Neue Aufgaben und Wege im Bau von Wärmeaustauschern

Autor(en): **Grassmann, P.**

Objekttyp: **Article**

Zeitschrift: **Schweizerische Bauzeitung**

Band (Jahr): **69 (1951)**

Heft 42

PDF erstellt am: **01.05.2024**

Persistenter Link: https://doi.org/10.5169/seals-58939

Nutzungsbedingungen

Die ETH-Bibliothek ist Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Inhalten der Zeitschriften. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern.
Die auf der Plattform e-periodica veröffentlichten Dokumente stehen für nicht-kommerzielle Zwecke in Lehre und Forschung sowie für die private Nutzung frei zur Verfügung. Einzelne Dateien oder Ausdrucke aus diesem Angebot können zusammen mit diesen Nutzungsbedingungen und den korrekten Herkunftsbezeichnungen weitergegeben werden.
Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Die systematische Speicherung von Teilen des elektronischen Angebots auf anderen Servern bedarf ebenfalls des schriftlichen Einverständnisses der Rechteinhaber.

Haftungsausschluss

Alle Angaben erfolgen ohne Gewähr für Vollständigkeit oder Richtigkeit. Es wird keine Haftung übernommen für Schäden durch die Verwendung von Informationen aus diesem Online-Angebot oder durch das Fehlen von Informationen. Dies gilt auch für Inhalte Dritter, die über dieses Angebot zugänglich sind.

Ein Dienst der *ETH-Bibliothek*
ETH Zürich, Rämistrasse 101, 8092 Zürich, Schweiz, www.library.ethz.ch

http://www.e-periodica.ch

69. Jahrgang Nachdruck von Bild oder Text nur mit Zustimmung der Redaktion und nur mit genauer Quellenangabe gestattet
Der S. I. A. ist für den Inhalt des redaktionellen Teils seiner Vereinsorgane nicht verantwortlich Nummer 42

Neue Aufgaben und Wege im Bau von Wärmeaustauschern

Von Prof. Dr. P. GRASSMANN, ETH, Zürich

DK 621.565.934

1. Einleitung

Wenn man von Wärmeaustauschern spricht, denkt der Ingenieur vornehmlich an die herkömmliche Form, bei der ein Röhrenbündel, das meist noch mit Schikaneblechen versehen ist, in einen entsprechenden Mantel eingeschoben ist. Wenn auch diese Form, für die vor einiger Zeit Donohue [1] Unterlagen für Wärmeübergang und Druckabfall zusammengestellt, und für die Traupel [2] ein elegantes Berechnungsverfahren angegeben hat, auch heute noch für viele Anwendungsfälle die günstigste Konstruktionsform darstellt, so hat sich doch in neuerer Zeit die Notwendigkeit ergeben, zur Lösung neuer technischer Aufgaben neuartige Wege zu beschreiten. Wenn wir dabei von Verdampfern und Kondensatoren sowie von Austauschern, die mit freier Konvektion arbeiten, absehen, so sind es vornehmlich drei Aufgabenstellungen, die die Entwicklung in neue Bahnen gelenkt haben, nämlich:

a) Die Gasturbine. Bei ihr sind die erforderlichen Wärmeübertragungsflächen mit 0,4 bis 0,5 m²/kW meist wesentlich grösser als bei einer Dampfanlage [3], [4]. Dabei wird der Wirkungsgrad der gesamten Anlage sehr wesentlich durch den Druckabfall und die Temperaturdifferenz im Austauscher beeinflusst.

b) Die Luftzerlegungsanlagen grosser Leistung für die Erzeugung von Sauerstoff, z. B. für Hüttenwerke oder zu Synthesezwecken. Hier müssen bei grossen Anlagen bei Temperaturdifferenzen von nur 2 bis 8° C und Druckabfällen von 0,1 bis höchstens 0,4 at Gasmengen von etwa 20 000 m³/h von + 20 auf —180° gekühlt und wieder erwärmt werden. Gleichzeitig sollen auch der in der Luft enthaltene Wasserdampf und die Kohlensäure möglichst weitgehend ausgeschieden werden.

c) Die Kühler an Flugzeugen, bei denen hohe Leistung auf kleinstem Raum und bei geringstem Gewicht gefordert wird.

Hinter jeder dieser Aufgaben stehen finanzkräftige Gruppen, gewohnt und gewillt, unter Einsatz grosser Mittel und der neuesten wissenschaftlichen Erkenntnisse die entgegenstehenden Schwierigkeiten zu überwinden. So werden die Ergebnisse nicht nur für die vorliegende spezielle Aufgabe, sondern ganz allgemein für die Konstruktion von Austauschern von Bedeutung sein.

2. Wärmeaustausch und Druckverlust

Bei allen drei genannten Aufgaben wird kleiner Druckverlust bei hoher Wärmeübergangszahl verlangt. Es war klar, dass jeder unnötige Druckabfall in Zuleitungen und Verteilstücken, die bei älteren Konstruktionen oft einen wesentlichen Teil des gesamten Druckverlustes des Austausches ausmachten, vermieden werden musste. Ausser durch reichliche Bemessung der Querschnitte kann dies — wie in einer Konstruktion der Firma Escher Wyss [5] — durch Anordnung von Leitblechen in den Umlenkstellen erreicht werden.

Aber wie sollte die Austauschfläche selbst gestaltet werden? Einerseits bedeutet jede Unterbrechung der Austauschfläche einen unerwünschten zusätzlichen Druckverlust, anderseits aber auch eine erwünschte Unterbrechung der den Wärmeübergang hindernden Grenzschicht. Es ergibt sich die Frage: Sollten die Austauschflächen strömungstechnisch möglichst günstig gestaltet werden, wobei dann ohne Ueberschreitung des jeweils noch tragbaren Druckabfalles hohe Strömungsgeschwindigkeiten verwendet werden könnten, die ihrerseits hohe Wärmeübergangszahlen bedingen, oder sollte man umgekehrt durch zahlreiche Unterbrechungen und Umlenkstellen, also durch einen strömungstechnisch ungünstigen Weg, eine möglichst intensive Durchwirbelung erzwingen? Um dabei den zulässigen Druckverlust nicht zu überschreiten, muss der Strömungsweg dann verhältnismässig kurz gewählt werden. Man gelangt also nach dem ersten Konstruktionsprinzip auf lange, schmale Austauscher, nach dem zweiten Prinzip auf kürzere und gedrungene.

Es war wohl erstmals *H. Kühne* [6], der an Hand sorgfältig durchgerechneter Beispiele zeigte, dass man nach dem zweiten Konstruktionsgedanken bei vorgegebenem Druckabfall zur Uebertragung einer bestimmten Wärmemenge mit einer geringeren Fläche auskommt. So ergab sich z. B., dass bei der Strömung quer zu Rohrregistern, also bei einer Strömung mit forcierter Wirbelbildung, bei gleichem Druckabfall und auch sonst gleichen Verhältnissen die gleiche Wärmemenge durch eine kleinere Austauschfläche übertragen werden kann als bei der Strömung im glatten Rohr mit kreisförmigem Querschnitt. Damit ist allerdings noch nicht gesagt, dass auch vom wirtschaftlichen Standpunkt aus der Austauscher mit Querströmung vorgezogen werden muss, denn die kurze gedrungene Bauart kann wegen der grösseren Rohrzahl und des damit notwendigen grösseren Arbeitsaufwandes bei der Herstellung, sowie wegen der teureren Rohrböden einen wesentlich höheren Preis pro m² Austauschfläche ergeben als die schlanke Ausführungsform.

In grossem Masstab wurden dann besonders von der Firma Linde in den bekannten «Linde-Fränkl-Regeneratoren» Austauscher mit sehr zahlreichen hintereinandergeschalteten Anlaufstrecken und kleinen Abmessungen der das Gas führenden Kanälchen, also mit kleinem «hydraulischem Durchmesser» [7], gebaut. Da über diese besonders für die Luftzerlegung wesentlich gewordenen Austauscher schon andernorts zahlreiche Angaben zu finden sind [8], [9] und es sich hierbei auch nicht um einen Austauscher im engeren Sinne handelt, bei dem die Wärme durch Leitung durch eine metallische Trennwand hindurch übertragen wird, soll hier nur kurz einer interessanten Weiterentwicklung, des «Pebble Stone Heaters», gedacht werden [10]. Eine derartige Einrichtung besteht nach Bild 1 aus zwei übereinander angeordneten Schächten, durch deren oberen A das wärmeabgebende Gas, z. B. heisses Verbrennungsgas, strömt, während durch den unteren B das aufzuheizende Gas, z. B. Verbrennungsluft für eine Feuerung, aufsteigt. Die Wärmeübertragung zwischen diesen beiden Gasen wird dadurch bewirkt, dass ein Haufenwerk gebrannter Kugeln im Gegenstrom zu den beiden Gasen langsam durch die beiden Schächte nach abwärts gleitet, dabei sich zunächst oben bei A erhitzt, um dann seine Hitze bei B an die zu erwärmende Luft abzugeben. Die so abgekühlten Kugeln werden dann kontinuierlich von einem Elevator nach oben gebracht und wieder in den oberen Schacht eingegeben. Natürlich lässt sich dieses Verfahren nur durchführen, wenn der Druck beider Gase etwa gleich ist und sich nicht allzusehr von dem der Atmosphäre unterscheidet. Der Abrieb der Kugeln scheint sehr gering zu sein, so dass das erhitzte Gas so staubfrei ist, dass es z. B. unmittelbar zum Brennen von Porzellan verwendet werden kann, ohne dass hierzu die sonst üblichen Muffeln benötigt würden.

Als nach 1945 die Vorteile des «Linde-Fränkl-Regenerators» in den USA bekannt wurden, entwickelte man auch dort Austauscherformen, bei denen zahlreiche Anlaufstrecken mit kleinen Abmessungen der austauschenden Elemente kombiniert waren, die aber im Gegensatz zu den Regeneratoren einen kontinuierlichen Betrieb ermöglichen [11]. So besteht z. B. der Austauscher, der von der

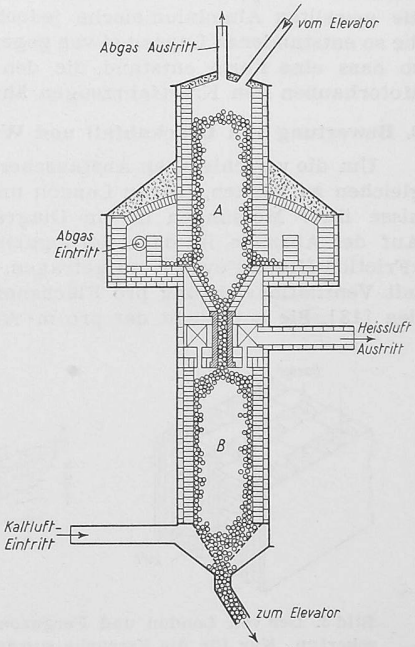

Bild 1. Der «Pebble-Stone-Heater», z. B. für die Anwärmung von Luft durch Rauchgase

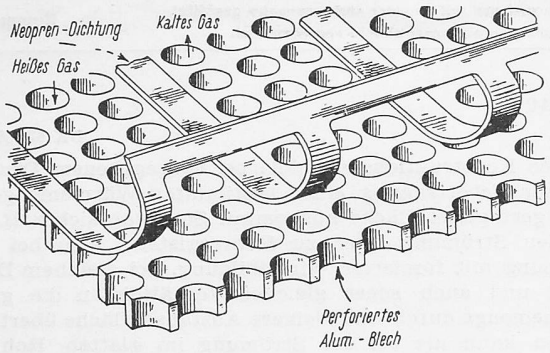

Bild 2. Eines der perforierten Aluminiumbleche des Austauschers der Arthur D. Little Inc.

Arthur de Little Corp. [12] besonders für Luftzerlegungsanlagen entwickelt wurde, aus mehreren tausend perforierten Aluminiumblechen, von denen eines in Bild 2 dargestellt ist, die so übereinandergeschichtet werden, dass die Löcher der aufeinandergeschichteten Platten zwar miteinander fluchten, jedoch wegen der zwischen den Platten liegenden Neoprendichtungen jeweils durch einen schmalen Ringspalt voneinander getrennt sind. So besteht der einzelne Strömungsweg aus zahlreichen kurzen, hintereinandergeschalteten Rohrstücken, also aus immer wiederholten Anlaufstrecken. Bei den neueren Ausführungsformen wurden die mit entsprechenden Sicken versehenen Aluminiumbleche aufeinandergelötet, wodurch die zwischengelegten Neoprendichtungen weggelassen werden konnten.

Beim Austauscher nach Bild 3, der für Gasturbinen oder Flugzeugkühler entwickelt und von London und Ferguson [4] näher untersucht wurde, sind die Räume der beiden ihre Wärme austauschenden Gase durch ebene Aluminiumbleche von nur 0,3 mm voneinander geschieden. Zwischen ihnen sind gewellte 0,15 mm starke Aluminiumbleche angebracht, die zur Vergrösserung der austauschenden Fläche beitragen, gleichzeitig aber auch eine sehr wirksame Versteifung des gesamten Austauschers darstellen. Durch eine Lötung im Ofen ist der für beide Zwecke erforderliche innige metallische Kontakt zwischen den gewellten und den ebenen Blechen sichergestellt.

Ausser der in Bild 3 dargestellten Kreuzstromausführung lassen sich nach dem selben Bauprinzip auch Austauscher mit dem für die Wärmeökonomie besonders günstigen reinen Gegenstrom herstellen.

Bei einem zuerst untersuchten Austauschertyp, der die Bezeichnung A erhielt, strömen die Gase zwischen den gewellten und glatten Blechen in durchgehenden Kanälen mit etwa U-förmigem Querschnitt. Bei einer Reihe nachfolgend untersuchter Typen mit den Bezeichnungen B bis G wurden die gewellten Aluminiumbleche jedoch noch geschlitzt und die so entstandenen Lappen etwas gegeneinander verschränkt, so dass eine Form entstand, die den Kühlschlitzen in den Motorhauben von Kraftfahrzeugen ähnlich ist.

3. Bewertung von Druckabfall und Wärmeaustausch

Um die verschiedenen Austauschertypen miteinander vergleichen zu können, tragen London und Ferguson die Ergebnisse ihrer Messungen in ein Diagramm nach Bild 4 ein. Auf der Abszisse ist dabei im logarithmischen Masstab die «Friction-Horse-Power» aufgetragen, eine Grösse, die wir mit Ventilationsleistung pro Flächeneinheit bezeichnen würden [13]. Sie entspricht der pro m² Austauschfläche laufend

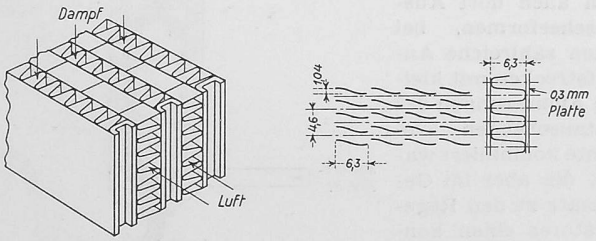

Bild 3. Der von London und Ferguson untersuchte Austauschertyp. Nur für die Versuche wurde der eine Raum des Austauschers mit Dampf geheizt; bei der praktischen Anwendung strömen in beiden Räumen Gase

aufzuwendenden Leistung, um die Gase durch den Austauscher hindurchzupressen. Ist also F die Uebertragungsfläche des Austauschers in m², V die durchströmende Gasmenge in m³/h, Δp der durch den Wärmeaustauscher bedingte Druckabfall in kg/m², so ist die Ventilationsleistung pro Flächeneinheit gegeben durch:

$$\frac{L}{F} = \frac{V \Delta p}{F} \text{ (mkg/hm}^2\text{)}$$

oder

$$\frac{L}{F} = \frac{1}{367\,000} \frac{V \Delta p}{F} \text{ (kW m}^2\text{)}$$

Als Ordinate ist, ebenfalls in logarithmischem Masstab, die Wärmeübergangszahl α aufgetragen.

Wird ein Austauscher mit verschiedenen Gasgeschwindigkeiten geprüft, so wächst mit der Geschwindigkeit, wegen der Zunahme von Δp, sehr rasch auch die Ventilationsleistung pro Flächeneinheit, so dass sich der Betriebspunkt nach rechts verschiebt. Da anderseits sich auch die Wärmeübergangszahl erhöht, ergeben sich die gezeichneten, nach oben ansteigenden Kurven. Wie man erkennt, sind sie besonders in dem praktisch wichtigen Teil oben rechts nicht nur untereinander weitgehend parallel, sondern auch mit der strichpunktiert eingezeichneten Linie, die sich auf das glatte Rohr mit kreisförmigem Querschnitt bezieht. Der Abstand der einzelnen Kurven in Richtung der Ordinate entspricht offenbar dem Verhältnis der in den betreffenden zwei Wärmeaustauschern erreichten Wärmeübergangszahlen, wenn gleiche Ventilationsleistung pro Flächeneinheit, d. h. gleicher Druckverlust eingestellt wird. Wählt man als Bezugslinie die für das glatte Rohr gültige Kurve, so entspricht der in Bild 4 eingezeichnete Abstand gerade der vom Verfasser früher definierten Gütezahl [13]. Wie man erkennt, ändert sie sich innerhalb eines grossen Bereichs der Reynoldsschen Zahlen nur verhältnismässig wenig, kann also gut zur Kennzeichnung eines Wärmeaustauschers hinsichtlich Wärmeübergang und Druckverlust dienen. Die Wärmeübergangszahl bei vorgegebenem Ventilationsverlust pro Flächeneinheit ist damit der Gütezahl proportional, wobei definitionsgemäss für das glatte Rohr mit kreisförmigem Querschnitt $G = 1$ gesetzt ist. Ist ein zulässiger Druckverlust für den Wärmeaustauscher gegeben, so kann bei hoher Gütezahl aus zwei Gründen die benötigte Austauschfläche verkleinert werden, nämlich:

a) Bei gleichem L/F ist α proportional G und damit F proportional zu $1/G$.

b) Da F also verkleinert werden kann, $L = \Delta p V$ aber vorgegeben ist, kann pro Flächeneinheit eine grössere Ventilationsleistung verbraucht, d. h. die Geschwindigkeit im Austauscher erhöht werden, was zu einer nochmaligen Vergrösserung von α führt.

Wie in einer früheren Arbeit gezeigt (vgl. die zweite unter [13] angegebene Arbeit Gl. (12)), führt dies dazu, dass bei vorgegebenen Δp die Fläche F proportional zu $1/G^{1,41}$ wird. Da im vorliegenden Fall für den günstigsten Austauschertyp C etwa mit $G = 1{,}3$ gerechnet werden kann, folgt, dass man hier mit 69 % der Fläche auskommt, die man bei einem Röhrenaustauscher üblicher Bauart anwenden müsste. Da ausserdem die Blechstärken sehr gering sind, die Austauschfläche pro m³ Raumerfüllung aber gross ist, sind auch bezüglich Raumbedarf und Gewicht recht merkliche Einsparungen möglich.

Es sei dazu noch bemerkt, dass sich auch eine Beziehung zwischen der Gütezahl G und der von Niehus [14] angegebenen Zahl z, die ebenfalls zur Bewertung von Wärmeübergang und Druckverlust dient, herstellen lässt. Ferner besteht auch ein enger Zusammenhang mit der von Kühne gewählten Darstellungsart (Vgl. Bild 2 und 3 in der zweiten unter [6] zitierten Arbeit).

4. Beherrschung hoher Wärmestromdichten

Besonders bei der Kühlung von Raketentriebwerken müssen Wärmestromdichten bis zu 10.10^6 kcal/h m² noch sicher beherrscht werden [15], [16], [17], um eine Kühlung der hochbeanspruchten Düsenwandungen zu ermöglichen. Diese Aufgabe kann gemeistert werden durch eine Wasserkühlung mit hoher Strömungsgeschwindigkeit, wobei sich an der zu kühlenden Fläche kleine Dampfblasen bilden, die jedoch sogleich von der Strömung wieder fortgerissen und

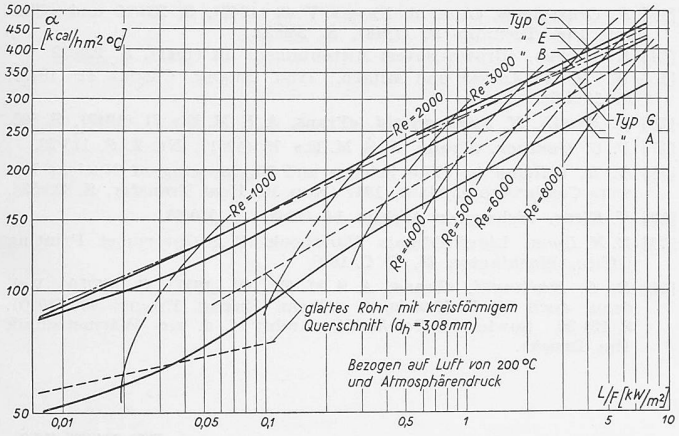

Bild 4. Abhängigkeit der Wärmeübergangszahl α vom Ventilationsverlust pro Flächeneinheit

dann innerhalb von einigen hundert Mikrosekunden [17] im kälteren Kern der Strömung wieder kondensiert werden; ein Vorgang, der im amerikanischen Schrifttum mit «Surface Boiling» bezeichnet wird. Man hat hier also einen sehr wirksamen Wärmetransport durch die Laminarschicht hindurch, und durch die dauernde Blasenbildung werden starke zusätzliche Wirbel erzeugt. Bei Strömungsgeschwindigkeiten des Wassers von 12 m/s konnten so bei kleinen Versuchsmodellen Wärmestromdichten von nahezu $20 \cdot 10^6$ kcal/m²h erreicht werden [17].

5. Flüssige Metalle als Wärmeüberträger

Während Quecksilber schon seit mehreren Jahren als Arbeitsstoff für grosse Wärmekraftanlagen verwendet wird, wobei es entsprechend dem sonst mit Wasserdampf durchgeführten Rankineprozess im Kessel verdampft und nach Entspannung unter Arbeitsleistung bei niedrigem Druck wieder kondensiert wird, hat man in jüngster Zeit ganz allgemein der Wärmeübertragung durch flüssige Metalle, ohne dass diese dabei eine Phasenänderung, also Verdampfung oder Kondensation, erleiden, eine erhöhte Aufmerksamkeit geschenkt. Neben der Kühlung der Ventile von Flugzeugmotoren durch flüssiges Natrium im Schaft war es in den letzten Jahren vornehmlich die Kühlung der Atombrenner, die hier die Entwicklung vorantrieb. Hier kam es vor allem darauf an, durch die Kühlvorrichtung die im Atombrenner stattfindende Atomspaltung so wenig wie möglich zu stören. Neben anderem verlangte dies einen kleinen Raumbedarf der Kühlschlangen, also hohe Uebertragungsleistung, wozu noch die Forderung trat, dass die in der Kühlvorrichtung vorhandene Masse genau konstant bleiben sollte. Aus diesem Grunde schien ein Verdampfungsvorgang für die Kühlung wenig geeignet, sondern es wurde vorgezogen, flüssige Metalle mit möglichst hoher Strömungsgeschwindigkeit durch die Kühlschlangen zu pressen und so die Wärme der Atomreaktion als fühlbare Wärme abzuführen [18]. Es erwies sich deshalb als notwendig, den Wärmeübergang flüssiger Metalle bei erzwungener Konvektion näher zu untersuchen. Hierbei mussten zunächst zwei Schwierigkeiten überwunden werden, nämlich:

a) Experimentell war es — besonders bei dem zunächst meist verwandten Quecksilber — nicht einfach, eine ausreichende Benetzung der Rohrwand durch das flüssige Metall zu erreichen [19].

b) Vom theoretischen Standpunkt aus war es notwendig, die bisher verwendeten Formeln für den Wärmeübergang, bei denen die molekulare Wärmeleitung nur für die Grenzschicht berücksichtigt, dagegen für den turbulenten Kern der Strömung neben dem turbulenten Austausch vernachlässigt war, entsprechend der sehr grossen Wärmeleitfähigkeit der flüssigen Metalle zu erweitern.

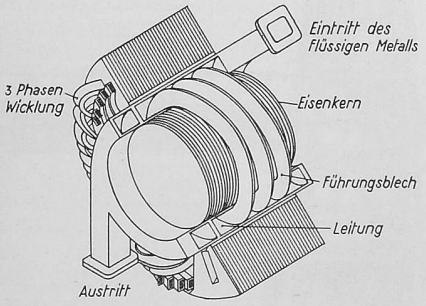

Bild 5. Mit Drehstrom betriebene Pumpe für flüssige Metalle, die nach dem Prinzip des Induktionsmotors arbeitet

Beide Aufgaben sind heute in einer für die Praxis ausreichenden Weise gelöst. Ein Zusatz von 20 p. p. M.[1]) Magnesium oder Kalzium zum Quecksilber genügt, um die Benetzung von Stahl zu erreichen, ([20], S. 86). Bei den viel verwendeten NaK-Legierungen (die eutektische Mischung mit 77 Gewichtsprozenten K schmilzt schon bei —12° C; [20], S. 41) können zahlreiche der üblichen Konstruktionswerkstoffe, z. B. Chrom, Nickel, Stahl 18-8, benützt werden, wobei die Gefahr einer mangelhaften Benetzung wesentlich geringer ist als bei Quecksilber.

Eine Formel für den Wärmeübergang bei Metallen oder, allgemeiner gesagt, von Flüssigkeiten mit sehr kleinen Prandtl-Zahlen, wurde von Martinelli [21], für den Fall der Strömung durch ein Rohr, aufgestellt. Danach ist für $Pr < 0{,}1$, was für alle praktisch wichtigen Metalle erfüllt ist:

$$Nu = 7 + 0{,}025\, Pe^{0{,}8}$$

Dabei ist:

Nu = Nusseltsche Kennzahl $= \alpha D / \lambda$
Pe = Pecletsche Kennzahl $= D\, w_m\, \gamma\, c / \lambda$
α = Wärmeübergangszahl (kcal/h m² °C)
D = Rohrdurchmesser (m)
w_m = Geschwindigkeit (m/h)
γ = Dichte (kg/m³)
λ = Wärmeleitfähigkeit (kcal/h m °C)
c = spezifische Wärme (kcal/kg °C)

Daraus ergibt sich z. B. für Quecksilber bei einer Strömungsgeschwindigkeit von 3 m/s eine Wärmeübergangszahl von 30 000 kcal/h m² °C!

Entsprechend der wachsenden technischen Bedeutung der flüssigen Metalle wurden auch die Mess- und Regelorgane zu ihrer Handhabung weiter entwickelt [20]. Um sie umzupumpen, dienen entweder die schon von Spritzgussmaschinen her bekannten Kolbenpumpen oder besser kontinuierlich wirkende Kreiselpumpen. Dabei ist natürlich einer vollkommenen Abdichtung nach aussen grösstes Gewicht beizulegen, da Quecksilber nur bis zu einem maximalen Gehalt von 0,1 mg/m³ in der Luft geduldet werden kann und sich NaK bei Berührung mit Luft sogleich entzündet. Auch muss das Eindringen von Luft und Feuchtigkeit peinlichst vermieden werden, da dies zu einer sehr unerwünschten Verunreinigung der flüssigen Metalle und in Folge davon zu einer sehr starken Korrosion der Apparatur führt. So weisen die Konstruktionen oft manche Aehnlichkeit mit den Kompressoren für Kältemaschinen auf.

Besonderes Interesse verdienen einige Pumpenkonstruktionen, bei denen die hohen elektrischen Leitfähigkeiten auch der flüssigen Metalle benützt werden. Durch elektrische Wechselfelder lassen sich nämlich in den Metallen starke Induktionsströme erzeugen, auf die starke elektrodynamische Kräfte wirken können, die dann zu einer Bewegung des flüssigen Metalles führen. Damit vereinigen sich Pumpe und Antriebsmotor zu einer Einheit.

So zeigt Bild 5 eine Pumpe für flüssige Metalle [20], die nach dem Prinzip des asynchronen Drehstrom-Motors mit Kurzschlussläufer arbeitet. Das zuströmende flüssige Metall wird in schraubenförmiger Bahn um den Eisenkern herumgeleitet und gelangt dabei in das von der äusseren Statorwicklung, die an ein Drehstromnetz angeschlossen ist, erregte Drehfeld. Entsprechend den Vorgängen in einem Kurzschlussläufer werden also im flüssigen Metall Induktionsströme erregt, die in Wechselwirkung mit dem äusseren Drehfeld einen Drehimpuls auf ihren Träger, d. h. in diesem Fall auf das flüssige Metall, ausüben. Dieses wird dadurch im Sinne der Rotation des Drehfeldes durch die schraubenförmige Bahn gepresst.

Literaturverzeichnis

[1] *D. A. Donohue*, «Ind. Enging. Chem.» 41 (1949), S. 2499/2511. Ref. in «Chem. Ing. Techn.» 23 (1951), S. 16.
[2] *W. Traupel*, «Techn. Rundschau Sulzer» (1944) Nr. 1, S. 1/7, und «Schweizer Archiv» 10 (1944), Nr. 1.
[3] *F. Münzinger*, «Z. VDI» 93 (1951), S. 281/89.
[4] *A. L. London, C. K. Ferguson*, «Transactions A. S. M. E.» 71 (1949), Nr. 1, S. 17/26 u. 72 (1950, S. 611/21 u. 1075/97.
[5] *H. Meienberg*, «Escher-Wyss-Mitteilungen», 21/22 (1948/49), S. 1/12.

[1]) partes pro million (Millionstel)

[6] *H. Kühne,* «Z. VDI», Beiheft Verfahrenstechnik (1944), Nr. 2, S. 47/53 u. «Chem. Ing. Technik» 22 (1950), Nr. 8, S. 168/71.
[7] Zu den Vorteilen kleiner hydraulischer Durchmesser vgl. W. Linke «Arch. ges. Wärmetechnik» 1 (1950), S. 161/69.
[8] *H. Hausen,* Wärmeübertragung im Gegenstrom, Gleichstrom und Kreuzstrom. J. Springer-Verlag u. J. F. Bergmann (1950).
[9] *H. Glaser,* «Z. VDI», Beiheft Verfahrenstechnik (1938), S. 112/25.
[10] *Norton,* «Chem. a. Met. Engng.» 53 (1946), Nr. 7, S. 116. Vgl. auch J. H. Perry, «Chemical Engineers Handbook», New York 1950, S. 1617.
[11] Eine Zusammenstellung neuerer Literatur über die bei Luftzerlegungsanlagen verwandten Austauschertypen, vgl. *P. Grassmann* in Gmelins Handb. d. anorgan. Chemie, 8. Aufl., System Nr. 3, Sauerstofftechnische Darstellung, und «Chemie Ing. Technik» 21 (1949), S. 19/24.
[12] *R. Williams,* «Chem. Engng.» 56 (1949), Nr. 12, S. 104/107, und H. O. McMahon, R. J. Bown u. G. A. Bleyle, «Trans. A. S. M. E.» 72 (1950), S. 623/32.
[13] *P. Grassmann,* «Ann. d. Phys.» V 42 (1942), S. 203/10 und «Chemie Ing. Technik» 20 (1948), S. 289/92.
[14] *K. Niehus,* «Brown-Boveri-Mitteilungen» 18 (1941), S. 228/32.
[15] *W. H. Mc Adams* und Mitarb., «Ind. Engng. Chem.» 41 (1949), S. 1945/53.
[16] *F. Kreith, M. Summerfield,* «Trans. A. S. M. E.» 71 (1949), S. 805.
[17] *F. C. Gunther,* «Trans. A. S. M. E.» 73 (1951), Nr. 2, S. 115/23.
[18] *E. R. Gilliand* in «The Science and Engineering of Nuclear Power» Cambridge 42 Mass. 1947 (Kap. 10, Heat Transfer, S. 323/52).
[19] *K. Elser,* «Schweizer Archiv» 14 (1948), S. 330/36.
[20] *R. N. Lyon,* Liquid-Metals Handbook. U. S. Governmet Printing Office, Washington 25, D. C. 1950.
[21] *R. C. Martinelli,* «Trans. A. S. M. E.» 69 (1947), S. 947/59. Vgl. dazu auch *W. H. McAdams,* «Chem. Engng. Progr.» 46 (1950). S. 121/30. Sowie *H. Reichardt,* Archiv f. d. ges. Wärmetechnik (im Druck).

Eine vorgespannte Deckenkonstruktion

Von Ing. A. WEDER, Burgdorf

DK 624.025 416.3

Nach den Plänen der Eidg. Baudirektion, Bern, wird gegenwärtig in Langnau i. E. ein neues Postgebäude erstellt. Der Hauptbau besteht aus zwei Geschossen von je 14,5 × 27 m Seitenlänge, wobei im Erdgeschoss die Schalterhalle und im Obergeschoss die Telephon-Zentrale untergebracht wird. Auf Wunsch der PTT-Verwaltung sollten die beiden Räume möglichst stützenfrei überspannt werden, um der architektonischen und betriebstechnischen Gestaltung freie Hand zu lassen.

Im Bestreben, für die gestellte Aufgabe ein konstruktiv und wirtschaftlich möglichst günstiges Deckensystem zu finden, wurden verschiedene Varianten studiert und verglichen. Dabei spielten neben der grossen Spannweite von 14,5 m auch die geforderten hohen Nutzlasten von 600 kg/m² eine Rolle. Auf Grund dieser Vorstudien sind beide Platten als vorgespannte Schilfrohrhourdisdecken ausgeführt worden (Bild 1).

In den 22 cm breiten Rippen sind je zwei Vorspannkabel System BBRV (Lieferant Stahlton AG., Zürich) übereinander eingelegt. Leichte Zusatzarmierungen in Rippe und Platte sichern ein einwandfreies Zusammenwirken der verschiedenen Konstruktionsteile und halten die Kabel in der vorgeschriebenen Lage (Bild 2). Durch drei starke Querrippen ist die Decke in der Gebäude-Längsrichtung ausgesteift. Die zwischen diesen Querrippen eingelegten Spezial-Schilfrohrhourdis haben eine Grösse von 42/78/340 cm und sind mit doppelten Matten und besonders steifen Rahmen ausgeführt (Bild 3).

Besondere Aufmerksamkeit erforderte die Verankerung der Kabel in den Sturzträgern. Durch Ankerplatten von 18/18 cm, die auf die Kabelenden aufgeschweisst sind, sowie durch engmaschige Rundeisengitter werden die grossen Spannkräfte in die Träger eingeleitet (Bild 4). Die für das Vorspannen nötigen Aussparungen der Kabelköpfe (Bild 5) werden in einem späteren Arbeitsvorgang geschlossen, so dass sie nach dem Auftragen des Fassadenverputzes vollständig verschwinden.

Die Betonierungsarbeiten hat die Firma Beetschen, Bauunternehmung in Langnau, durchgeführt. Auf Grund der Resultate verschiedener Würfelproben ist ein Beton PC 350 in drei Kiessandkomponenten nach der Fullerkurve zusammengestellt worden. Durch plastische Verarbeitung und Beimischung von 1 % Plastocret konnte eine Druckfestigkeit von 520 kg/cm² nach 28 Tagen erreicht werden.

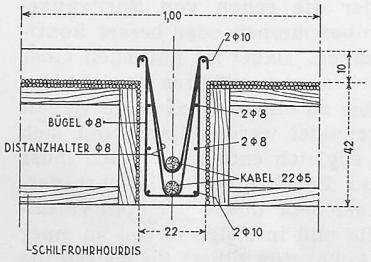

Bild 1. Rippen-Querschnitt Masstab 1:25

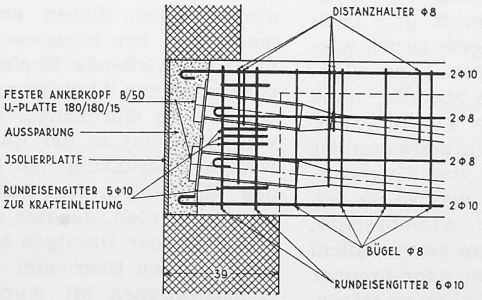

Bild 4. Kabel-Verankerung

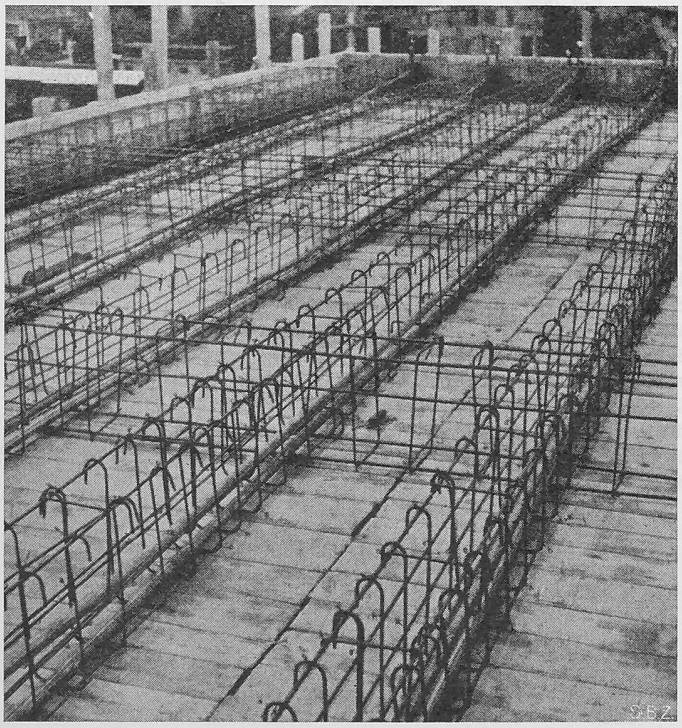

Bild 2. Rippen mit Vorspannkabeln

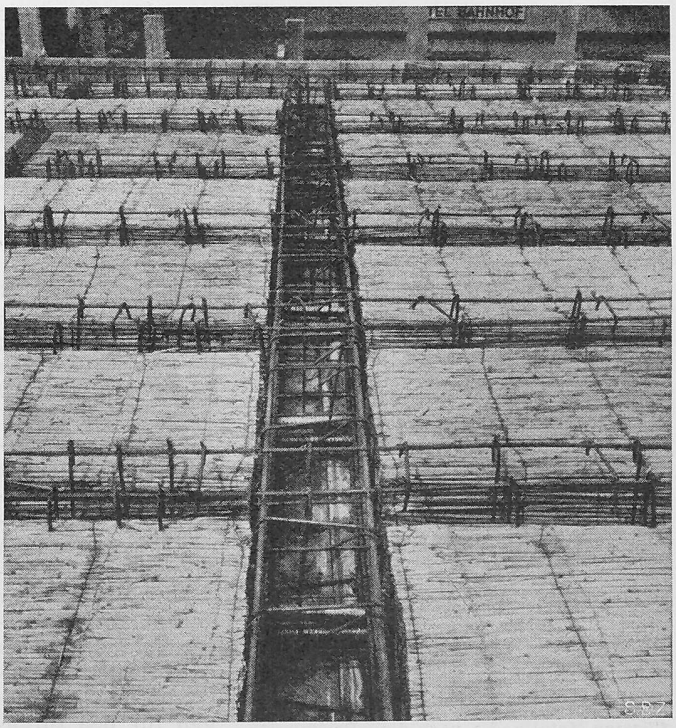

Bild 3. Blick in eine Querrippe