

Untersuchung über die Auslegung von Radiatoren für Energie-versorgungsanlagen von Raumflugkörpern

H. Hwang-Bo

Institute für Hochtemperaturforschung, Stuttgart.

宇宙船의 에너지 供給源을 위한 放熱器의 設計

皇 甫 漢*

(1964. 2. 25 受理)

本論文은 獨逸 Stuttgart 工大 高温研究所에서 計劃하고 있는 Cäsiumdampf 나 Edelgas Gefüllte thermionische Wandler 를 利用한 核反應器 設計중 爐熱 除去를 위한 放熱器(Radiator)를 設計한 것이다. 이 核反應器는 宇宙旅行에 所用될 電氣에너지의 源泉으로 最大의 出力과 最少의 重量을 目標로 해야 하므로 Reaktor 의 冷却循環工程에 設置되는 放熱器 역시 이 點에 留意해야한다. 또 一年以上の 空間飛行중 地球近方에 散在하는 隕石의 突入으로 起因하는 冷却液體의 損失을 最少限으로 防止하고 太陽의 輻射熱과 地球에서 反射된 太陽熱 및 地球의 熱輻射 등의 影響을 고려해야한다.

運搬體의 碎린다表面에 설치될 이 放熱器의 構造는 冷却管과 Evolventenreflektor 로 되어 있다. Reaktor 의 熱出力 IMw 중 10%인 900Kw 는 TIW 에 의하여 電氣에너지로 전환되고 나머지 90Kw 는 Radiator 의 表面에서 空氣으로 輻射된다. 研究結果에 의하면 現在 美國 Atomics International 에서 추진중인 Snap-system 에 비하여 約 $\frac{1}{10}$ 의 重量減少를 達成 할 수 있었다. 地球周圍에 계절적으로 雲集散在해 있는 隕石의 質量分布狀態는 第三國際 Space Science Symposium(1962)에 발표된 Explorer VIII에 의하여 직접 測定된 數値를 利用하였다. (著者 註)

1. Einleitung

Der Aufbau eines Radiators für Energieversorgungsanlagen von Raumflugkörpern bestimmt sich aus der Forderung nach großer spezifischer Leistung (abgestrahlte Wärmemenge pro Zeiteinheit bezogen auf des Radiatorgewicht).

Bei Kraftwerksanlagen mit Metaldampfturbinen muß der Dampf hinter dem Abdampfstutzen kondensiert werden. Man kann den Kondensator gleichzeitig als Radiator ausbilden, Man kann den Kondensator gleichzeitig als Radiator ausbilden, d. h. die bei der Kondensation frei werdende latente Wärme (in der Dampftechnik als Verdampfungswärme r (kcal/kg) bezeichnet) wird zunächst durch eine Rohrwand geleitet und dann von der Oberfläche in den freien Raum abgestrahlt. Ein solcher Kondensator-Radiator arbeitet nach den in Amerika gemachten Erfahrungen nicht zufrieden-

stellend, wenn Quecksilberdampf als Arbeitsmittel verwendet wird (große Oberflächenspannung). Bei Alkalimetalldämpfen erscheint es dagegen möglich, Radiator und Kondensator als eine Einheit zu bauen.

Für Reaktoren mit thermionischem Wandler ist für die gegenwärtig laufenden Projekte kein Kondensator notwendig, da die Anoden entweder direkt als Radiatoroberfläche ausgebildet werden können (z. B. beim Projekt SRAST) oder die Verlustwärme des Wärmekraftprozesses wird von den Anoden mit einem Kühlmittel (flüssiges Metall) zu einem Kühler-dem Radiator transportiert.

Aus strömungstechnischen Gründen ist es notwendig, den Kühlmittelstrom zu unterteilen. Das geschieht durch Rohre von zunächst beliebigem Querschnitt (z. B. nach Abb. 1a).

Um des Radiatorgewicht möglichst klein zu halten, werden die Rohre in einer Ebene angeordnet; dann kann die Wärme von beiden Seiten dieser Ebene in

* 獨逸 Stuttgart 工大大學 高温研究所

den Raum abgestrahlt werden (Abb. 1a, 2a und 2b). Eine konstruktiv günstigere Bauweise zeigen die Abb. 1b und 14. Denkt man sich die Rohre auf einen Zylindermantel angeordnet, dann ist zunächst um etwa die halbe wärmeabstrahlende Rohroberfläche dem freien Raum zugewandt. Das kann verbessert werden, indem man Evolventenreflektoren anbringt, welche die zur Zylinderachse weisende Oberfläche ebenfalls zum Abstrahlen nutzbar macht. Natürlich muß ein möglichst gut reflektierender Werkstoff vorhanden sein, und das zusätzliche Reflektorengewicht darf die Gewichtersparnisse durch günstigere Bauweise gegenüber der ebenen Anordnung nicht wieder aufheben. Die Zylinderbauweise bietet hinsichtlich Meteoriten einen besseren Schutz als der ebene Radiator.

Die Aufgabe besteht nun darin, den Radiator in seiner Form und Wirksamkeit zu optimieren. Als Kenngröße wird dazu seine spezifische Leistung oder der reziproke Wert-das Leistungsgewicht-benutzt. Trefferwahrscheinlichkeit durch Meteoriten, die Wärmeeinstrahlung von der Sonne und der Erde werden dabei berücksichtigt.

2. Wärmeübertragung

2.1 Berechnung der Radiatorfläche. Im stationären Zustand ist die von der Oberfläche abgestrahlte Wärmemenge eines Volumenelementes $F_0 \cdot dy$ einer strömenden Flüssigkeit in Abb. 1 gleich der Änderung des Wärmehalts längs des Strömungsweges dy .

$$c_p \cdot \dot{M} \cdot dT_f = -(\varepsilon \sigma T^4 - S \cdot \bar{a}) U \cdot dy$$

dabei

$$S \cdot \bar{a} = (S_0 + S_r) \cdot \bar{a}_s + S_e \cdot a_i$$

c_p : spezifische Wärme [kw·h/kg·grd]

\dot{M} : Massenstrom [kg/h]

dT_f : Temperaturunterschied in der Flüssigkeit längs dy [grd]

ε : Emissionsverhältnis [—]

σ : Stefan-Boltzmann-Konstante [kw/m²·grd⁴]

T : Abstrahltemperatur des Radiators [°K]

S : die Einstrahlung von der Sonne und der Umgebung [kw/m²]

\bar{a} : mittleres Absorptionsverhältnis [—]

S_0 : Solarkonstante [kw/m²]

S_r : die von der Erde reflektierte Sonnenstrahlung [kw/m²]

S_e : die direkte, thermische Strahlung der Erde

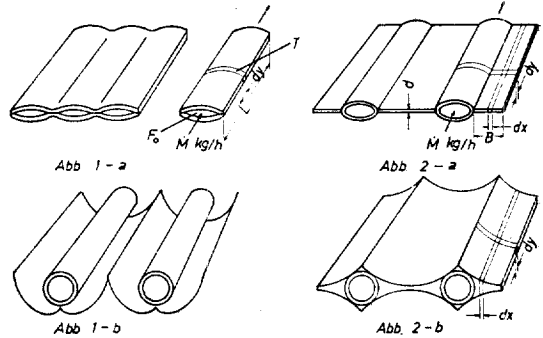
[kw/m²]

a_s : mittleres Absorptionsverhältnis für die Sonnenemission; $e_{s\lambda}$

$$\bar{a}_s = \frac{\int a_{s\lambda} \cdot e_{s\lambda} \cdot d\lambda}{\int e_{s\lambda} \cdot d\lambda}$$

a_i : Absorptionsverhältnis für die thermische Strahlung der Erde

U : Umfang des Rohres [m]



Verschiedene Radiatoranordnungen

Abb. 1-b Kühlrohr mit Evolventenreflektoren

Abb. 2 Kühlrohr mit Rippen

Die Wärmeübergangszahl des flüssigen Natriums ergab sich bei einem Versuch bei 800°C $\alpha > 3,35 \times 10^4$ kcal/m²·h·°K (Natriumdurchsatz 400kg/h in einem Rohr von 12 mm Außendurchmesser und 1 mm Wandstärke). Diese Wärmeübergangszahl ist bei flüssigen Metallen wegen der guten Wärmeleitfähigkeit groß. Der Wärmewiderstand der Grenzschicht ist klein, so daß sich beim Wärmeübergang dort keine große Temperaturdifferenzen einstellen. Wenn der Radiator aus dünnen Rohren mit guter Wärmeleitfähigkeit gebaut wird, kann man annehmen:

$$\frac{dT_f}{dy} \sim \frac{dT}{dy}$$

Man integriert die Gleichung (1) von $y=0$ bis $y=L$ und bekommt die Radiatorfläche

$$-\int_{T_0}^{T_y} \frac{dT}{T^4 - \frac{S \cdot \bar{a}}{\varepsilon \cdot \sigma}} = \int_{y=0}^{y=L} \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot U \cdot dy}{c_p \cdot \dot{M}} \quad (2)$$

$$F = U \cdot L = -\frac{c_p \cdot \dot{M}}{4\varepsilon \cdot \sigma \cdot H^3} \left[\ln \frac{(H+T_0)(H-T_L)}{(H-T_0)(H+T_L)} + 2 \arctg \left(\frac{T_0 H - T_L H}{H^2 - T_0 T_L} \right) \right] \quad (3)$$

$$\text{dabei } H = \sqrt{\frac{S \cdot \bar{a}}{\varepsilon \cdot \sigma}} \quad (\text{grd})$$

T_0 : Eintrittstemperatur der Kühlflüssigkeit in den Radiator [°K]

T_L : Ausrittstemperatur der Kühlflüssigkeit vom Radiator [$^{\circ}\text{K}$]

T_f : Temperatur der Kühlflüssigkeit [$^{\circ}\text{K}$]

F : Radiatorfläche [m^2]

L : Radiatorlänge [m]

ΔT : $T_o - T_L$, Abkühlspanne im Radiator ~ Aufwärmspanne im Reaktor [grd]

2.2 Radiatorleistung. Man kann die Verlustwärme N_v , die vom Radiator abgestrahlt werden muß, durch folgende Gleichung angeben:

$$N_v = C_p \cdot \dot{M} \Delta T.$$

Mit Gleichung (3) folgt daraus

$$N_v = \frac{-4\epsilon\sigma F(T_o - T_L)H^3}{\ln \frac{(H+T_o)(H-T_L)}{(H-T_o)(H+T_L)} + 2 \arctg \left(\frac{T_o H - T_L H}{H^2 + T_o T_L} \right)}$$

Die elektrische Nutzleistung N pro Flächeneinheit des Radiators ist in Abb. 3 in Abhängigkeit vom Wirkungsgrad η dargestellt:

$$N = \frac{\eta}{1-\eta} \cdot \frac{N_v}{F} \quad (5)$$

Vernachlässigt man die Einstrahlung S von der Sonne und von der Umgebung, so bekommt man durch direkte Integration der Gleichung (1) (2).

$$N_v/F = 3 \cdot \epsilon\sigma \Delta T \left[\frac{1}{T_L^3} - \frac{1}{T_o^3} \right]^{-1} \quad (6)$$

Die wichtigen Parameter zum Aufbau des Radiators sind auf einer Rechentafel (Abb. 13) erfaßt.

2.3 Rippenwirksamkeit η_{rip} . Die Wärmeabgabe des Radiators kann u. U. durch Berippung gesteigert werden. Die Rippen sind in unserem Falle zwischen den Rohren anzuordnen. Zur Optimierung des Radiators sind verschiedene Rippenanordnungen von rechteckigem und exponentiellem Querschnitt untersucht worden. Wegen des Temperaturabfalls auf der Rippenoberfläche ist die Abstrahltemperatur der Rippe kleiner als die Temperatur am Fuße der Rippe und damit die Temperatur am Rohr selbst.

Mit Hilfe einer Wärmebilanz für ein Element der Rippe in Abb. 2a kann die Temperaturverteilung auf derselben berechnet werden. Wenn man annimmt, daß keine Wärme in Achsrichtung y des Rohres fließt, folgt dann

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = \frac{b \cdot \xi_{rip} \cdot \epsilon \sigma}{\lambda \cdot d} T^4 - \frac{(S_o + S_r) \cdot \tilde{a}_s + S_e \cdot a_t}{\lambda \cdot d} \quad (7)$$

mit den Randbedingungen:

$$\text{für } x=0 \quad T=T_R$$

$$\text{für } x=B \quad \frac{dT}{dx} = 0.$$

λ : Wärmeleitfähigkeit des Rippenwerkstoffes [$\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{h} \cdot \text{grd}$]

d : Rippendicke [m]

b : Anzahl der Rippenoberflächen auf der Abstrahlseite

ξ_{rip} : Winkelverhältnis der Rippe

T_R : Temperatur am Rippenfuß

Unter dem Winkelverhältnis der Rippe ξ_{rip} versteht man hier das Verhältnis der Wärmemenge, die von der Rippenoberfläche durch den Öffnungswinkel $(\phi + \phi')$ abgestrahlt wird, zu derjenigen, die von der Rippenoberfläche in den Halbraum abgestrahlt werden könnte (siehe Abb. 4). Für sehr lange Rohre mit Rippen kann man das

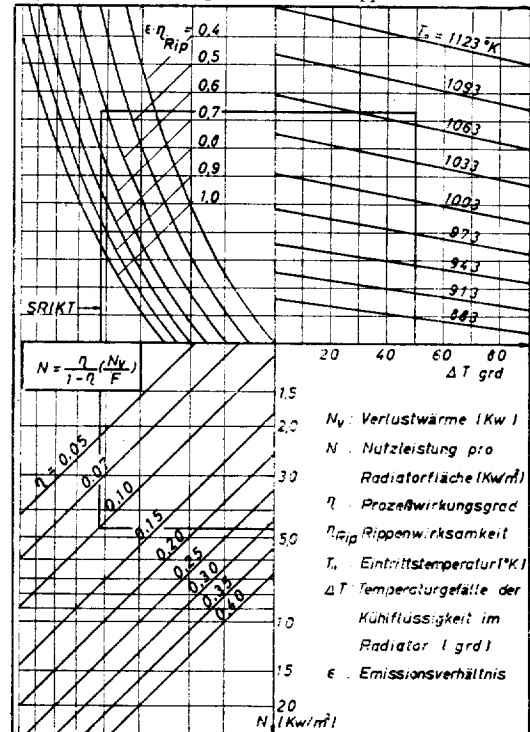


Abb. 3 Elektrische Nutzleistung pro Flächeneinheit des Radiators.

Winkelverhältnis in Abhängigkeit vom Verhältnis Rohrdurchmesser D zur Rippenhöhe B angeben.

$$\xi_{rip} = \xi_{F_1 - F_2}$$

$$\xi_{rip} = \frac{1}{2B} \int_0^{2B} \frac{\sin \phi + \sin \phi'}{2} dx \quad (8)$$

$$\text{dabei } \sin \phi = \frac{\sqrt{x^2 + xD}}{x + \frac{D}{2}}$$

$$\sin \phi' = \frac{\sqrt{\left(\frac{D}{2} + 2B - x\right)^2 - \left(\frac{D}{2}\right)^2}}{\frac{D}{2} + 2B - x}$$

Die Integration der Gleichung (8) ergibt:

$$\xi_{Rip} = \sqrt{1 + \frac{D}{2B}} - \frac{1}{4} \frac{D}{B} \arccos\left(\frac{\frac{D}{2B}}{2 + \frac{D}{2B}}\right) \quad (9)$$

Unter dem Winkelverhältnis des Rohres ξ_{Rohr} versteht man hier das Verhältnis der Wärmemenge, die von der Rohroberfläche F_3 ausstrahlt und auf F_2 auftrifft, zu der gesamten von F_3 ausgestrahlten Wärmemenge. (siehe dazu Abb. 5)

$$\xi_{Rohr} = \xi_{F_3 - F_2}$$

Für sehr lange Rohre [16]

$$\xi_{Rohr} = \frac{F_3 + F_2 - (F_4 + F_5)}{2 \cdot F_3} \quad (10)$$

$$\xi_{Rohr} = \frac{\frac{\pi D}{4} + (2B + D) - \left(\sqrt{4B^2 + 4BD} + \frac{D}{2} \cdot \theta\right)}{2 \cdot \frac{\pi D}{4}} \quad (11)$$

Dabei

$$\theta = \arcsin\left(\frac{\frac{D}{2}}{2B + \frac{D}{2}}\right)$$

$$\xi_{Rohr} = \frac{1}{2} + \frac{2}{\pi} \left[1 + \frac{2B}{D} - \sqrt{\left(\frac{2B}{D}\right)^2 + \frac{2B}{D}} - \frac{1}{2} \arccos\left(\frac{\frac{1}{2}}{\frac{2B}{D} + \frac{1}{2}}\right) \right] \quad (12)$$

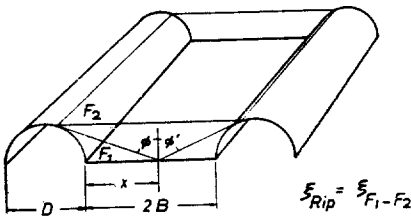
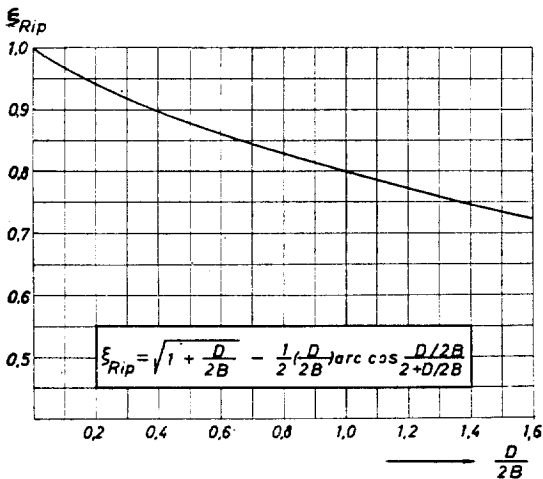


Abb. 4. Rippenwinkelverhältnis in Abhängigkeit von $D/2B$

Die Differentialgleichung (7) ist nicht linear. Sie wird mit Hilfe der Betafunktion gelöst, jedoch nur dann, wenn das Winkelverhältnis ξ_{Rip} als konstant angenommen wird und eine Einstrahlung auf der Radiatorfläche vernachlässigt [8].

Aus Gleichung (7)

$$\frac{d^2 T}{dx^2} = C_1 T^4 \quad \text{dabei } C_1 = \frac{\varepsilon \sigma \xi}{\lambda d} \quad (7a)$$

Durch Integration erhält man mit den Randbedingungen:

$$\text{für } x=B, \frac{dT}{dx} = 0 \text{ und } T=T_B$$

$$\frac{dT}{dx} = \sqrt{\frac{2}{5}} C_1 (T^5 - T_B^5) \quad (13)$$

$$\int_B^x \sqrt{\frac{2}{5}} C_1 \cdot dx = \int_{T_B}^T \frac{dT}{\sqrt{T^5 - T_B^5}} \quad (14)$$

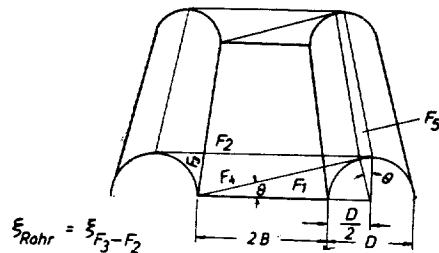
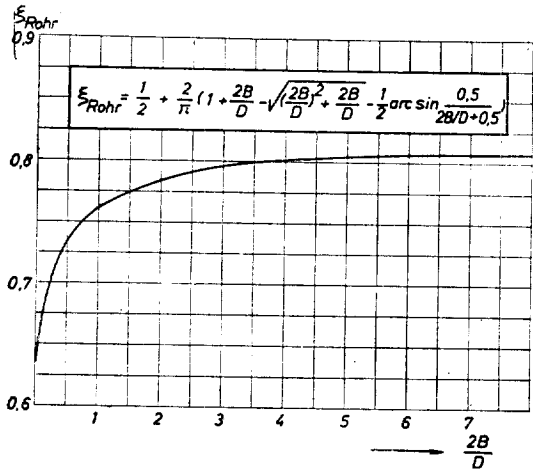


Abb. 5. Winkelverhältnis des Rohrs in Abhängigkeit von $2B/D$

Durch Substitution $Z = \left(\frac{T_B}{T}\right)^5$ ergibt sich die Gleichung (14)

$$\sqrt{10} C_1 (B-x) = T_B^{-\frac{3}{2}} \int_{Z_x}^{Z_B} \frac{Z^{-\frac{7}{10}} (1-Z)^{-\frac{1}{2}} dZ}{Z} \quad (15)$$

$$\sqrt{10} C_1 (B-x) = T_B^{-\frac{3}{2}} \left[B_1\left(\frac{3}{10}, \frac{1}{2}\right) - B_{2B}\left(\frac{3}{10}, \frac{1}{2}\right) \right] \quad (16)$$

Für $x=0$, $T=T_R$

$$B \sqrt{10 \cdot \frac{\varepsilon \cdot \sigma \cdot \xi}{\lambda d}} = T_B - \frac{3}{2} \left[B_1 \left(\frac{3}{10}, \frac{1}{2} \right) - B \left(\frac{T_B}{T_R} \right)^5 \left(\frac{3}{10}, \frac{1}{2} \right) \right] \quad (17)$$

Aus Gleichung (17) kann die Rippentemperatur T_B an der Stelle $x=B$ berechnet werden.

Die Temperaturverteilung auf der Rippe wurde numerische gemäß Gleichung (7) mit Berücksichtigung der Sonneninstrahlung aber mit konstantem Winkelverhältnis ξ mit Hilfe der elektronischen Rechenmaschine ER 56 berechnet.

Abb. 6 zeigt die Temperaturverteilung der Rippenoberfläche (Beryllium Rippe 0,75mm dick, Rippenhöhe von 20mm und die Temperatur am Fuße der Rippe $T_R=1073^\circ\text{K}$).

Man bezeichnet hier als Rippenwirksamkeit des Verhältnisses der wirklich abgestrahlten Wärme, die abgestrahlt würde, wenn die Temperatur auf der gesamten Rippenoberfläche konstant und gleich der Temperatur des Radiatorrohres wäre, und wenn dabei keine Einstrahlung von der Umgebung auf die Rippe vorhanden wäre.

$$\eta_{Rib} = \frac{\int_0^B \xi \cdot T^4 \cdot dx}{B \cdot T_R^4} = \frac{\bar{T}_m^4}{T_R^4} \quad (18)$$

$$\bar{T}_m^4 = \frac{\int \xi \cdot T^4 dx}{B} \quad (19)$$

B =Rippenhöhe (Abb. 2a).

Abb. 7 zeigt die Rippenwirksamkeit η_{Rib} in Abhängigkeit vom mittleren Winkelverhältnis ξ und von der Rippenlänge x . Die Größe der Radiatorfläche ist proportional zur thermischen Leistung des Radiators und umgekehrt proportional zur vierten Potenz der effektiven Abstrahltemperatur des Radiators. Jedoch wird die Rippenwirksamkeit mit Rippenhöhe, Wegen des damit verbundenen größeren Temperaturgefälles immer schlechter, so daß die abgestrahlte Leistung nicht Proportional der Radiatorfläche ist, wenn man die Vergrößerung der Fläche nur durch Vergrößerung der Rippen erzielt.

3. Radiator mit Evolventenreflektoren

Der Radiator mit Evolventenreflektoren in Abb. 1b hat den Vorteil, daß er auf die Oberfläche eines Trägers angebracht werden kann. Die gesamte des Radiators wird dann direkt, und durch ein- oder mehrmalige Reflexion in den Weltraum abgestrahlt.

Zur Berechnung der Wirksamkeit von Reflektoren kann man als eine gute Annäherung ein unendlich langes Rohr mit Reflektoren benutzen. Die Wirksamkeit η_{Ref} des Reflektors wird dann durch folgende Gleichung ausgedrückt (siehe dazu Abb. 8).

$$\eta_{Ref} = \frac{\text{Mit Reflektoren ausgestrahlte Wärme}}{\text{Ohne Reflektoren vom Rohr abgestrahlte Wärme}}$$

$$2\pi q \cdot \eta_{Ref} = 2q \int_{\varphi_0}^{\pi} \left[\frac{\varphi'}{\pi} + \left(\frac{\pi - \varphi'}{\pi} \right) r \right] d\varphi + 2q \int_0^{\varphi_0} \left[\frac{\alpha'}{\pi} r + \left(\frac{\pi - \alpha'}{\pi} \right) r^2 \right] d\varphi \quad (20)$$

$$\eta_{Ref} = \frac{1}{\pi} \int_{\varphi_0}^{\pi} \frac{\gamma - 1}{\pi} \arctg \left(\frac{1 + \cos \varphi - \pi \sin \varphi}{\sin \varphi + \pi \cos \varphi} \right) d\varphi + \frac{1}{\pi} \int_0^{\varphi_0} \frac{\gamma(1-r)}{\pi} \arctg \left[\frac{\cos \alpha (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi)}{\cos \alpha (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi)} + \frac{\sin \alpha (\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) - 1}{-\sin \alpha (\cos \varphi + \varphi \sin \varphi)} \right] d\varphi \quad (21)$$

debei

$$\alpha = \arccos \frac{(C \cdot A + B \sqrt{A^2 + B^2 - C^2})}{A^2 + B^2},$$

$$(0 < \alpha < 0,196\pi)$$

$$A = \varphi \cos \varphi + \sin 2\varphi + \pi(1 - 2 \cdot \sin^2 \varphi) + \sin \varphi$$

$$B = \varphi \sin \varphi + \pi \sin 2\varphi + (2 \sin^2 \varphi - 1) - \cos \varphi$$

$$C = (\varphi \pi - 1) \sin \varphi - (\varphi + \pi) \cdot \cos \varphi - 2\varphi$$

$$\varphi_0 = \arccos \left(\frac{\pi^2 - 1}{1 + \pi^2} \right) \sim 0,196\pi$$

q : Wärmestromdichte der Rohroberfläche [KW/m²]

r : Reflexionsvermögen.

Nimmt man an, daß die Wärmestrahlung im Rohrwinkel $0 < \alpha < 0,196\pi$ in Abb. 7 durch zweimalige Reflexion in den Raum ausgestrahlt wird, so bekommt man eine Annäherung von der Gleichung (21)

$$\eta_{Ref} = 0,196^2 + 0,402 + 0,402. \quad (22)$$

Der Reflektor soll bei kleinstem Gewicht ein möglichst großes Reflexionsvermögen haben. Der Reflektor wurde zunächst vom Radiatorrohr getrennt angeordnet, so daß keine Wärme vom Rohr zum Reflektor geleitet werden kann. Ein gutes Reflexionsvermögen wird erreicht, indem auf das z. B. 0,1mm dicke Stahlblech eine Silberschicht von 0,08mm aufgebracht wird.

4. Werkstoff und Konstruktion

4.1 Werkstoff. Der Werkstoff für die Radiatorrohre soll ein kleines spezifisches Gewicht, guten Korrosionswiderstand gegen flüssiges Metall (z. B. Natrium), gute Festigkeitseigenschaften gegen eindringende Meteoriten

und gute fertigungstechnische Eigenschaften aufweisen.

Für den in Amerika hergestellten rostfreien Stahl Typ 310 (25% Cr, 20% Ni, 0,08% C) beträgt die Korrosionsrate beispielsweise bei einem Sauerstoffgehalt von 0,005% im Natrium weniger als $2,5 \cdot 10^{-2}$ mm/Jahr.

4.2 Wanddicke des Radiatorrohres. Die Wanddicke wird hauptsächlich durch die wahrscheinliche Eindringtiefe der Meteoriten in die Radiatorrohrwand bestimmt. Der Betriebsdruck p_b spielt wegen des kleinen Sättigungsdruckes bei Natrium eine untergeordnete Rolle.

Die Wandstärke S wird errechnet aus:

$$S = S_k + S_b + S_m \quad [mm]$$

$$= 0,025 + \frac{p_b \cdot d}{2 \cdot \sigma_{zul}} + 3,96 \cdot 10^{-1} \left[\frac{F \cdot \tau}{1 - (P_o)} \right]^{\frac{1}{5,10}} \quad (23)$$

$$p_b = p_s + \Delta p_r + \Delta p_{\ddot{u}}(\text{sicherheit})$$

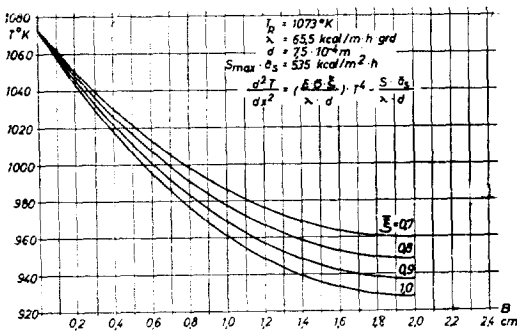


Abb:6 Temperaturverteilung auf der Rippe

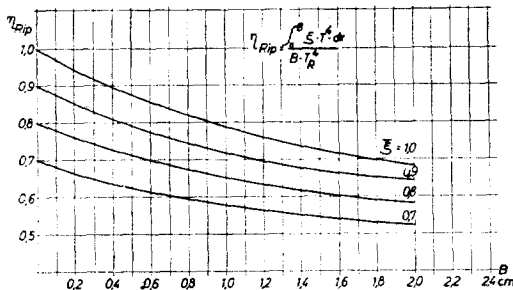


Abb:7 Rippenwirksamkeit in Abhängigkeit von den Winkelverhältnissen auf der Rippe

S : Wandstärke [mm]

S_k : notwendige Wandstärke wegen Korrosion [mm]

S_b : notwendige Wandstärke wegen Überdruck p_b [mm]

S_m : notwendiger Meteoritenschutz [mm]

Δp_r : Druckverlust in der Strömung durch Reibung

Δp_n : Sicherheit gegen Dampfblasenbildung

F : Meteoritenausgesetzte Radiatorfläche [m²]

τ : Zeit [Jahr]

P_o : die Wahrscheinlichkeit, daß kein Teilchen in τ Jahren in die Fläche F eindringt.

4.3 Die Korrosion. Korrosion wird im wesentlichen durch Sauerstoff im Natrium verursacht. Ein Sauerstoffgehalt im Natrium von mehr als 0,005% beschleunigt den Angriff von eisenhaltigen Legierungen. Es bildet sich eine spröde Schicht auf der Metalloberfläche. Eine weitere Korrosionsursache ist die Verkohlung des rostfreien Strahls, was einen anhäufenden Vorgang darstellt. Der gesamte zulässige Betrag von Kohlenstoff und Kohlenwasserstoff liegt bei 0,001kg/m² der dem flüssigen Natrium ausgesetzten Stahloberfläche.

4.4 Natriumdurchsatz. Die Strömungsgeschwindigkeit im Radiator sollte einerseits möglichst groß sein, um die Temperaturdifferenz ΔT und damit das Gewicht klein zu machen, aber wegen der Zunahme der Korrosionsrate und des Reibungsdruckabfalls wird die Strömungsgeschwindigkeit des Natrium in einem Rohr von 11mm Innendurchmesser mit 5m/s festgelegt. Die erforderliche Anzahl der Rohre in Abhängigkeit vom Natriummassenstrom und vom Rohrinne Durchmesser in Abb. 10 dargestellt.

$$Z = \frac{4 \dot{M}}{\pi \rho \omega (D_i)^2} \quad (24)$$

Z : Anzahl der Rohre [—]

\dot{M} : Natriummassenstrom [kg/s]

ρ : Dichte [kg/m³]

ω : Natriumgeschwindigkeit im Rohr [m/s]

D_i : Rohrinne Durchmesser [m]

4.5 Meteoritenschutz. Die Massenverteilung von Meteoriten in Erdnähe ist mit Hilfe des Satelliten Explorer VIII bestimmt worden. Diese Massenverteilung gilt innerhalb der Teilchengröße von 10^{-13} g bis 10^{-6} g, die in der Nähe der Erde vorherrschend ist. Nach [11] gilt

$$\log \Phi = -17,0 - 1,70 \log m \quad (25)$$

dabei

Φ : durchschnittliche Teilchenzahl $\left[\frac{1}{m^2 \cdot s} \right]$

m : Teilchenmasse [g].

Diese Messungen zeigen eine merklich geringere Dichte der Meteoriten als die von Bjork [1] im Bereich von 10^{-8} ~ 10^{-6} g. Besonders die größeren Teilchen kön-

nen die Radiatoroberfläche beschädigen oder zerstören. Meßergebnisse von Bjork und Explorer VIII über die Massenverteilung der Meteoriten in Erdnähe zeigt die Abb. 11.

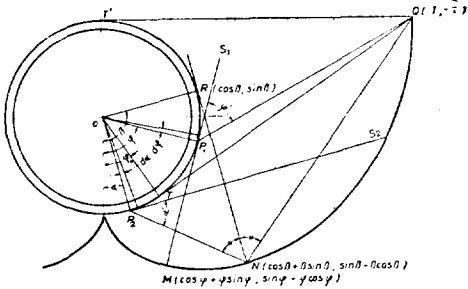


Abb. 8. Kühlrohr mit Evolventenreflektor

Die Eindringtiefe von Teilchen in die Radiatoroberfläche wurde nach [1] berechnet und in Abb. 12 dargestellt. Dabei wurde die durchschnittliche Teilchengeschwindigkeit zu 30km/s angenommen.

$$S_m=6,98\cdot10^{-1}\left[\frac{F\cdot\tau}{1-(P_o)}\right]^{\frac{1}{5}\cdot10}\text{ für Beryllium } (26)$$

$$S_m=3,96\cdot10^{-1}\left[\frac{F\cdot\tau}{1-(P_o)}\right]^{\frac{1}{5}\cdot10}\text{ für Stahl } (27)$$

S_m : erforderliche Dicke [mm]

F : Fläche [m²]

τ : Zeit [Jahr]

P_o : die Wahrscheinlichkeit daß kein Teilchen in τ Jahren in die Fläche F eindringt.

5. Auslegung eines optimalen Radiators für SRIKT

Die Konstruktionsbedingungen des Radiators für einen SRIKT (schneller Reaktor mit innenliegenden konvektiv gekühlten thermionischen Wandler) von 100kw elektrischer Nutzleistung sind in Tabelle I getragen.

Tabelle I

Elektrische Nutzleistung	$N=100\text{kw}$
Verlustleistung	$N_v=900\text{kw}$
Kühlmittel	Natrium
Natriumdurchsatz	$\dot{M}=15,2\text{kg/s}$
Natriumeintrittstemperatur in den Radiator	$T_o=800^{\circ}\text{C}$
Natriumaustrittstemperatur vom Radiator	$T_L=750^{\circ}\text{C}$
Druckverlust im Radiator	$p=0,12\text{kp/cm}^2$
Emissionsverhältnis der Radioroberfläche	$=0.90$
Meteoritenschutz	$P_o=90\%$
Wahrscheinlichkeit, daß kein Teilchen in einem Jahr in den Radiator eindringt.	

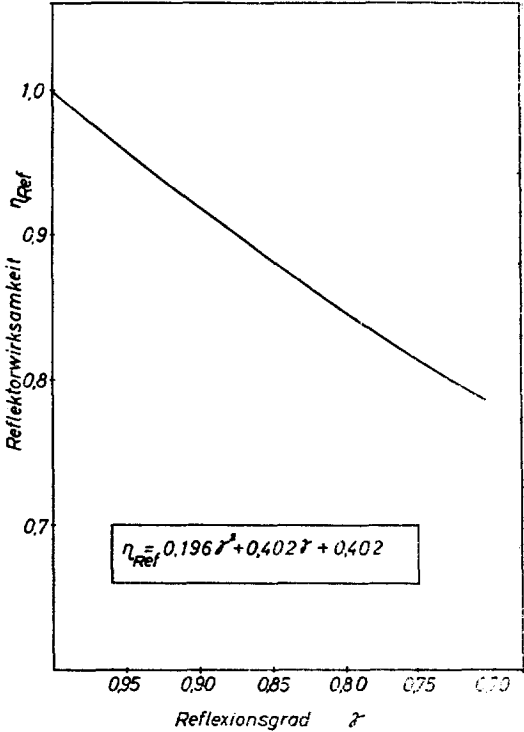


Abb. 9. Die Wirksamkeit des Evolventreflektors abhängig v. Reflexionsgrad

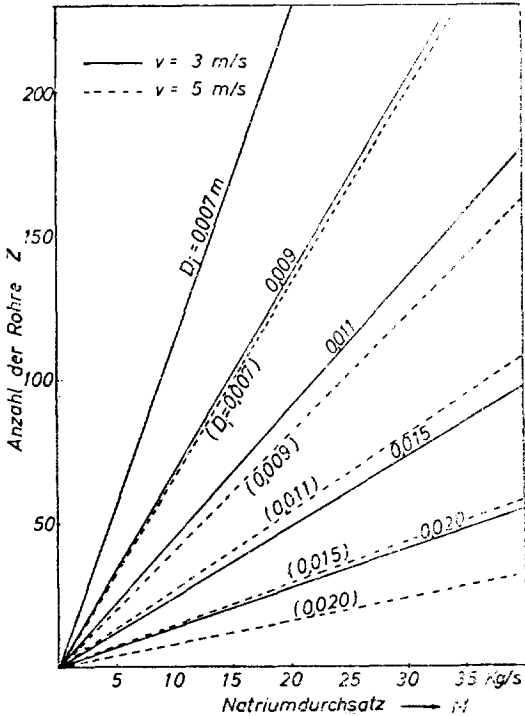


Abb. 10. Anzahl der Rohre in Abhängigkeit von der Na-Durchflußmenge u. dem Rohrdurchmesses

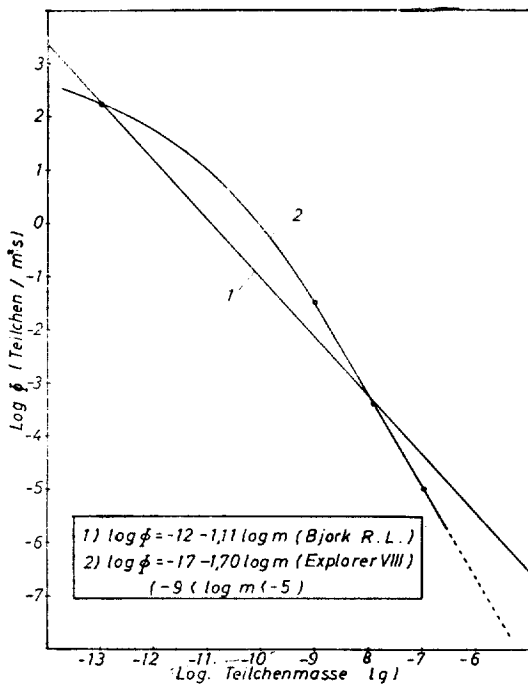


Abb. 11. Vergleich der Massenverteilung der Meteoriten in der Erdnähe

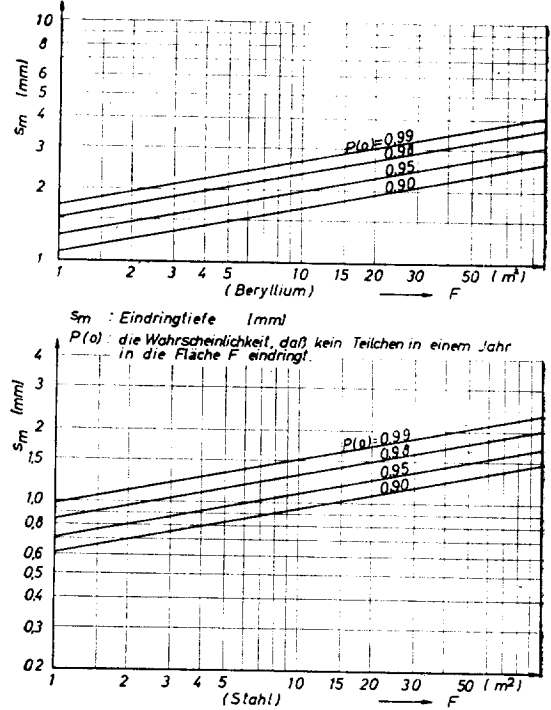


Abb. 12-b Die wahrscheinliche Eindringtiefe der Meteoriten in der Erdnähe (pro Jahr)

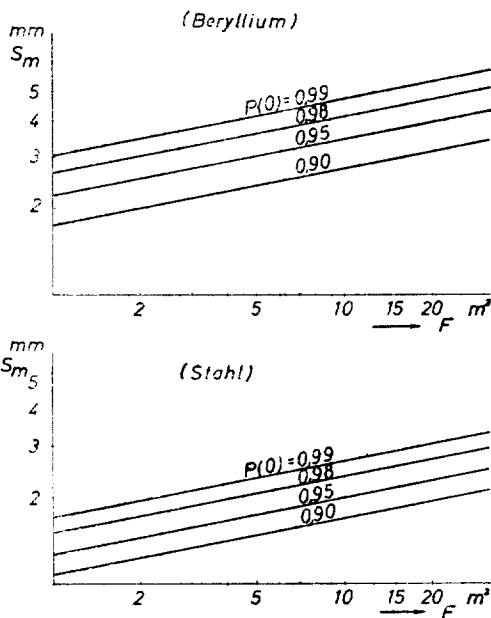


Abb. 12-a. Die wahrscheinliche Eindringtiefe der Meteoriten in der Nähe der Erde

Die Radiatorrohre sind auf einem Zylindermantel angeordnet (Abb. 14). Es wurde ein Radiator mit Rippen

Tabelle II

$N_v = 900 \text{ kw}$ abstrahlende Wärme

	Radiator mit Rippen	Radiator m. Reflektor.
Gesamte Abstrahlfläche	21, 5m ²	17, 5m ²
Geometrie	Zylinder $D=1, 77\phi\text{m}$ $L=3, 00 \text{ m}$	Zylinder $D=1, 89\phi\text{m}$ $L=3, 08 \text{ m}$
Rippe Dicke Höhe Wirksamkeit Material	$d=0, 75\text{mm}$ $B=6 \text{ mm}$ $\eta_{Rip}=0, 7$ Beryllium	
Reflektor Dicke Wirksamkeit Reflexionsverhältnis Gewicht		$d=0, 2\text{mm}$ $\eta_{Ref}=0, 92$ Ref=0. 94 60kg
Rohrabbmessungen	$D_a=12\phi\text{mm}$ $D_i=9 \phi\text{mm}$	$D_a=14\phi\text{mm}$ $D_i=11\phi\text{mm}$
Anzahl der Rohre	$z=232$	$z=136$
Gesamtgewicht	285	256kg.

Samelrohre, Absperrorgane, sowie zusätzliche Bauelemente Wurden im Gesamtgewicht noch nicht berücksichtigt.

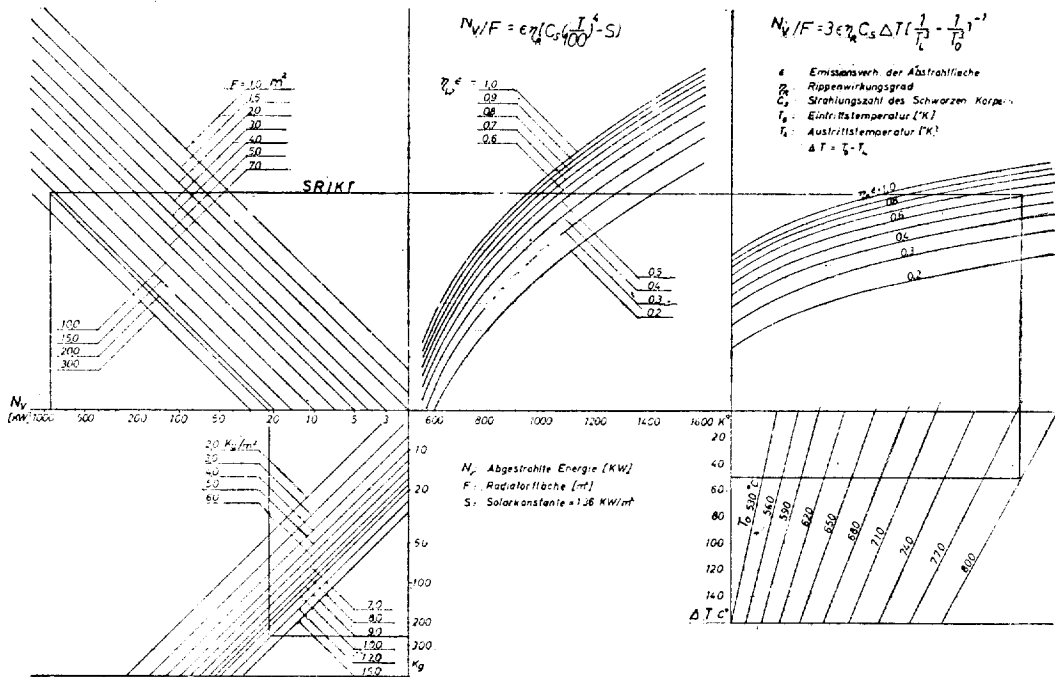


Abb. 13 Auslegung von Radiatoren

und ein Radiator mit Reflektoren von je 900kW Verlustleistung berechnet und miteinander verglichen. Das flüssige Natrium wird (Durchflußmenge 360kg/h pro Rohr) von 800°C auf 750°C abgekühlt.

Bei dieser Radiatortemperatur bringt die Anordnung von Rohren mit Rippen keine Gewichtseinsparung gegenüber dem Radiator mit Evolventenreflektoren.

Der Reflektor gestattet es theoretisch, die gesamte Rohroberfläche für die Abstrahlung zu benutzen. Man kann den Reflektor mit dem Rohr wärmeleitend verbinden und ihn auf diese Weise gleichzeitig als Rippe ausbilden. Die wichtigsten Abmessungen für die beiden Radiatoren sind in Tabelle II zusammengestellt.

Literatur

- (1) M. G. Coombs and R. A. Stone: *Progress in Astronautics and Rocketry*, 4, 301 (1961).
- (2) J. P. Callinan: *J. Heat Transfer*, 237 (1959).
- (3) W. C. Reynolds: *J. Heat Transfer*, 193 (1963).
- (4) Space Background Temperature and Thermal Radiation. NAA-SR-MEMO-5961. Atomics International.
- (5) R. E. English and Lieblein: A 20.000 Kilowatt Nuclear Turboelectric power Supply for manned Space vehicles. NASA-MEMO-2-20-59 E (1959).
- (6) J. C. Bartas and W. H. Sellers: *J. Heat Transfer* (1960)
- (7) J. W. Tatom: *J. A. R. S.* 30, 118 (1960)
- (8) Chen-YaL: *J. Aero Space Sci.* 27, 871 (1960)
- (9) I. Granet and W. Mcilroy: *J. A. R. S.* 31, 80 (1961)
- (10) B. V. Karlekar and B. T. Chao: *Int. J. Heat and Mass Transfer*, 6, 33 (1963).
- (11) W. M. Alexander and O. E. Berg: Proceedings of

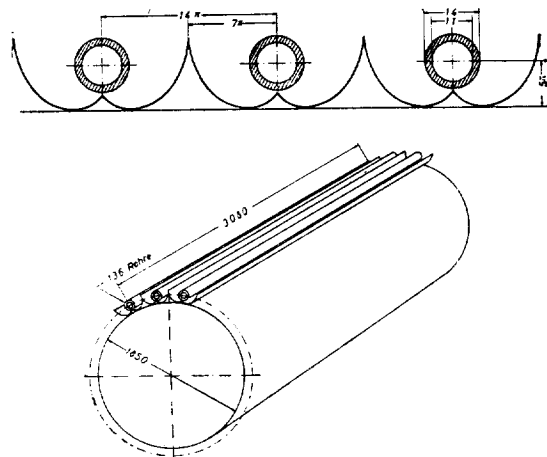


Abb. 14 Schematische Radiatoranordnung auf der Trägeroberfläche Kühlrohre mit Evolventenreflektoren.

- the third Internat. Space Science Symposium(1962).
- (12) E.C. Miller: Liquid Metal Handbook, 144(1952)
- (13) R.N. Lyon and M.F. Poppendick: Liquid Metall Handbook 1r4 (1952).
- (14) Radiative Heat-Transfer Calculation for Infinite Shells with Circular-Arc Sections, Including Effects of an External Source Field. *Int. H. Heat and Mass Transfer*, **5**, 457.
- (15) E.M. Sparrow: T. ASME paper No. b 2-HT-17 *J. Heat Transfer*. (1962).

- (16) McAdams: Heat Transmission (1954).
- (17) M. Jacob: Heat Transfer II.

後 記

本論文을 終了하기 까지 物心兩面으로 協助와 격려를 해주신 Prof Höcker 와 Dr. Prusckek 의 親切한 批評과 討論을 感謝하며 本文을 韓國化學工學會誌에 發表할 수 있도록 애써 주신 編輯者에게 감사드리며 끝으로 計算을 담당해준 Frl. Knurt 에게도 謝意를 表한다.