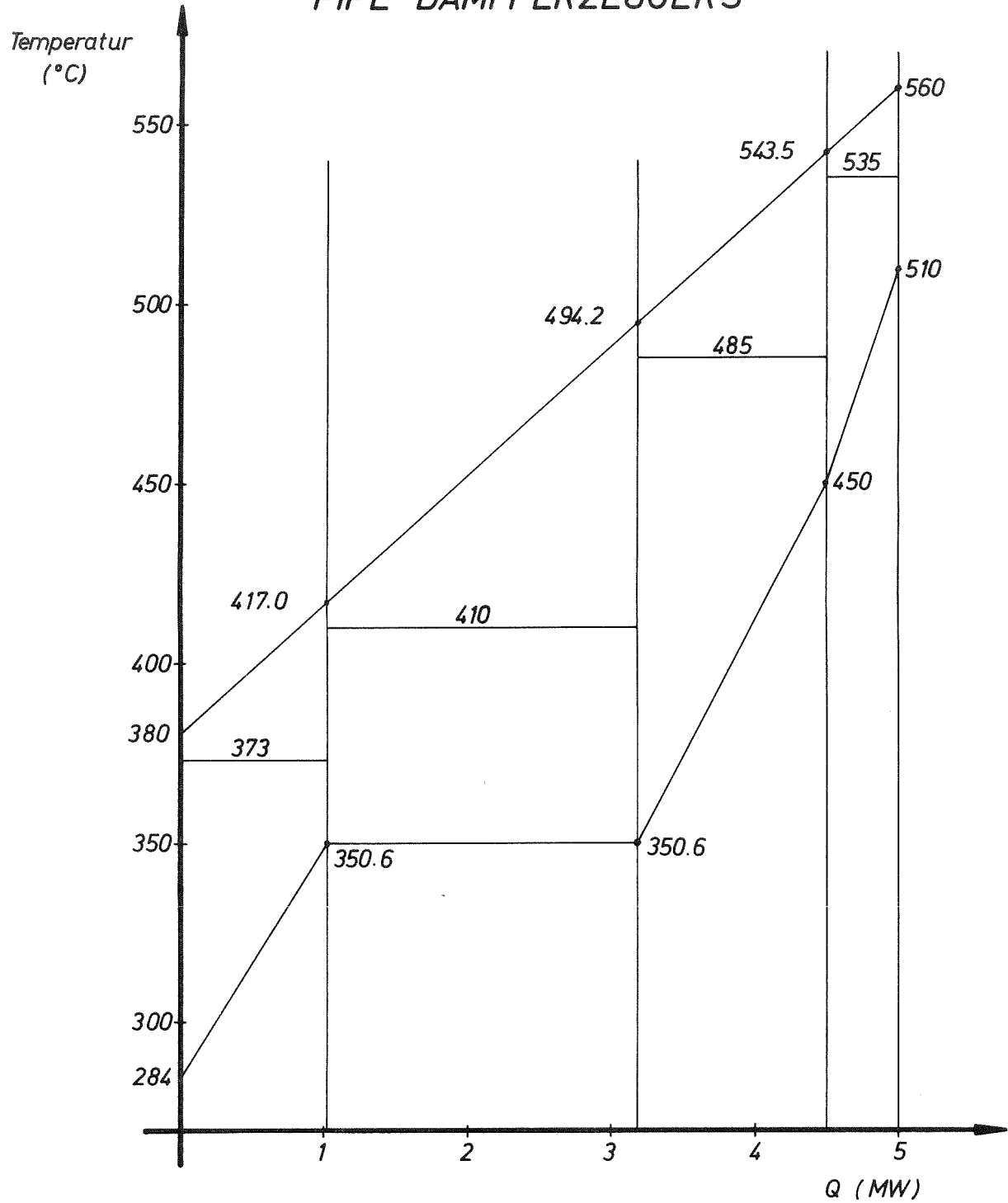
$$\dot{m}_{H_2O} = 8,717 \cdot 10^3 \text{ kg/h}$$

Abb. 2: ROHRANORDNUNG UND STRÖMUNGSFÜHRUNG



- LH = Länge der Heizseite
- LK = Länge der Kühlseite
- RD = innerer Dochtradius
- RI = innerer Rohrradius
- RO = äußerer Rohrradius
- UF = Querschnittsfläche eines Kühlkanals
- HD = hydraulischer Durchm. des Kühlkanals
- ST = Rohrteilung

Abb. 3: Q-T-DIAGRAMM EINES 5 MW HEAT PIPE DAMPFERZEUGERS



3. Ergebnisse der wärmetechnischen Auslegung

Mit den erläuterten Beziehungen werden einige Zwangsdurchlauf-Dampferzeuger berechnet. Die Berechnung erfolgte mit einem Programm auf einem PDP 8/E Kleincomputer. Abb. 4 zeigt das zugehörige Strukturdiagramm und Tab. 4 die Ergebnisse für einen Auslegungsfall (die Programmausdrucke befinden sich im Anhang).

Für einen 5 MW Heat Pipe Dampferzeuger werden bei der gewählten Rohr-anordnung und Strömungsführung insgesamt 58 Rohre mit einer Wärmeaus-tauschfläche von 77 m^2 benötigt.

Tab. 5 zeigt den Vergleich mit anderen Dampferzeugern.

Die für einen Heat Pipe Dampferzeuger benötigte Heizfläche liegt ungefähr um den Faktor 2,5 über dem Wert vergleichbarer Typen und aufgrund der Längenbeschränkung liegt auch die Rohrzahl höher.

Der angegebene Wert bezieht sich auf den Vergleich mit einem Na/H₂O-Dampferzeuger.

Berücksichtigt man bei den konventionellen Anlagen noch den Zwischen-wärmetauscher, dann liegt die Heizfläche des Heat Pipe Dampferzeugers etwa um den Faktor 1,8 über dem Wert der anderen Typen.

In dieser Gegenüberstellung muß beachtet werden, daß der Heat Pipe Dampferzeuger mit dem optimalen Wert des pitch-diameter Verhältnisses ($V = 1,15$) ausgelegt wurde, die anderen Anlagen dagegen mit technisch besser zu realisierenden Werten ($V = 1,6$).

Der Vergleich fällt für den Heat Pipe Dampferzeuger ungünstiger aus, wenn jeweils mit dem gleichen Verhältnis V gerechnet wird.

Rechnet man mit $V = 1,4$, so ergibt sich für die Wärmeaustauschfläche der anderthalbfache Wert gegenüber $V = 1,15$. Bei $V = 1,6$ braucht man etwa die doppelte Fläche, wiederum bezogen auf $V = 1,15$.

Die Ursache für die große Heizfläche liegt in dem schlechten Wärme-übergang auf der Wasserseite. Dort ergeben sich wegen der gleichen Kanalquerschnittsfläche auf der Natrium- und Wasserseite sowie den Unterschieden der spezifischen Volumen beider Medien niedrige Strö-mungsgeschwindigkeiten und entsprechend schlechte Wärmeübergangs-zahlen $\alpha_{\text{H}_2\text{O}}$.

Damit ergeben sich folgende Gleichungen für die Wassergeschwindigkeit:

Verdampfer	$w_{H_2O} \approx 0,46 \cdot w_{Na}$
Überhitzer 1	$w_{H_2O} \approx 1,2 \cdot w_{Na}$
Überhitzer 2	$w_{H_2O} \approx 1,5 \cdot w_{Na}$

Da aber die Natriumgeschwindigkeit auf relativ kleine Werte begrenzt ist, ergeben sich niedrige Wassergeschwindigkeiten, die die Ursache für den schlechten Wärmeübergang darstellen,

Eine gewisse Verbesserung der Wärmeübergangsverhältnisse und damit eine kleinere Heizfläche läßt sich durch den Einbau von Umlenkblechen erreichen, die eine vermischte Quer- und Parallelströmung bewirken.

Weiterhin lassen sich durch die Verwendung einer Mehrstufenanordnung statt der 4-Stufen Bauweise einerseits die Temperaturverhältnisse etwas günstiger angleichen und andererseits werden aufgrund der größeren Massendurchsätze in den kleineren Stufen höhere Wasser/Dampfgeschwindigkeiten erzielt.

Dieser Auslegungsfall, Mehrstufenanordnung mit vermischter Quer- und Parallelströmung wurde ebenfalls gerechnet und es zeigt sich, daß die Verbesserung hinsichtlich der Heizfläche bei ca. 25-30 % liegt.

Insgesamt kann zur Auslegung eines Heat Pipe Dampferzeugers gesagt werden, daß gegenüber bisherigen Konstruktionen in diesem Punkt keine entscheidenden Vorteile erkennbar sind, auch dann nicht, wenn der Sekundärkreis eingespart werden kann. Es sind größere Heizflächen und Rohrzahlen erforderlich, die die Kosten der Anlage erhöhen.

Das Wärmeübertragungssystem wird dementsprechend nur dann von höherem Interesse für die Anwendung in natriumbeheizten Dampferzeugern sein, wenn sich deutliche Vorteile im Hinblick auf Sicherheit und Verfügbarkeit der Anlage bei annähernd gleichen Kosten ergeben.

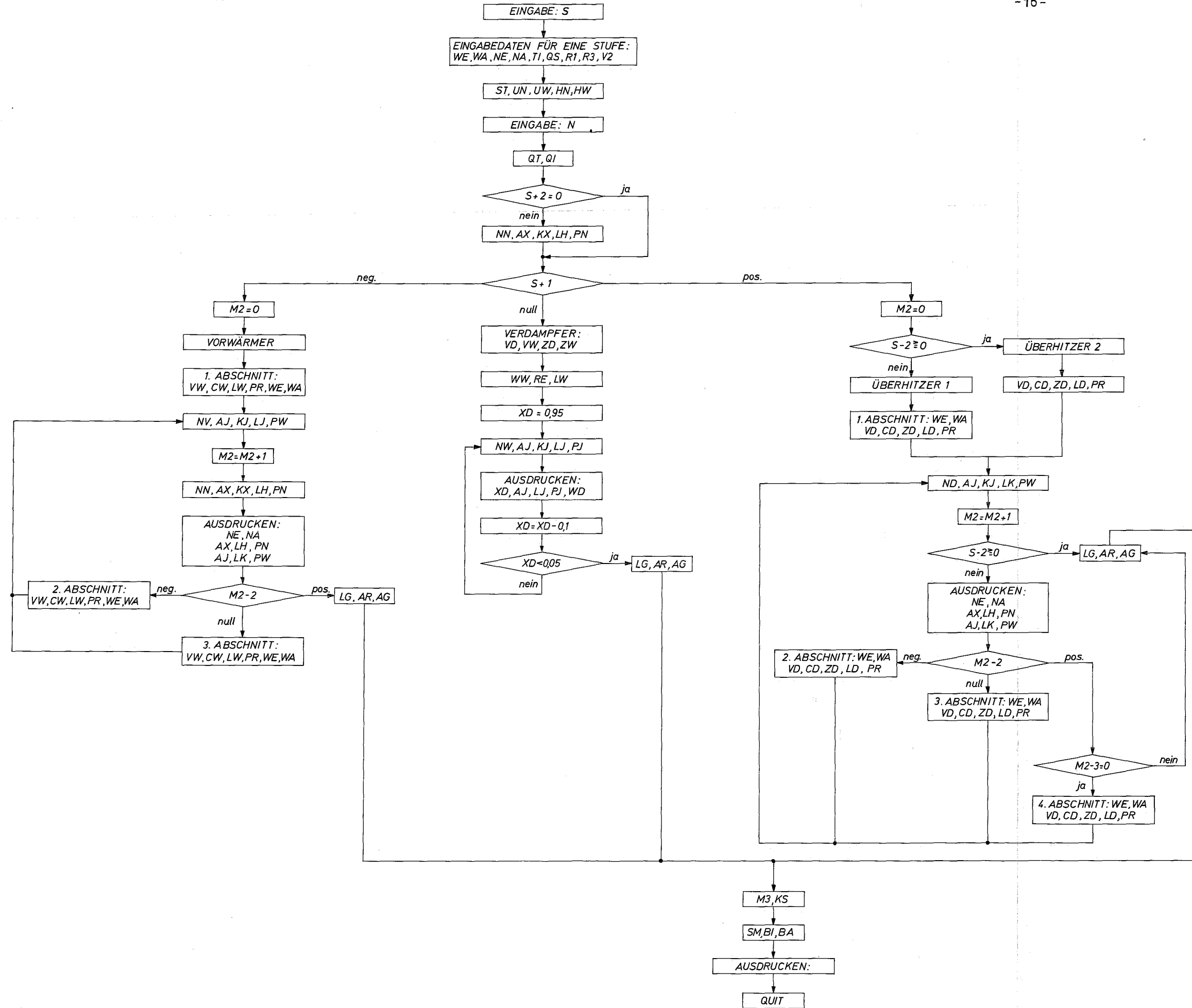


Abb. 4: STRUKTURDIAGRAMM NR.1: BERECHNUNG DER ROHRLÄNGEN, WÄRMEAUSTAUSCHFLÄCHEN, DRUCKABFÄLLE UND BEHÄLTERABMESSUNGEN EINES HEAT PIPE DAMPFERZEUGERS

Tabelle 4: Auslegungsbeispiel eines Heat Pipe Dampferzeugers

	Vorwärmer	Verdampfer	Über- hitzer 1	Über- hitzer 2	Ge- samt
Wassereintrittstempere- tur WE / $^{\circ}\text{C}$ /	284	350	350	450	
Wasseraustrittstempere- tur WA / $^{\circ}\text{C}$ /	350	350	450	510	
Na-Eintrittstempere- tur NE / $^{\circ}\text{C}$ /	417	494	543	560	
Na-Austrittstempere- tur NA / $^{\circ}\text{C}$ /	380	417	494	543	
Temp. i.d. Heat Pipe TI / $^{\circ}\text{C}$ /	373	410	485	535	
Heat Pipe Radius RI /mm/	20	15	17	20	
pitch-diameter-Ver- hältnis V /- /	1,15	1,15	1,15	1,15	
Rohranzahl N /Stck/	13	19	19	7	58
Wärmemenge QS /MW/	1,029	2,144	1,371	0,456	5,0
Wärmemenge/Heat Pipe QT /kW/	79,1	112,8	72,1	65,1	
Wärmestromdichte QI /kW/cm ² /	6,3	15,9	7,9	5,2	
Na-Geschwindigk. WN /m/s/	2,57	3,17	2,51	4,98	
Wassergeschwindigk. WW /m/s/	1,12	1,5	2,73	7,88	
Wärmeübergangszahl auf d. Na-seite AN /kcal/ hm ² grd/	51603	65308	54049	58805	
Wärmeübergang auf der Wasserseite AW /kcal/ hm ² grd/	3165	10621	2009	1842	
Länge der Heizzone LH /m/	5,33	4,72	3,52	5,44	
Grenzlänge GL /m/ Na-Seite	7,31	5,9	5,07	6,89	

(Forts. n. Seite)

Fortsetzung

	Vorwärmer	Verdampfer	Über- hitzer 1	Über- hitzer 2	Ge- samt
Länge der Kühlzone LK [m]	6,53	5,53	5,63	6,79	
Grenzlänge GL [m] H ₂ O-Seite	7,78	6,24	6,13	7,37	
Gesamtlänge/Rohr LG [m]	11,86	10,25	9,16	12,23	43,5
Heizfläche AG [m ²]	22,3	21,1	21,4	12,4	77,2
Behälterdurchmesser BA [mm]	270	225	260	200	
Behälterwandstärke SM [mm] H ₂ O-Seite	18	15	18	18	
Behälterwandstärke SM [mm] Na-Seite	6	5	6	6	
Heizflächenbelastung [W/cm ²]	4,6	10,1	6,4	3,7	
Kapillardurchmesser DC [μ]	120	20	300	1000	

Tabelle 5: Vergleich verschiedener Dampferzeuger [2]

Anlage	Konventionelle Anlagen										Heat Pipe Dampferzeuger (ohne Sekundärkreis)			
	SRE		SCTI		KNK		INTERATOM							
Typ	U-Rohr mit Hg als Zwischenmed.		Geradrohr		Doppelrohr		Wendelrohr		Geradrohr		Geradrohr			
Wärmeleistung [MW]	30		30		29		5		729		5	30	100	730
Heizfläche [m ²]	259	367	117	243	175	321	29,6	57	5123	6093	77	462	1540	11242
Rohranzahl [Stck]	199	515	300	761	34	146	8	25	4638	6198	58	348	1160	8294
Na-Durchsatz [t/h]	326	mit Zwischenwärme- tauscher	387	mit Zwischenwärme- tauscher	373	mit Zwischenwärme- tauscher	89,0 63,6	mit Zwischenwärme- tauscher	11124 7344	mit Zwischenwärme- tauscher	78,4	470,4	1568	11446
Na-Eintritt [°C]	616		635		535		525		525		560	560	560	560
Na-Austritt [°C]	354		414		315		340		340		380	380	380	380
H ₂ O-Durchsatz [t/h]	40		52,5		43,5		8,72		1088		8,7	52,2	174	1270
H ₂ O-Eintritt [°C]	204	315	235	284	284	284	284	284	284					
H ₂ O-Austritt [°C]	593		565		505		510		510		510	510	510	510
H ₂ O-Druck [at]	52,7		155		80		171		180		170	170	170	170

4. Untersuchung über die Möglichkeit der Ausnutzung des absolut maximalen Wärmetransportvermögens der Heat Pipe

Die maximale axiale mittlere Wärmetransportleistung pro cm^2 Querschnittsfläche läßt sich nach [3] folgendermaßen berechnen:

$$QI = \frac{\sqrt{8}}{\pi} \cdot r \cdot \sqrt{\rho_0 \cdot P_0} \cdot \sqrt{\left(1 - \frac{\Delta P}{P_0}\right) \cdot \frac{\Delta P}{P_0}} \quad (20)$$

Da ferner der Kapillardurchmesser:

$$d_c = 8 \cdot \gamma / P_0 \quad (21)$$

ist, wobei γ = die Grenzflächenenergie ist, läßt sich unter der Annahme, daß $P_c = \Delta P$ ist, eine Beziehung zwischen dem Kapillardurchmesser und der mittleren axialen Wärmetransportleistung aufstellen. Für Quecksilber lassen sich im Temperaturbereich zwischen 300 und 600 °C Wärmetransportleistungen ermitteln, wie sie in Abb. 5 wiedergegeben sind. Es zeigt sich, daß bei 300 °C maximal 2,7 kW/cm², bei 600 °C mehr als 150 kW/cm² übertragen werden können.

Die Frage nach der realisierbaren Wärmetransportleistung hängt von dem Kapillardurchmesser ab, der nach dem Stand der Technik erreicht werden kann. Für Netzstrukturen nimmt man an, daß Kapillaren von etwa 5 μ geschaffen werden können. Damit ist die absolute Leistungsfähigkeit der Quecksilber-Heat Pipes festgelegt. Man erhält für

300 °C	etwa	2,7	kW/cm ²	} bei $d_c = 5 \mu$
400 °C	etwa	16	kW/cm ²	
500 °C	etwa	57	kW/cm ²	
600 °C	etwa	100	kW/cm ²	

Gemäß Gleichung (20) können Wärmerohre unter bestimmten Bedingungen ein großes axiales Wärmetransportvermögen haben. Je nach Medientemperatur, Rohrradius und Kapillardurchmesser könnten Werte von 1 MW/Rohr und mehr erreicht werden.

Es wurde deshalb untersucht, inwieweit dieses vorhandene Potential für einen Dampferzeuger genutzt werden kann.

In Tab. 6 sind die Ergebnisse festgehalten.

	TI [$^{\circ}\text{C}$]	QM [kW/cm^2]	RI [cm]	QT [kW]	LG [m]
Überhitzer 1	485	50	1,0	157	20,7
			1,5	353	37,0
			2,0	628	56,6
			2,5	982	80,0
Überhitzer 2	535	70	1,0	220	58,9
			1,2	316	75,8
			1,4	431	94,0
			1,45	462	98,8

Tabelle 6: Erforderliche Rohrlängen in den Überhitzerstufen eines natriumbeheizten Wärmerohr-Dampferzeugers bei Ausnutzung des absolut maximalen Wärmetransportvermögens der Quecksilber Heat Pipes

In den Überhitzerstufen läßt sich das absolut maximale Wärmetransportvermögen nicht voll ausnutzen. Es können zwar innerhalb der Heat Pipe beachtliche Wärmemengen transportiert werden, doch werden für die radiale Übertragung solcher großer Wärmemengen mit einem Rohr, d.h. die Wärmeübertragung vom Natrium an die Heat Pipe und von dieser an das Wasser/Dampfsystem, sehr große Rohrlängen erforderlich. Sie überschreiten sowohl die Heat Pipe bedingte Längenbegrenzung (siehe Anhang) als auch technisch sinnvolle Werte.

Im Vorwärmer und Verdampfer liegen die Quecksilbertemperaturen TI in den Heat Pipes ($373/410^{\circ}\text{C}$) und entsprechend auch die Werte für QM ($11/17 \text{ kW}/\text{cm}^2$) bedeutend niedriger, so daß sich das absolut maximale Wärmetransportvermögen in diesen Stufen ausnutzen läßt.

Die sich bei abgeschätztem TI und ausgewähltem RI in der Auslegung tatsächlich ergebenden Wärmetransportleistungen QI sind mit den zugehörigen Kapillardurchmessern in Tabelle 4 angegeben.

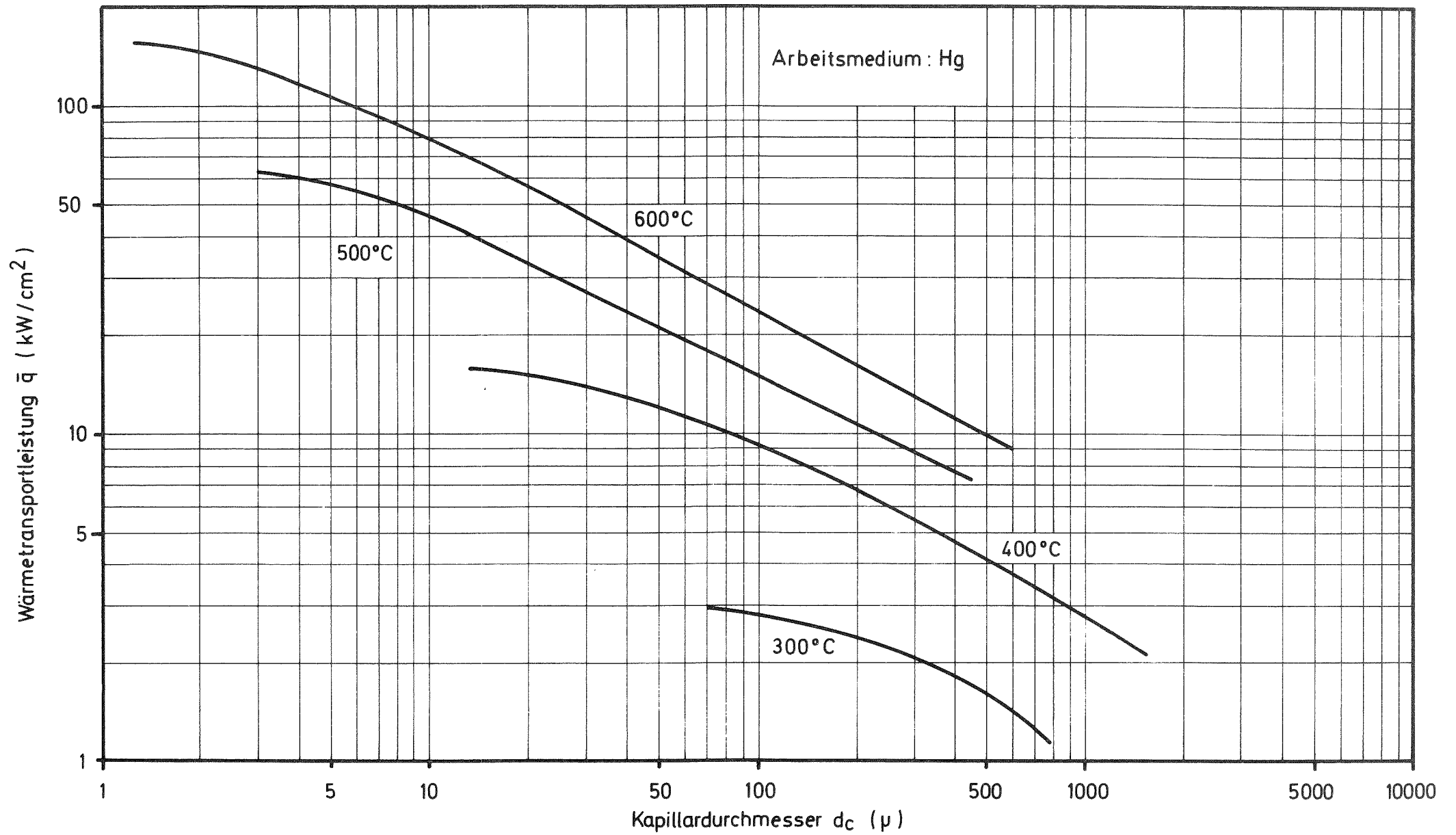


Abb. 5: Abhängigkeit der mittleren Wärmetransportleistung vom Kapillardurchmesser für verschiedene Temperaturen [3]

5. Entwurf eines Heat Pipe Dampferzeugers

5.1 Werkstoffe

An den Rohrwerkstoff werden eine Reihe von Forderungen gestellt:

Er muß den mechanischen und thermischen Beanspruchungen bei Betriebstemperatur standhalten, gegenüber Quecksilberdampf beständig sein und gleichzeitig gegen Natrium, Wasser und Heißdampf eine gute Beständigkeit zeigen. Die Wärmeleitfähigkeit sollte möglichst groß sein, da die Wärme durch die Rohrwand zu- bzw. abgeführt wird.

Weiterhin darf das Wandmaterial einer Heat Pipe keine intermetallischen Verbindungen mit der Arbeitsflüssigkeit eingehen.

Zu den mechanischen Beanspruchungen gehören die Druckbelastungen von innen (Quecksilber-Dampfdruck) und außen (Druck auf der Natrium- bzw. Wasserseite).

Die Kapillarstruktur besteht entweder aus Längsrillen in der Rohrinnenwand oder aus einem feinmaschigen Drahtgewebe. In jedem Fall muß sich die kapillarbildende Oberfläche vom Transportmittel gut benetzen lassen.

Im Hinblick auf die Beständigkeit des Wandmaterials gegenüber Quecksilberdampf zeigt sich in den dazu durchgeführten Untersuchungen, daß sowohl ferritische als auch austenitische Stähle geeignet sind. Es kommen Cr-Stähle mit 2 bis 9 % Cr und Zusätzen von Ti, Mo oder Si in Betracht oder auch ferritische warmfeste Stähle von 12 bis 27 % Cr-Gehalt.

Die in den Los Alamos Laboratorien durchgeführten Tests mit einer Quecksilber Heat Pipe [4] ergaben bei Temperaturen von 300 bis 500 °C und 10 000 Betriebsstunden mit einem Wandmaterial aus AISI 347 zufriedenstellende Ergebnisse in bezug auf die Beständigkeit gegen Quecksilberdampf. Es muß allerdings beachtet werden, daß beim Einsatz von Heat Pipes in natriumbeheizten Dampferzeugern wesentlich höhere Lebensdauern gefordert werden und damit das Problem der durch den Massentransport bedingten Kapillarverstopfung in den Vordergrund rückt. Hier sind bei langen Betriebsphasen Schwierigkeiten möglich.

Tabelle 7: Betriebsdaten von Heat Pipes [5]

Temperaturbereich in °C	Arbeitsmedium	Wandmaterial	Gemessener axialer Wärme- fluß in Kilowatt/Qua- dratzoll	Gemessene Heizflä- chenbelastung in Watt/Quadratzoll
- 200 bis - 80	flüssiger Stickstoff	Edelstahl	0.431 (-163 °C)	6.5 (-163 °C)
- 70 bis + 60	flüssiger Ammoniak	Nickel, Aluminium, Edelstahl	1.9	19
- 45 bis + 120	Methanol	Kupfer, Nickel, Edelstahl	2.9 (100 °C)	487 (100 °C)
+ 5 bis + 230	Wasser	Kupfer, Nickel	4.3 (200 °C)	942 (170 °C)
+ 190 bis + 550	Quecksilber + 0.02% Magnesium + 0.001% Tantal	Edelstahl (z.B. X 10 CrNiNb 189)	162 (360 °C)	1170 (360 °C)
+ 400 bis + 800	Kalium	Nickel, Edelstahl	36 (750 °C)	1170 (750 °C)
+ 500 bis + 900	Natrium	Nickel, Edelstahl	60 (850 °C)	1443 (760 °C)
+ 900 bis + 1500	Lithium	Niob + 1 % Zirkon	13 (1250 °C)	1334 (1250 °C)
+ 1500 bis + 2000	Silber	Tantal + 5 % Wolfram	26	2665

Aus der Schnell-Brüter-Forschung ist bekannt, daß hinsichtlich der Korrosionsprobleme bei Natrium ebenfalls ferritische und austenitische Stähle einsetzbar sind. Das gleiche gilt für die Beständigkeit des Wandmaterials gegenüber Heißdampf. Von dieser Seite sind keine ernsthaften Hindernisse zu erwarten.

Tab. 7 zeigt geeignete Wärmerohrwerkstoffe, die bisher bei Laborversuchen verwendet worden sind [5]. Die Angaben im Schrifttum sind allerdings nur allgemeiner Natur, es werden keine speziellen Werkstoffe aufgeführt.

5.2 Festigkeitsberechnung

Die Berechnung der Behälterwandstärken erfolgt nach DIN 2413:

$$SM = \frac{DA \cdot P}{\frac{200 \cdot v}{B} \cdot \frac{K}{S} + P} + C \quad \begin{array}{l} P_{H_2O} = 175 \text{ at} \\ P_{Na} = 15 \text{ at} \end{array} \quad (22)$$

Zur Berechnung der Rohrwandstärke wird das Verhältnis $\omega = RA/RI$ ermittelt:

$$\omega \geq \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{zul} - P}} \quad \text{nach Schubspannungshypothese} \quad (23)$$

Mit $\sigma_{zul} = 1500 \text{ kp/cm}^2$ und $P = 175 \text{ at}$ ergibt sich $\omega = 1,065$.
(Werkstoff: X 10 Cr Ni Nb 189 bzw. 10 Cr Mo 910)

Diese Annahme erscheint etwas optimistisch und ω wird noch nach der Gestaltsänderungshypothese bestimmt:

$$\omega \geq \sqrt{\frac{\sigma_{zul}}{\sigma_{zul} - 1,73 \cdot P}} \quad \text{nach Gestaltsänderungshypothese} \quad (24)$$

Damit wird mit den obigen Werten $\omega \geq 1,115$ und in der Auslegung wird mit $\omega = 1,15$ gerechnet. Die Ergebnisse sind in Tabelle 4 enthalten.

Die Rohrwandstärke beeinflusst die Wärmedurchgangszahl und damit die Rohrlänge. Rechnet man mit $\omega = 1,08$ (entspricht dem zulässigen Wert aus Gl. (23)), reduziert sich die Heat Pipe Länge um 25 % gegenüber den Ergebnissen bei $\omega = 1,15$.

5.3 Rohrschwingungen

Um Resonanzerscheinungen zu vermeiden, soll die Eigenfrequenz EF der Rohre größer als die Wirbelfrequenz WF der äußeren Strömung sein. Wirbelfrequenz WF (nach v. Karman [6]):

$$WF = 0,22 \cdot \frac{W}{DA} \quad (25)$$

Eigenfrequenz (nach Kantorowitsch) [7] für einen Balken (ein Ende eingespannt, ein Ende frei):

$$EF = \frac{1,875^2}{2\pi \cdot L^2} \cdot \sqrt{\frac{E \cdot J}{q}} \quad (26)$$

Um Resonanzerscheinungen zu vermeiden, muß die Bedingung

$$EF > WF + 0,2 \cdot WF \quad (20 \% \text{ Sicherheit}) \quad (27)$$

erfüllt sein.

Ist das nicht der Fall, dann sind Zwischenhalterungen erforderlich und mit einer zu (26) ähnlichen Gleichung läßt sich der erforderliche Abstand zwischen den einzelnen Rohrhalterungen berechnen. Die sich ergebenden Werte liegen je nach Stufe zwischen 0,8 und 1,5 m.

5.4 Temperaturänderungsgeschwindigkeit

Die Bestimmung der zulässigen Aufheiz- und Abkühlgeschwindigkeiten erfolgt nach G. Grass.

Bei kontinuierlicher Temperaturänderung der inneren Behälterfläche darf die Aufheiz- oder Abkühlgeschwindigkeit VT folgende Grenze nicht überschreiten:

$$VT \leq \frac{2a}{E \cdot \alpha'} \cdot \left[\frac{\frac{\sigma_s}{S} + P \frac{\omega^2 + 1}{\omega^2 - 1}}{RI^2 \cdot \left[\omega^2 \cdot \ln \omega - 0,5 \cdot (\omega^2 - 1) \right]} \right] \quad (28)$$

(+) Aufheizung; (-) Abkühlung

Diese Formel für die kontinuierlichen Temperaturänderungen gewährleistet, daß die Gesamtspannungen in der Rohrwand an keiner Stelle zu bleibenden Verformungen führen können.

Die berechneten Werte für die Abkühlgeschwindigkeiten liegen je nach Dampferzeugerstufe zwischen 14 und 25 °C/min, die Aufheizgeschwindigkeiten zwischen 135 und 270 °C/min. Diese Angaben gelten für die Wasser/Dampfseiten. Die Ergebnisse der Natriumseite sind noch unkritischer, da dort der Druck wesentlich niedriger und die Behälterwandstärken entsprechend kleiner sind.

5.5 Entwurf

Mit den Ergebnissen der Auslegungs- und Konstruktionsrechnungen wird der Entwurf eines Heat Pipe Dampferzeugers erstellt.

Es werden mindestens vier Stufen benötigt: Vorwärmer, Verdampfer und zwei Überhitzer (Abb. 6).

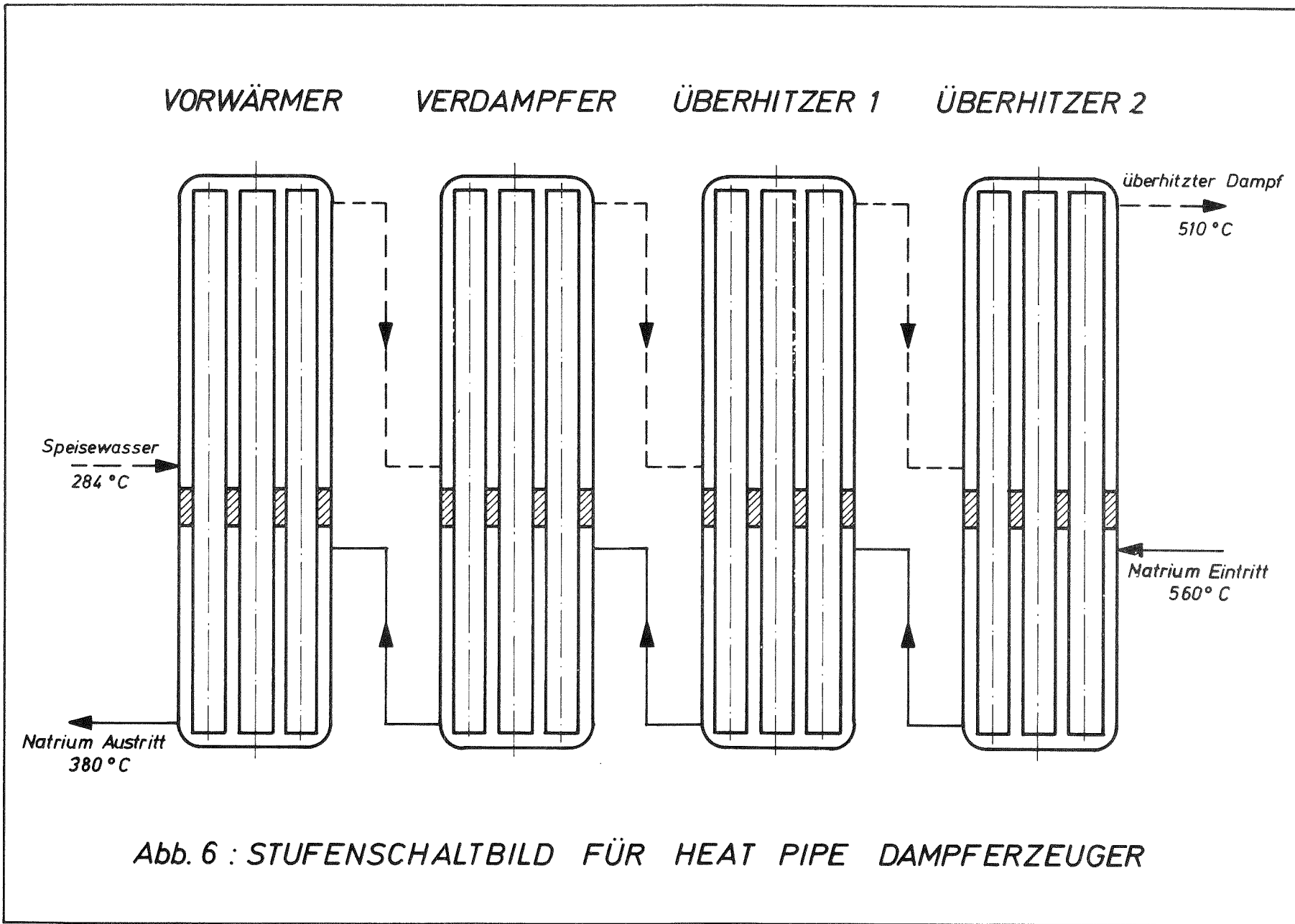
Jede der Stufen ist wie das Beispiel in Abb. 7 aufgebaut.

Das besondere Kennzeichen der Ausführung sind die als Rohrplatten angefertigten Trennwände zwischen dem Primärnatrium und der Wasser/Dampfseite. Die Anzahl der Rohrplatten ergibt sich aus den Sicherheitsanforderungen hinsichtlich Natrium-Wasser-Reaktionen.

Der Zwischenraum wird wärmeisoliert und mit Schutzgas beaufschlagt. Seine Länge ergibt sich aus der Bedingung, daß an dieser Stelle die Trennwand zwischen Primärnatrium- und Wassersystem verlaufen muß.

Die Wärmerohre dürfen nicht als fertiges Bauteil in die Rohrplatten eingeschweißt werden, da sie sonst aufgrund der Wärmezufuhr während des Schweißens in Betrieb gesetzt werden. Eine ausreichende Kühlung ist dann nicht gewährleistet, so daß vom Blickpunkt der Fertigung her zunächst nur die leeren Rohre eingeschweißt und erst später die Kapillarstruktur und das Arbeitsmedium eingefüllt werden können. Sämtliche Schweißnähte müssen auf Dichtheit geprüft und die Heat Pipe Wände nach Fertigungsfehlern untersucht werden. Hierbei werden wegen der Verknüpfung mit den Sicherheitsfragen erhebliche Genauigkeitsanforderungen gestellt.

Die maximale Leistung eines 4-Stufen-Dampferzeugers liegt bei ca. 20 MW, wobei die Begrenzung durch die Behälterwandstärke bestimmt wird. Aufgrund des hohen Betriebsdruckes und der prinzipbedingten Wasserströmung außerhalb der Rohre werden schnell Wanddicken erreicht, die kostengünstige Werte übersteigen. Als Grenze wurden hier 40 mm angenommen.



6. Teillastverhalten

Aufgrund von ersten eigenen Abschätzungen war zu vermuten, daß das Teillastverhalten eines Heat Pipe Dampferzeugers schlecht ist. Deshalb stellt das Teillastverhalten ein wichtiges Beurteilungskriterium dar und wurde ausführlich untersucht.

Unter dem Begriff x % Teillast versteht man, daß der Dampferzeuger x % der Vollast-Dampfmenge produziert. Eine Änderung des Dampfzustandes am Heißdampfaustritt wird dabei nicht berücksichtigt. Der Teillastfaktor ist deshalb kein genaues Maß für die übertragene Wärmemenge. An die Regelung werden folgende Forderungen gestellt:

- Die Heißdampf Temperatur soll im gesamten Lastbereich 510 °C betragen.
- Der Heißdampfdruck soll bei 170 at liegen.
- Der Verdampfungsendpunkt soll bei allen Laststufen innerhalb des Verdampfers liegen, um den austenitischen Überhitzer vor Spannungsrißkorrosionen zu schützen.

Beim Austenit tritt bei hohen Temperaturen, gleichzeitiger mechanischer Zugbeanspruchung und der Anwesenheit von Elektrolyten, insbesondere von Chloridionen und Alkalien Spannungsrißkorrosion auf, deren Mechanismus noch nicht vollständig geklärt ist. Es gibt eine "elektrochemische" und eine "mechanische" Theorie und die Hypothese um den sogenannten "Spannungs-Sorptions-Riß-Mechanismus" [8]. Beim Verdampfen des letzten Restwassers am Ende der Verdampfungszone werden die auch in gut entsalztem Wasser vorhandenen Restsalze aufkonzentriert und können die Spannungsrißkorrosion in dem dafür anfälligen austenitischen Material auslösen. Aus diesem Grunde wird der Verdampfer aus dem in dieser Hinsicht unempfindlicheren ferritischen Stahl gefertigt. Für die Überhitzerstufen wird jedoch wegen der hohen Temperaturen Austenit eingesetzt.

Damit ergibt sich für das Teillastverhalten die Forderung, den Verdampfungsendpunkt bei allen Lasten innerhalb des Verdampfers festzuhalten.

Im Rahmen des Teillastverhaltens werden 2 Fälle untersucht:

1. Der Verdampfungsendpunkt soll für alle Teillasten am Austritt der Verdampferstufe liegen.
2. Der Verdampfungsendpunkt darf in die Verdampferstufe hinein wandern.

Heißdampf Temperatur und Verdampfungsendpunkt können nur dann konstant gehalten werden, wenn Natriumdurchfluß und -temperatur geregelt werden können. Das ist technisch machbar. Die Natriumeintrittstemperatur kann über eine Bypasschaltung mit Drosselventil beeinflusst werden. Dadurch kann man dem heißen Natrium in der Vorlaufleitung abgekühltes Natrium aus der Rücklaufleitung zumischen. Der Natriumdurchfluß läßt sich mit einem Regelventil steuern.

Die Berechnung des Teillastverhaltens erfolgte mittels eines Programms auf einem PDP 8/E Computer. Abb. 8 zeigt das Strukturdiagramm, aus dem der Rechengang ersichtlich ist.

Bei der Teillastberechnung werden

- Heißdampf Temperatur
- Natriumeintrittstemperatur
- Wasserdurchsatz

vorgegeben.

Das Programm berechnet mit diesen Daten für Teillasten von 120 bis 10 % in Schrittweiten von 5 %

- den Natriumdurchsatz
- die Natrium- und Wassertemperaturen an den Ein- und Austritten der einzelnen Stufen, die übertragenen Wärmemengen, sowie die Temperatur im Inneren der Heat Pipe.

Die dazu erforderlichen Ausgangsgleichungen lauten:

$$1) \quad Q_S = K_H \cdot H_F \cdot (N_E - N_A) / \ln \frac{N_E - T_I}{N_A - T_I} \quad (29)$$

$$2) \quad Q_S = K_K \cdot K_F \cdot (W_A - W_E) / \ln \frac{T_I - W_E}{T_I - W_A} \quad (30)$$

$$3) \quad QS = (\dot{m} \cdot cp)_{Na} \cdot (NE-NA) \quad (31)$$

$$4) \quad QS = (\dot{m} \cdot cp)_{H_2O} \cdot (WA-WE) \quad (32)$$

Im Verdampfer tritt an Stelle von Gleichung (30)

$$5) \quad QS = KK \cdot KF \cdot (TI-WS) \quad (33)$$

und von Gleichung (32)

$$6) \quad QD = \dot{m}_{H_2O} \cdot r \quad (34)$$

Zunächst werden die beiden Überhitzerstufen mit einem vorgegebenen Natriumdurchsatz \dot{m}_{Na} berechnet. Danach wird überprüft, ob die Wassereintrittstemperatur WE in den Überhitzer 1 ober- oder unterhalb der Sättigungstemperatur WS liegt. Ist das der Fall, wird der Natriumdurchsatz so lange iteriert, bis beide Temperaturen gleich sind, d.h. der Verdampfungsendpunkt konstant auf dem Vollastwert gehalten ist.

Damit liegen die Temperaturverhältnisse in den Überhitzern fest und es werden in den nächsten Schritten Verdampfer und Vorwärmer berechnet.

Die Ergebnisse des ersten Falles der Teillastrechnung sind für verschiedene Lastfälle in den Abbildungen 9 bis 11 festgehalten.

Dort sind die Temperaturen an den jeweiligen Stufenübertritten, sowie die Temperatur im Innern der Heat Pipe über der Rohrlänge der Wasserseite aufgetragen, wodurch der Verlauf der Natriumtemperatur etwas verzerrt wiedergegeben wird. Um den Zusammenhang der Heat Pipe Temperaturen mit den Natriumtemperaturen an den Stufenübertritten hervorzuheben, wurden diese Werte in das Diagramm mit aufgenommen.

Aus den Abbildungen werden zwei Grundtendenzen deutlich sichtbar.

Auf der einen Seite wird das Absinken der Natrium- und Heat Pipe Temperaturen bzw. deren gegenseitige Angleichung, auf der anderen Seite das Ansteigen der Speisewassertemperatur mit fallender Last erkennbar, und zwar soweit, daß unterhalb Teillasten von ca. 40 % ein Wasser-Dampf-Gemisch in den Vorwärmer geleitet werden muß.

Abb. 12 veranschaulicht diese Tendenzen am Beispiel des Vorwärmers. Hier sind die Temperaturen über verschiedenen Teillasten aufgetragen.

Die Ergebnisse des zweiten untersuchten Falles zeigen ein noch ungünstigeres Verhalten. Werden z.B. 5 ° Überhitzung im Verdampfer zugelassen, muß bereits ab 70 % ein Wasser-Dampf-Gemisch in den Vorwärmer eingespeist werden.

Löst man sich von der Bedingung des im Verdampfer festgehaltenen Verdampfungsendpunktes, d.h. erlaubt man eine Verschiebung in den Überhitzer (alle Stufen aus ferritischem Material), dann kann auch bei Teillasten unterhalb von 40 % Wasser in den Vorwärmer gespeist werden.

Bei Teillast geht die zu übertragende Wärmemenge Q stärker zurück als die Wärmedurchgangszahl K . Dementsprechend muß nach der allgemeinen Gleichung

$$Q = K \cdot F \cdot \Delta T_m \quad (35)$$

bei konstanter Heizfläche F die mittlere Temperaturdifferenz ΔT_m kleiner werden.

In den Überhitzerstufen des Heat Pipe Dampferzeugers gilt:

$$\Delta T_m = \frac{WA-WE}{\ln \frac{TI-WE}{TI-WA}} \quad \text{und} \quad \Delta T_m = \frac{NE-NA}{\ln \frac{NE-TI}{NA-TI}} \quad (36)$$

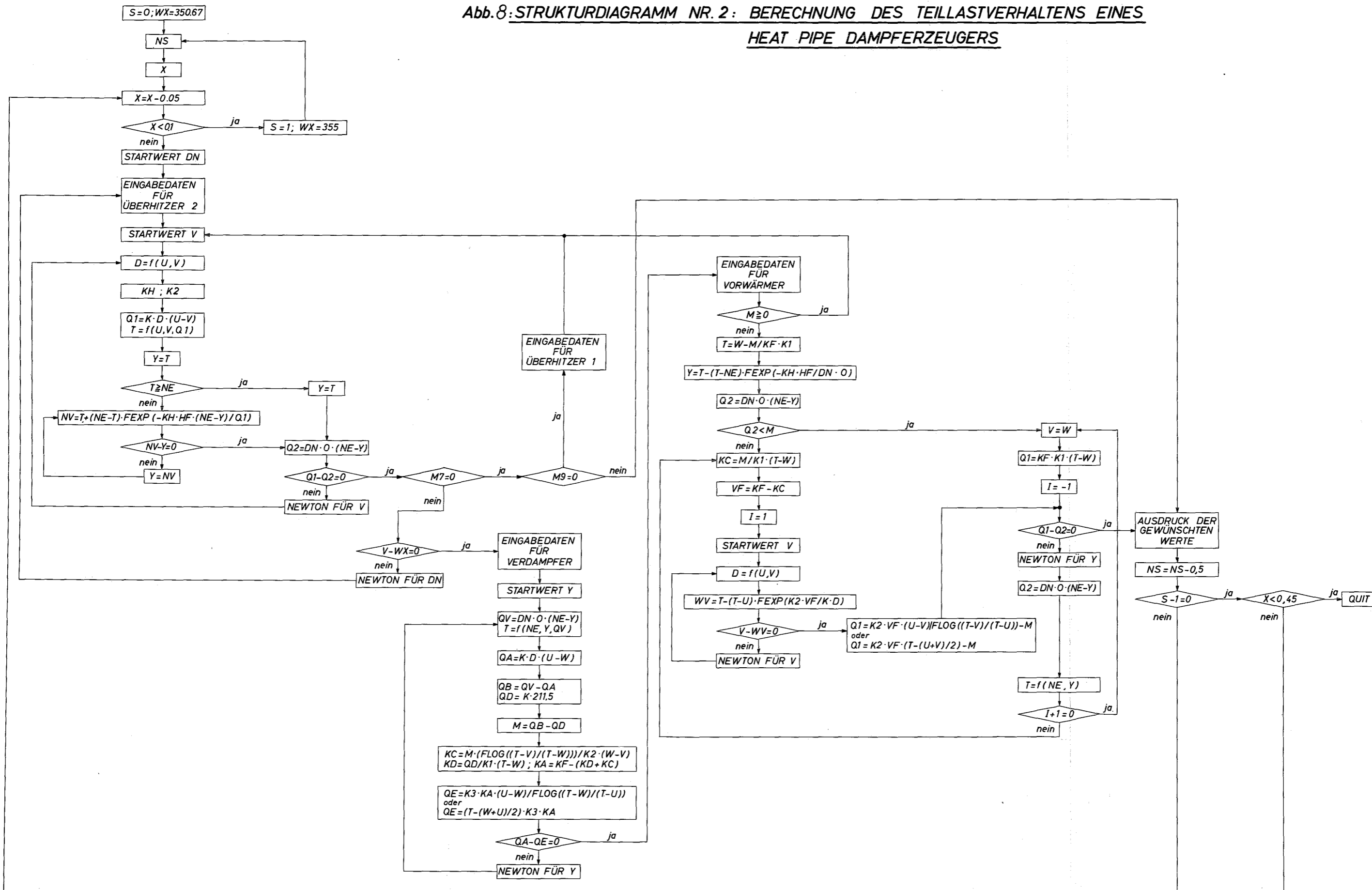
und es ergeben sich daraus zwangsläufig die zur Einhaltung des Gleichgewichts von Gl. (35) erforderlichen Änderungen. Damit liegen die Temperaturverhältnisse am Überhitzereintritt (= Verdampferaustritt) fest. Für die Verdampfungsstufe gelten speziell die Beziehungen (33) und (34).

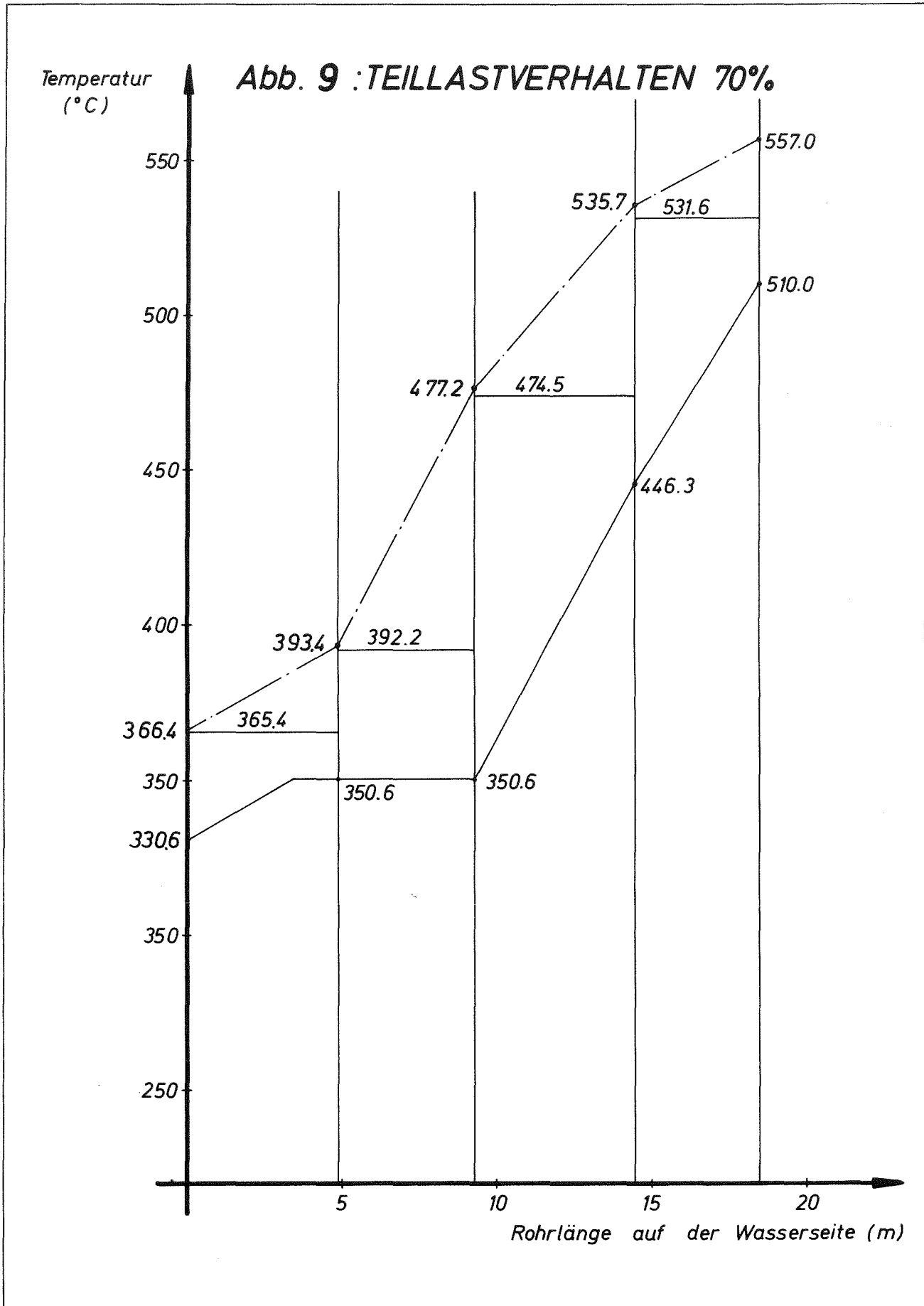
Da der Wasserdurchsatz \dot{m}_{H_2O} entsprechend der Teillast absinkt, während die Verdampfungswärme r konstant bleibt, ergibt sich auch für Q_D ein stetiger Abfall.

Andererseits nimmt die Wärmemenge Q_S , die im Verdampfer übertragen werden kann, an den Änderungen von KK und $(TI-WS)$ entsprechenden Wert an.

Tab. 8 gibt diese Verhältnisse für einen Auslegungsfall des Heat Pipe Dampferzeugers wieder.

Abb. 8: STRUKTURDIAGRAMM NR. 2: BERECHNUNG DES TEILLASTVERHALTENS EINES HEAT PIPE DAMPFERZEUGERS





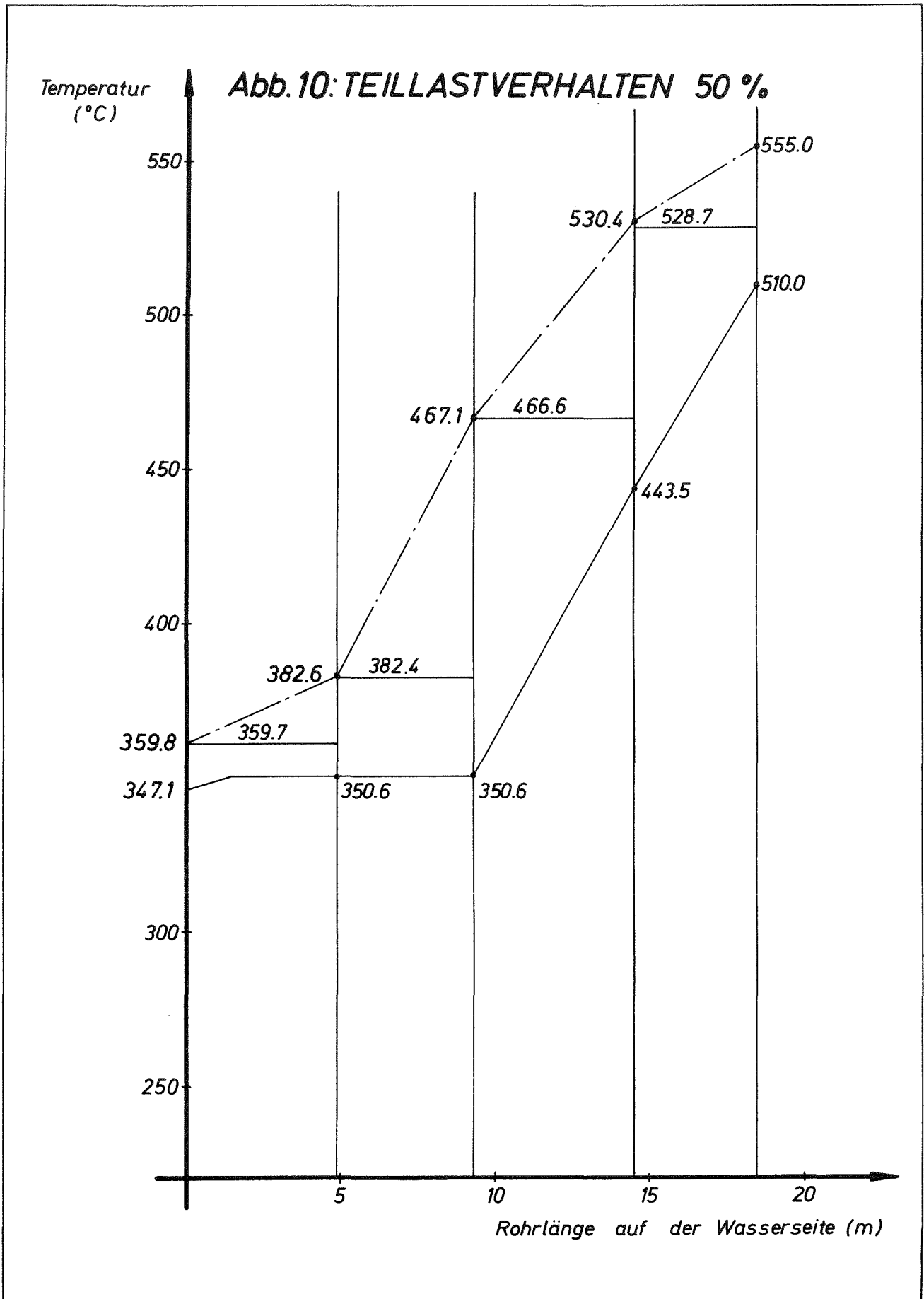


Abb. 11 : TEILLASTVERHALTEN 40 %

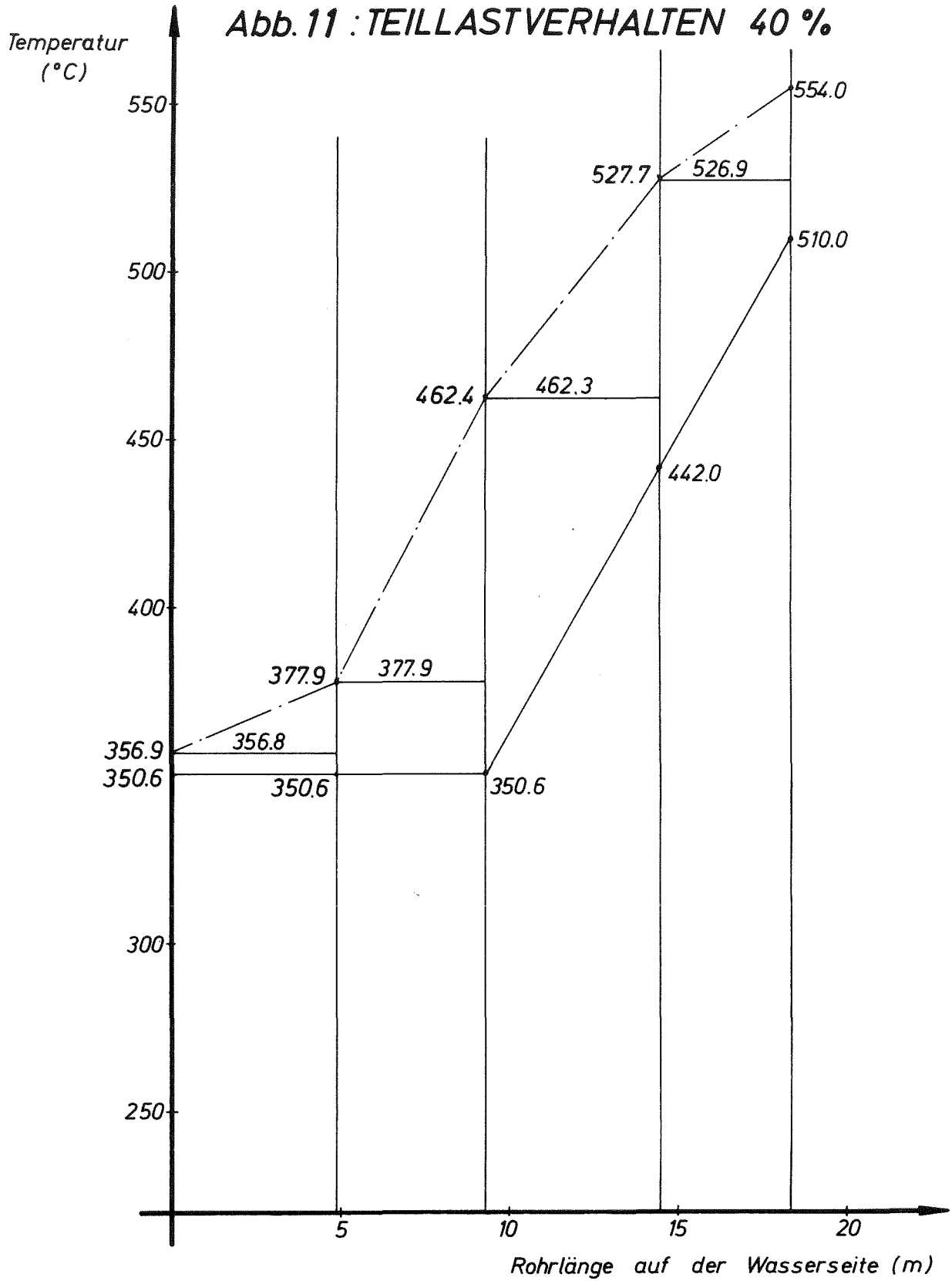
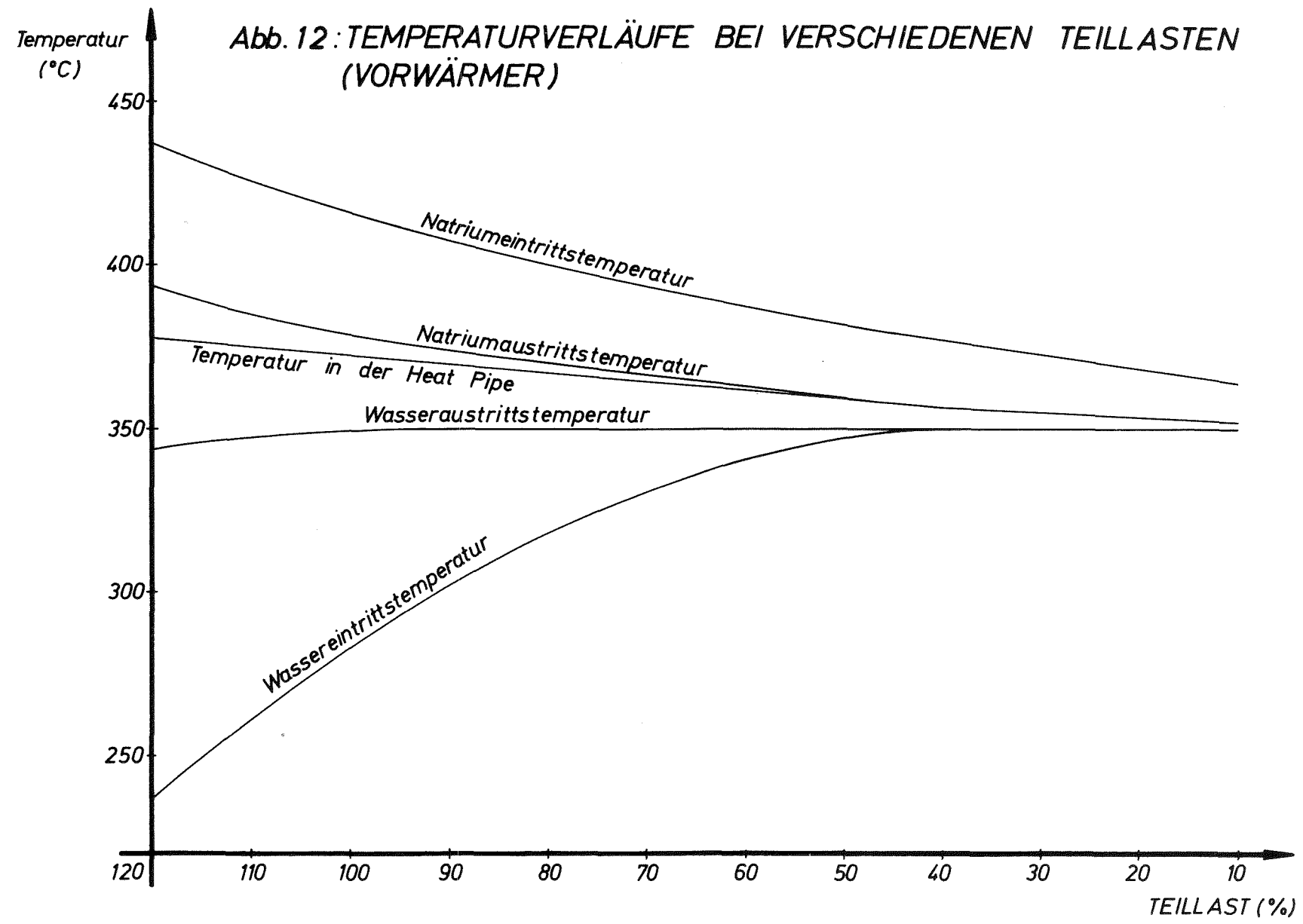


Abb. 12: TEMPERATURVERLÄUFE BEI VERSCHIEDENEN TEILLASTEN (VORWÄRMER)



QD		KK	TI-WS	QS	
[MW]	[%]	[%]	[%]	[MW]	[%]
2,144	100	100	100	2,144	100
1,929	90	96,6	88,8	1,840	85,8
1,715	80	92,8	78,5	1,563	72,9
1,500	70	88,5	68,8	1,306	60,9
1,286	60	83,4	59,7	1,068	49,8
0,857	40	70,1	43,2	0,650	30,3
0,643	30	61,0	35,6	0,466	21,7

Tabelle 8: Vergleich der aufzubringenden und aufbringbaren Wärmemenge im Verdampfer

Es zeigt sich, daß der Abfall der Wärmedurchgangszahl und Temperaturdifferenz zusammen größer ist als der Abfall der für die Verdampfung aufzubringenden Wärmemenge QD.

So sind z.B. bei einem Teillastbetrieb von 70 % ca. 1,5 MW für die Verdampfung erforderlich, während die Verdampferstufe mit den festliegenden Heizflächen aufgrund der Änderungen von KK und ΔT_m nur ca. 1,3 MW übertragen kann, d.h. die restlichen 0,2 MW müssen bereits vom Vorwärmer erbracht werden.

Die Ursache für dieses Verhalten ist heat-pipe-spezifisch u. liegt darin begründet, daß die Bedingung TI NA immer erfüllt sein muß. Zur Einhaltung des Gleichgewichts der Gleichungen 29 ÷ 33 ergeben sich damit solche Temperaturverschiebungen, daß unterhalb 40 % Last bei festgehaltenem Verdampfungsendpunkt ein Wasser-Dampf-Gemisch in den Eco gespeist werden muß.

7. Sicherheit gegenüber Natrium-Wasser-Reaktionen

Bei einer näheren Betrachtung zur Sicherheit eines Heat Pipe Dampferzeugers ist zunächst zu beachten, daß Primärnatrium und Turbinenarbeitsmittel räumlich einander nahe gebracht werden müssen, d.h. entweder muß das Primärnatrium aus dem Containment heraus oder das Speisewasser bzw. der Dampf in die Reaktorhalle hineingeführt werden.

Beide Fälle sind gleichermaßen problematisch und scheiden bei Zugrundelegung der bisherigen Sicherheitsphilosophie aus. Danach darf das aktivierte Primärkühlmittel das Containment nicht verlassen und in der Reaktorhalle dürfen keine wasser-dampf-führenden Hochdruckleitungen verlegt werden.

Damit ergibt sich die Konsequenz, den gesamten Heat Pipe Dampferzeuger im Randbereich des Reaktorgebäudes in separaten Zellen derart zu stationieren, daß sich die natriumführenden Teile im inneren und die wasser/dampf-führenden Teile im äußeren Containment befinden. Auf der einen Seite entfällt also das bisher vorgesehene Dampferzeugergebäude, auf der anderen Seite ergeben sich bauliche und konstruktive Veränderungen für das Reaktorgebäude, so daß von dieser Seite kaum Kosteneinsparungen zu erwarten sind.

Im Rahmen der Untersuchung über die Möglichkeit von Natrium-Wasser-Reaktionen bei Heat Pipe Dampferzeugern müssen zwei Fälle betrachtet werden.

7.1 Lecks in den Rohrplatten

Das Eindringen von Natrium oder Wasser/Dampf über Undichtigkeiten der Rohrplatten in die Zwischenzelle kann z.B. dadurch verhindert werden, daß dieser Raum mit Schutzgas beaufschlagt wird, wobei der Schutzgasdruck sowohl über dem Druck im Natrium- als auch im Wasser/Dampfsystem liegen muß. Dadurch wird gewährleistet, daß auch beim gleichzeitigen Auftreten von Lecks in beiden Rohrplatten kein Kontakt zwischen Natrium und Wasser stattfindet. Dieser Störfall ist jedoch sehr unwahrscheinlich, so daß es genügen wird, die Zwischenzelle ständig mit entsprechenden Detektoren zu überwachen und beim Auftreten einer Undichtigkeit sofort zu entleeren.

7.2 Leck in der Heat Pipe

Entsteht auf der wasserführenden Seite der Heat Pipe ein Leck, so strömt je nach Leckgröße aufgrund seines höheren Druckes Dampf mehr oder weniger schnell in das Wärmerohr und kommt mit dem Quecksilber in Berührung. Wasserdampf wirkt auf Quecksilber ohne Gegenwart von Luft nicht ein. Durch den eindringenden Dampf wird der innere Kreislauf des Wärmerohres unterbrochen. Die Heat Pipe fällt aus.

Eine unmittelbare Gefahr des Durchbrennens der Heat Pipe Wand auf der Heizseite besteht nicht, da keine Temperaturen erreicht werden können, die oberhalb der Natriumtemperatur liegen.

Dieser Störfall beinhaltet ein gewisses Gefahrenpotential dadurch, daß Quecksilber (ca. 10 kg/Rohr) in den Turbinenkreislauf verschleppt und damit sowohl die Umgebung vergiftet wird, als z.B. auch Schäden an Messingkondensatorrohren zu befürchten sind.

Im Falle eines Primärlecks auf der Natriumseite strömt Primärnatrium in die Heat Pipe und füllt diese auf. Der innere Zweiphasenkreislauf ist damit auch bei diesem Störfall unterbrochen, so daß die Heat Pipe ausfällt.

Auch hier zieht ein Leck nicht unmittelbar ein zweites Leck nach sich. Das verbleibende "Einwandsystem" entspricht zwar in beiden Fällen nicht mehr in vollem Umfang den notwendigen Sicherheitsanforderungen, da eine Undichtigkeit auf der anderen Seite der Trennwand zur Reaktion zwischen dem Primärnatrium und dem Wasser führt, doch ist die Wahrscheinlichkeit für die Bildung dieses zweiten Lecks gering. Damit läßt sich feststellen, daß mit diesem Wärmeübertragungssystem ein gewisser Sicherheitsgewinn vorhanden ist. Allerdings muß an dieser Stelle darauf hingewiesen werden, daß die Möglichkeit einer Natrium-Wasser-Reaktion nicht völlig ausgeschlossen werden kann und die zu erwartenden Auswirkungen beträchtlich sind, da in diesem Fall Primärnatrium und Wasser/Dampf miteinander reagieren. Im nächsten Abschnitt wird auf diesen Fall etwas näher eingegangen.

7.3 Natrium-Wasser-Reaktion beim Heat Pipe Dampferzeuger

Eine Natrium-Wasser-Reaktion tritt dann auf, wenn auf beiden Seiten der Trennwände, also auf der Natrium- und der Wasserseite je ein Leck entstanden ist.

Der Ablauf der Reaktion erfolgt gemäß den bisher zu diesem Gegenstand durchgeführten Untersuchungen in der kurzzeitigen Ausbreitung von Druckwellen infolge des hohen Druckgefälles bei den Ausgleichsvorgängen und anschließendem Druckaufbau bei der Bildung einer Wasserstoffblase. Die exotherme Reaktion führt zu starken Temperaturerhöhungen in unmittelbarer Umgebung der Reaktionszone.

Zwar überschreitet der zu erwartende Druckanstieg nicht die Höhe des Druckes auf der Wasserseite, doch kann es aufgrund der plötzlichen Druckstöße zu Zerstörungen im Primärkreis kommen, der nicht für so hohe Drucke ausgelegt ist. Die Druckwellen können sich bis in das Reaktorcore ausbreiten, wenn nicht zum Ausgleich Druckentlastungssysteme vorgesehen werden. Bei Druckentlastung wird aber Primärnatrium in das innere Containment freigesetzt.

Außerdem sind Rohrschäden durch die örtlichen Temperaturerhöhungen zu erwarten. Die Heat Pipes stehen sehr eng beieinander, so daß eine Schadenspropagation auf Nachbarrohre zu befürchten ist.

Es handelt sich bei den Heat Pipes um abgeschlossene Rohre, so daß ohne eine zusätzliche aufwendige Instrumentierung nicht festgestellt werden kann, ob und welche Wärmerohre ausgefallen sind.

Schwerwiegend können auch die Folgen auf der Wasser/Dampfseite sein, falls während der Reaktion Primärnatrium über die Leckstellen in die Reaktorhalle gelangt. Um derartige Schadensfälle zu vermeiden, kann auf die schützende Pufferzone, die der sekundäre Natriumkreis darstellt, wohl doch nicht verzichtet werden. Das wäre nur dann möglich, wenn man über ein entsprechend gutes Detektiersystem für den Lecknachweis und schnell ansprechende Absperrorgane für die Primärnatriumleitungen verfügt.

8. Beurteilung des neuen Wärmeübertragungssystems

Innerhalb der Auslegung werden keine entscheidenden Vorteile sichtbar. Gegenüber bisherigen Konstruktionen werden ca. um den Faktor 2 größere Wärmeaustauschflächen benötigt und auch die erforderlichen Rohrzahlen liegen höher. Von der fertigungstechnischen Seite ergeben sich Schwierigkeiten beim Einschweißen der Heat Pipes in die Trennböden und es müssen erhebliche Genauigkeitsanforderungen in bezug auf Dichtheit der Schweißnähte und fehlerlose Fertigung der Rohrwände gestellt werden. Das Wärmeübertragungssystem wird deshalb nur dann von besonderem Interesse für die Anwendung in natriumbeheizten Dampferzeugern sein, wenn sich deutliche Vorteile im Hinblick auf Sicherheit und Verfügbarkeit der Anlage bei annähernd gleichen Kosten ergeben.

Bei Teillast muß im Falle festgehaltenen Verdampfungsendpunkts unterhalb Lasten von ca. 40 % ein Wasser-Dampf-Gemisch in den Vorwärmer gespeist werden. Diese Tendenz verstärkt sich, wenn im Verdampfer teilweise Überhitzung zugelassen wird. Nur bei Freigabe des Verdampfungsendpunktes in den Überhitzer hinein kann auch bei kleineren Teillasten Wasser in den Vorwärmer eingeleitet werden.

In der weiteren Beurteilung kann hervorgehoben werden, daß aufgrund der geringeren Wahrscheinlichkeit für das Auftreten von Natrium-Wasser-Reaktionen eine gewisse Erhöhung der Sicherheit gegeben ist. Ein Leck in einer Heat Pipe und damit das Eindringen eines Mediums in das Wärmerohr führt noch nicht zu einem Kontakt mit dem zweiten Medium. Erst das Auftreten von Lecks in einer Heat Pipe auf jeder Seite der Trennwand würde eine Natrium-Wasser-Reaktion auslösen.

Eine sorgfältige Sicherheitsbetrachtung muß jedoch gerade den ungünstigsten Fall einbeziehen, zumal Lecks im Wärmerohr nicht völlig ausgeschlossen werden können. Entsteht ein Primärleck in der Heat Pipe so besteht der Zwang mit diesem defekten Wärmerohr den Dampferzeuger weiter zu betreiben. Es gibt keine Möglichkeit das Rohr unter kosten- und zeitgünstigen Bedingungen auszutauschen, d.h. der alte Sicherheitszustand des Doppelwandsystems kann nicht wieder hergestellt werden. Aufgrund der Tatsache, daß dann bei einem zusätzlichen Leck auf der Gegenseite Primärnatrium und Wasser/Dampf miteinander reagieren, sind beträchtliche Auswirkungen zu erwarten. Um folgenschwere Schäden zu vermeiden, müssen entweder kostspielige Sicherheitsvorkehrungen getroffen werden (aufwendiges Druckentlastungssystem) oder aber sollte auf das schützende Sekundärsystem nicht verzichtet werden. In beiden Fällen bietet das System keine Vorteile gegenüber konventionellen Anlagen. Die wären nur dann gegeben, wenn ein präzise arbeitendes Frühwarnsystem vorhanden und sofortige Absperrung der mit dem Reaktor verbundenen Rohrleitungen möglich ist, so daß der zweite Natriumkreislauf tatsächlich eingespart werden kann.

In Bezug auf die Kosten können keine Aussagen gemacht werden, da hierzu die notwendigen Unterlagen fehlen, insbesondere existieren keine Angaben über die Preise für Heat Pipes. Es läßt sich aber allgemein feststellen, daß nur für einen Heat Pipe Dampferzeuger ohne Sekundärkreis Kosteneinsparungen zu erwarten sind.

Insgesamt kann festgestellt werden, daß die Verwendung von Wärmerohren in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren problematisch erscheint. Eine endgültige Beurteilung dieses Wärmeübertragungssystems dürfte jedoch erst nach einer Reihe von praxisorientierten experimentellen Untersuchungen möglich sein, die das Betriebsverhalten und die Beständigkeit der Heat Pipes unter Dampferzeugerbedingungen testen.

9. NOMENKLATUR

AG	gesamte Wärmeaustauschfläche einer Stufe
AR	Wärmeaustauschfläche pro Heat Pipe
a	Temperaturleitfähigkeit
C =	$C_1 + C_2$
C_1	Faktor zur Berücksichtigung zulässiger Wanddickenunterschreitungen
C_2	Korrosionszuschlag (maximal 1 mm; entfällt für $SM \geq 30$)
cp	spezifische Wärme
DA	Außendurchmesser der Heat Pipe = $2 \cdot RO$
DI	Innendurchmesser der Heat Pipe = $2 \cdot RI$
d_c	Kapillardurchmesser
d	Durchmesser des Dampfkanals der Heat Pipe = $2 \cdot RD$
EF	Eigenfrequenz
E	Elastizitätsmodul
HD	hydraulischer Durchmesser
HF	Heizfläche
i', i''	Enthalpien
J	Trägheitsmoment
KF	Kühlfläche
KH	Wärmedurchgangszahl auf der Heizseite
KK	Wärmedurchgangszahl auf der Kühlseite
K	Werkstoffkennwert
LA	Länge der wärmeabgeschirmten Zone
LG	Länge der Heiz- und Kühlzone = $LH + LK$
LH	Länge der Heizzone
LK	Länge der Kühlzone
M	Grenzflächenkrümmung
\dot{m}	Massenstrom
NA	Natriumeintrittstemperatur
NE	Natriumaustrittstemperatur

Nu	Nusseltzahl
N	Rohranzahl
P_o	Dampfdruck am Beginn der Heizzone
Pe	Pecletzahl
Pr	Prandtlzahl
ΔP	Dampfdruck zwischen Kondensations- und Verdampfungszone
P	Betriebsdruck
p_{Kap}	Kapillardruck
p_D	Dampfdruck
p_F	Flüssigkeitsdruck
QG	gesamte Dampferzeugerleistung
QI	max. Transportleistung (bezogen auf freien Rohrquerschnitt)
QM	absolut maximale Wärmetransportleistung (bei $d_c = 5 \mu$)
QS	Wärmemenge pro Stufe
QT	Wärmemenge pro Heat Pipe
Q	Wärmestrom
g	wirksame Massenbelegung pro Längeneinheit
Re	Reynoldszahl
Re_r	radiale Reynoldszahl
RD	innerer Dochtradius
RI	innerer Heat Pipe Radius
RO	äußerer Heat Pipe Radius
r	Verdampfungswärme
SM	Wandstärke
ST	Rohrteilung
S	Sicherheitsfaktor
TI	Temperatur in der Heat Pipe
T	Temperatur
UF	Querschnittsfläche eines Strömungskanals
VT	Aufheiz- bzw. Abkühlgeschwindigkeit

V	pitch-diameter Verhältnis
v	Verschwächungsbeiwert
v'	spezifisches Volumen der Flüssigkeit
v''	spezifisches Volumen des Gases
WA	Wasseraustrittstemperatur
WE	Wassereintrittstemperatur
WF	Wirbelfrequenz
WS	Sättigungstemperatur des Wassers
w	Strömungsgeschwindigkeit an der engsten Stelle des Kanals
XD	Dampfgehalt
x	Längenkoordinate auf der Heizseite
y	Längenkoordinate auf der Kühlseite
α	Wärmeübergangszahl
α'	linearer Temperaturkoeffizient Beiwert = 1 bei $DA/DI \leq 1,6$ = 1,1 bei $DA/DI \geq 1,6$ bis ≤ 20
γ	Oberflächenspannung
δ	Benetzungswinkel zwischen Heat Pipe Flüssigkeit und Dochtwerkstoff
η	Dynamische Viskosität
η'	dynamische Viskosität der Flüssigkeit
η''	dynamische Viskosität des Gases
λ	Wärmeleitfähigkeit
ρ_0	Dampfdichte am Beginn der Heizzone
σ_s	Streckgrenze
ω	Radienverhältnis RA/RI

INDIZES

H ₂ O	Wasser
Hg	Quecksilber
Na	Natrium
W _i	Innenwand
W	Wand
fl	Flüssigkeit

10. Literaturverzeichnis

- [1] D.J. Wilhelm: Condensation of metal vapors: Mercury and the kinetic theory of condensation, ANL-6948 (Oct. 1964)
- [2] M. Cramer: Übersicht über gebaute und entworfene Na/Na-Zwischenwärmetauscher und Na/H₂O-Dampferzeuger, Arbeitsbericht Nr. 55/67, IRE, Kernforschungszentrum Karlsruhe (nicht veröffentlicht)
- [3] H. Hauck: Bericht des Metall-Laboratoriums R 2613 Metallgesellschaft AG Frankfurt/Main 1970
- [4] J.E. Deverall: Mercury as a Heat Pipe Fluid, LA-4300-MS, Los Alamos
- [5] C.H. Dutcher, M.R. Burke: Heat Pipes - a coll to coll circuitry, Electronics, February 16, 1970, 94-100
- [6] T.v. Karman: Aerodynamik, Genf, Interavia (1956)
- [7] S.B. Kantorowitsch: Die Festigkeit der Apparate und Maschinen für die chemische Industrie, VEB Verlag Technik (1955)
- [8] Mannesmannröhren-Werke: Lexikon der Korrosion, Band 1 (1970)
- [9] R.S. Gaugler: US Pat. 235 0 348 (1944)
- [10] T.P. Cotter: Theory of Heat Pipes, LA-3246-MS, Los Alamos 1965
- [11] J.E. Kemme: Heat Pipe Design Considerations, LA-4221-MS, Los Alamos 1969
- [12] G.Y. Eastman: The Heat Pipe, Scientific American (Mai 1968) 39-46
- [13] K.T. Feldmann, G.H. Whiting: The Heat Pipe, Mech. Eng. 89 (1967), 30-33

- [14_] R. Pruscek: Das Wärmerohr, Chem. Ing. Tech. 39 (1967),
Heft 1, 21-26
- [15_] H. Neu: Das Wärmerohr - ein neues Wärmeübertragungssystem,
Eurospectra (1970) Nr. 2, 51-60
- [16_] K. Moritz, R. Pruscek: Grenzen des Energietransports in
Wärmerohren, Chem. Ing. Tech. 41 (1969), Heft 1 + 2,
30-37
- [17_] K. Moritz: Ein Wärmerohr neuer Bauart - das Gewinde-Arterien-
Wärmerohr, Chem. Ing. Tech. 41 (1969) Heft 1 + 2, 37-40
- [18_] M. Groll, P. Zimmermann: Das maximale Wärmetransportvermögen
optimal ausgelegter Wärmerohre, Chem. Ing. Tech. 42 (1970),
Heft 15, 976-981
- [19_] M. Groll, P. Zimmermann: Kenngrößen zum Beurteilen von
Wärmeträgern für Wärmerohre, Chem. Ing. Tech. 41 (1969),
Heft 24, 1294-1300
- [20, 21_] C.A. Busse: Private Mitteilung
- [22_] D.M. France, M. Petrick: A new concept for liquid metal-
steam generators utilizing thermal convection tubes,
Nuclear Engineering and Design 12 (1970), 269-276

11. Anhang

11.1 Erläuterungen zum Komplex Heat Pipe

Auf der Suche nach Lösungen für die Wärmeübertragung in Energieversorgungsanlagen der Raumfahrt, griff G.M. Grover von den Los Alamos Laboratorien auf ein in Vergessenheit geratenes amerikanisches Patent [9] aus dem Jahre 1944 zurück, das den Grundgedanken enthielt, die Verdampfungskühlung mit dem Flüssigkeitstransport durch Kapillarkräfte zu kombinieren.

Diese Idee wird in den sogenannten Heat Pipes verwirklicht.

Maßgebend für die Intensivierung der Forschungsarbeiten auf diesem Gebiet waren eine Reihe von Vorteilen, die solche Wärmerohre erkennen lassen. Dazu gehören die Erzielung hoher Wärmetransportleistungen bei praktisch konstanter Temperatur, die Unabhängigkeit des Betriebes von der Existenz eines Gravitationsfeldes, sowie der Wegfall von Umwälzpumpen und den damit verbundenen Dichtungs- und Schmierproblemen.

Es existiert eine Reihe von Berichten und Aufsätzen über Heat Pipes [10 - 15], so daß hier nur auf die wichtigsten Punkte kurz eingegangen wird, insbesondere diejenigen, die im Zusammenhang mit dem Einsatz von Wärmerohren in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren interessieren.

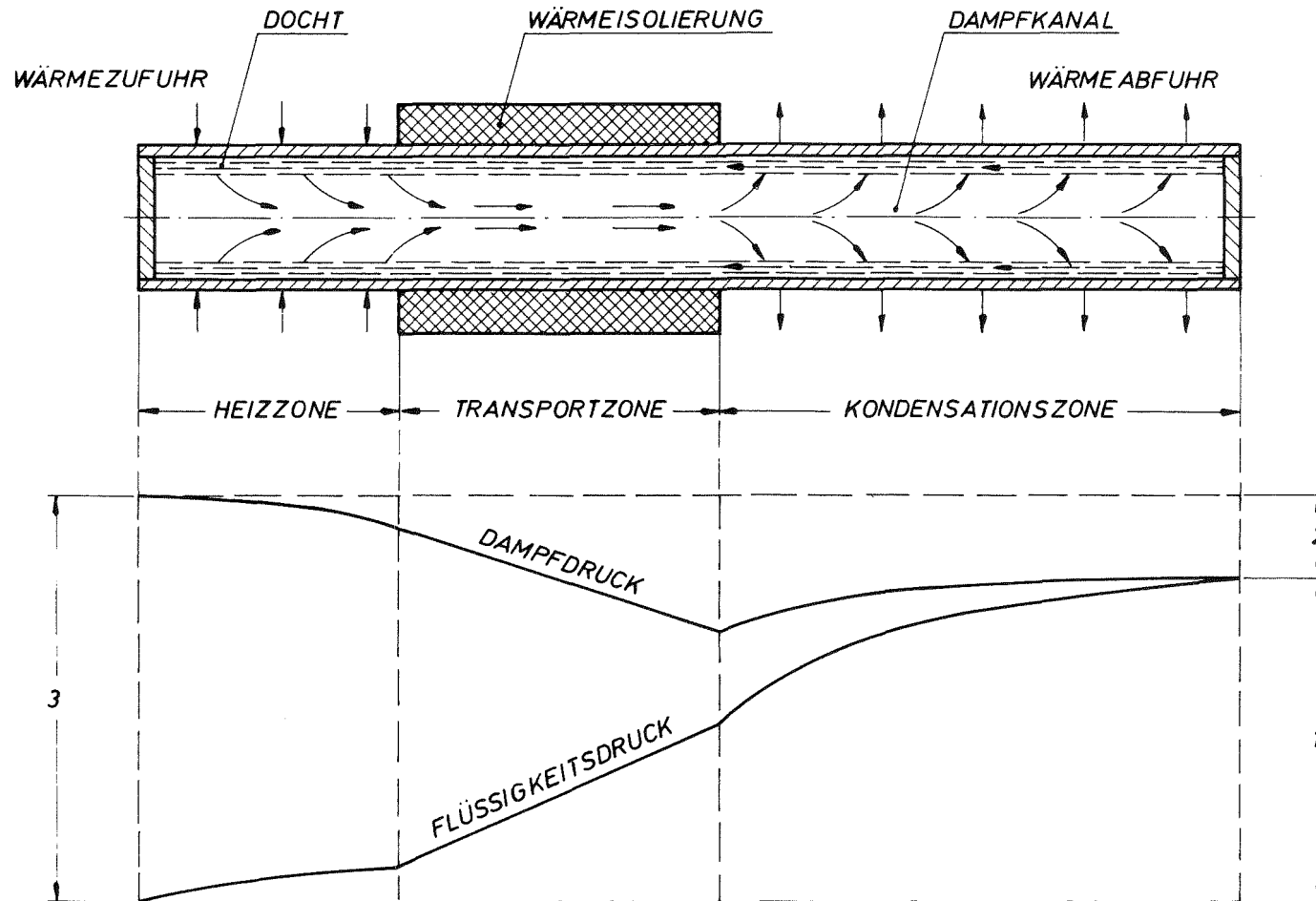
Aufbau und Wirkungsweise

Eine Heat Pipe besteht aus einem geschlossenen Rohr, dessen Innenwand mit einer Kapillarstruktur - in der Literatur meist Docht genannt - bedeckt ist (Abb. 13). Dieser Docht ist mit einem flüssigen Wärmetransportmittel getränkt.

Vom Aufbau her unterscheidet man Verdampfungs- und Kondensationszone, zwischen beiden liegt die Transportzone, die zur Vermeidung von Wärmeverlusten mit einer Isolierung versehen ist.

Durch kontinuierliche Wärmezufuhr in der Heizzone wird die Arbeitsflüssigkeit aus dem Docht verdampft. Der Dampf strömt in Richtung des Temperaturgefälles und kondensiert in der Kühlzone an der Kapillarstruktur aus, wobei er die Verdampfungswärme abgibt. Im Docht

Abb.13: AUFBAU UND DRUCKDIAGRAMM EINES WÄRMEROHRES



- 1 = GESAMTD RUCKABFALL IN DER FLÜSSIGKEIT
- 2 = GESAMTD RUCKABFALL IM DAMPF
- 3 = KAPILLARDRUCK

wird das Kondensat durch Kapillarkräfte in die Heizzone zurückgefördert.

Für den Kapillardruck gilt [14]:

$$p_{\text{Kap}} \equiv p_D - p_F = M \cdot \gamma \quad (37)$$

Diese Beziehung verknüpft den Kapillardruck p_{Kap} , d.h. die Differenz der an die Phasengrenzfläche extrapolierten Drücke von Dampf p_D und Flüssigkeit p_F mit der Oberflächenspannung γ und der Grenzflächenkrümmung M .

Aus den Kapillarabmessungen und dem Benetzungswinkel δ zwischen Flüssigkeit und Dochtwerkstoff folgt eine maximal mögliche Krümmung, die den Kapillardruck begrenzt.

Für beliebige Kapillarformen gilt näherungsweise:

$$p_{\text{Kap}} \leq (4/d_h) \cdot \gamma \cdot \cos \delta \quad (38)$$

d_h ist der hydraulische Kapillardurchmesser.

Der Wärmestrom \dot{Q} in der Heat Pipe wird durch das Produkt aus der Verdampfungswärme r und dem Massenstrom \dot{m} des umlaufenden Transportmittels definiert:

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot r \quad (39)$$

Es stellt sich die Frage, wie eine Heat Pipe gebaut werden muß, damit sie bei einer bestimmten Arbeitstemperatur eine möglichst große Wärmemenge transportiert.

Die latente Wärme kann näherungsweise als temperaturunabhängig angesehen werden. Der Massendurchsatz des Arbeitsmediums hängt von dem Kapillardurchmesser, der Dampfdichte und der Geometrie der Heat Pipe ab.

Arbeitet das Wärmerohr im gravitationsfreien Raum, so ist die Kapillarkraft die einzige treibende Kraft zur Aufrechterhaltung des Kreislaufs von Flüssigkeit und Dampf. Die Druckbilanz stellt sich so ein, daß der maximale Kapillardruck gleich der Summe aus dem gesamten Druckabfall im Dampf und in der Flüssigkeit ist (Abb. 13).

Diese einzelnen Druckanteile lassen sich berechnen, an dieser Stelle wird jedoch nicht näher darauf eingegangen. Ausführliche Erläuterungen werden z.B. in [16] angegeben.

Die Beziehung für den Kapillardruck wurde bereits erwähnt und es zeigte sich, daß der Kapillardruck umgekehrt proportional zum Kapillardurchmesser ist. Gleichzeitig dienen die Kapillaren auch als Strömungskanäle für die Flüssigkeit. Bekanntlich steigt der Reibungswiderstand einer Flüssigkeit stark mit abnehmendem hydraulischen Durchmesser eines Strömungskanals an. Enge Kapillaren ergeben zwar höhere Kapillardrücke und erlauben höhere Druckabfälle in der Flüssigkeit; sie führen aber zu kleinen Strömungsgeschwindigkeiten, was einen kleinen Massendurchsatz zur Folge hat. Daher gibt es für solche Systeme einen optimalen Kapillardurchmesser.

Verbesserungen bringen hier "Arterien"-Wärmerohre, bei denen das Arbeitsmedium in Kanälen außerhalb der Kapillarstruktur geführt wird. Durch diese Trennung der Funktionen "Druckerzeugung" und "Transport" können bei kleinen Reibungsverlusten große Flüssigkeitsmengen transportiert werden [17]. Diese Wärmerohre besitzen ein hohes axiales Wärmetransportvermögen, da die Summe der hydraulischen Durchmesser des Flüssigkeits- und Dampfkanals bei konstantem Gesamtquerschnitt den größtmöglichen Wert erreicht. Einen besonderen Vorteil bieten Gewinde-Arterien-Wärmerohre. Damit können große Heizflächenbelastungen erzielt werden, da die Dicke des Heat Pipe Mediums an der beheizten Wand klein ist. Dadurch wird Oberflächenverdampfung gewährleistet und die Gefahr der Blasenbildung reduziert.

Aufgrund der genannten Vorteile erscheinen Arterienwärmerohre auch für den Einsatz von Wärmetauschern geeignet, doch läßt sich wie bei den Heat Pipes das, hier noch größere, axiale Wärmetransportvermögen nicht ausnutzen. Es kann an dieser Stelle nicht darüber diskutiert werden, welches Wärmerohr für die spezielle Anwendung in Dampferzeugern geeigneter ist. Dazu wäre eine gesonderte Untersuchung notwendig.

Grenzen des Energietransports

Dem Energietransport in Heat Pipes sind fünf Grenzen gesetzt [16, 18]:

1. Der Druckabfall in Dampf und Flüssigkeit übersteigt die maximal mögliche Kapillardruckdifferenz.

2. Die Energiezufuhr in der Heizzone übersteigt eine kritische Wärmestromdichte. Dieser Punkt ist insofern von Bedeutung, als die Bildung von Dampfblasen in der Verdampfungszone einer Heat Pipe unerwünscht ist, da sie Heißstellen verursachen können, die den Docht zerstören und damit die Funktionstüchtigkeit einschränken.
3. Die Dampfgeschwindigkeit erreicht am Ende der Heizzone die Schallgeschwindigkeit.
4. Die Dampfströmung reißt Flüssigkeitströpfchen aus dem Docht und unterbricht den Flüssigkeitstransport.
5. Der Wand- und Dochtwerkstoff löst sich im Transportmittel und verstopft beim Verdampfen des reinen Transportmittels die Kapillaren der Heizzone.

Wird eine dieser Grenzen erreicht, so führt dies zum Austrocknen des Dochtes in der Heizzone und damit zum Erliegen des Wärmetransports bzw. unter Umständen zur Zerstörung der Rohrwand. Diese Aussage gilt allgemein für Heat Pipes. Auf die Anwendung in natriumbeheizten Dampferzeugern bezogen kann gesagt werden, daß die ersten vier Transportgrenzen wahrscheinlich eingehalten werden, aber der Massentransport im Heat Pipe Medium im Hinblick auf einen Langzeitbetrieb der Anlage gewisse Schwierigkeiten erwarten läßt.

Auswahl eines Transportmittels

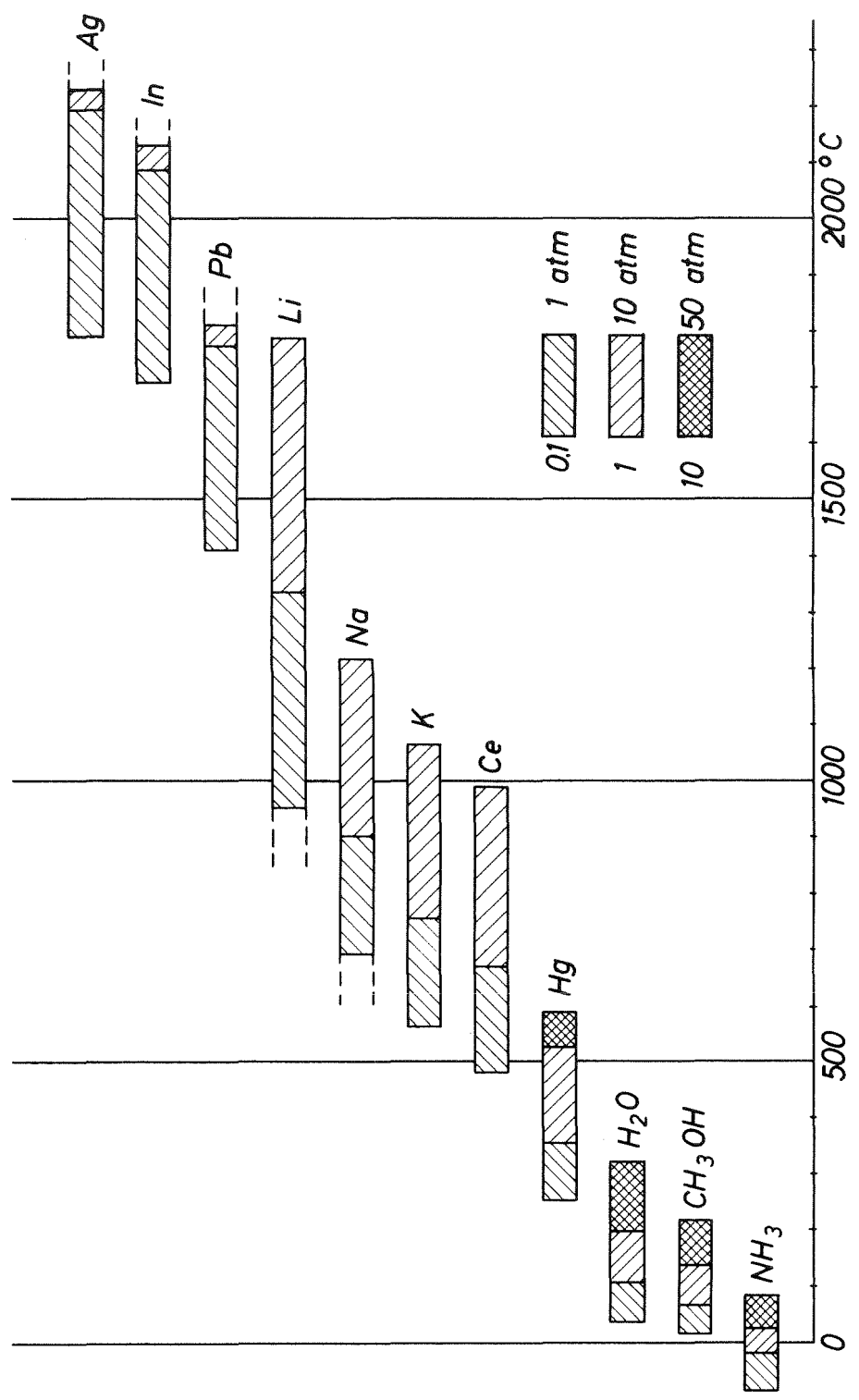
Im Prinzip sind alle die Stoffe als Arbeitsmittel verwendbar, die bei der gewünschten Arbeitstemperatur den notwendigen Dampfdruck haben [19]. Man muß jedoch bei der Auswahl auch andere Gesichtspunkte berücksichtigen.

Dazu gehören:

- der Schmelzpunkt soll möglichst niedrig liegen,
- gute Benetzung des Dochtes durch das Transportmittel,
- die chemische Verträglichkeit von Arbeitsmedium und Dochtwerkstoff muß gewährleistet sein.

Man verfügt über eine große Anzahl von Arbeitsflssigkeiten [15], um den ganzen Temperaturbereich von etwa -50°C bis $+2000^{\circ}\text{C}$ zu berstreichen (Abb. 14). Eine Ausnahme bildet der Bereich von

Abb. 14 : WICHTIGSTE ARBEITSFÄHIGKEITEN VON HEAT PIPES



250 bis 350 °C, in dem die Dampfdrucke für Wasser zu hoch, für Quecksilber zu niedrig liegen. Hier sind organische Verbindungen in der Diskussion.

Als Arbeitsmedium der Heat Pipes, die in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren eingesetzt werden, wird Quecksilber verwendet. Der Grund dafür ist, daß im betriebsbedingten Temperaturbereich (370 bis 540 °C) kein anderes Medium für den Einsatz in Wärmerohren geeignet ist, ausgenommen Kalium, das aber erst oberhalb von 500 °C eingesetzt werden kann.

Die schlechten Eigenschaften des Quecksilbers hinsichtlich der Benetzung von Oberflächen können durch geringe Zusätze von Magnesium und Titan wesentlich verbessert werden.

In den Los Alamos Laboratorien wurde eine spezielle Untersuchung über die Eignung von Quecksilber als Heat Pipe Medium durchgeführt und man kam dort zu positiven Ergebnissen [4].

Anwendungsmöglichkeiten

Aufgrund der Fähigkeit einer Heat Pipe, im schwerelosen Raum zu arbeiten, liegen die bisher vorgeschlagenen Anwendungen auf dem Raumfahrtsektor. Einigen Literaturstellen zufolge ist dort ein baldiger Einsatz zu erwarten. So werden Heat Pipes zur Homogenisierung der Temperatur der Außenhülle von Satelliten vorgeschlagen, sowie zur Abstrahlung von Restwärme in den Weltraum und zur Kühlung elektronischer Geräte [15].

Eine weitere Anwendung ist der Einsatz von Heat Pipes als Wärmeflußdichte-Transformator. Damit läßt sich ein Verbraucher mit einem bestimmten Bedarf an Wärmeflußdichte an eine Quelle mit davon verschiedener Wärmeflußdichte anpassen (Einbau in Thermionik-Reaktoren).

11.2 Längenbegrenzung der Wärmerohre

Für die Länge der Heat Pipe wurde in der Aufgabenstellung folgende, in erster Näherung gültige Beschränkung auferlegt:

$$\text{Länge der Heiz- bzw. Kühlzone} \leq 100 \cdot \text{Durchmesser.} \quad (40)$$

Dieser Angabe liegt nach Busse [20] folgender Sachverhalt zugrunde:

Die absolut maximale, über den Querschnitt gemittelte Wärmestromdichte in einer Quecksilber Heat Pipe (Schallgrenze) ist:

$$\bar{q}_s = 0.74 \cdot r_{Hg} \cdot (\rho_o \cdot P_o)^{1/2} \quad (41)$$

Diese Formel beruht auf zwei Annahmen.

Die eine ist, daß eine so hohe Kapillarkraft zur Verfügung steht, daß der Flüssigkeitsrücktransport in die Heizzone unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet ist. Das ist ein Problem, das sich prinzipiell lösen läßt, vor allem durch Ausnutzung der Schwerkraft.

Die andere Annahme ist, daß im Dampf die viskosen Kräfte gegen die Trägheitskräfte vernachlässigbar sind. Hier liegt der Ursprung der Beziehung (40).

Als Kriterium für die Gültigkeit der zweiten Annahme findet Busse für turbulente Dampfströmung näherungsweise

$$LH/d \leq \frac{100 \cdot Re_r^{1/3}}{\left(1 + \frac{11}{4} \cdot \frac{LA}{LH}\right)^{4/3}} \quad (42)$$

Sowohl in der Heiz- als auch in der Kondensationszone wird die Dampfströmung radial beeinflusst. Durch Verdampfen des Wärmeträgers wird radial Masse zugeführt, während in der Kondensationszone Masse aus der Strömung abgesaugt wird. Beide Einflüsse deformieren das Strömungsprofil. Als Maß für diese Deformation kann die radiale Reynoldszahl angesehen werden. Sie ist mit der linearen Heizrate wie folgt verknüpft:

$$Re_r = \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \eta \cdot r_{Hg}} \cdot \frac{d\dot{Q}}{dz} \quad (43)$$

Für Quecksilber (500 °C) ist:

$$Re_r = 0.7 \cdot \frac{d\dot{Q}}{dz} \quad [W/cm] \quad (44)$$

Nimmt man $l_a/l_h \ll 1$ an und $Re_r^{1/3} \approx 1$, dann folgt aus Gl. (42) die Angabe (40). Die ersten Auslegungsrechnungen zeigten, daß bei Einhaltung dieser Begrenzung relativ große Rohrzahlen erforderlich werden. Wegen der geringeren Zahl von Schweißnähten wird aber der Einbau von möglichst wenigen Rohren angestrebt. Die exaktere Gleichung (42) läßt bei den hier vorliegenden Bedingungen größere Längen zu als (40) und wurde in der Auslegungsrechnung benutzt. Die sich ergebenden Grenzlängen sind in Tabelle 4 angegeben.

11.3 Vergleich Heat Pipe - Thermisches Konvektionsrohr

Neben den Heat Pipes sind auch sogenannte thermische Konvektionsrohre als Bauteile für Dampferzeuger in der Diskussion [22].

Die wichtigsten Kennzeichen der beiden Wärmerohre sind:

Heat Pipe

Heat Pipes haben eine innere Kapillarstruktur, können im schwerelosen Raum arbeiten und die übertragene Wärmemenge ist vom Kapillardurchmesser abhängig. Nur der Docht ist mit dem flüssigen Wärmetransportmittel gefüllt. Die Phase des Blasensiedens ist unerwünscht, die Verdampfung findet an der Flüssigkeitsoberfläche statt.

Thermische Konvektionsrohre (TKR)

Thermische Konvektionsrohre sind auf der Heizseite vollständig mit dem Arbeitsmedium gefüllt, sie haben keine innere Kapillarstruktur. Während der Betriebsphase befindet sich der Wärmeträger im Zustand des Blasensiedens. Die thermischen Konvektionsrohre sind an die Existenz eines Gravitationsfeldes gebunden und können deshalb nur in senkrechter oder schräger Position arbeiten. Die übertragene Wärmemenge ist vom Rohrradius abhängig.

Der Wegfall der Kapillarstruktur gibt den Thermischen Konvektionsrohren gegenüber den Heat Pipes Vorteile hinsichtlich einer einfacheren Bauweise, günstigeren Fertigungsmöglichkeiten und den damit verbundenen Kosteneinsparungen. Allerdings muß bei einem Vergleich die wesentlich größere Menge (Faktor > 10) des Arbeitsmediums (hier: Quecksilber) berücksichtigt werden, die das Thermische Konvektionsrohr benötigt.

Eine amerikanische Studie [22] untersucht in einer thermodynamischen Auslegung den Einsatz von TKR in Dampferzeugern natriumgekühlter Reaktoren. Für eine 3000 MW Anlage benötigt der TKR-Dampferzeuger etwa die gleiche Rohranzahl wie der konventionelle Typ (ca. 30 000 Stück), wobei sich Baulängen bis zu 17 m/Rohr ergeben. Es wird vorausgesetzt, daß der Rückfluß des Kondensats über eine entsprechend große Kühllänge unter allen Betriebsbedingungen gewährleistet ist.

An anderer Stelle [21] wurden bei Versuchen mit TKR erhebliche Instabilitäten festgestellt. Schon bei schwacher Energieeingabe traten Überhitzung der Heizzone und große Temperaturfluktuationen auf.

Allgemein existieren noch sehr wenig Untersuchungen über Thermische Konvektionsrohre. Eine prinzipielle Entscheidung darüber, welches der beiden Wärmerohre für den Einsatz in Dampferzeugern geeigneter ist, kann zum jetzigen Zeitpunkt noch nicht getroffen werden.

11.4 Programm-und Ergebnisausdrucke

Benennungen zum Strukturdiagramm Nr. 1

S, M2	Steuergrößen
WE, NE	Wasser- bzw. Natriumeintritts-Temperatur
WA, NA	Wasser- bzw. Natriumaustritts-Temperatur
TI	Temperatur im Innern des Wärmerohres
QS	Gesamtwärmemenge einer Stufe
QT	Wärmemenge, die ein Wärmerohr überträgt
QI	Wärmestromdichte (bezogen auf die Querschnittsfläche des Wärmerohres)
R1, R3	Innenradien des Wärmerohres
V2	Verhältnis Rohrteilung / Außendurchmesser
ST	Rohrteilung
UN, UW	Kanalquerschnittsfläche auf der Natrium- bzw. Wasserseite
HN, HW	hydraulische Durchmesser auf der Natrium- bzw. Wasserseite
NN, NW, ND	Nusseltzahlen auf der Natrium- bzw. Wasserseite
A, AJ	Wärmeübergangszahlen auf der Natrium- bzw. Wasserseite
KX, KJ	Wärmedurchgangszahlen auf der Natrium- bzw. Wasserseite
N	Rohranzahl
LH, LK	Länge der Heiz- bzw. Kühlzone eines Wärmerohres
PN, PW	Druckabfall auf der Natrium bzw. Wasserseite
VW, VD	spezifische Volumen des Wasser bzw. Dampfes
CW, CD	spezifische Wärme des Wasser bzw. Dampfes
ZW, ZD	Zähigkeit des Wasser bzw. Dampfes
LW, LD	Wärmeleitfähigkeit des Wasser bzw. Dampfes
PR	Prandtlzahl
LG	Gesamtlänge des Wärmerohres (ohne Transportzone)
AR	Wärmeaustauschfläche eines Rohres
AG	Wärmeaustauschfläche aller Rohre einer Stufe

WW	Wassergeschwindigkeit
RE	Reynoldszahl auf der Wasserseite
XD	Dampfgehalt
M3	KenngroÙe für eine bestimmte Rohranzahl (Wärmeatlas)
KS	Werkstoffkennwert
SM	Wandstärke des Druckbehälters
BI	Innendurchmesser des Druckbehälters
BA	Außendurchmesser des Druckbehälters

Benennungen zum Strukturdiagramm Nr. 2

S, I, M7, M9	Steuergrößen
V, NE	Wasser- bzw. Natriumeintritts-Temperatur
U, Y	Wasser- bzw. Natriumaustritts-Temperatur
NS	Natriumeintritts-Temperatur in Überhitzer 2
WS	Sättigungstemperatur des Wassers
WX	festgehaltene Wasseraustrittstemperatur am Verdampfer
T	Temperatur im Innern des Wärmerohres
NV, WV	Vergleichstemperaturen
D	mittlere spezifische Wärme des Wassers bzw. Dampfes
O	mittlere spezifische Wärme des Natrium
DN, K	Natrium- bzw. Wasserdurchsatz
X	Teillast-Zahl
KH	Wärmedurchgangszahl auf der Natriumseite
K1	Wärmedurchgangszahl auf der Wasserseite (Verdampfer)
K2	Wärmedurchgangszahl auf der Wasserseite (Vorwärmer, Überhitzer)
K3	Wärmedurchgangszahl auf der Wasserseite für Teilabschnitt
Q1	vom Wasser aufgenommene Wärmemenge
Q2	vom Natrium abgegebene Wärmemenge
QV	Gesamtwärmemenge im Verdampfer
QD	Verdampfungswärme
QA, QB, QE, M	Teilwärmemengen
HF, KA, KC, KD, KF, VF	Wärmeaustauschflächen

*C-8K FOCAL @1969

*
*01.10 T !,"BERECHNUNG DER ROHRLAENGEN, WAERMEAUSTAUSCHFLAECHE,"!
*01.15 T "DRUCKABFAELLE UND BEHAELTERABMESSUNGEN"
*01.20 T "EINES HEAT-PIPE-DAMPFERZEUGERS",!!
*01.25 A "DAMPFERZEUGERLEISTUNG IN MEGAWATT"L,!
*01.30 A "AUSLEGUNGSDRUCK IN AT"P,!
*01.35 A "STUFE"S,!!
*01.40 A "WE"WE," WA"WA," NE"NE," NA"NA," TI"TI,!
*01.45 A "QS"QS," R1"R1," R3"R3," V2"V2,!
*

*03.05 S $DN=78310.1$;S $DW=8717.00$;S $CN=0.305$;S $PI=3.141593$
*03.10 S $AQ=0.974E4$;S $LC=0.162E2$
*03.15 S $R2=1.15*R1$;S $R4=1.15*R3$
*03.20 S $ST=V2*2*R4$;S $V1=ST/(2*R2)$
*03.25 S $K1=FLOG(R2/R1)$;S $K2=FLOG(R4/R3)$
*03.30 S $UN=0.866*ST^2-PI*(R2)^2$;S $UW=0.866*ST^2-PI*(R4)^2$
*03.35 S $HN=2*UN/PI*R2$;S $HW=2*UW/PI*R4$
*

*05.05 A " N"N,!!
*05.10 S $QT=QS/N$;S $QI=QT/(PI)*1E4*R1^2$
*05.15 S $MW=DW/N$;S $MN=DN/N$
*05.20 I (S+2)6.05,9.05,6.05
*

*06.05 S $LH=0$;S $PV=0$;S $M1=0$;S $Q1=0$;S $Q2=0$;S $AN=0$;S $WN=0$
*

*07.05 S $TN=(NE+NA)/2$
*07.10 S $RN=951.4-0.2392*TN$
07.15 S $LN=360(0.2166-1.16E-4*TN)$
*07.20 S $ZN=(1.1673E-8*FEXP(.33*FLOG(RN))*FEXP((.74*RN)/(TN+273))+5E-8)$
*07.25 S $ZN=ZN*RN*3.6E3$
*07.30 S $WX=MN/RN*UN$
*07.35 S $PE=RN*WX*HN*CN/LN$
*07.40 S $NN=7+3.8*FEXP(1.52*FLOG(V1))$
*07.45 S $NN=NN+0.027*FEXP(0.27*FLOG(V1))*FEXP(0.8*FLOG(PE))$
*07.50 S $AX=NN*LN/HN$;S $AN=AN+AX$
*07.55 S $KX=(1/R2*AX)+(K1/LC)$;S $K3=MN*CN/2*PI$
*07.60 S $LX=K3*KX*FLOG((NE-TI)/(NA-TI))$
*07.65 S $RS=WX*HN*RN/ZN$
*07.70 S $NR=1/(1.14+2*FLOG(HN*1E3/0.4)/FLOG(10))^2$
07.75 S $PX=(7.88E-13(MN/UN)^2*NR*LX)/(2*HN*RN)$
*07.80 S $QX=(1/KX)*1.163E-3*2*PI*LX*(NE-NA)/FLOG((NE-TI)/(NA-TI))$
*07.85 S $QY=MN*CN*(NE-NA)*1.163E-3$
*07.87 S $LH=LH+LX$;S $PN=PN+PX$;S $Q1=Q1+QX$;S $Q2=Q2+QY$;S $M1=M1+1$;S $WN=WN+WX$
*

*09.05 I (S+1)9.2,9.3,9.4
*09.20 D 11,D 17,D 19
*09.30 D 13
*09.40 D 15
*

*11.05 T "VORWAERMER",!!
*11.07 S LK=0;S PW=0;S M2=0;S AW=0;S Q3=0;S Q4=0;S WW=0
*11.10 S VW=.001678;S CW=2.014;S WE=340;S WA=350.67;S LW=.39;S PR=1.45
*11.15 S TV=(WE+WA)/2
*11.25 S ZW=(0.03-2.5E2/TV+2+30/TV)*3.6E-3/VW
*11.40 S WJ=MW*VW/UW
*11.45 S RE=WJ*HW/ZW*VW
*11.50 S NV=.037*FEXP(.45*FLOG(PR))*1.014*(FEXP(.75*FLOG(RE))-180)
*11.55 S AJ=NV*LW/HW;S AW=AW+AJ
*11.57 S KJ=(1/AQ*R3)+(K2/LC)+(1/AJ*R4);S K7=MW*CW/2*PI
*11.58 S LJ=K7*KJ*FLOG((TI-WE)/(TI-WA))
*11.60 S QK=MW*CW*(WA-WE)*1.163E-3
*11.68 S WR=1/(1.14-2*FLOG(0.4/HW*1E3)/FLOG(10))+2
11.69 S PJ=7.88E-13(MW/UW)+2*VW*WR*LJ/2*HW
*11.70 S QJ=(1/KJ)*1.163E-3*2*PI*LJ*(WA-WE)/FLOG((TI-WE)/(TI-WA))
*11.71 S LK=LK+LJ;S PW=PW+PJ;S M2=M2+1;S WW=WW+WJ;S Q3=Q3+QJ;S Q4=Q4+QK
*11.73 D 14
*11.74 I (M2-2)11.75,11.76,11.77
*11.75 S VW=.001535;S CW=1.63;S WE=320;S WA=340;S LW=.42;S PR=1.1;G 11.5
*11.76 S VW=.001391;S CW=1.33;S WE=284;S WA=320;S LW=.47;S PR=.92;G 11.5
*11.77 S LG=LH+LK;S AN=AN/3;S WN=WN/3;S AW=AW/3
*11.78 S AR=(2*PI*R2*LH)+(2*PI*R4*LK);S AG=N*AR
*11.80 R
*
*13.05 T "VERDAMPFER",!!
*13.10 S M1=10;S VD=0.008672;S VW=0.001737;S ZD=95.8E-3;S ZW=0.2555
*13.15 S K4=VD/VW;S K5=ZD/ZW
*13.18 S CK=0.71+1E-4*P/14.3
*13.20 S WW=MW*VW/UW
*13.25 S RE=WW*HW/ZW*VW
*13.30 S LW=43.7E-2*0.8598;S PR=1.64
*13.32 S K6=FEXP(0.5*FLOG(K4))*FEXP(0.1*FLOG(K5))
*13.35 S XD=1-0.5/M1
*13.36 S LK=0;S PW=0;S AW=0;S Q3=0
*13.37 S BE=CK*XD*VD/((1-XD)*VW+XD*VD)
*13.38 S XU=K6*FEXP(0.9*FLOG(XD/(1-XD)))
*13.40 S NW=3.4*FEXP(0.45*FLOG(XU))*0.023*FEXP(0.8*FLOG(RE))
*13.42 S NW=NW*FEXP(0.4*FLOG(PR))*FEXP(0.8*FLOG(1-XD))
*13.43 S WD=MW*VD*XD/UW
*13.45 S AJ=NW*LW/HW
*13.48 S KJ=(2*PI)/((1/AQ*R3)+(K2/LC)+(1/AJ*R4))
*13.50 S LJ=QS*859.845/(N*M1*(TI-WA)*KJ)
*13.51 S WR=1/(1.14-2*FLOG(0.4/HW*1E3)/FLOG(10))+2
13.52 S PJ=7.88E-13(MW/UW)+2*VW
13.53 S PJ=PJ(WR*LJ*2.5/2*HW+(1-XD)+2/(1-BE)+XD+2*VD/BE*VW-1)
*13.54 T %6.3,"XD"XD," AJ"AJ," LJ"LJ," PJ"PJ," WD"WD/3.6E3,!
*13.55 S LK=LK+LJ;S PW=PW+PJ;S AW=AW+AJ
*13.56 S KJ=2*PI/(1/AQ*R3+K2/LC+1/AJ*R4)
*13.57 S QJ=KJ*LJ*(TI-WA)*1.163E-3;S Q3=Q3+QJ
*13.58 S XD=XD-1/M1
*13.60 I (XD-0.03)13.65,13.38,13.38
*13.65 S LG=LK+LH
*13.68 S AR=(2*PI*R2*LH)+(2*PI*R4*LK);S AG=N*AR
*13.69 S AW=AW/10
*13.70 S Q4=MW*211.5*1.163E-3
*13.75 D 17,D 19
*

*14.05 S NA=NE-QJ*859.845/MN*CN
*14.07 I (M2-1)14.10,14.08,14.10
*14.08 D 6
*14.10 D 7
*14.12 I (M1-4)14.15,14.13,14.15
*14.13 S AN=AN/4;S WN=WN/4
*14.15 T %6.03,! "NE"NE," NA"NA,!
*14.18 T "AX"AX," LH"LH," PN"PN,!
*14.19 T "AJ"AJ," LK"LK," PW"PW,!
*14.20 S NE=NA
*14.25 R
*
*15.05 T "UEBERHITZER",!
*15.07 S LK=0;S PW=0;S M2=0;S Q3=0;S Q4=0;S AW=0;S WW=0
*15.08 I (S-2)15.12,15.10,15.10
*15.10 S VD=173.6E-4;S CD=.75;S ZD=.1078;S LD=.0734;S PR=1.12
*15.11 G 15.20
*15.12 S VD=146E-4;S CD=.992;S ZD=.102;S LD=.0765;S PR=1.365
*15.13 S WE=394;S WA=450;G 15.20
*15.14 S VD=123E-4;S CD=1.446;S ZD=.099;S LD=.086;S PR=1.93
*15.15 S WE=375;S WA=394;G 15.20
*15.16 S VD=108E-4;S CD=1.953;S ZD=.098;S LD=.093;S PR=2.6
*15.17 S WE=360;S WA=375;G 15.20
*15.18 S VD=937E-5;S CD=2.429;S ZD=.097;S LD=.097;S PR=3.39
*15.19 S WE=350.67;S WA=360
*15.20 S WJ=MW*VD/UW
*15.25 S RE=WJ*HW/ZD*VD
*15.30 S ND=0.024*FEXP(0.45*FLOG(PR))*FEXP(0.785*FLOG(RE))
*15.35 S AJ=ND*LD/HW;S AW=AW+AJ
*15.40 S KJ=(1/AQ*R3)+(K2/LC)+(1/AJ*R4);S K8=MW*CD/2*PI
*15.45 S LJ=K8*KJ*FLOG((TI-WE)/(TI-WA))
*15.47 S QJ=(1/KJ)*1.163E-3*2*PI*LJ*(WA-WE)/FLOG((TI-WE)/(TI-WA))
*15.48 S Q3=Q3+QJ;S QK=MW*CD*1.163E-3*(WA-WE);S Q4=Q4+QK
*15.50 S WR=1/(1.14-2*FLOG(0.4/HW*1E3)/FLOG(10))¹²
15.55 S PJ=7.88E-13(MW/UW)¹²*VD*((WR*LJ)/(2*HW)+2*(WA-WE)/(WE+WA))
*15.60 S LK=LK+LJ;S PW=PW+PJ;S M2=M2+1;S WW=WW+WJ
*15.65 I (S-2)15.68,15.75,15.75
*15.68 D 14
*15.70 I (M2-2)15.14,15.16,15.72
*15.72 I (M2-3)15.74,15.18,15.74
*15.74 S AW=AW/4;S WW=WW/4
*15.75 S LG=LK+LH
*15.80 S AR=(2*PI*R2*LH)+(2*PI*R4*LK);S AG=N*AR
*15.85 D 17,D 19
*
*17.03 T %7.03,! "N"N," QI"QI," KW/CM¹² QT"QT," KW",!
*17.05 A "M3"M3," KS"KS,!
*17.10 S UM=(ST-2*R4)/2
*17.15 S BI=(M3*ST+2*R4+2*UM)*1E3
*17.20 S SM=((BI*P)/(133.33*KS-P))+1
*17.25 S BA=BI+2*SM
*17.30 R
*
*19.02 T "RS"RS," AN"AN," KCAL/H*M2*GRAD PN"PN," AT",!
*19.03 T "RE"RE," AW"AW," KCAL/H*M2*GRAD PW"PW," AT",!
*19.05 T "NR"NR," WR"WR,!!
*19.10 T "WN"WN/3.6E3," M/SEK WW"WW/3.6E3," M/SEK",!
*19.12 S LA=200;S RH=7*QT/LH;S RK=7*QT/LK
*19.15 S G1=200*R1*FEXP((1/3)*FLOG(RH))/FEXP((4/3)*FLOG(1+11*LA/400*LH))
*19.20 S G2=200*R1*FEXP((1/3)*FLOG(RK))/FEXP((4/3)*FLOG(1+11*LA/400*LK))
*19.25 T "LH"LH," M LK"LK," M LG"LG," M",!
*19.28 T "G1"G1," M G2"G2," M",!
*19.30 T "BI"BI," MM BA"BA," MM SM"SM," MM",!
*19.35 T "AR"AR," M2 AG"AG," M2",!!
*19.45 Q

*G

BERECHNUNG DER ROHRLAENGEN, WAERMEAUSTAUSCHFLAECHE,
DRUCKABFAELLE UND BEHAELTERABMESSUNGEN
EINES HEAT-PIPE-DAMPFERZEUGERS

DAMPFERZEUGERLEISTUNG IN MEGAWATT: 5
AUSLEGUNGSDRUCK IN AT: 175
STUFE: +2

WE:450.000 WA:510.000 NE:560.000 NA:543.577 TI:535.000
QS:456.204 R1:2.00E-2 R3:2.00E-2 V2:1.15000
N:7.00000

UEBERHITZER

N= 7.000 QI= 5.186 KW/CM² QT= 65.172 KW
M3: 2.000000 KS: 15.00000
RS= 384785.0 AN= 58805.90 KCAL/H*M2*GRAD PN= 1.275 AT
RE= 319744.0 AW= 1842.850 KCAL/H*M2*GRAD PW= 0.285 AT
NR= 0.048 WR= 0.048

WN= 4.980 M/SEK WW= 7.886 M/SEK
LH= 5.442 M LK= 6.795 M LG= 12.237 M
G1= 6.898 M G2= 7.373 M
BI= 158.700 MM BA= 191.137 MM SM= 16.218 MM
AR= 1.768 M2 AG= 12.378 M2

STUFE: +1

WE:350.670 WA:450.000 NE:543.577 NA:494.234 TI:485.000
QS:1370.64 R1:1.70E-2 R3:1.70E-2 V2:1.15000
N:19.0000

UEBERHITZER

NE= 543.577 NA= 523.303
AX= 53485.5 LH= 0.815 PN= 0.062
AJ= 1338.26 LK= 3.661 PW= 0.043

NE= 523.303 NA= 513.275
AX= 53937.3 LH= 1.396 PN= 0.106
AJ= 1799.89 LK= 4.523 PW= 0.051

NE= 513.275 NA= 502.584
AX= 54246.1 LH= 2.306 PN= 0.174
AJ= 2243.51 LK= 5.206 PW= 0.057

NE= 502.584 NA= 494.313
AX= 54528.5 LH= 3.522 PN= 0.266
AJ= 2658.06 LK= 5.639 PW= 0.060

N= 19.000 QI= 7.946 KW/CM² QT= 72.139 KW
M3: 4.000000 KS: 20.00000
RS= 155276.0 AN= 54049.30 KCAL/H*M2*GRAD PN= 0.266 AT
RE= 154019.0 AW= 2009.930 KCAL/H*M2*GRAD PW= 0.060 AT
NR= 0.051 WR= 0.051

WN= 2.512 M/SEK WW= 2.726 M/SEK
LH= 3.522 M LK= 5.639 M LG= 9.161 M
G1= 5.077 M G2= 6.137 M
BI= 224.825 MM BA= 258.407 MM SM= 16.791 MM
AR= 1.125 M2 AG= 21.381 M2

STUFE: -1

WE:350.670 WA:350.670 VE:494.234 VA:417.044 TI:410.000
QS:2144.16 R1:1.50E-2 R3:1.50E-2 V2:1.15000
N:19.0000

VERDAMPFER

XD= 0.95000 AJ= 6717.36 LJ= 0.62737 PJ= 0.01264 WD= 2.45104
XD= 0.85000 AJ= 9910.56 LJ= 0.55499 PJ= 0.01027 WD= 2.19303
XD= 0.75000 AJ= 11526.9 LJ= 0.53364 PJ= 0.00856 WD= 1.93503
XD= 0.65000 AJ= 12424.1 LJ= 0.52419 PJ= 0.00725 WD= 1.67702
XD= 0.55000 AJ= 12823.1 LJ= 0.52041 PJ= 0.00631 WD= 1.41902
XD= 0.45000 AJ= 12797.4 LJ= 0.52064 PJ= 0.00573 WD= 1.16102
XD= 0.35000 AJ= 12347.4 LJ= 0.52494 PJ= 0.00551 WD= 0.90301
XD= 0.25000 AJ= 11401.0 LJ= 0.53508 PJ= 0.00565 WD= 0.64501
XD= 0.15000 AJ= 9740.13 LJ= 0.55765 PJ= 0.00620 WD= 0.38701
XD= 0.05000 AJ= 6522.45 LJ= 0.63408 PJ= 0.00743 WD= 0.12900

N= 19.000 QI= 15.965 KW/CM² QT= 112.851 KW
M3: 4.000000 KS: 22.00000
RS= 165202.0 AN= 65308.40 KCAL/H*M2*GRAD PV= 0.689 AT
RE= 66269.50 AW= 10621.00 KCAL/H*M2*GRAD PW= 0.076 AT
NR= 0.053 WR= 0.053

WN= 3.173 M/SEK Ww= 0.517 M/SEK
LH= 4.724 M LK= 5.533 M LG= 10.257 M
G1= 5.904 M G2= 6.247 M
BI= 198.375 MM BA= 225.547 MM SM= 13.586 MM
AR= 1.112 M2 AG= 21.122 M2

STUFE: -2

WE:284.000 WA:350.670 VE:417.044 VA:380.000 TI:373.500
QS:1028.99 R1:2.00E-2 R3:2.00E-2 V2:1.15000
N:13.0000

VORWAERMER

NE= 417.044 NA= 409.201
AX= 51310.3 LH= 0.550 PV= 0.036
AJ= 3584.78 LK= 2.134 PW= 0.003

NE= 409.201 NA= 397.303
AX= 51562.9 LH= 1.673 PV= 0.109
AJ= 3098.95 LK= 4.397 PW= 0.005

NE= 397.303 NA= 379.829
AX= 51938.5 LH= 5.339 PV= 0.347
AJ= 2813.59 LK= 6.531 PW= 0.007

N= 13.000 QI= 6.299 KW/CM² QT= 79.153 KW
M3: 3.464200 KS: 22.00000
RS= 161845.0 AN= 51603.90 KCAL/H*M2*GRAD PV= 0.347 AT
RE= 56647.20 AW= 3165.770 KCAL/H*M2*GRAD PW= 0.007 AT
NR= 0.048 WR= 0.048

WN= 2.569 M/SEK Ww= 1.126 M/SEK
LH= 5.339 M LK= 6.531 M LG= 11.870 M
G1= 7.312 M G2= 7.783 M
BI= 236.156 MM BA= 268.123 MM SM= 15.983 MM
AR= 1.715 M2 AG= 22.299 M2

*C-8K FOCAL @1969

*
*01.01 C ACHTUNG! JE NACH AUSLEGUNGSFALL DIE ZEILEN 1.4,1.6,3.15,5.15
*01.02 C NEU EINGEBEN!
*01.03 T !"TEILLASTVERHALTEN EINES HEAT-PIPE-DAMPFERZEUGERS",!!
*01.04 S S=0;S Z=0;S WX=350.67
*01.05 S VS=562;S X=1.25;S A=859.845;S BB=1.163E-3
*01.07 S X=X-.05;I (.06-X)1.15,1.15
*01.09 S S=1;S WX=353;G 1.05
*01.15 S G=3.141593;S O=.305;S LC=16.2;S AQ=9740;S W=350.67;S P=170
*01.35 S K=8717*X;S DS=78310.1*X;S DN=DS;S D0=1;S M9=0
*01.40 S Q=1.76574;S R=4.54436;S R1=2E-2;S V1=1.15;S N=13;S M=0
*01.45 S VD=173.6E-4;S ZD=.1078;S PR=1.12;S LD=.0734;S TN=551.32;S M6=0
*01.46 S U=510;S NE=VS;S M7=0
*01.47 S M1=0;S W0=400;S V=W0;D 25
*01.50 D 13;D 14;D 16;D 17;D 19;S QG=0;S QX=0
*01.51 S QG=QG+QW;S QX=QX+QV
*01.52 S S1=NE;S S2=Y;S H1=V;S H2=U;S T1=T;S A1=QW;S O1=QG;S NE=Y
*01.60 S Q=2.12272;S R=6.05836;S R1=2.5E-2;S V1=1.15;S N=19;S U=V
*01.65 S VD=131.1E-4;S ZD=.099;S LD=.088;S TN=518;S PR=1.8;D 1.47
*01.70 D 13;D 14;D 16;D 17;D 19
*01.75 S K3=K2;D 1.51
*01.86 S S3=Y;S H3=V;S T2=T;S O2=QG;S A2=QW
*01.87 I (1-M9)1.91,1.91
*01.88 S X0=V-WX;I (X0)1.9,1.98
*01.90 S D1=.81;S DN=DS*D1;S M9=M9+1;G 1.4
*01.91 S X1=V-WX;I (FITR(X1*5E4/(V+WX)))1.95,1.98
01.95 S Z=D1-X1(D0-D1)/(X0-X1);S DN=DS*Z;S D0=D1;S D1=Z;S X0=X1;G 1.4
*01.98 G 3.05
*
*03.05 S NE=Y;S U=V;S M1=0
*03.15 S Q=4.10276;S R=5.69432;S R1=2.5E-2;S V1=1.15;S N=13
*03.20 S N0=400;S Y=N0;S TN=(NE+Y)/2;D 13;D 15;D 17.3
*03.30 S QV=DN*0*(NE-Y)*BB
*03.40 S B7=KH*HF/DN*0;S T=(NE-Y*FEXP(B7))/(1-FEXP(B7))
*03.45 S V=W;D 25
*03.48 S QA=K*D*(U-W)*BB;S QB=QV-QA;S QD=K*211.5*BB
*03.70 S M=QB-QD;I (M)3.78;G 3.71
*03.71 I (M1-1)3.73,3.72,3.73
*03.72 S D=1.6;G 3.74
*03.73 D 26
*03.74 S VD=.001555;S LD=.44;S ZD=.3;S PR=1.25;S V=W-M*A/K*D;D 16;G 3.8
*03.78 S V=W;G 9.05
*03.80 S KC=M*A*(FLOG((T-V)/(T-W)))/K2*(W-V);G 3.85
*03.85 S KD=QD*A/K1*(T-W);S KA=KF-(KD+KC)
*03.90 I (FABS(U-W)-2)3.98,3.98
*03.97 S QE=K3*KA*(U-W)*BB/FLOG((T-W)/(T-U));G 4.05
*03.98 S QE=(T-(W+U)/2)*K3*KA*BB
*
*04.05 I (M1-1)4.25,4.1,4.25
*04.10 S Y0=QE-QA;I (FITR(Y0*5E4/QD))4.2,4.5
*04.20 S N1=N0+5;S Y=N1;S TN=(NE+Y)/2;D 13;G 3.3
*04.25 S Y1=QE-QA;I (FITR(Y1*5E4/QD))4.35,4.5
04.35 S Y=N1-Y1(N0-N1)/(Y0-Y1)
*04.40 S N0=N1;S Y0=Y1;S N1=Y;S TN=(NE+Y)/2;D 13;G 3.3
*04.50 S QG=QG+QV;S QX=QX+QV
*04.65 S B8=2*G*N;S L1=KA/B8;S L2=KC/B8;S L3=KD/B8;S L4=L1+L2+L3;S L5=R
*04.70 S S4=Y;S H4=V;S T3=T;S O3=QG;S A3=QV;S D3=QA;S D2=M
*

*05.02 I (M)5.04;G 5.05
*05.04 G 6.05
*05.05 D 3.05;S M6=1;S M7=1
*05.15 S Q=3.17288;S R=5.80866;S R1=2.5E-2;S V1=1.15;S N=13
*05.25 S VD=.001439;S ZD=.382;S LD=.49;S PR=1.15;S TN=400
*05.65 S W0=280;S V=W0;S L=0;D 26;D 1.7
*05.80 D 1.51;S S5=Y;S H5=V;S T4=T;S O4=QG;S A4=QW
*05.85 G 7.03
*
*06.05 D 5.05;D 5.15;D 5.25;D 17.3;S T=W-A*M/KF*K1;S TN=400;D 13
*06.10 S Y=T-(T-NE)*FEXP(-KH*HF/DN*0);S N0=Y;D 14;D 16;S M1=-1
*06.15 S Q1=DN*0*(NE-Y)
*06.17 I (-Q1-A*M)6.2
*06.19 S V=W;S Q2=KF*K1*(T-W);S KC=-A*M/K1*(T-W);S L=KC/2*G*N;S I=-1;G 0
*06.20 S KC=-A*M/K1*(T-W);S L=KC/2*G*N;S VF=KF-KC;S U=W;S I=1
*06.25 S W0=U-5;S V=W0;S N8=0
*06.30 D 26;S WV=T-(T-U)*FEXP(K2*VF/K*D);I (N8)6.45
*06.35 S X0=V-WV;I (FITR(X0*1E5/(V+WV)))6.4,6.55
*06.40 S W1=W0-2;S V=W1;S N8=-1;G 6.3
*06.45 S X1=V-WV;I (FITR(X1*1E5/(V+WV)))6.5,6.55
06.50 S V=W1-X1(W0-W1)/(X0-X1);S W0=W1;S X0=X1;S W1=V;G 6.3
*06.55 I (U-V-2)6.7;S Q2=K2*VF*(U-V)/FLOG((T-V)/(T-U))-A*M;G 10.1
*06.70 S Q2=K2*VF*(T-(U+V)/2)-A*M;G 10.1
*
*07.03 T %6.03,? X?,? DN?,? Z?,!"UE 2!"NE"S1," NA"S2
*07.10 T " WE"H1," WA"H2," TI"T1,!"QS"A1," QG"01,!"UE 1!"
*07.25 T "NE"S2," NA"S3," WE"H3," WA"H1," TI"T2,!"QS"A2," QG"02,!
*
*08.10 T "VD",!"NE"S3," NA"S4," WE"H4," WA"H3," TI"T3,!"LA"L1
*08.15 T " LC"L2," LD"L3," LV"L4," LK"L5,;!;I (-M)8.17;
*08.16 T "QA"D7;G 8.2
*08.17 T "QA"D3
*08.20 T " QC"D2," QD"QD," QS"A3," QG"03,!
*08.30 T "VW",!"NE"S4," NA"S5," WE"H5," WA"H4," TI"T4
*08.35 T !"QS"A4," QG"04,? QX?, " LC"L," LK"R-L,!!!!
*08.40 S NS=NS-.5;I (S-1)8.5;G 8.55
*08.50 G 1.07
*08.55 I (.42-X)8.5;Q
*
*09.05 D 3.85;D 17.3;I (FABS(U-W)-2)9.2,9.2
*09.15 S KA=A*QA*FLOG((T-W)/(T-U))/K3*(U-W);G 9.25
*09.20 S KA=QA*2*(T-W)/K3*(T-W)*(1-(U-W))
*09.25 S KC=KF-KA-KD;S D7=QA;S QE=(KF-KA)*BB*K1*(T-W)+QA;S QA=QV
*09.45 G 4.05
*
*10.10 I (-M1)10.5
*10.15 S M1=1;S Y0=Q1-Q2;I (FITR(Y0*1E5/(Q1+Q2)))10.2,10.9
*10.20 I (I)10.3
*10.25 S N1=N0+2;G 10.4
*10.30 S N1=N0-2
*10.40 S Y=N1;S TN=(NE+Y)/2;D 13;G 10.65
*10.50 S Y1=Q1-Q2;I (FITR(Y1*5E4/(Q1+Q2)))10.6,10.9
10.60 S Y=N1-Y1(N0-N1)/(Y0-Y1);S N0=N1;S Y0=Y1;S N1=Y;S TN=(NE+Y)/2;D3
*10.65 D 6.15;D 3.4;I (W-T)10.7;Q
*10.70 I (I)10.75;G 10.8
*10.75 G 6.19
*10.80 G 6.2
*10.90 S QW=QW+Q2*BB;S QN=QN+Q1*BB;D 5.8;G 7.03
*

*13.05 S $R2=1.08*R1$; S $B1=FLOG(R2/R1)$; S $M1=M1+1$; S $ST=V1*2*R2$
*13.10 S $UN=.866*ST+2-G*R2+2$; S $UW=UN$; S $HN=2*UN/G*R2$; S $HW=HN$
*13.20 S $MN=DN/N$; S $MW=K/V$; S $RN=951.4-.239*TN$; S $LN=360*(.2166-1.16E-4*TN)$
*13.35 S $ZN=(1.1673E-8*FEXP(.33*FLOG(RN))*FEXP((.74*RN)/(TN+273))+5E-8)$
*13.40 S $ZN=ZN*RN*3.6E3$; S $J=MN/RN*UN$; S $PE=RN*J*HN*O/LN$
*13.55 S $NN=7+3.8*FEXP(1.52*FLOG(V1))$
*13.60 S $NN=NN+.027*FEXP(.27*FLOG(V1))*FEXP(.8*FLOG(PE))$; S $AN=NN*LN/HN$
*13.70 S $KH=1/(1/R2*AN+B1/LC)$
*
*14.05 S $QW=0$; S $QN=0$
*
*15.05 S $VD=.008672$; S $VW=.001737$; S $ZD=95.8E-3$; S $ZW=.2555$; S $M8=10$
*15.10 S $B4=VD/VW$; S $B5=ZD/ZW$; S $H=MW*VW/UW$; S $RE=H*HW/ZW*VW$; S $PR=1.64$
*15.35 S $B6=FEXP(.5*FLOG(B4))*FEXP(.1*FLOG(B5))$; S $LW=43.7E-2*.8598$; S $E=0$
*15.50 S $XD=1-.5/M8$
*15.55 S $XU=B6*FEXP(.9*FLOG(XD/(1-XD)))$
*15.60 S $NW=3.4*FEXP(.45*FLOG(XU))*0.23*FEXP(.8*FLOG(RE))$
*15.65 S $NW=NW*FEXP(.4*FLOG(PR))*FEXP(.8*FLOG(1-XD))$; S $AJ=NW*LW/HW$
*15.85 S $E=E+AJ$; S $XD=XD-1/M8$; I (XD-0.03) 15.9; G 15.55
*15.90 S $AB=E/10$; S $K1=1/(1/AQ*R1+B1/LC+1/AB*R2)$
*
*16.05 S $H=MW*VD/UW$; S $RE=H*HW/ZD*VD$; I (1-M6) 16.17, 16.17
*16.15 S $ND=.024*FEXP(.45*FLOG(PR))*FEXP(.785*FLOG(RE))$; G 16.2
*16.17 S $ND=.037*FEXP(.45*FLOG(PR))*1.014*(FEXP(.75*FLOG(RE))-180)$
*16.20 S $E=ND*LD/HW$; S $K2=1/(1/AQ*R1+B1/LC+1/E*R2)$
*
*17.30 S $KF=2*G*R*N$; S $HF=2*G*Q*N$
*17.35 I (M) 17.4; G 17.45
*17.40 S $Q1=K*D*(U-V)-A*M$; G 17.5
*17.45 S $Q1=K*D*(U-V)$
*17.50 S $B2=K2*KF/K*D$
*17.55 S $T=(V-U*FEXP(B2))/(1-FEXP(B2))$; S $Y=T$
*17.57 I (T-NE) 17.6; S $Y=T$; G 17.8
*17.60 S $NV=T+(NE-T)*FEXP(-KH*HF*(NE-Y)/Q1)$
17.65 I (FITR(2E5(NV-Y)/(NV+Y))) 17.7, 17.8
*17.70 S $Y=NV$; G 17.6
*17.80 S $Q2=DN*O*(NE-Y)$
*
*19.05 I (M1-1) 19.13, 19.07, 19.13
*19.07 S $Y0=Q1-Q2$; I (FITR(Y0)) 19.1, 19.3
*19.10 S $W1=W0-15$; S $V=W1$; S $TN=(NE+Y)/2$; I (M7-1) 19.11, 19.12
*19.11 D 25; D 13; D 17; G 19.13
*19.12 D 26; D 13; D 17
*19.13 S $Y1=Q1-Q2$
*19.15 I (FITR(Y1*1E5/(Q1+Q2))) 19.2, 19.3
19.20 S $V=W1-Y1(W0-W1)/(Y0-Y1)$
*19.25 S $W0=W1$; S $Y0=Y1$; S $W1=V$; S $TN=(NE+Y)/2$; I (M7-1) 19.26, 19.27
*19.26 D 25; G 19.28
*19.27 D 26
*19.28 D 13; D 17; G 19.05
*19.30 S $QW=QW+Q1*BB$; S $QN=QN+Q2*BB$
*
*25.05 I (V-W) 25.1; G 25.5
*25.10 I (W-U) 25.3
*25.15 S $D=9.31048+107.942*FLOG((373-U)/(373-V))/(U-V)$
25.16 S $D=D-.00553645(U-V)*(1/(373-U)-1/(373-V))$
25.17 S $D=D+.00121464((U-373)+2-(V-373)+2)/(U-V)$; R
*25.30 D 27; R
25.50 S $D=.802173+.218778E4/(U-322.6)(V-322.6)$
25.55 S $D=D-.558558E-3(V+U-700)$
*

*26.10 I (V-W)26.5,26.57
*26.30 D 28;R
26.50 S D=.961613+.220363E-3(V+U-600)
*26.55 S D=D-.219343E2*FLOG((366-U)/(366-V))/(U-V);R
*26.57 S D=2.4
*
*27.04 S B=9.31048+107.942*FLOG((373-W)/(373-V))/(W-V)
27.05 S B=B-.00553645(W-V)*(1/(373-W)-1/(373-V))
27.06 S B=B+.00121464((W-373)²-(V-373)²)/(W-V)
27.07 S C=.802173+.218778E4/(U-322.6)(W-322.6)
27.08 S C=C-.558558E-3(W+U-700)
*27.10 S D=((W-V)*B+(U-W)*C)/(U-V)
*
*28.04 S B=3.975-27.857*FLOG((333-U)/(-18))/(U-351)
28.05 S B=B+.5384E-4(U-351)*(1/(333-U)+1/18)
28.06 S B=B-.3522E-3((U-333)²-18²)/(U-351)
28.07 S C=.961613+.220362E-3(V-249)
*28.08 S C=C-.219343E2*FLOG(15/(366-V))/(351-V);D 27.1
*

*G

TEILLASTVERHALTEN EINES HEAT-PIPE-DAMPFERZEUGERS

X= 1.200 DN= 113829 Z= 1.211
UE 2
NE= 562.000 NA= 548.906 WE= 451.770 WA= 510.000 TI= 537.180
QS= 528.701 QG= 528.701
UE 1
NE= 548.906 NA= 507.837 WE= 350.672 WA= 451.770 TI= 492.079
QS= 1658.28 QG= 2186.98
VD
NE= 507.837 NA= 439.142 WE= 343.800 WA= 350.672 TI= 424.389
LA= 0.000 LC= 0.609 LD= 5.085 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.085 QC= 200.585 QD= 2572.99 QS= 2773.66 QG= 4960.64
VW
NE= 439.142 NA= 394.086 WE= 229.073 WA= 343.800 TI= 378.224
QS= 1819.26 QG= 6779.90 QX= 6779.87 LC= 0.000 LK= 5.809

X= 1.150 DN= 103619 Z= 1.151
UE 2
NE= 561.500 NA= 547.598 WE= 451.318 WA= 510.000 TI= 536.652
QS= 510.997 QG= 510.997
UE 1
NE= 547.598 NA= 504.477 WE= 350.671 WA= 451.318 TI= 490.433
QS= 1584.92 QG= 2095.92
VD
NE= 504.477 NA= 433.261 WE= 345.246 WA= 350.671 TI= 420.677
LA=- 0.000 LC= 0.499 LD= 5.196 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.020 QC= 151.778 QD= 2465.78 QS= 2617.58 QG= 4713.50
VW
NE= 433.261 NA= 389.507 WE= 242.236 WA= 345.246 TI= 376.490
QS= 1608.16 QG= 6321.65 QX= 6321.62 LC= 0.000 LK= 5.809

X= 1.100 DN= 94393.5 Z= 1.096
UE 2
NE= 561.000 NA= 546.273 WE= 450.847 WA= 510.000 TI= 536.112
QS= 493.099 QG= 493.099
UE 1
NE= 546.273 NA= 501.136 WE= 350.680 WA= 450.847 TI= 488.743
QS= 1511.33 QG= 2004.43
VD
NE= 501.136 NA= 427.556 WE= 346.758 WA= 350.680 TI= 416.973
LA= 0.003 LC= 0.374 LD= 5.318 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.385 QC= 104.711 QD= 2358.58 QS= 2463.67 QG= 4468.09
VW
NE= 427.556 NA= 385.487 WE= 255.350 WA= 346.758 TI= 374.990
QS= 1408.56 QG= 5876.66 QX= 5876.66 LC= 0.000 LK= 5.809

X= 1.050 DN= 86124.6 Z= 1.048
UE 2
NE= 560.500 NA= 544.948 WE= 450.342 WA= 510.000 TI= 535.567
QS= 475.109 QG= 475.109
UE 1
NE= 544.948 NA= 497.861 WE= 350.672 WA= 450.342 TI= 487.034
QS= 1438.51 QG= 1913.62
VD
NE= 497.861 NA= 422.105 WE= 348.208 WA= 350.672 TI= 413.322
LA= 0.001 LC= 0.246 LD= 5.448 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.065 QC= 62.907 QD= 2251.37 QS= 2314.34 QG= 4227.95
VW
NE= 422.105 NA= 381.986 WE= 267.745 WA= 348.208 TI= 373.646
QS= 1225.62 QG= 5453.57 QX= 5453.54 LC= 0.000 LK= 5.809

X= 1.000 DN= 78568.8 Z= 1.003
UE 2
NE= 560.000 NA= 543.607 WE= 449.817 WA= 510.000 TI= 535.008
QS= 456.871 QG= 456.871
UE 1
NE= 543.607 NA= 494.612 WE= 350.676 WA= 449.817 TI= 485.276
QS= 1365.47 QG= 1822.34
VD
NE= 494.612 NA= 416.839 WE= 349.719 WA= 350.676 TI= 409.681
LA= 0.002 LC= 0.100 LD= 5.593 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.213 QC= 23.133 QD= 2144.16 QS= 2167.50 QG= 3989.85
VW
NE= 416.839 NA= 379.011 WE= 280.011 WA= 349.719 TI= 372.529
QS= 1054.26 QG= 5044.11 QX= 5044.08 LC= 0.000 LK= 5.809

X= 0.950 DN= 71700.9 Z= 0.964
UE 2
NE= 559.500 NA= 542.261 WE= 449.262 WA= 510.000 TI= 534.437
QS= 438.452 QG= 438.452
UE 1
NE= 542.261 NA= 491.426 WE= 350.672 WA= 449.262 TI= 483.484
QS= 1292.90 QG= 1731.35
VD
NE= 491.426 NA= 411.940 WE= 350.670 WA= 350.672 TI= 406.222
LA= 0.000 LC=- 0.044 LD= 5.738 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.076 QC=- 15.417 QD= 2036.95 QS= 2021.61 QG= 3752.96
VW
NE= 411.940 NA= 376.433 WE= 291.464 WA= 350.670 TI= 371.474
QS= 903.070 QG= 4656.03 QX= 4656.02 LC= 0.116 LK= 5.693

X= 0.900 DN= 65392.1 Z= 0.928
UE 2
NE= 559.000 NA= 540.903 WE= 448.681 WA= 510.000 TI= 533.850
QS= 419.768 QG= 419.768
UE 1
NE= 540.903 NA= 488.292 WE= 350.676 WA= 448.681 TI= 481.645
QS= 1220.36 QG= 1640.12
VD
NE= 488.292 NA= 407.520 WE= 350.670 WA= 350.676 TI= 403.071
LA= 0.000 LC=- 0.171 LD= 5.866 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.175 QC=- 56.376 QD= 1929.74 QS= 1873.54 QG= 3513.66
VW
NE= 407.520 NA= 374.035 WE= 301.816 WA= 350.670 TI= 370.281
QS= 776.735 QG= 4290.40 QX= 4290.38 LC= 0.458 LK= 5.351

X= 0.850 DN= 59587.7 Z= 0.895
UE 2
NE= 558.500 NA= 539.537 WE= 448.071 WA= 510.000 TI= 533.245
QS= 400.814 QG= 400.814
UE 1
NE= 539.537 NA= 485.218 WE= 350.678 WA= 448.071 TI= 479.764
QS= 1148.12 QG= 1548.94
VD
NE= 485.218 NA= 403.367 WE= 350.670 WA= 350.678 TI= 399.995
LA= 0.000 LC=- 0.305 LD= 5.999 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.233 QC=- 92.705 QD= 1822.53 QS= 1730.06 QG= 3279.00
VW
NE= 403.367 NA= 371.828 WE= 311.077 WA= 350.670 TI= 369.040
QS= 666.630 QG= 3945.63 QX= 3945.62 LC= 0.819 LK= 4.989

X= 0.800 DN= 54239.5 Z= 0.866
UE 2
NE= 558.000 NA= 538.168 WE= 447.432 WA= 510.000 TI= 532.619
QS= 381.551 QG= 381.551
UE 1
NE= 538.168 NA= 482.225 WE= 350.675 WA= 447.432 TI= 477.844
QS= 1076.34 QG= 1457.89
VD
NE= 482.225 NA= 399.492 WE= 350.670 WA= 350.675 TI= 397.013
LA= 0.000 LC=- 0.443 LD= 6.137 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.149 QC=-123.726 QD= 1715.33 QS= 1591.75 QG= 3049.64
VW
NE= 399.492 NA= 369.780 WE= 319.202 WA= 350.670 TI= 367.751
QS= 571.638 QG= 3621.28 QX= 3621.27 LC= 1.201 LK= 4.608

X= 0.750 DN= 49273.1 Z= 0.839
UE 2
NE= 557.500 NA= 536.790 WE= 446.760 WA= 510.000 TI= 531.971
QS= 361.968 QG= 361.968
UE 1
NE= 536.790 NA= 479.296 WE= 350.672 WA= 446.760 TI= 475.874
QS= 1004.89 QG= 1366.86
VD
NE= 479.296 NA= 395.865 WE= 350.670 WA= 350.672 TI= 394.111
LA= 0.000 LC=- 0.586 LD= 6.280 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.055 QC=-149.993 QD= 1608.12 QS= 1458.18 QG= 2825.04
VW
NE= 395.865 NA= 367.854 WE= 326.338 WA= 350.670 TI= 366.415
QS= 489.578 QG= 3314.62 QX= 3314.61 LC= 1.616 LK= 4.193

X= 0.700 DN= 44667.7 Z= 0.815
UE 2
NE= 557.000 NA= 535.412 WE= 446.050 WA= 510.000 TI= 531.298
QS= 342.056 QG= 342.056
UE 1
NE= 535.412 NA= 476.456 WE= 350.657 WA= 446.050 TI= 473.864
QS= 934.135 QG= 1276.19
VD
NE= 476.456 NA= 392.506 WE= 350.670 WA= 350.657 TI= 391.316
LA=- 0.001 LC=- 0.730 LD= 6.424 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.327 QC=-170.462 QD= 1500.91 QS= 1330.12 QG= 2606.31
VW
NE= 392.506 NA= 366.030 WE= 332.414 WA= 350.670 TI= 365.037
QS= 419.493 QG= 3025.80 QX= 3025.78 LC= 2.064 LK= 3.745

X= 0.650 DN= 40328.4 Z= 0.792
UE 2
NE= 556.500 NA= 534.019 WE= 445.331 WA= 510.000 TI= 530.585
QS= 321.601 QG= 321.601
UE 1
NE= 534.019 NA= 473.672 WE= 350.663 WA= 445.331 TI= 471.794
QS= 863.261 QG= 1184.86
VD
NE= 473.672 NA= 389.339 WE= 350.670 WA= 350.663 TI= 388.578
LA=- 0.000 LC=- 0.883 LD= 6.578 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.166 QC=-187.147 QD= 1393.70 QS= 1206.39 QG= 2391.25
VW
NE= 389.339 NA= 364.261 WE= 337.776 WA= 350.670 TI= 363.604
QS= 358.744 QG= 2749.99 QX= 2749.99 LC= 2.589 LK= 3.220

X= 0.600 DN= 36254.0 Z= 0.772
UE 2
NE= 556.000 NA= 532.619 WE= 444.585 WA= 510.000 TI= 529.833
QS= 300.685 QG= 300.685
UE 1
NE= 532.619 NA= 470.966 WE= 350.670 WA= 444.585 TI= 469.670
QS= 792.845 QG= 1093.53
VD
NE= 470.966 NA= 386.383 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 385.928
LA= 0.000 LC=- 1.041 LD= 6.735 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.001 QC=-198.765 QD= 1286.49 QS= 1087.73 QG= 2181.26
VW
NE= 386.383 NA= 362.528 WE= 342.311 WA= 350.670 TI= 362.113
QS= 306.768 QG= 2488.03 QX= 2488.02 LC= 3.206 LK= 2.603

X= 0.550 DN= 32421.6 Z= 0.753
UE 2
NE= 555.500 NA= 531.217 WE= 443.814 WA= 510.000 TI= 529.037
QS= 279.261 QG= 279.261
UE 1
NE= 531.217 NA= 468.339 WE= 350.671 WA= 443.814 TI= 467.503
QS= 723.132 QG= 1002.39
VD
NE= 468.339 NA= 383.625 WE= 350.670 WA= 350.671 TI= 383.376
LA= 0.000 LC=- 1.199 LD= 6.893 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.010 QC=-205.046 QD= 1179.29 QS= 974.248 QG= 1976.64
VW
NE= 383.625 NA= 360.808 WE= 346.065 WA= 350.670 TI= 360.561
QS= 262.394 QG= 2239.04 QX= 2239.04 LC= 3.963 LK= 1.846

X= 0.500 DN= 28796.8 Z= 0.736
UE 2
NE= 555.000 NA= 529.817 WE= 443.032 WA= 510.000 TI= 528.184
QS= 257.234 QG= 257.234
UE 1
NE= 529.817 NA= 465.790 WE= 350.672 WA= 443.032 TI= 465.292
QS= 654.016 QG= 911.249
VD
NE= 465.790 NA= 381.034 WE= 350.670 WA= 350.672 TI= 380.912
LA= 0.000 LC=- 1.357 LD= 7.052 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.026 QC=-206.350 QD= 1072.08 QS= 865.752 QG= 1777.00
VW
NE= 381.034 NA= 359.053 WE= 349.146 WA= 350.670 TI= 358.917
QS= 224.526 QG= 2001.53 QX= 2001.53 LC= 4.977 LK= 0.832

X= 0.450 DN= 25350.1 Z= 0.719
UE 2
NE= 554.500 NA= 528.412 WE= 442.241 WA= 510.000 TI= 527.267
QS= 234.581 QG= 234.581
UE 1
NE= 528.412 NA= 463.297 WE= 350.673 WA= 442.241 TI= 463.033
QS= 585.521 QG= 820.102
VD
NE= 463.297 NA= 378.575 WE= 350.670 WA= 350.673 TI= 378.524
LA= 0.000 LC=- 1.518 LD= 7.212 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.048 QC=-203.100 QD= 964.872 QS= 761.820 QG= 1581.92
VW
NE= 378.575 NA= 357.522 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 357.456
QS= 189.315 QG= 1771.24 QX= 1771.24 LC= 6.232 LK=- 0.423

X= 0.400 DN= 22061.8 Z= 0.704
UE 2
NE= 554.000 NA= 527.008 WE= 441.457 WA= 510.000 TI= 526.269
QS= 211.228 QG= 211.228
UE 1
NE= 527.008 NA= 460.852 WE= 350.676 WA= 441.457 TI= 460.734
QS= 517.715 QG= 728.943
VD
NE= 460.852 NA= 376.222 WE= 350.670 WA= 350.676 TI= 376.205
LA= 0.000 LC=- 1.681 LD= 7.375 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.079 QC=-195.465 QD= 857.664 QS= 662.278 QG= 1391.22
VW
NE= 376.222 NA= 356.524 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 356.497
QS= 154.156 QG= 1545.38 QX= 1545.38 LC= 7.365 LK=- 1.557

X= 0.350 DN= 18911.7 Z= 0.690
UE 2
NE= 553.500 NA= 525.598 WE= 440.683 WA= 510.000 TI= 525.179
QS= 187.176 QG= 187.176
UE 1
NE= 525.598 NA= 458.427 WE= 350.679 WA= 440.683 TI= 458.384
QS= 450.600 QG= 637.776
VD
NE= 458.427 NA= 373.942 WE= 350.670 WA= 350.679 TI= 373.937
LA= 0.000 LC=- 1.847 LD= 7.541 LV= 5.694 LK= 5.694
QA= 0.119 QC=-183.825 QD= 750.456 QS= 566.749 QG= 1204.53
VW
NE= 373.942 NA= 355.625 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 355.616
QS= 122.876 QG= 1327.40 QX= 1327.40 LC= 8.690 LK=- 2.881

X= 0.300 DN= 15890.3 Z= 0.676
UE 2
NE= 553.000 NA= 524.180 WE= 439.914 WA= 510.000 TI= 523.983
QS= 162.447 QG= 162.447
UE 1
NE= 524.180 NA= 455.989 WE= 350.667 WA= 439.914 TI= 455.978
QS= 384.360 QG= 546.807
VD
NE= 455.989 NA= 371.715 WE= 350.670 WA= 350.667 TI= 371.714
LA=- 0.000 LC=- 2.016 LD= 7.711 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.033 QC=-168.202 QD= 643.248 QS= 475.013 QG= 1021.82
VW
NE= 371.715 NA= 354.810 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 354.808
QS= 95.286 QG= 1117.11 QX= 1117.11 LC= 10.254 LK=- 4.445

X= 0.250 DN= 12972.9 Z= 0.663
UE 2
NE= 552.500 NA= 522.721 WE= 439.154 WA= 510.000 TI= 522.654
QS= 137.033 QG= 137.033
UE 1
NE= 522.721 NA= 453.473 WE= 350.665 WA= 439.154 TI= 453.473
QS= 318.662 QG= 455.695
VD
NE= 453.473 NA= 369.488 WE= 350.670 WA= 350.665 TI= 369.488
LA=- 0.000 LC=- 2.203 LD= 7.897 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.045 QC=-149.522 QD= 536.040 QS= 386.473 QG= 842.167
VW
NE= 369.488 NA= 354.059 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 354.059
QS= 70.999 QG= 913.167 QX= 913.163 LC= 12.233 LK=- 6.424

X= 0.200 DN= 10155.6 Z= 0.649
UE 2
NE= 552.000 NA= 521.181 WE= 438.358 WA= 510.000 TI= 521.167
QS= 111.023 QG= 111.023
UE 1
NE= 521.181 NA= 450.795 WE= 350.663 WA= 438.358 TI= 450.795
QS= 253.552 QG= 364.574
VD
NE= 450.795 NA= 367.230 WE= 350.670 WA= 350.663 TI= 367.230
LA=- 0.000 LC=- 2.416 LD= 8.111 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.051 QC=-127.748 QD= 428.832 QS= 301.033 QG= 665.607
VW
NE= 367.230 NA= 353.364 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 353.363
QS= 49.952 QG= 715.559 QX= 715.559 LC= 14.855 LK=- 9.047

X= 0.150 DN= 7434.56 Z= 0.633
UE 2
NE= 551.500 NA= 519.471 WE= 437.449 WA= 510.000 TI= 519.471
QS= 84.467 QG= 84.467
UE 1
NE= 519.471 NA= 447.808 WE= 350.660 WA= 437.449 TI= 447.808
QS= 188.985 QG= 273.453
VD
NE= 447.808 NA= 364.887 WE= 350.670 WA= 350.660 TI= 364.886
LA=- 0.000 LC=- 2.679 LD= 8.373 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.056 QC=-102.891 QD= 321.624 QS= 218.677 QG= 492.129
VW
NE= 364.887 NA= 352.715 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 352.715
QS= 32.098 QG= 524.227 QX= 524.225 LC= 18.620 LK=- 12.812

X= 0.100 DN= 4815.12 Z= 0.615
UE 2
NE= 551.000 NA= 517.449 WE= 436.326 WA= 510.000 TI= 517.449
QS= 57.305 QG= 57.305
UE 1
NE= 517.449 NA= 444.286 WE= 350.668 WA= 436.326 TI= 444.286
QS= 124.960 QG= 182.265
VD
NE= 444.286 NA= 362.371 WE= 350.670 WA= 350.668 TI= 362.371
LA=- 0.000 LC=- 3.032 LD= 8.726 LV= 5.694 LK= 5.694
QA=- 0.008 QC=- 74.498 QD= 214.416 QS= 139.910 QG= 322.175
VW
NE= 362.371 NA= 352.107 WE= 350.670 WA= 350.670 TI= 352.107
QS= 17.530 QG= 339.705 QX= 339.707 LC= 24.685 LK=- 18.877