

KFK-424

**KERNFORSCHUNGSZENTRUM
KARLSRUHE**

Januar/Februar 1966



KFK 424

Institut für Reaktorbauelemente

Gasgekühlte Reaktoren - ein Kühlmittelvergleich

K. L. Deubel



GESELLSCHAFT FÜR KERNFORSCHUNG M. B. H.

KARLSRUHE

Gasgekühlte Reaktoren — ein Kühlmittelvergleich

Von K. L. Deubel, Karlsruhe

Kernforschungszentrum Karlsruhe, Institut für Reaktorbauelemente

Zusammenfassung

Kriterien für die thermodynamische Eignung der Gase als Kühlmittel stellen die Wärmeübergangszahl und die Umwälzleistung dar. Beide wurden in Beziehung zueinander gebracht und die erforderlichen Umwälzleistungen für gleiche Wärmeübergangszahlen sowie die Wärmeübergangszahlen für gleiche Umwälzleistungen berechnet. Die Aufwärmspanne kann als ein weiteres Kriterium gelten. Die numerische Berechnung der Verhältnisse der Wärmeübergangszahlen, der Umwälzleistungen und der Aufwärmspannen erfolgte für die Gase Argon, Kohlendioxyd, Luft, Stickstoff, Wasserdampf und Wasserstoff mit Helium als Bezugsgas. Der Vergleich wurde für zwei verschiedene Anordnungen, für turbulente Strömung in Kanälen und für Durchströmung von Kugelschüttungen durchgeführt.

Von den untersuchten Gasen ist Argon das ungünstigste Kühlmittel. Neben der zu erwartenden guten Eignung von Wasserstoff und Helium zeigte sich, daß Wasserdampf ebenfalls zu den thermodynamisch gut geeigneten Kühlmitteln zu zählen und im Bereich höherer Systemdrücke dem Helium überlegen ist. Bei Verwendung von Wasserdampf als Reaktorkühlmittel besteht, im besonderen Hinblick auf Kraftwerksreaktoren, außerdem die Möglichkeit, den Dampf direkt in die Turbine einzuspeisen und so den Kreislauf einfacher zu gestalten. Satttdampf läßt sich beispielsweise nach dem Löffler-Prinzip oder ähnlichen Methoden extern erzeugen. Durch den Wegfall des Sekundärkreislaufes wird einerseits Heizfläche eingespart, andererseits kann für eine gewünschte Turbineneintrittstemperatur gegenüber anderen Gasen die Reaktorausstrittstemperatur niedriger sein; infolgedessen kann auch die Oberflächentemperatur der Brennelemente kleiner sein bzw. im Rahmen der zulässigen Oberflächentemperaturen können die Temperaturdifferenzen zwischen Oberfläche und Kühlmittel größer gemacht und höhere Wärmestromdichten erreicht werden. Da die Anlagekosten die Wirtschaftlichkeit der Reaktoren wesentlich beeinflussen, ergeben sich somit bei Dampfkühlung wichtige Vorteile gegenüber anderen gasförmigen und auch flüssigen Kühlmitteln. Werden hingegen extrem hohe Reaktorausstrittstemperaturen angestrebt, wie es für besondere Forschungsreaktoren gewünscht wird, so erscheinen hierfür Helium oder auch Wasserstoff wegen ihrer großen Aufwärmspanne besonders geeignet. In diesem Falle wären auch den stabförmigen Brennelementen kugelförmige Brennelemente vorzuziehen, mit denen sich außerdem höhere Leistungsdichten erreichen lassen.

Abstract**Gas-cooled reactors — a comparison of coolants**

The criteria determining the thermodynamical suitability of gases as coolants are the heat transfer coefficient and the pumping power. Both criteria were brought into a relationship with each other and the necessary pumping powers for equal heat transfer coefficients as well as the heat transfer coefficients for equal pumping powers were calculated. The temperature rise of the gas may be taken as another criterion. Numerical calculation of the ratios of heat transfer coefficients, pumping powers and temperature rises was carried out for the gases argon, carbon-dioxide, air, nitrogen, steam and hydrogen as related to helium as a reference gas. The comparison was made for turbulent flow in two different assemblies, channels and packed beds of spheres.

Among the gases investigated argon is the least favorable coolant. In addition to the expected good suitability of hydrogen and helium it became apparent that steam also has to be counted among the coolants well suited from the thermodynamical point of view and is superior to helium in the region of higher system pressures. When using steam as a reactor coolant, especially with regard to power reactors, there is also the possibility of feeding the steam directly into the turbine, thus contributing to a simpler cycle. Saturated steam can be generated externally, e. g. by the Löffler process or similar methods. As there is no secondary cycle, heating surface is saved on the one hand, and on the other hand, the outlet temperature may be lower than with other gases for a desired turbine inlet temperature. As a consequence, the surface temperature of the fuel elements may also be lower, or within the permissible range of surface temperatures, the temperature differences between surface and coolant may become higher which will yield higher heat flux densities. As the capital costs have a decisive bearing upon the economy of reactors, steam cooling offers some important advantages compared with other gaseous and also liquid coolants. However, if extremely high reactor outlet temperatures are the aim, which is desirable for special research reactors, helium and hydrogen seem to be particularly well suited because of their high temperature rise obtainable. In that case spherical fuel elements would be preferred to the rod-type fuel, since they permit also higher power densities.

Verwendete Formelzeichen

Q	übertragene Wärmemenge
α	Wärmeübergangszahl
O	wärmeabgebende Oberfläche
t_0	Oberflächentemperatur
t_K	Kühlmitteltemperatur
N	Umwälzleistung
$\Delta\theta$	Aufwärmung des Kühlmittels
Nu	Nusselt-Zahl
Re	Reynolds-Zahl
Pr	Prandtl-Zahl
w	Stromungsgeschwindigkeit
d	hydraulischer Durchmesser
D	Kugeldurchmesser
L	Kanallänge
F	Strömungsquerschnitt
m, n, q	Exponent
ρ	Kühlmitteldichte
η	dyn Zähigkeit des Kühlmittels
λ	Wärmeleitfähigkeit des Kühlmittels
c_p	spez. Wärme des Kühlmittels
Δp	Druckabfall
λ_R	Reibungsbeiwert
φ, ψ	Widerstandsbeiwert
z	vgl. (6 b)
A_n, B_n, C_n	Konstante
ϵ/d	relative Rauigkeit
ϵ	bei Kugelschüttungen Porosität, $k = f(\epsilon)$
P	Druck
T	absolute Temperatur
$\Delta t = t_0 - t_K$	Volumen

Indizes.

B	Beschleunigung
e	am Eintritt
a	am Austritt

EURATOM KEYWORDS

REACTORS
GAS COOLANT
HEAT TRANSFER
GASES
MOTION
POWER
HEATING
ARGON
CARBON DIOXIDE
AIR

NITROGEN
STEAM
HYDROGEN
HELIUM
COOLANT LOOPS
GAS FLOW
SPHERES
NUMERICALS
DIAGRAMS
* PEBBLE BED

Einleitung

Die Wahl des Kühlmittels, mit dem die Wärmeabfuhr aus einem Kernreaktor erfolgen soll, wird von zahlreichen Faktoren beeinflusst, die zunächst eingehende reaktorphysikalische und technische Einzeluntersuchungen erfordern. Die Entscheidung über die Verwendung eines bestimmten Kühlmittels wird dann durch zusammenfassende Betrachtungen erfolgen, wobei gegensätzliche Forderungen und Gesichtspunkte gegeneinander abzuwägen sind. Bei Leistungsreaktoren, die der Erzeugung elektrischer Energie dienen, werden neben der Betriebssicherheit der Anlage letztlich die Stromerzeugungskosten ausschlaggebend sein.

Die vorliegende Untersuchung befaßt sich mit der thermodynamischen Beurteilung von Kühlmedien. Die Betrachtung ist begrenzt auf den Vergleich der gasförmigen Kühlmittel, gilt jedoch allgemein auch für Flüssigkeiten. Vor allem wegen der größeren Kühlmitteldichte ist aber bei Flüssigkeitskühlung die benötigte Pump- oder Umwälzleistung wesentlich geringer, so daß dieser nicht die Bedeutung zukommt wie bei der Gaskühlung. Bei Verwendung von Flüssigkeiten als Reaktorkühlmittel bestehen dagegen andere wichtige Fragen wie etwa der Korrosion, der Neutronenabsorption und der induzierten Aktivität oder der Strahlungsstabilität, die bei Gasen günstig sind und die, neben größerer Freiheit in der Reaktorauslegung und der Möglichkeit, ohne hohen Systemdruck auch sehr hohe Kühlmittelaustrittstemperaturen zu erreichen, einige Vorteile der Gaskühlung darstellen.

Die Auswahl der hier zum numerischen Vergleich herangezogenen Gase ist mehr oder minder willkürlich; es wurden jedoch einerseits Gase ausgewählt, die als Reaktorkühlmittel bereits verwendet werden und, um einen möglichst großen Bereich zu erfassen, andererseits solche, denen man besonders gute bzw. schlechte Wärmeübertragungs- und Transporteigenschaften nachsagt.

Die angeführte Vergleichsmethode ist nicht auf die Kühlung von Reaktoren beschränkt, sondern auf alle Wärmeaustauschapparate anwendbar, bei denen ein konvektiver Wärmeaustausch von einer festen Oberfläche an ein vorbeiströmendes gasförmiges oder flüssiges Kühlmedium vorliegt und bei denen mehrere Kühlmittel zur Diskussion gestellt werden können.

Auswahl der Parameter

Allein bei der kühlungstechnischen Auslegung der Wärmeaustauschapparate und der Beurteilung der Kühlgase ist die Anzahl der möglichen Variablen bereits sehr groß. Es ist deshalb zunächst festzulegen, welche Größen als unveränderlich vorgegeben bzw. als Parameter eingeführt werden sollen und welche Größen ein echtes Vergleichskriterium darstellen.

Bei Wärmeaustauschapparaten, insbesondere bei Kernreaktoren, ist man bestrebt, in einem bestimmten Volumen des Apparates eine möglichst große Wärmemenge auszutauschen und daraus abzuführen, um dadurch räumlich klein und

damit kostensparend bauen zu können. Bei Kernreaktoren wirkt sich dies nicht nur auf die Größe des Reaktors aus; es bedeutet außerdem eine Einsparung an spaltbarem Material, da die eingesetzte Brennstoffmenge höher belastet werden kann.

Die durch konvektiven Wärmeaustausch an ein Kühlmittel übertragbare Wärmemenge ist

$$Q = \alpha O (t_0 - t_K) \quad (1)$$

Die einzelnen Größen dieser Beziehung sind nun näher zu betrachten. Als triviale Forderung wären zur Übertragung großer Wärmemengen alle Faktoren möglichst groß zu machen. Bei Leistungsreaktoren sind hohe Gasaustrittstemperaturen erwünscht. Das hat mehrere Vorteile. Das zur Wärmeübertragung im Sekundärkreislauf erforderliche Temperaturgefälle wird vergrößert, so daß kleinere Wärmeaustauschflächen benötigt werden. Durch die Überhitzung des Dampfes des angeschlossenen Dampfkraftprozesses ergibt sich ein besserer Wirkungsgrad der Umwandlung von Wärme in elektrische Energie, wodurch eine bessere Brennstoffausnutzung erreicht wird. Infolge der Dampfüberhitzung können – im Vergleich zu Druckwasser- und Siedewasserreaktoren, die praktisch nur Sattdampf liefern – billigere und größere Dampfturbineneinheiten hergestellt werden.

Die Höhe der Oberflächentemperatur wird von dem für die Brennelementhülle verwendeten Werkstoff beeinflusst, an den bestimmte Forderungen hinsichtlich der Festigkeit, der Korrosionsbeständigkeit und der Neutronenabsorption gestellt werden müssen, wobei Festigkeit und Korrosion, außer von der Strahlendosis, wesentlich von der Temperatur des Werkstoffes abhängig sind.

Somit erscheint es wichtig, die Temperatur als eine kennzeichnende Größe einzuführen. Wie später noch zu erkennen sein wird, ist dies auch in anderer Hinsicht erforderlich. Es ist jedoch nicht notwendig, Kühlmitteltemperatur und Oberflächentemperatur als Parameter vorzugeben. Da die Temperaturdifferenz zwischen Oberfläche und Kühlmittel als spezifischer Wert in der Wärmeübergangszahl enthalten ist, kann bei vorgegebener Wärmestromdichte von einer Bezugstemperatur ausgegangen und festgestellt werden, ob die gewünschten Werte der Kühlmitteltemperatur zu erreichen bzw. die zulässigen Oberflächentemperaturen einzuhalten sind.

Eine kaum zu überschauende Variationsmöglichkeit bietet die Geometrie, d. h. die Länge, der hydraulische Durchmesser, der Strömungsquerschnitt, die Form der Brennelemente und damit auch entsprechend (1) die wärmeabgebende Oberfläche der Kühlkanäle. Diese Abmessungen werden nicht allein durch die Kühltechnik bestimmt, sondern sind durch physikalische oder konstruktive Überlegungen mitbedingt. Um den Überblick zu erleichtern, ist es daher bei einer thermodynamischen Beurteilung zweckmäßig, für alle Kühlmittel die gleiche geometrische Anordnung der Brennelemente anzunehmen. Um jedoch den Einfluß der Anordnung abschätzen zu können, soll der Vergleich der Kühlgase für zwei verschiedene geometrische Anordnungen durchgeführt werden.

Als wesentliches Kriterium für die übertragene Wärmemenge ist nunmehr die Wärmeübergangszahl zu nennen, die, da Anordnung und Abmessungen beibehalten werden sollen, nur noch von den Stoffwerten der Gase bestimmt wird. Die Stoffwerte ihrerseits sind von Druck und Temperatur abhängig, so daß neben der Temperatur der System-

druck als weitere variable Größe einzuführen ist. Die Temperatur ist dabei mit dem Bezugswert identisch, der für die gewählte Wärmeübergangsbeziehung allgemein vorgeschlagen wird.

Entscheidend für die Wahl eines Gases als Kühlmittel ist jedoch nicht allein die Größe der Wärmeübergangszahl. Von gleicher Wichtigkeit ist der Aufwand, der zur Erzielung einer bestimmten Wärmeübergangszahl notwendig ist. Diese zum Umwälzen des Kühlmittels erforderliche Pump- oder Umwälzleistung beeinflusst direkt den Wirkungsgrad der Anlage, macht die Anlage baulich aufwendiger und wirkt sich daher auf die Wirtschaftlichkeit der Energieerzeugung aus. Die Umwälzleistung muß deshalb als ein besonders wichtiges Kriterium bei der Beurteilung der Kühlgase betrachtet werden.

Wärmeübergangszahl und Umwälzleistung stehen über die Strömungsgeschwindigkeit in unmittelbarem Zusammenhang und dürfen nicht getrennt und unabhängig nebeneinander behandelt werden. Erst die in Relation zueinander gebrachten Wärmeübergangszahlen und Umwälzleistungen stellen somit das eigentlich wichtige Kriterium eines thermodynamischen Kühlmittelvergleiches dar.

Eine in der Literatur oft angeführte Vergleichsmethode fordert bei gleicher Kanalgeometrie und gleicher Wärmeleistung außerdem gleiche Aufwärmung der Kühlmittel. Dieser Vergleich wird auch hier zur Gegenüberstellung durchgeführt, doch ist die Forderung nach gleicher Aufwärmspanne nur in Sonderfällen zwingend und realistisch. Vielmehr kann die Größe der Aufwärmung als ein zusätzliches Kriterium gelten. Je geringer bei gleicher Wärmeleistung die Aufwärmung eines Kühlmediums ist, um so kleiner sind die durch das Kühlmittel verursachten Temperaturunterschiede im Reaktor oder Wärmeaustauschapparat und die damit verbundenen reaktorphysikalischen oder konstruktiven Schwierigkeiten. Wesentlich im Falle mehrerer hintereinandergeschalteter Kreisläufe ist ferner, daß eine geringe Aufwärmspanne gleichzeitig auch eine geringe Abkühlspanne in den sekundären Wärmeaustauschern der Reaktoranlage bedeutet. Bei gleicher Reaktoraustrittstemperatur steht somit ein größerer mittlerer Temperaturunterschied zur Aufheizung des Arbeitsmittels Dampf zur Verfügung, so daß kleinere Heizflächen benötigt werden bzw. höhere Vorwärmung möglich ist. Der Nachteil einer kleineren Aufwärmspanne besteht – bei gleicher Austrittstemperatur – in der Zunahme der Umwälzleistung mit größer werdender Kühlmittelintrittstemperatur, was jedoch durch geringere Beschleunigungsverluste wieder abgeschwächt wird.

Es können nun zusammenfassend die Forderungen für einen Kühlmittelvergleich formuliert werden. Es war festgestellt worden, daß die Wärmeübergangszahl und die Umwälzleistung ein Vergleichskriterium darstellen, daß es aber wesentlich ist, beide miteinander zu verbinden. Um den relativen Vergleich einfacher und übersichtlicher zu gestalten, ist es außerdem wichtig, eine dieser Größen für alle Gase gleich groß anzusetzen. Es muß also gefragt werden:

- A) 1. Wie groß sind bei den verschiedenen Gasen die Wärmeübergangszahlen α für gleiche Umwälzleistung N ?
oder, in Umkehrung dieser Fragestellung,
2. Wie groß sind bei den verschiedenen Gasen die erforderlichen Umwälzleistungen für gleiche Wärmeübergangszahlen?
und außerdem
3. Wie groß ist die Aufwärmspanne $\Delta \vartheta$ der Gase bei gleicher übertragener Wärmemenge Q ?

Beim Vergleich der Gase untereinander sind gleiche geometrische Anordnung und gleiche Kanalabmessungen anzunehmen. Um festzustellen, ob die geometrische Anordnung die Reihenfolge der Gase in ihrer Eignung als Kühlmittel ändert, wird der Vergleich für turbulente Strömung in Kanälen, dem wohl am häufigsten auftretenden Fall, und für Durchströmung von Kugelschüttungen durchgeführt werden. Der Einfluß der Kanalabmessungen, wie der des hydraulischen Durchmessers, der Kanallänge usw., ist unabhängig vom Kühlgas selbst, wird aber zusätzlich aus den angeführten Gleichungen zu erkennen sein. Dagegen sind die Stoffwerte der Gase druck- und temperaturabhängig, so daß die Temperatur der Gase und der Systemdruck als Variable zu berücksichtigen sind.

Es werden ferner

- B) die Umwälzleistungen und die Wärmeübergangszahlen für gleiche Geometrie, gleiche Wärmemenge und gleiche Aufwärmspanne

entsprechend der bekannten Vergleichsmethode berechnet werden.

Herleitung der Gleichungen

Für den konvektiven Wärmeaustausch bei turbulenter Strömung gilt in allgemeiner Form

$$Nu = C Re^m Pr^n A \quad (2)$$

Der Faktor A ist von der Geometrie abhängig und berücksichtigt im allgemeinen den Anlauffeffekt; da er sich nur bei einem großen Verhältnis von hydraulischem Durchmesser zu Kanallänge auswirkt, also im wesentlichen bei sehr kurzen Kanallängen, soll er hier gleich 1 gesetzt werden. Mit

$$Nu = \frac{\alpha d}{\lambda}, \quad Re = \frac{w d \rho}{\eta} \quad \text{und} \quad Pr = \frac{\rho c_p}{\lambda}$$

folgt aus Gleichung (2)

$$\alpha = C d^{m-1} \lambda^{1-n} \rho^n c_p^n \eta^{-n} w^m \quad (3)$$

Die zum Umwälzen der Kühlgase erforderliche Umwälzleistung ist in erster Näherung

$$N = V \Delta p = \frac{\rho}{\rho_e} w F \Delta p \quad (4)$$

wobei ρ_e die Dichte des Kühlmittels im Umwälzgebläse bedeutet. Der Druckabfall Δp setzt sich aus mehreren Anteilen zusammen, wovon bei Gasen der statische Druckabfall ohne größeren Fehler vernachlässigbar ist. Unter Verwendung eines Gesamtwiderstandsbeiwertes, der die verschiedenen Verlustarten berücksichtigt, ist

$$\Delta p = \varphi \frac{\rho w^2}{2} \quad (5)$$

Sind nur Reibungsdruckverluste vorhanden, so ist als wichtiger Grenzwert $\varphi = \lambda_R \cdot L/d$. Der Reibungsbeiwert λ_R ist bei hydraulisch glatten Oberflächen eine Funktion der Reynoldsschen Kenngröße; es läßt sich dafür schreiben

$$\lambda_R = C_1 k Re^{-a} \quad (6)$$

Bei hydraulisch rauhen Oberflächen ist λ_R nur abhängig von der relativen Rauigkeit, $\lambda_R = f(\epsilon/d) = \text{const} = C_2$. Neben dem Reibungsdruckabfall können jedoch z. B. auch die Beschleunigungsverluste einen wesentlichen Anteil am

Gesamtdruckverlust haben. Um daher in der Darstellung möglichst allgemein zu bleiben, soll

$$\varphi = \lambda_R \frac{L}{d} + \psi = \lambda_R \frac{L}{d} \left(1 + \psi \frac{d}{L \lambda_R} \right) \quad (6a)$$

und unter Einschluß von ϱ/ϱ_e als Abkürzungsfaktor

$$z = \frac{\varrho}{\varrho_e} \left(1 + \psi \frac{d}{L \lambda_R} \right) \quad (6b)$$

eingeführt werden. Der Verlustfaktor ψ berücksichtigt dabei alle Verluste, die außer den Reibungsverlusten noch auftreten. Aus den Gleichungen (4) bis (6b) folgt nun für hydraulisch glatte Oberflächen:

$$w = \left(\frac{d^{1+q} 2 \varrho^{q-1} N}{k F L C_1 z \eta^q} \right)^{\frac{1}{3-q}} \quad (4a)$$

und für hydraulisch raue Oberflächen:

$$w = \left(\frac{2 d N}{k F L z C_2 \varrho} \right)^{\frac{1}{3}} \quad (4b)$$

Durch Einsetzen von (4a) bzw. (4b) in (3) läßt sich jetzt die früher geforderte Relation zwischen Wärmeübergangszahl und Umwälzleistung herstellen.

Man erhält für hydraulisch glatte Oberflächen:

$$\alpha = C \left(\frac{2}{k F L C_1} \right)^{\frac{m}{3-q}} d^{\frac{4m}{3-q}-1} \frac{\lambda^{1-n} \varrho^{\frac{2m}{3-q}} c_p^n}{\eta^{\frac{3m}{3-q}-n}} \left(\frac{N}{z} \right)^{\frac{m}{3-q}} \quad (7)$$

oder

$$N = \alpha^{\frac{3-q}{m}} z \frac{k F L C_1}{2 C^{\frac{3-q}{m}}} \cdot \frac{1}{d^{4-\frac{3-q}{m}}} \cdot \frac{\eta^{3-\frac{n(3-q)}{m}}}{\lambda^{\frac{(1-n)(3-q)}{m}} \varrho^2 c_p^{\frac{n(3-q)}{m}}} \quad (8)$$

und für hydraulisch raue Oberflächen:

$$\alpha = C \left(\frac{2}{k F L C_2} \right)^{\frac{m}{3}} d^{\frac{4m}{3}-1} \frac{\lambda^{1-n} \varrho^{\frac{2m}{3}} c_p^n}{\eta^{m-n}} \left(\frac{N}{z} \right)^{\frac{m}{3}} \quad (7a)$$

oder

$$N = \alpha^{\frac{3}{m}} z \frac{k F L C_2}{2 C^{\frac{3}{m}}} \cdot \frac{1}{d^{4-\frac{3}{m}}} \cdot \frac{\eta^{3-\frac{3n}{m}}}{\lambda^{\frac{3(1-n)}{m}} \varrho^2 c_p^{\frac{3n}{m}}} \quad (8a)$$

Die Aufwärmspanne der Kühlmittel ist

$$\Delta\vartheta = \frac{Q}{w F \varrho c_p} \quad (9)$$

Wird (3) nach w aufgelöst und die Beziehung in (9) eingesetzt, so ergibt sich die Aufwärmspanne zu

$$\Delta\vartheta = \frac{Q C^{\frac{1}{m}}}{\alpha^{\frac{1}{m}} F d^{\frac{1-m}{m}}} \lambda^{\frac{1-n}{m}} \left(\eta c_p \right)^{\frac{n-m}{m}} \quad (10)$$

oder mit (1)

$$\Delta\vartheta = \frac{\Delta t}{\alpha^{\frac{1}{m-1}}} \cdot \frac{O C^{\frac{1}{m}}}{F d^{\frac{1-m}{m}}} \lambda^{\frac{1-n}{m}} \left(\eta c_p \right)^{\frac{n-m}{m}} \quad (11)$$

Im Falle der Vergleichsmethode B sollen die Umwälzleistungen und Wärmeübergangszahlen für gleiche Aufwärmspanne und gleiche übertragene Wärmemenge berechnet werden. Für die Wärmeübergangszahl erhält man aus (10)

$$\alpha = \left(\frac{Q}{\Delta\vartheta F} \right)^m \frac{C}{d^{1-m}} \lambda^{1-n} \left(\eta c_p \right)^{n-m} \quad (12)$$

Wird in (9) die Geschwindigkeit w nach (4a) eingeführt, so folgt für die Umwälzleistung bei hydraulisch glatten Oberflächen:

$$N = \left(\frac{Q}{\Delta\vartheta} \right)^{3-q} z \frac{k L C_1}{2 d^{1+q} F^{2-q}} \cdot \frac{\eta^q}{\varrho^2 c_p^{3-q}} \quad (13)$$

Numerischer Vergleich

Zum numerischen Vergleich verschiedener Kühlgase sollen, wie erwähnt, die beiden Anordnungen Längsströmung in Kanälen und Durchströmung von Kugelschüttungen näher betrachtet werden. Bei turbulenter Strömung von Gasen und überhitzten Dämpfen in Rohren und Kanälen ist (vgl. [6]):

$$C = 0,024; m = 0,786; n = 0,45$$

Für hydraulisch glatte Kanäle läßt sich die bekannte, implizite *Prandtl'sche* Beziehung für den Reibungsbeiwert mit hier genügender Genauigkeit durch (6) ersetzen, wobei

$$C_1 = 0,15; q = 0,18; k = 1$$

Für Durchströmung von Kugelschüttungen gilt (vgl. [3]):

$$C = 0,58; m = 0,7; n = 0,3$$

Die Exponenten in der Beziehung für den Reibungsbeiwert sind

$$C_1 = 10; q = 0,16; k = f(\varepsilon); \varepsilon = \text{Porosität}$$

Mit diesen Werten ergeben sich aus den Beziehungen (7), (8), (11) sowie (12) und (13) die in Tab. 1 zusammengestellten Gleichungen. A_n und B_n sind Zahlenwerte, die u. a. aus den Konstanten C und C_1 resultieren und die sich bei einem relativen Vergleich der Gase herauskürzen. Hinsichtlich des Einflusses der Kanalabmessungen ist zu bemerken, daß dieser unterschiedlich ist, je nachdem ob die Wärmeübergangszahl für gleiche Umwälzleistung oder für gleiche Aufwärmspanne berechnet werden soll. Entsprechend gilt dies für die Umwälzleistungen als Funktion der Wärmeübergangszahl bzw. der Aufwärmspanne.

a) Darstellung für Helium

Die Gleichungen (14) bis (23) sind für Helium in Abb. 1 und 2 graphisch dargestellt. Die bekannte starke Abhängigkeit der Umwälzleistung vom Systemdruck erstreckt sich über mehrere Zehnerpotenzen [Gleichungen (15), (18), (20), (23)]. Die Wärmeübergangszahl für gleiche Umwälzleistung [(14), (19)] nimmt mit dem Druck exponentiell zu, während sie für gleiche Aufwärmspanne [(17), (22)] nahezu druck- und temperaturunabhängig ist. Dementsprechend wird auch die Aufwärmspanne für gleiche übertragene Wärmemenge, d. h. α und Δt konstant [(16), (21)], nur wenig von Druck und Temperatur beeinflusst.

In Tab. 2 sind einige unter Anwendung der Abb. 1 und 2 ermittelte Zahlenwerte zusammengestellt. Für ein Brennelementbündel, bestehend aus 61 Stäben in hexagonaler Anordnung, ergibt sich bei einer Umwälzleistung von 1,5% der thermischen Leistung, einem Systemdruck von 150 ata sowie einer Bezugstemperatur von 450 °C eine Wärmeübergangszahl von rund 11 000 kcal/m² h °C und eine Aufwärmung von etwa 240 °C. Dem gegenübergestellt ist eine Kugelschüttung, für die bei einer Porosität von $\varepsilon = 0,45$, gleicher Wärmestromdichte, gleicher Kanalleistung und gleichem Gesamtquerschnitt wie beim Stabbündel sowie unter Annahme eines Kugeldurchmessers von 10 mm die Kanallänge (Schüffhöhe) ebenfalls 1 m ist. Wenn auch diese Abmessungen

Tabelle 1:

Kanäle

Kugelschüttungen

Methode A

$$\alpha \cdot z^{0,279} \cdot \left[\left(\frac{F \cdot L}{N} \right)^{0,279} \cdot \frac{1}{d^{0,115}} \right] = A_1 \cdot \frac{\lambda^{0,55} \cdot \varrho^{0,557} \cdot c_p^{0,45}}{\eta^{0,386}} \quad (14)$$

$$N \cdot \frac{1}{z} \cdot \left[\frac{d^{0,412}}{F \cdot L \cdot \alpha^{3,59}} \right] = A_2 \cdot \frac{\eta^{1,385}}{\lambda^{1,973} \cdot \varrho^2 \cdot c_p^{1,615}} \quad (15)$$

$$\Delta \vartheta \cdot \left[\frac{\alpha^{0,272} \cdot F \cdot d^{0,272}}{0 \cdot \Delta t} \right] = A_3 \cdot \frac{\lambda^{0,70}}{(\eta \cdot c_p)^{0,427}} \quad (16)$$

$$\alpha \cdot z^{0,247} \cdot \left[\left(\frac{F \cdot L \cdot k}{N} \right)^{0,247} \cdot D^{0,014} \right] = B_1 \cdot \frac{\lambda^{0,70} \cdot \varrho^{0,493} \cdot c_p^{0,3}}{\eta^{0,439}} \quad (19)$$

$$N \cdot \frac{1}{z} \cdot \left[\frac{D^{-0,057}}{F \cdot L \cdot k \cdot \alpha^{4,057}} \right] = B_2 \cdot \frac{\eta^{1,783}}{\lambda^{2,84} \cdot \varrho^2 \cdot c_p^{1,217}} \quad (20)$$

$$\Delta \vartheta \cdot \left[\frac{\alpha^{0,429} \cdot F \cdot D^{0,429}}{0 \cdot \Delta t} \right] = B_3 \cdot \frac{\lambda}{(\eta \cdot c_p)^{0,571}} \quad (21)$$

Methode B

$$\alpha \cdot \left[\left(\frac{F \cdot \Delta \vartheta}{Q} \right)^{0,786} \cdot d^{0,214} \right] = A_4 \cdot \frac{\lambda^{0,55}}{(\eta \cdot c_p)^{0,336}} \quad (17)$$

$$N \cdot \frac{1}{z} \cdot \left[\left(\frac{\Delta \vartheta}{Q} \right)^{2,82} \cdot \frac{F^{1,82} \cdot d^{1,18}}{L} \right] = A_5 \cdot \frac{\eta^{0,18}}{\varrho^2 \cdot c_p^{2,82}} \quad (18)$$

$$\alpha \cdot \left[\left(\frac{F \cdot \Delta \vartheta}{Q} \right)^{0,7} \cdot D^{0,3} \right] = B_4 \cdot \frac{\lambda^{0,7}}{(\eta \cdot c_p)^{0,4}} \quad (22)$$

$$N \cdot \frac{1}{z} \cdot \left[\left(\frac{\Delta \vartheta}{Q} \right)^{2,84} \cdot \frac{F^{1,84} \cdot D^{1,16}}{L \cdot k} \right] = B_5 \cdot \frac{\eta^{0,16}}{\varrho^2 \cdot c_p^{2,84}} \quad (23)$$

willkürlich sind, so zeigt sich doch, daß für gleiche Umwälzleistung bei der Kugelschüttung die Wärmeübergangszahl in diesem Fall wesentlich größer ist als bei der Stabbündel-anordnung. Dagegen ergibt sich eine unverhältnismäßig große Aufwärmspanne. Der errechnete Wert von 1050 °C ist wegen der gewählten Bezugstemperatur von 450 °C zwar nicht mehr realistisch, das Beispiel weist aber darauf hin, daß Kugelschüttungen, insbesondere unter Verwendung von Kühlgasen mit großen Aufwärmspannen, wie Helium und Wasserstoff, für Hochtemperaturreaktoren gut geeignet sind. Werden gleiche Temperaturdifferenzen zwischen Oberfläche

und Kühlmittel angenommen, so beträgt das Verhältnis der Brennstoffvolumenbelastung Kugelschüttung/Stabbündel für den vorliegenden Fall 1,51.

b) Relativer Vergleich

Den Vergleich der verschiedenen Kühlgase untereinander erleichtert es, wenn die Verhältnisse gegenüber einem (beliebigen) Bezugsgas dargestellt werden. Dafür soll, da Abb. 1 und 2 bereits den wirklichen Verlauf der Wärmeübergangszahl, Umwälzleistung und Aufwärmspanne in Abhängigkeit von Druck und Temperatur zeigen, Helium gewählt werden.

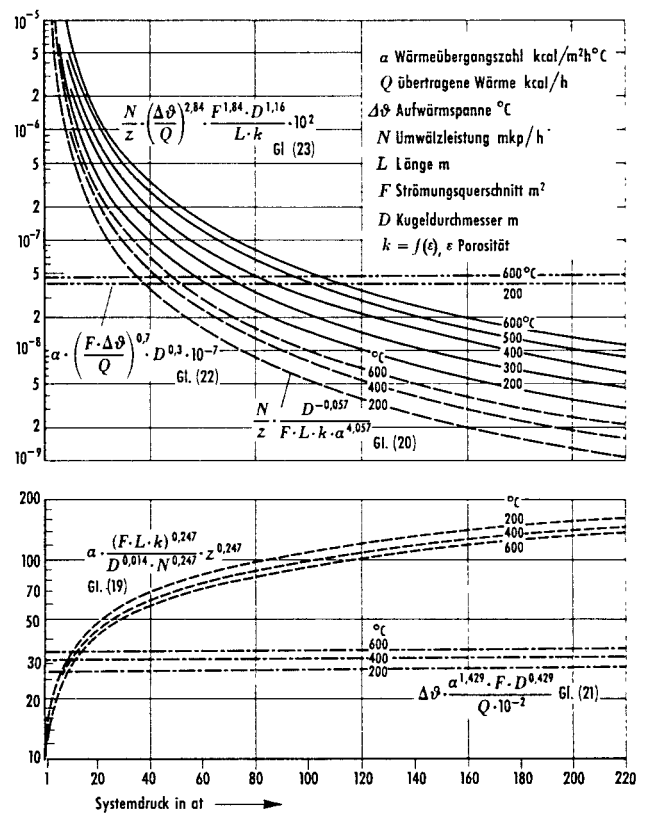
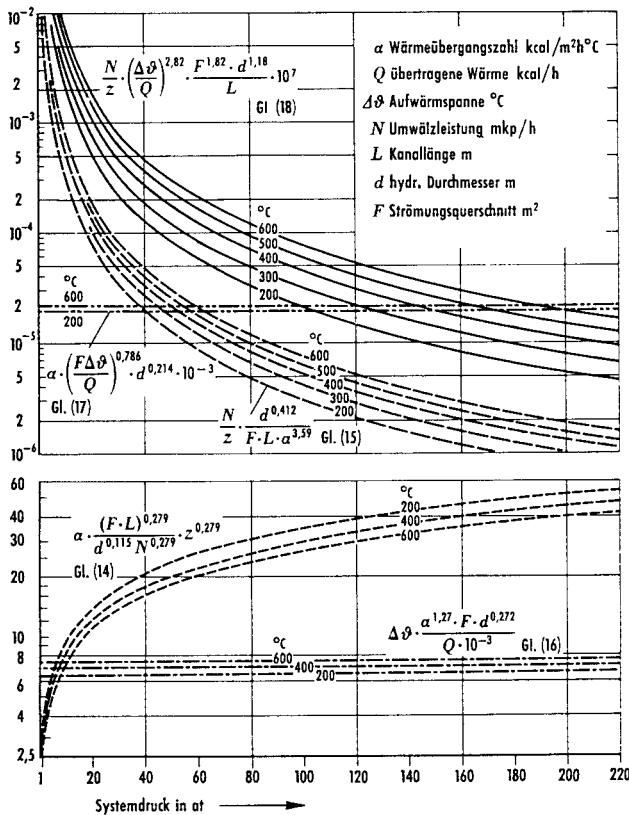


Abb. 1: Wärmeübergangszahl, Aufwärmspanne und Umwälzleistung für Helium bei turbulenter Strömung in hydraulisch glatten Kanälen. $Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$

Fig. 1: Heat transfer coefficient, temperature rise, and pumping power for Helium with turbulent flow through hydraulically smooth channels ($Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$)

Abb. 2: Wärmeübergangszahl, Aufwärmspanne und Umwälzleistung für Helium bei Durchströmung von Kugelschüttungen. $Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3}$

Fig. 2: Heat transfer coefficient, temperature rise, and pumping power for flow of Helium through spherical packings ($Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3}$)

Tabelle 2: Zahlenwerte

Bezeichnung	Stabbündel	Kugelschüttung
Bündellänge bzw. Schütthöhe	L = 1 m	
Anzahl der Stäbe bzw. Kugeln	61	3663
Stab- bzw. Kugeldurchmesser	6 mm	10 mm
Stababstand bzw. Porosität	2 mm	$\epsilon = 0,45$
hydraulischer Durchmesser	$d = 5,16$ mm	$D = 10$ mm
Strömungsquerschnitt	$F = 1768$ mm ²	—
Kanalquerschnitt (Anströmung)	3492 mm ²	$F = 3492$ mm ²
Wärmestromdichte	200 Watt/cm ²	
thermische Leistung	$Q = 2300$ kW _{th}	
Umwälzleistung (1,5% von Q)	$N = 34,5$ kW	
Faktor	$z = 1$	
Kühlgas	Helium	
Systemdruck	150 ata	
Bezugstemperatur	450 °C	
Wärmeübergangszahl	$\alpha = 11080 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h} \text{°C}}$	$\alpha = 18590 \frac{\text{kcal}}{\text{m}^2 \text{h} \text{°C}}$
Aufwärmspanne	$\Delta\theta = 242$ °C	$\Delta\theta = 1050$ °C
Temperaturdifferenz	$t_m = 155$ °C	$t_m = 93$ °C

Die Umwälzleistungen und Wärmeübergangszahlen (Helium = 1) für gleiche Abmessungen, gleiche übertragene Wärmemenge und gleiche Aufwärmspanne, entsprechend der Methode B, sind für turbulente Strömung in hydraulisch glatten Kanälen in Abb. 3 dargestellt. Für Wasserstoff ist bei etwa gleicher Wärmeübergangszahl eine um den Faktor 5 kleinere Umwälzleistung als für Helium erforderlich. Bei Verwendung von Wasserdampf als Kühlmittel kann die Umwälzleistung noch wesentlich kleiner sein (Faktor 20 bei 150 ata, 400 °C), dafür ergeben sich jedoch andererseits auch

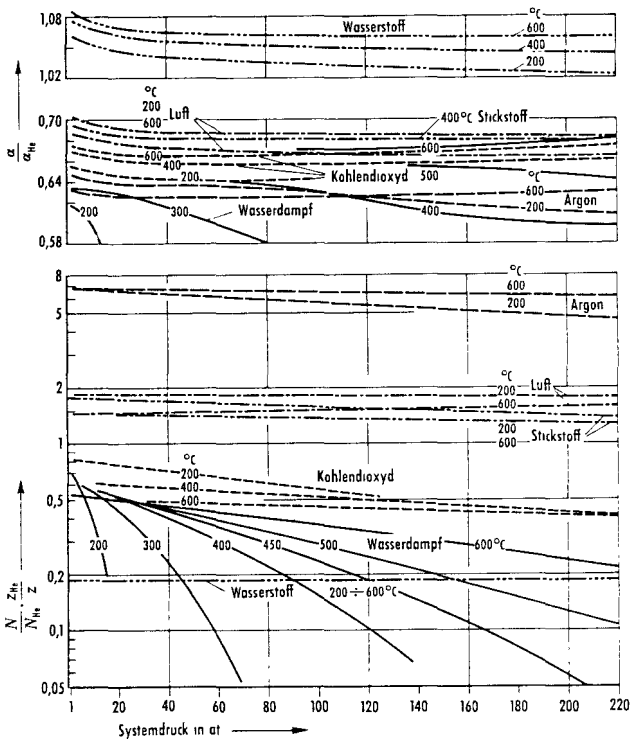


Abb 3: Verhältnis der Umwälzleistungen und der Wärmeübergangszahlen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche übertragene Wärmemenge, gleiche Aufwärmspanne und gleiche Kanalgeometrie bei turbulenter Strömung in hydraulisch glatten Kanälen
 $Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$

Fig. 3: Ratios of pumping powers and heat transfer coefficients (He = 1) for an equal amount of heat transferred and an equal temperature rise in turbulent flow through hydraulically smooth channels
 $(Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45})$

schlechtere Wärmeübergangszahlen. Bei Argon wird gegenüber Helium die 5- bis 7fache Umwälzleistung benötigt, während die Wärmeübergangszahl etwa 60% derjenigen von Helium beträgt. – Abb. 4 zeigt unter den gleichen obigen Voraussetzungen die Werte bei Durchströmung von Kugelschüttungen. Bildet man das Verhältnis von Umwälzleistung zu Wärmeübergangszahl, so ist dies bei Kugelschüttungen ungünstiger als bei Kanalströmung. Daraus sollte aber nicht fälschlich auf die Absolutwerte geschlossen werden; wie Tab. 2 zeigte, ist für gleiche Umwälzleistung die Wärmeübergangszahl bei der Kugelschüttung größer als beim längsgeströmten Stabbündel.

Der Nachteil der Darstellungen nach Abb. 3 und 4 zeigt sich, neben der Festhaltung der Aufwärmspanne, unter anderem darin, daß mit der Umwälzleistung auch die Wärmeübergangszahl verändert und so eine eindeutige Einordnung der Gase erschwert wird. Dies ist um so schwieriger, da die Umwälzleistung, wie aus den Gleichungen (15) und (20) hervorgeht, von der 3,6ten bzw. 4ten Potenz der Wärmeübergangszahl abhängig ist.

Die für gleiche Umwälzleistung sich ergebenden Wärmeübergangszahlen zeigen nun, entsprechend der unter A erläuterten Methode, Abb. 5 und 7; die für gleiche Wärmeübergangszahlen erforderlichen Umwälzleistungen sowie die Aufwärmspannen sind in Abb. 6 und 8 dargestellt.

Die guten Wärmeübergangseigenschaften von Helium und Wasserstoff sind hinlänglich bekannt. Hervorzuheben ist deshalb, daß diese von Wasserdampf bei den heute als konventionell zu bezeichnenden Dampfdrücken erreicht bzw. übertroffen werden können. Bei einem Systemdruck von

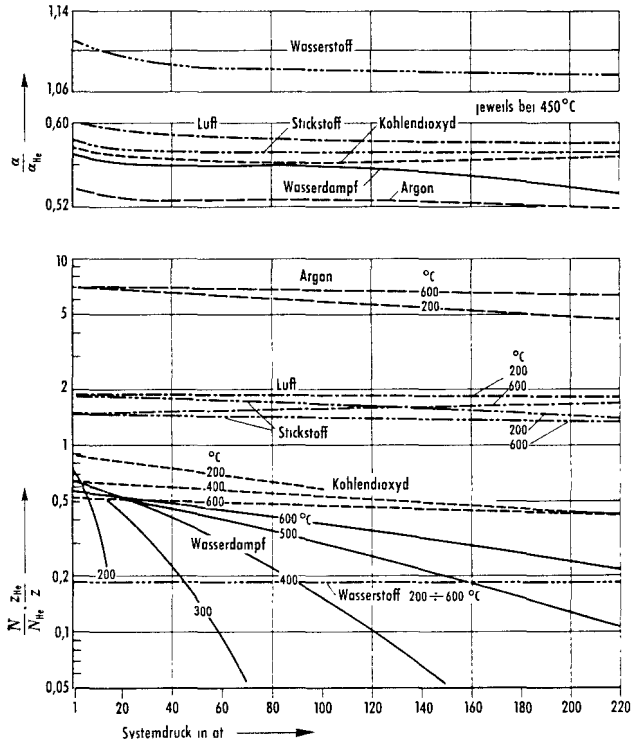


Abb 4: Verhältnis der Umwälzleistungen und der Wärmeübergangszahlen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche übertragene Wärmemenge, gleiche Aufwärmspanne und gleiche Geometrie bei Durchströmung von Kugelschüttungen.
 $Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3}$

Fig 4: Ratios of pumping powers and heat transfer coefficients for an equal amount of heat transferred and equal temperature rise in a flow through spherical packings
 $(Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3})$

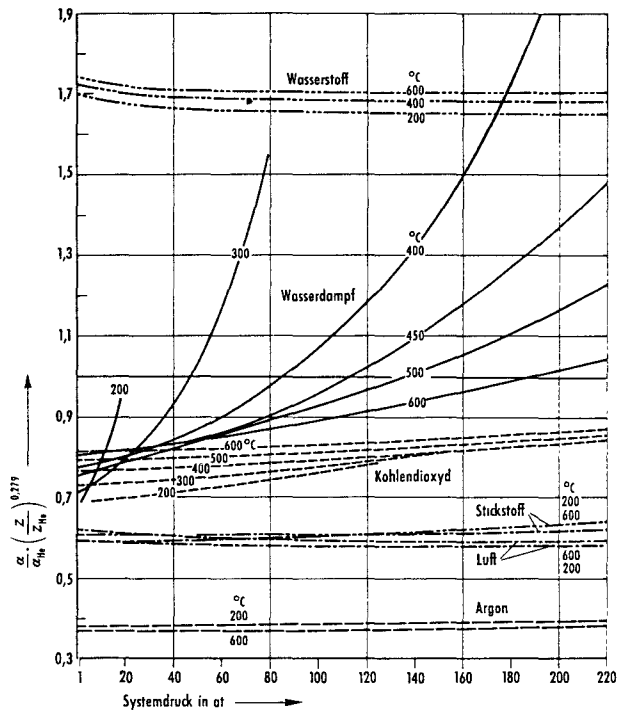


Abb 5. Verhältnis der Wärmeübergangszahlen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Umwälzleistung und gleiche Kanalgeometrie bei turbulenter Strömung in hydraulisch glatten Kanälen
 $Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$

Fig. 5: Ratios of heat transfer coefficients for equal pumping power in turbulent flow through hydraulically smooth channels
 $(Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45})$

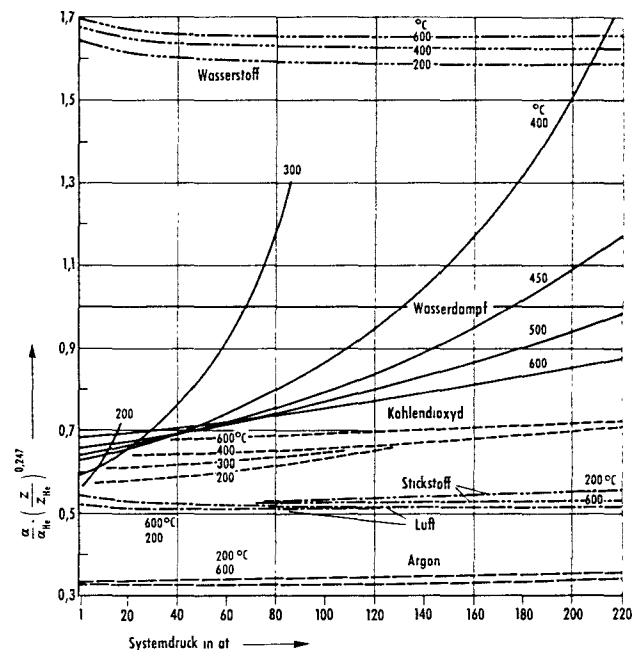


Abb. 7. Verhältnis der Wärmeübergangszahlen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Umwälzleistung und gleiche Geometrie bei Durchströmung von Kugelschüttungen
 $Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3}$

Fig. 7: Ratios of heat transfer coefficients for equal pumping power in a flow through spherical packings
 $(Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3})$

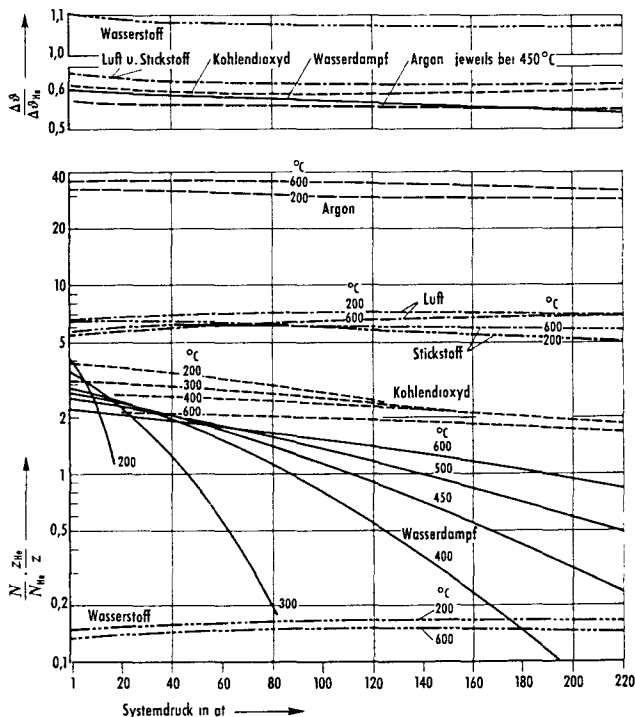


Abb. 6: Verhältnis der Umwälzleistungen und der Aufwärmspannen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Wärmeübergangszahl und gleiche Kanalgeometrie, bei $\Delta\theta$ ferner gleiche übertragene Wärmemenge, bei turbulenter Strömung in hydraulisch glatten Kanälen.
 $Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$

Fig. 6: Ratios of pumping powers for equal heat transfer coefficients; ratio of temperature rise for equal heat transfer coefficients and heat transferred, in turbulent flow through hydraulically smooth channels
 $(Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45})$

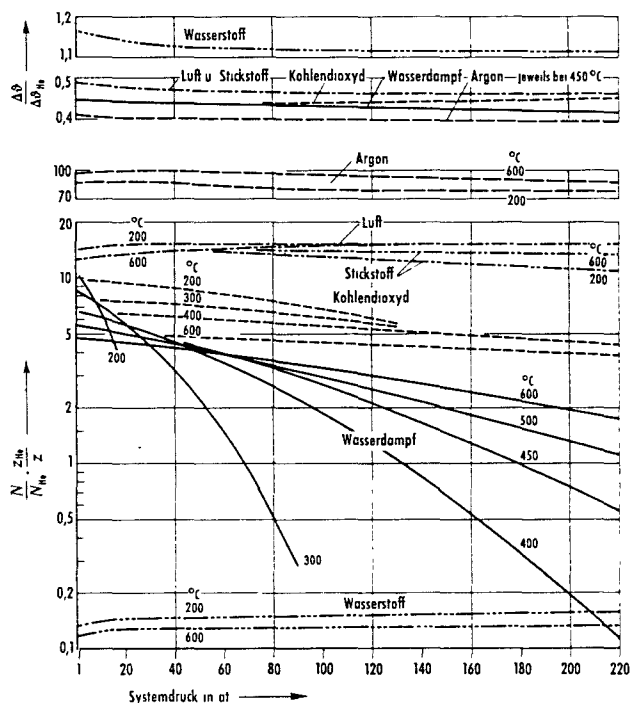


Abb. 8. Verhältnis der Umwälzleistungen und der Aufwärmspannen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Wärmeübergangszahl und gleiche Geometrie, bei $\Delta\theta$ ferner gleiche übertragene Wärmemenge, bei Durchströmung von Kugelschüttungen.
 $Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3}$

Fig. 8: Ratios of pumping powers for equal heat transfer coefficients; ratios of temperature rise for equal heat transfer coefficients and heat transferred, in turbulent flow through spherical packings
 $(Nu = 0,58 \cdot Re^{0,7} \cdot Pr^{0,3})$

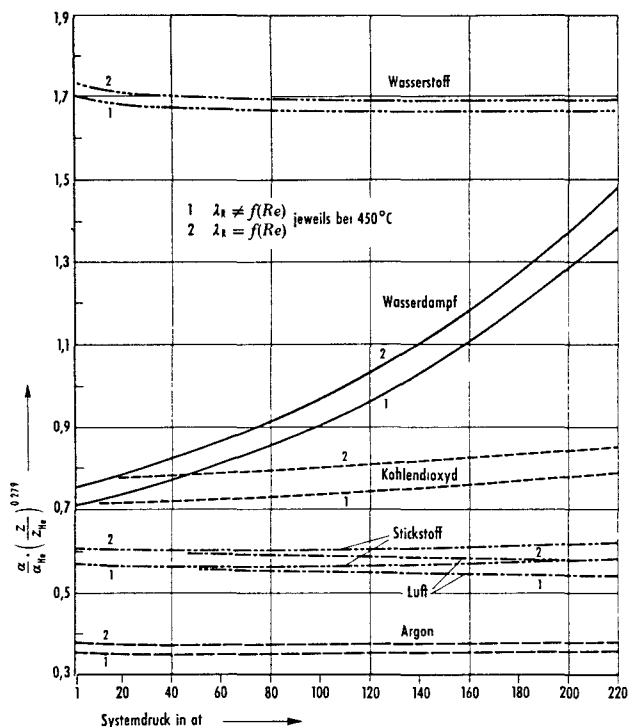


Abb. 9: Verhältnis der Wärmeübergangszahlen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Umwälzleistung und gleiche Kanalgeometrie bei turbulenter Strömung in Kanälen. $Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$. Vergleich: $\lambda_R = f(Re)$ und $\lambda_R = \text{const}$

Fig. 9: Ratios of heat transfer coefficients for equal pumping power in turbulent flow through channels ($Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$). Comparison: $\lambda_R = f(Re)$ and $\lambda_R = \text{const}$

160 ata und einer Bezugstemperatur von 400 °C ist für gleiche Umwälzleistung nach Abb. 5 die Wärmeübergangszahl von Wasserdampf um 50%o besser als bei Helium. Nach Abb. 6 beträgt bei den gleichen Druck- und Temperaturwerten die für die gleiche Wärmeübergangszahl benötigte Umwälzleistung nur 1/4 derjenigen für Helium erforderlichen. Mit zunehmender Temperatur und bei Durchströmung von Kugelschüttungen ergibt sich eine Verringerung dieser Werte.

Die Aufwärmspanne für gleiche Wärmeübergangszahl und gleiche übertragene Wärmemenge ist bei Wasserstoff und Helium etwa gleich groß; die übrigen Gase unterscheiden sich ebenfalls nur wenig voneinander, doch beträgt die Aufwärmspanne etwa die Hälfte derjenigen von Helium. Bei allen Gasen ist die Aufwärmspanne unter den gegebenen Voraussetzungen wenig von Druck und Temperatur abhängig und wurde daher auch nur für eine Bezugstemperatur von 450 °C aufgetragen.

Für turbulente Strömung in Kanälen lassen sich die hier betrachteten Kühlgase, gestuft nach ihrer thermodynamischen Eignung, wie folgt einordnen:

1. Wasserstoff
2. Wasserdampf (druck- und temperaturabhängig)
3. Helium
4. Kohlendioxyd
5. Stickstoff
6. Luft
7. Argon

Das Kriterium der Aufwärmspanne wurde hierbei nicht berücksichtigt. – Die Anordnung ändert nicht grundsätzlich die obige Reihenfolge, doch ist bei Kugelschüttungen allgemein eine Verschiebung zugunsten von Helium festzustellen.

Den Unterschied zwischen hydraulisch glatten und hydraulisch rauhen Oberflächen ($\lambda_R = \text{const}$), ohne Berücksichtigung der Verbesserung der Wärmeübergangszahl infolge der Rauigkeit, zeigen Abb. 9 und 10. Eine Aufrauung kann, trotz erhöhter Druckverluste, in bestimmten Fällen von Interesse sein, erfordert jedoch einen größeren Fertigungsaufwand und hat Nachteile hinsichtlich der Korrosion, weshalb man zunächst bestrebt sein wird, die relativ glatten Oberflächen der Brennelementhüllen beizubehalten.

Die bisherigen Feststellungen ergaben sich unter der stillschweigenden Vernachlässigung des Verhältnisses der z-Faktoren. Diese sollen noch abschließend unter Berücksichtigung der Beschleunigungsverluste betrachtet werden.

Die Beschleunigung der Kühlgase kommt einerseits durch die Entspannung infolge Druckabfall, andererseits durch die mit der Aufwärmung verbundene Volumenvergrößerung zustande. Zu einer ersten Abschätzung der Beschleunigungsverluste können die Mittelwerte von Geschwindigkeit und Dichte verwendet werden.

$$\text{Es ist} \quad \Delta p_B = \rho \cdot w(w_a - w_e) \quad (24)$$

Mit $w_e = w \cdot \rho / \rho_e$; $w_a = w \cdot \rho / \rho_a$ und $\rho \approx 0,5(\rho_e + \rho_a)$ wird

$$\Delta p_B = \frac{\rho \cdot w^2}{2} \left(\frac{\rho_e}{\rho_a} - \frac{\rho_a}{\rho_e} \right) \quad (25)$$

Der früher eingeführte Widerstandsbeiwert ist also

$$\psi = \frac{\rho_e}{\rho_a} - \frac{\rho_a}{\rho_e} \quad (26)$$

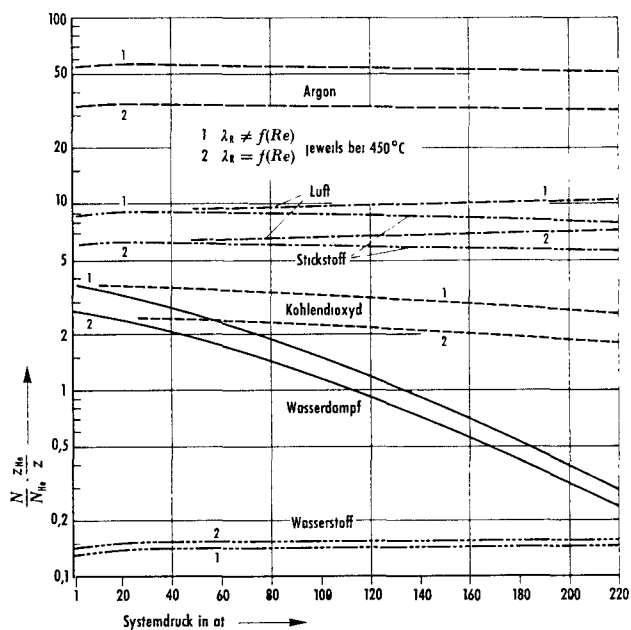


Abb. 10 Verhältnis der Umwälzleistungen verschiedener Gase zu derjenigen von Helium für gleiche Wärmeübergangszahl und gleiche Kanalgeometrie bei turbulenter Strömung in Kanälen.

$Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$, Vergleich: $\lambda_R = f(Re)$ und $\lambda_R = \text{const}$

Fig. 10: Ratios of pumping powers for equal heat transfer coefficient in turbulent flow through channels. ($Nu = 0,024 \cdot Re^{0,786} \cdot Pr^{0,45}$). Comparison: $\lambda_R = f(Re)$ and $\lambda_R = \text{const}$

Wenn vereinfachend angenommen wird, daß die Dichteänderung bei allen Gasen entsprechend dem Gasgesetz erfolgt, so ergibt sich mit (6b)

$$z = \frac{P}{P_e} \cdot \frac{T_e}{T} \left[1 + \left(\frac{P_e}{P_a} \cdot \frac{T_a}{T_e} - \frac{P_a}{P_e} \cdot \frac{T_e}{T_a} \right) \frac{d}{L\lambda_R} \right]$$

$$P \approx 0,5(P_e + P_a); \quad T \approx 0,5(T_e + T_a)$$

$$z = \left(1 + \frac{P_a}{P_e} \right) \frac{1}{1 + \frac{T_a}{T_e}} \cdot \left[1 + \left(\frac{P_e}{P_a} \cdot \frac{T_a}{T_e} - \frac{P_a}{P_e} \cdot \frac{T_e}{T_a} \right) \frac{d}{L\lambda_R} \right] \quad (27)$$

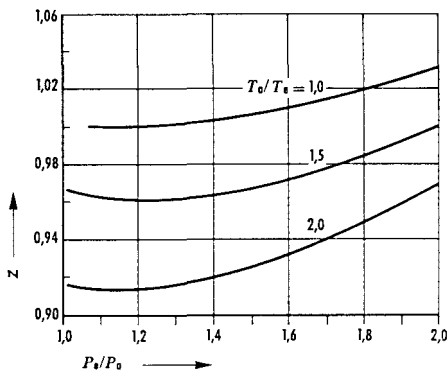


Abb. 11: Faktor z in Abhängigkeit von Eintrittsdruck/Austrittsdruck und Austrittstemperatur/Eintrittstemperatur für $d/L = 5 \cdot 10^{-3}$, $\lambda_R = 0,02$

Fig. 11: Factor z as a function of inlet/outlet pressure and outlet/inlet temperature for $d/L = 5 \cdot 10^{-3}$ and $\lambda_R = 0,02$

In Abb. 11 sind für $d/L = 5 \cdot 10^{-3}$, $\lambda_R = 0,02$ die z -Faktoren in Abhängigkeit von P_e/P_a und T_a/T_e dargestellt. Daraus läßt sich ersehen, daß das Verhältnis der z -Faktoren z/z_{He} auch bei unterschiedlichen Aufwärmspannen und Druckverlusten nur wenig von 1 verschieden ist und daher mit $z/z_{He} \approx 1$ die in den Abbildungen 3 bis 10 auf den Ordinaten angegebenen Werte mit nur geringen Abweichungen die Verhältnisse der Umwälzleistungen bzw. Wärmeübergangszahlen angeben.

(Eingegangen am 28. 6. 1965)

Literatur

- [1] Hall, W. B.: Wärmeübertragung bei Reaktoren, Verlag Vieweg u Sohn, Braunschweig, 1963
- [2] Baehr, H. D.: Atomkernenergie 4 (1958), 7
- [3] Schulten, R., und Mitarbeiter: Nukleonik 1 (1959), 277
- [4] Smidt, D.: Nukleonik 3, (1961), 257
- [5] Polock, B.: ATKE 9-23 (171-180) 1964
- [6] VDI-Wärmeatlas. VDI-Verlag Düsseldorf 1963, Arbeitsblatt Gb 6
- [7] VDI-Wasserdampf tabel, 6. Aufl., Ausgabe A, 1963
- [8] Hilsenrath, J., Y. S. Touloukian: Trans-ASME, August 1954, S 967
- [9] Kling, G.: Chem.-Ing.-Techn 27 (1955), 521
- [10] Glaser, F., F. Gebhardt: Chem.-Ing.-Techn. 31 (1959), 743
- [11] Baehr, H. D., K. Schwier: Die thermodynamischen Eigenschaften der Luft Springer-Verlag 1961
- [12] Massey, G. V. DEG-Report 14 (D), UKAEA
- [13] National Bureau of Standards, Circular 564 Tables of Thermodynamic and Transport Properties of Air, Argon, Carbon Dioxide, Carbon Monoxide, Hydrogen, Nitrogen, Oxygen, and Steam. Pergamon Press 1960
- [14] Progr. in Intern. Research on Thermodynamic and Transport Properties; Sec. Symp. on Thermophysical Properties, ASME; Academic Press New York and London 1962
- [15] Höppner, G. Thermische Belastungsgrenzen von Kernbrennelementen. ATKE 10-25 (163-168), 1965