Zeitschrift: Schweizerische Bauzeitung
Herausgeber: Verlags-AG der akademischen technischen Vereine
Band: 75 (1957)
Heft: 40

Artikel: Vom wirtschaftlichen Bau und Betrieb der Wärmeaustauscher
Autor: Gregorig, R.
DOI: https://doi.org/10.5169/seals-63430

Nutzungsbedingungen
Die ETH-Bibliothek ist die Anbieterin der digitalisierten Zeitschriften auf E-Periodica. Sie besitzt keine Urheberrechte an den Zeitschriften und ist nicht verantwortlich für deren Inhalte. Die Rechte liegen in der Regel bei den Herausgebern beziehungsweise den externen Rechteinhabern. Das Veröffentlichen von Bildern in Print- und Online-Publikationen sowie auf Social Media-Kanälen oder Webseiten ist nur mit vorheriger Genehmigung der Rechteinhaber erlaubt. Mehr erfahren

Conditions d'utilisation
L'ETH Library est le fournisseur des revues numérisées. Elle ne détient aucun droit d'auteur sur les revues et n'est pas responsable de leur contenu. En règle générale, les droits sont détenus par les éditeurs ou les détenteurs de droits externes. La reproduction d'images dans des publications imprimées ou en ligne ainsi que sur des canaux de médias sociaux ou des sites web n'est autorisée qu'avec l'accord préalable des détenteurs des droits. En savoir plus

Terms of use
The ETH Library is the provider of the digitised journals. It does not own any copyrights to the journals and is not responsible for their content. The rights usually lie with the publishers or the external rights holders. Publishing images in print and online publications, as well as on social media channels or websites, is only permitted with the prior consent of the rights holders. Find out more

Download PDF: 14.01.2026

ETH-Bibliothek Zürich, E-Periodica, https://www.e-periodica.ch

Vom wirtschaftlichen Bau und Betrieb der Wärmeaustauscher

Von Dr. sc. techn. **R. Gregorig**, Privatdozent an der ETH, Zürich *)

DK 621.565.94

I. Allgemeines

Als Wärmeaustauscher bezeichnet man Apparate, die von zwei oder mehreren Medien durchströmt werden, wovon mindestens eines Wärme an die andern abgibt. Entweder bleibt dabei der Aggregatzustand der einzelnen Medien gleich, oder sie kondensieren, verdampfen, schmelzen oder erstarren. In der chemischen Industrie sowie bei thermischen Kraftwerken, vor allem auch bei Atomkraftwerken, werden sehr grosse und teure Wärmeaustauscher benötigt; hier ist eine eingehende wirtschaftliche Berechnung dringend notwendig.

Schon lange sucht man nach einer genauen Bezeichnung des Apparates. Man hat Ausdrücke wie «Wärmetauscher, Wärmeübertrager, Temperaturwechsler, Temperaturwandler» vorgeschlagen. In Deutschland ist neuerdings [1]) der Entschluss gefasst worden, bei der Benennung «Wärmeaustauscher» zu bleiben. Hierzulande wird sie auch verwendet.

Unter dem Bau eines Wärmeaustauschers verstehen wir das Festlegen der allgemeinen Disposition des Apparates, die Bestimmung seiner Hauptabmessungen, seine konstruktive Durchbildung und die Montage. Wird die allgemeine Disposition festgelegt, so muss auch gleich bestimmt werden, ob sich ein Reserve-Wärmeaustauscher wirtschaftlich lohnt.

Die Aufgabe, einen Wärmeaustauscher wirtschaftlich zu dimensionieren, zerfällt in zwei Teile. Im ersten Teil muss die günstigste Konstruktion bestimmt werden, d. h. es ist festzulegen, ob stehende oder liegende Bauart anzuwenden ist, wie die verschiedenen Medien durch den Apparat geführt und wie die wärmeübertragenden Oberflächen ausgebildet werden sollen. Weiter sind die elementaren Abmessungen (z. B. Rohrdurchmesser und Rohrteilung bei einem Rohrbündelapparat) festzulegen. Bekanntlich können die Medien im Längs- oder Querstrom oder auch gemischt geführt werden.

Im zweiten Teil muss ermittelt werden, unter welchen Betriebsbedingungen der Wärmeaustauscher am wirtschaftlichsten arbeitet. Diese Frage können wir analytisch sehr weitgehend abklären.

Einen Beitrag zur ersten Aufgabe gab *P. Grassmann* [2]), indem er aus dem Zusammenhang zwischen Wärmeübergang und Druckverlust bei turbulenter Strömung eine Kenngrösse für die Güte der Ausnutzung des Druckverlustes zur Erzielung eines günstigen Wärmeüberganges ableitete. Als Bezugszustand wählte er die Wärmeübergangsverhältnisse im glatten Rohr. Ein Wärmeaustauscher kann jedoch sehr selten als alleinstehender Apparat betrachtet werden. Er ist gewöhnlich in einen Arbeitsprozess eingeschaltet und übt einen mehr oder weniger starken Einfluss auf die technische Arbeitsfähigkeit der ganzen Anlage aus.

Vor kurzem ist von *Z. Rant* [3]) der Vorschlag gemacht worden, die technische Arbeitsfähigkeit einfachheitshalber als *Exergie* zu benennen. Einige Autoren beginnen diese Bezeichnung in ihren Veröffentlichungen zu verwenden.

Die technische Arbeitsfähigkeit oder Exergie Ex, wie sie Bošnjaković [4]) zum ersten Male eingeführt hat, ist

$$Ex = i - i_0 - T_0 \ (s - s_0)$$

Dabei bedeuten i, s und T die Enthalpie, die Entropie und die Temperatur des Arbeitsmediums. Die Grössen ohne Index beziehen sich auf den Anfangszustand und die mit dem Index «0» auf den Umgebungszustand. Wie notwendig es ist, die Exergie zu berechnen, um die Güte eines Wärmeaustauschers beurteilen zu können, hat schon P. Grassmann [2]) betont. *H. Glaser* hat diesen Gedanken rechnerisch verfolgt [5]). Er berücksichtigt ausser den Druckverlusten im Wärmeaustauscher auch die Verluste, welche die Leistungsfähigkeit eines Kraft- oder Arbeitsverfahrens beeinträchtigen, und definiert den verfahrenstechnischen Gesamtgütegrad η eines Wärmeaustauschers durch die Gleichung

$$\eta = Ex_0/Ex$$

Dabei ist Ex_0 die Exergie, die aufgewendet werden muss, um die Nutzarbeit L_0 für den theoretischen Fall zu gewinnen, bei dem der Teil-Prozess im Wärmeaustauscher umkehrbar verlaufen soll, also mit unendlich grosser Oberfläche und unendlich kleinen Druckabfällen gedacht wird, während alle übrigen für die Durchführung des Prozesses notwendigen Maschinen und Apparate mit den in der Praxis tatsächlich vorkommenden Wirkungsgraden arbeiten sollen. Ex ist hingegen die Exergie, die dem Prozess beim wirklichen Verhalten des Wärmeaustauschers (nicht umkehrbarer Teilprozess) zur Erzeugung der gleichen Nutzarbeit L_0 zugeführt werden muss. Naturgemäss ist Ex wegen den Verlusten im Wärmeaustauscher grösser als Ex_0 [6]).

Um Berechnungen über die Wirtschaftlichkeit der Wärmeaustauscher einfach zu gestalten, empfiehlt sich eine Unterteilung der verschiedenen jährlichen Einzelkosten nach Tabelle 1. Dabei werden unter «jährliche Kosten des eigentlichen Wärmeaustauschers» die unter A aufgeführten Positionen verstanden. Die unter B genannten Kosten beziehen sich auf nichtumkehrbare Prozesse, bei denen also Druckverluste und Verluste an Qualität der thermischen Energie infolge endlichen Temperatursprunges der Wärmeübertragung auftreten.

Die zweite Aufgabe der wirtschaftlichen Dimensionierung eines Wärmeaustauschers besteht darin, eine Konstruktion zu finden, bei der die gesamten jährlichen Kosten minimal ausfallen. Nicht selten stösst man gegenüber wirtschaftlichen Rechnungen auf Abneigung. Das kann verschiedene Gründe haben. Das Festlegen von Konstruktion und Grösse von Wärmeaustauschern kann durch Momente beeinflusst sein, die sich schlechthin nicht in Zahlen ausdrücken lassen. In solchen Fällen wird man wohl die massgebenden Grössen rechnerisch ermitteln, um einen Anhalt zu gewinnen. Man wird aber im übrigen den anderen Momenten möglichst weitgehend Rechnung tragen. Es gibt auch Probleme, die von sehr vielen

*) Erweiterte Fassung der vom Verfasser an der Eidg. Techn. Hochschule am 1. Dezember 1956 gehaltenen Antrittsvorlesung.

1) Interne Arbeitssitzung des Fachausschusses «Wärmeaustauscher und Verdampfer» der VDI-Fachgruppe Verfahrenstechnik am 23. April 1956 in Bingen a. Rhein.

2) *P. Grassmann:* Ueber den Wirkungsgrad von Wärmeaustauschern. «Annalen der Physik» 42 (1942) 203/210.

3) *Z. Rant,* Exergie, ein neues Wort für technische Arbeitsfähigkeit. «Forschung auf dem Gebiete des Ingenieurwesens» 22 (1956) 36/37.

4) *Fr. Bosnjakovic:* Technische Thermodynamik. Dresden und Leipzig 1935. Erster Teil, Seite 138. Verl. Th. Steinkopff.

5) *H. Glaser:* Der thermodynamische Wert und die verfahrenstechnische Wirkung von Wärmeaustauscher-Verlusten. «Chem.-Ing.-Techn.» 24 (1952) 135/141. S. auch die Studie von *H. Pfenninger* über BBC-Gasturbinen in SBZ 1955 Nr. 9 und 10.

6) Weitere Arbeiten auf dem Gebiete der günstigsten Gestaltung von Wärmeaustauschern:

A. F. Fritzsche: Allgemeine Bewertung von Rohrbündel-Wärmeübertragern der Längsstrom- und der Querstrombauart. «VDI-Forschungsheft» 450 B, 21 (1955).

H. Kühne: Die Grundlagen der Berechnung von Oberflächenaustauschern. Verl. Vandenhoeck Ruprecht, Göttingen, s. a. «Z. VDI», März 1948, S. 92/94.

A. Frieder: Wirkungsgrad von Wärmeübertragern. «Allg. Wärmetechnik» 1952, H. 7, S. 142.

O. Walger: Grundlagen einer wirtschaftlichen Gestaltung von Wärmeübertragern. «Chem.-Ing.-Techn.», 1952, Nr. 3, S. 142.

M. Ruddick: Economic design of heat exchangers for gas turbines. «Engineering» 1951, S. 229.

E. Eckert: Die günstigste Anordnung der Rohre für Wärmeaustauscher. «Forschung» 16 (1949/50) 133/140.

F. D. Cardwell: Optimum tube size for shell- und tube-type heat exchangers. «Trans. Amer. Soc. Mech. Engrs.» 1950, S. 1061.

H. Glaser: Bewertung von Wärmeaustauschern mit Hilfe einer Leistungszahl. «Z. angew. Chemie», 20 (1948), 129/133.

H. Glaser: Der Gütegrad von Wärmeaustauschern. «Chem.-Ing.-Techn.» 25 (153) 249/252.

A. Raesfeld: Die Bewertung von Wärmeaustauschern. «Abhdlgn. d. Deutsch. Kältetechnischen Vereins», 7 (1952) 45/53.

Th. E. Schmidt: Vergleichszahlen zur Bewertung von Wärmeaustauschern. «Kältetechnik» 1, (1949) 81/86.

M. Lang: Zum Problem des Wirkungsgrad-Begriffs beim Wärmeübertrager. «Allg. Wärmetechnik» 1952, Nr. 5/6, S. 112.

Tabelle 1. Zusammensetzung der jährlichen Gesamtkosten:

A) Jährliche Kosten des Wärmeaustauschers	B) Durch den Betrieb verursachte jährliche Kosten (nicht umkehrbare Prozesse)
a) Verzinsung des Ankaufspreises	a) Energieaufwand zur Dekkung der Druckverlustarbeit (Pumpenarbeit)
b) Amortisation	b) Energieaufwand infolge endlichen Temperatursprunges der Wärmeübertragung
c) Unterhalt	
d) Betriebsmittelkosten (z. B. Kühlwasser)	
e) Personalkostenanteil	

Faktoren abhängig sind. Wenn eine Rechenmethode in der Praxis Erfolg haben soll, ist es zweckmässig, vorerst nur die wichtigsten Faktoren zu berücksichtigen.

Demgegenüber müssen z. B. im chemischen Apparatebau Wärmeaustauscher je nach den Medien aus gewöhnlichen oder hoch legierten Stählen, vielleicht sogar aus Silber hergestellt werden. Hier ist klar, dass wir bei Werkstoffen, deren Preise um zwei Zehnerpotenzen verschieden sein können, nicht um eine Berechnung der Wirtschaftlichkeit herum kommen. Unsere Berechnungsunterlagen können unter Umständen um 20 bis 30 % falsch sein, sie können jedoch niemals um einen Faktor von 100 differieren.

Um mehr Verständnis für die Methoden wirtschaftlichen Rechnens in der Praxis zu wecken, soll gezeigt werden, welche Verluste ein Wärmeaustauscher verursachen kann, der auf Grund von falschen Unterlagen berechnet wurde. Eine Beleuchtung des Problems von dieser Seite mag für das Dimensionieren derartiger Apparate als Richtlinie dienen. In Bild 1 sind die Aenderungen der Unkosten für einen Wärmeaustauscher in einer bestimmten Anlage für den Fall dargestellt, bei dem die Anschaffungskosten des Apparates falsch ermittelt sind. Darin sind w und w_f der richtige bzw. falsche Wert der Anschaffungskosten pro m² der wärmeübertragenden Oberfläche, U und U_f der richtige bzw. der sich auf Grund falscher Unterlagen einstellende Wert der gesamten Jahreskosten, und schliesslich U_F und U_{Ff} der richtige und der sich auf Grund falscher Unterlagen einstellende Wert der jährlichen Kosten des eigentlichen Wärmeaustauschers. Dieser letztgenannte Wert ist mit guter Annäherung proportional dem Preis des Apparates.

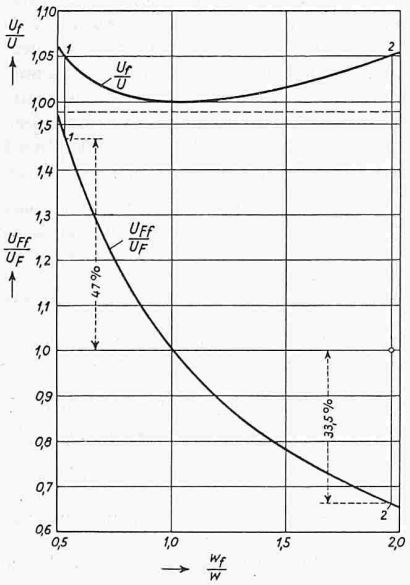

Bild 1. Jahreskostenverhältnisse in Abhängigkeit der Anschaffungskostenverhältnisse

w, w_f richtiger bzw. falscher Wert der Anschaffungskosten

U, U_f richtiger bzw. auf Grund falscher Unterlagen sich einstellender Wert der gesamten Jahreskosten

U_F, U_{Ff} richtiger bzw. auf Grund falscher Unterlagen sich einstellender Wert der jährlichen Kosten des eigentlichen Wärmeaustauschers

Aus dem flachen Verlauf der Kurve U_f/U ist ersichtlich, dass man einen in sehr weiten Grenzen schwankenden Einheitspreis des Wärmeaustauschers in die wirtschaftlichen Rechnungen einsetzen kann, ohne dass sich die gesamten jährlichen Unkosten U_f gegenüber denjenigen des Idealfalles U wesentlich erhöhen. So hat z. B. eine Schwankung des relativen Einheitspreises des Wärmeaustauschers w_f/w zwischen 0,5 und 2 eine maximale Erhöhung der gesamten jährlichen Unkosten von nur 6% zur Folge.

Im untern Teil des Bildes 1 sind die relativen jährlichen Kosten des eigentlichen Wärmeaustauschers U_{Ff}/U_F ebenfalls in Abhängigkeit der relativen Anschaffungskosten des Apparates w_f/w aufgetragen. Bei kleiner prozentualer Vergrösserung der gesamten Unkosten erleidet der Preis des Apparates sehr spürbare Aenderungen. Um den Wärmeaustauscher wirtschaftlich bauen und betreiben zu können, müssen also die Preise und sonstigen Unkosten einigermassen genau bekannt sein.

II. Preis der Halbfabrikate

Um den Marktpreis des Apparates berechnen zu können, müssen vor allem die Preise der Halbfabrikate, also vor allem der Rohre und der Bleche bekannt sein. Die Gewichtseinheit der Rohre ist um so teurer, je kleiner deren Durchmesser und je geringer deren Wandstärke ist. Für Rohrlängen zwischen etwa 1,5 und 6 m ist der Einheitspreis von der Rohrlänge unabhängig. Bei allen andern ausserhalb dieser Grenzen stehenden Längen werden die Rohre pro Gewichtseinheit teurer.

In den Bildern 2 und 3 sind die Preise für Rohre aus Stahl 18/8 angegeben. Wie ersichtlich, ändert sich der Einheitspreis um ein Vielfaches, wenn wir z. B. von einem Rohr von 25,4 mm Durchmesser und 2,1 mm Wandstärke auf ein Rohr von 5 mm Durchmesser und 1,1 mm Wandstärke übergehen. Diese grossen Unterschiede ergeben sich aus der Herstellungsart der Rohre.

Die spezifische Oberfläche eines Rohrbündels, d. h. die Oberfläche pro Volumeneinheit, steigt umgekehrt proportional mit dem Rohrdurchmesser. Gleichzeitig steigt bei sonst gleichbleibenden Bedingungen auch die Wärmeübergangszahl. Bei Anwendung von Rohren mit kleinem Durchmesser fällt das Volumen des Rohrbündels viel kleiner aus, und somit verkleinern sich auch die Kosten des Mantels des Apparates erheblich. Bei grossen Wärmeaustauschern oder bei grossen Serien empfiehlt es sich auf alle Fälle, die wirtschaftliche Berechnung mit zwei oder drei verschiedenen Rohrdurchmessern durchzuführen.

Die Preise der Bleche verhalten sich ähnlich wie diejenigen der Rohre. Dünne Bleche sind teurer. Bild 4 stellt den Einheitspreis von gewöhnlichem Stahlblech (St. 37) in Abhängigkeit der Blechdicke dar.

III. Löhne und Herstellungskosten des Wärmeaustauschers

Um die Herstellungskosten des Apparates berechnen zu können, müssen u. a. auch die Löhne bekannt sein. Fabrikbetriebe einer gewissen Grösse führen Statistiken über die Herstellungszeiten für verschiedene Typen von Wärmeaustauschern.

Um den Apparat wirtschaftlich dimensionieren zu können, ist es notwendig, vorerst die Kosten pro Einheit der Wärmeaustauschfläche zu ermitteln. Dazu müssen wir den Apparat in den Grundzügen entwerfen, dessen Abmessungen grössenordnungsmässig denen des endgültigen Wärmeaustauschers entsprechen. Daraus bestimmen wir die Gewichte der Einzelteile und berechnen mit den bekannten Einheitspreisen die Kosten der Baustoffe (Materialkosten).

Für die Berechnung der Herstellungskosten geht fast jeder Betrieb anders vor. Dies ist durch den Umstand gegeben, dass nicht nur die Herstellungsmethoden und der Werkzeugmaschinenpark sondern auch die kaufmännische Struktur der einzelnen Unternehmen verschieden sind. Jedenfalls sorgt die Konkurrenz dafür, dass bei freiem Markt keine zu grossen Preisunterschiede auftreten.

IV. Preise der elektrischen Energie

Häufig müssen Medien durch einen Wärmeaustauscher mittels einer Pumpe gefördert werden. Der Antrieb dieser Pumpe erfolgt meistens mit elektrischer Energie, deren Preis die wirtschaftliche Bemessung des Wärmeaustauschers wesentlich beeinflusst.

Um zu zeigen, wie gross die Unterschiede in den Einheitspreisen der elektrischen Energie sein können, wollen wir eine Gruppe von Wasserkraftwerken im südlichen Alpengebiet ins Auge fassen. In Bild 5 ist der mittlere jährliche Verlauf der Produktionsfähigkeit für diese Kraftwerkgruppe dargestellt. Das Jahr wird in eine Winterperiode vom 15. Nov. bis 15. April und in eine Sommerperiode eingeteilt. Der wirtschaftlich-industrielle Wert der Energie ist um so grösser, je mehr sich das Angebot der Nachfrage anpasst. Diese ist während des ganzen Jahres ziemlich konstant. Die Energie kann also um so höhere

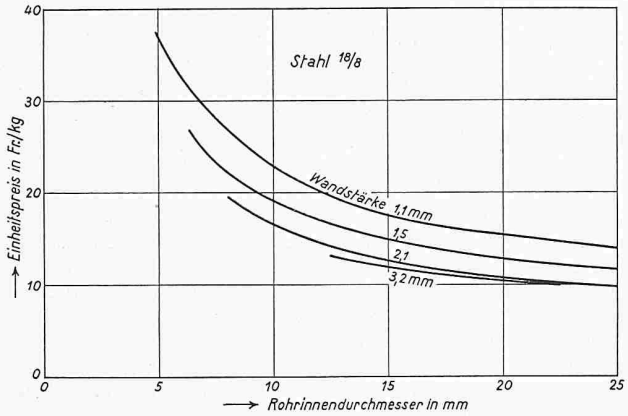

Bild 2. Einheitspreise von Stahlrohren in Fr./kg in Abhängigkeit des Rohrdurchmessers

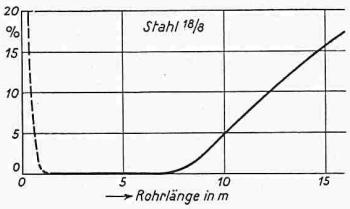

Bild 3. Einheitspreise von Stahlrohren in % in Abhängigkeit der Länge

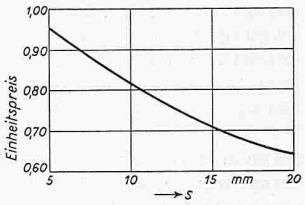

Bild 4. Einheitspreise von Stahlblechen in Abhängigkeit der Dicke in Fr./kg

Preise erreichen, je konstanter die Kraftwerkgruppe ihre Leistung während des Jahres halten kann. Für die schweizerischen Verhältnisse hat eine vom Schweizerischen Wasserwirtschaftsverband bestellte Kommission Richtlinien [7]) für die vergleichende Beurteilung der relativen Wirtschaftlichkeit von Wasserkraft-Vorprojekten ausgearbeitet, die Anhaltspunkte für die Preise der verschiedenen Energiequalitäten geben (Tabelle 2).

Bei Kraftwerken mit ausgesprochener Sommerenergieproduktion wird der Wert des Teiles der Sommerenergie, welcher denjenigen der Winterenergie übertrifft, noch mit einem weiteren Reduktionsfaktor vermindert. Für die italienischen Verhältnisse hat *C. Marcello* eine entsprechende Studie ausgearbeitet [8]). Aus den Preisunterschieden der Tabelle 2 geht deutlich hervor, wie wichtig es bei der wirtschaftlichen Dimensionierung eines Wärmeaustauschers ist, die Energiepreise wenigstens annähernd zu kennen.

Bei Erzeugung elektrischer Energie in thermischen Kraftwerken gibt es — abgesehen von eventuellen saisonbedingten Schwankungen im Transporttarif der Bahnen oder Schiffahrtsgesellschaften — naturgemäss nur den Unterschied zwischen den Energie-Tarifen der Tages- und Nachtperiode. Bei gleicher Anschlussleistung und gleichem minimalem jährlichen Verbrauch gehen gegenwärtig die Energie-Preise in den verschiedenen Elektrizitätswerken Westeuropas bis zu einem Verhältnis von fast 1 zu 2 auseinander. Wenn wir diesen Unterschieden noch die saisonbedingte Aenderung überlagern, wird noch deutlicher, dass wir diese starken Verschiedenheiten in den Preisen beim wirtschaftlichen Dimensionieren der Apparate berücksichtigen müssen.

[7]) Richtlinien für die vergleichende Beurteilung der relativen Wirtschaftlichkeit von Wasserkraft-Vorprojekten. 1949. Verlag: Sekretariat des Schweizerischen Wasserwirtschaftsverbandes, St. Peterstrasse 10, Zürich.

[8]) C. Marcello: Considérations sur les valeurs relatives des différentes qualités d'énérgie hydroélectrique sur le versant italien des Alpes. Union Internationale des Producteurs et Distributeurs d'Energie Electrique, Congrès de Bruxelles, 19 à 24 septembre 1949.

V. Wirtschaftliche Betriebsverhältnisse

Die in diesem Abschnitt behandelten Fragen werden ausführlich erörtert in «Wärmeaustauscher» von R. Gregorig, Büchersammlung «Grundlagen der chemischen Technik», Verlag H. R. Sauerländer & Co., Aarau und Frankfurt a. M. Erscheint Ende 1957.

Sind einmal die Durchflussquerschnitte, die Führung der Medien und die Abmessungen der wärmeübertragenden Oberflächen des Apparates (z. B. des Rohres oder Kanals) festgesetzt, so stellt sich die Frage, wie gross die Geschwindigkeiten der Medien und der mittlere Temperaturunterschied zu wählen sind. Technisch ist eine unendliche Vielzahl zweiter Ordnung von Lösungen möglich; nur eine davon ist die wirtschaftlich günstigste. Für Wärmeaustauscher, in denen die Medien durch eine Wand getrennt sind, lassen sich die massgebenden Grössen mittels verhältnismässig einfacher Rechnungsmethoden finden; für die häufiger vorkommenden Fälle liefern sie die wirtschaftlichsten Geschwindigkeiten und die mittleren Temperaturunterschiede.

In industriellen Betrieben eingeschaltete Wärmeaustauscher sind in bezug auf die Art des Verfahrens in zwei Kategorien zu unterteilen, nämlich

a) in Apparate, deren Unvollkommenheiten zu keinerlei Verlusten an mechanischer Energie führen (z. B. ein Verdampfer mit direkter Heizung mittels eines beliebigen Brennstoffes),

b) in Apparate, bei denen die Nichtumkehrbarkeit Verluste an mechanischer Energie verursacht (Druckverluste und Verluste durch Verschlechterung des thermischen Wirkungsgrades).

Ein Wärmeaustauscher arbeitet mit wirtschaftlichen Verlusten, die durch Reibung oder andere irreversible Prozesse verursacht sind. Einer dieser Verluste ist durch den Druckabfall der strömenden Medien gegeben und zwingt uns, mechanische Energie von aussen in die Anlage zu liefern. Ein zweiter Verlust tritt in jenen Anlagen auf, bei denen dem Austauscher eine Wärme-, Kraft- oder Pumpanlage vor- oder

Tabelle 2. Konventionelle Marktpreise der Energie für Kraftwerke der Allgemeinversorgung im Hauptkonsumgebiet in Oberspannung

	Minimale Erzeugung				Mehrerzeugung			
	Werktags-Tages-Energie		Nacht- und Wochenendenergie		Werktags-Tages-Energie		Nacht- und Wochenendenergie	
	h/Mon.	1000 Fr. GWh*	h/Mon.	1000 Fr. GWh*	h/Mon.	1000 Fr. GWh*	h/Mon.	1000 Fr. GWh*
Oktober	310	38	420	20	310	20	420	15
November	310	42	420	25	310	23	420	18
Dezember	310	46	420	29	310	26	420	21
Januar	310	47	420	30	310	26	420	21
Februar	310	46	420	29	310	26	420	21
März	310	43	420	25	310	23	420	21
Winterhalbjahr	1860		2520		1860		2520	
April	240	36	490	18	240	19	490	13
Mai	240	25	490	12	240	15	490	7
Juni	240	19	490	7	240	11	490	4
Juli	240	19	490	7	240	11	490	4
August	240	24	490	11	240	14	490	6
September	240	30	490	15	240	18	490	9
Sommerh'jahr	1440		2940		1440		2940	
Ganzes Jahr	3300		5460		3300		5460	

*) GWh (GigaWh) = 10^6 kWh

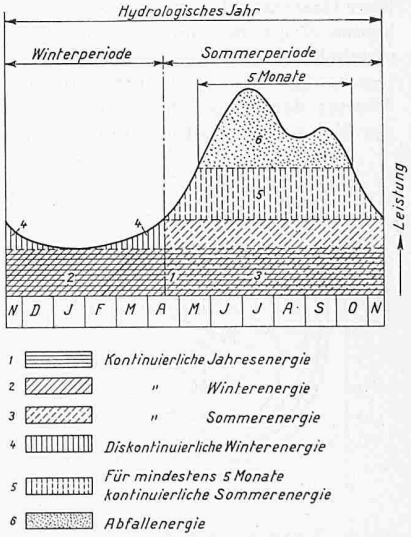

Bild 5. Typischer Jahresverlauf der Leistung einer Wasserkraft-Werkgruppe

nachgeschaltet ist. Die Nichtumkehrbarkeit der Wärmeübertragung in diesem Apparat verursacht bekanntlich eine Verminderung des thermischen Wirkungsgrades der ganzen Anlage. Stellen wir uns eine Anlage zum Eindampfen von Zuckerlösungen vor, der eine Dampfturbinenanlage vorgeschaltet ist. Halten wir die Temperaturen der Zuckerlösung und die übertragene Wärmemenge konstant, so sind der mittlere Temperatursprung zwischen kondensierendem Dampf der Dampfturbinenanlage und Zuckerlösung und damit auch die Verluste um so grösser, je kleiner die Oberfläche des Verdampfers ist. Anderseits ergibt der Verdampfer mit kleinerer Oberfläche natürlich kleinere Anschaffungskosten. Wir haben es — wie schon gesagt — mit einem Minimumproblem zu tun.

Nicht selten kommt es in der Praxis vor, dass wir bei der Berechnung eines Wärmeaustauschers über die einzelnen Grössen nicht frei verfügen können. Oft sind es räumliche Verhältnisse, die den Abmessungen des Wärmeaustauschers gewisse Einschränkungen vorschreiben. Ferner können prozessbedingte Gründe dem mittleren Temperaturunterschied eine obere Grenze setzen, oder es wird sogar ein mittlerer Temperaturunterschied vorgeschrieben. Dies kommt z. B. bei der Lebensmittelherstellung gelegentlich vor.

Für den Fall, dass eines der Medien oder beide Partikelchen enthalten, welche die Wand erodieren, darf zu deren Schonung eine obere Grenze der mittleren Geschwindigkeit der Medien nicht überschritten werden. Würden wir die Lebensdauer des Wärmeaustauschers in Abhängigkeit der mittleren Geschwindigkeit kennen, so könnten wir die wirtschaftlichste Geschwindigkeit berechnen. In den allermeisten Fällen ist uns jedoch die Erosionsgeschwindigkeit in Abhängigkeit der Geschwindigkeit des Mediums nicht genügend bekannt, so dass wir uns leider oft mit mehr oder weniger begründeten Erfahrungswerten begnügen müssen.

Andere Einschränkungen können durch die besondere Aufstellung der Apparate bedingt sein. In chemischen Fabriken pflegt man Apparate und Maschinen auf mehrere Stockwerke eines Gebäudes zu verteilen. Die Rohstoffe werden dabei häufig in ein höhergelegenes Stockwerk gefördert, von wo sie durch Eigenschwere in die tieferen gelangen. Ist auf diesem Weg ein Wärmeaustauscher eingeschaltet, so ist der zulässige Druckverlust für diesen gegeben. Dies setzt eine Anordnung voraus, bei der die Flüssigkeit vor und nach dem Durchfliessen des Apparates einen freien Spiegel aufweist. Die wirtschaftlichen Abmessungen sind in diesem Falle auf andere Art zu berechnen.

Man kann zeigen, dass die Wärmeaustauscher mit verhältnismässig einfachen mathematischen Mitteln einer verfeinerten wirtschaftlichen Berechnung durchaus zugänglich sind, und dass wir uns durch die Vielgestaltigkeit der Probleme nicht abschrecken lassen dürfen. In Bild 6 sind die relativen gesamten Jahreskosten in Prozent (mit 100 % ist hierbei die wirtschaftlichste Lösung gekennzeichnet) in Abhängigkeit der mittleren Geschwindigkeit und des mittleren Temperaturunterschiedes für einen bestimmten Austauscher aufgetragen.

Für alle Wärmeaustauscher mit vorgeschriebener mittlerer Geschwindigkeit u_m liegen die Minima der gesamten Unkosten U auf der durch die Punkte 1 und 3 verlaufenden gestrichelten Kurve. Für Wärmeaustauscher mit vorgeschriebenem mittlerem Temperaturunterschied ΔT_m liegen die Minima der gesamten Unkosten U auf der durch den Punkt 1 parallel zur Ordinatenaxe verlaufenden gestrichelten Geraden.

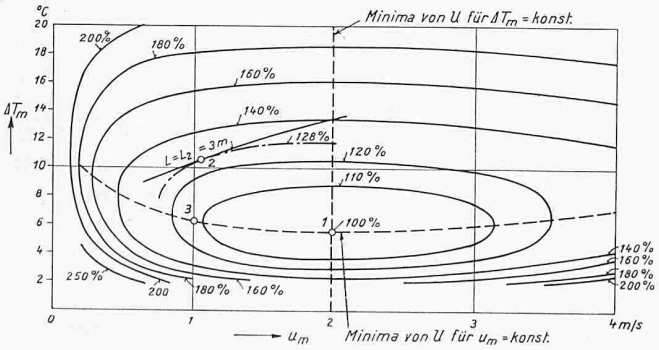

Bild 6. Relative Jahreskosten U in Abhängigkeit der mittleren Geschwindigkeit u_m und des mittleren Temperaturunterschiedes ΔT_m eines Wärmeaustauschers

Die schräg verlaufende Gerade durch den Punkt 2 stellt alle Wärmeaustauscher dar, deren Rohrbündel eine vorgeschriebene Länge aufweisen (im Beispielsfalle: $L = 3$ m). Der Punkt 2 gibt die Betriebsdaten desjenigen Wärmeaustauschers, der bei der oben vorgeschriebenen Länge des Rohrbündels die kleinsten gesamten Unkosten verursacht.

VI. Wirtschaftlicher Betrieb

Ein Wärmeaustauscher muss nicht nur wirtschaftlich dimensioniert, sondern auch wirtschaftlich betrieben werden. Bleiben die Wände des Apparates während der ganzen Betriebszeit rein, so entsteht daraus kein neues wirtschaftliches Problem. Anders verhält es sich bei einem Apparat, dessen Wände sich beim Betrieb mit einer Schmutzschicht überziehen. Unter Schmutzschicht verstehen wir hier jeden Oberflächenbelag, welcher die technische Arbeitsfähigkeit vermindert, wie Verschlammungen, Verkrustungen usw. Dadurch nimmt entweder die übertragene Wärmemenge ab, oder es muss bei gleichbleibender Wärmemenge der mittlere Temperaturunterschied grösser gewählt werden. Der Druckverlust nimmt in allen Fällen zu. Bei gut wärmeleitenden Schmutzschichten, hinreichend niedrigen Wärmeübergangszahlen und gleichbleibendem Durchfluss des Mediums kann es jedoch auch vorkommen, dass die übertragene Wärmemenge bei gleichbleibendem Temperaturunterschied zwischen den Medien zunimmt [9]). Was die technische Arbeitsfähigkeit oder Exergie der ganzen Anlage betrifft, so nimmt diese bei Verschmutzung in allen Fällen ab, da der eventuell verbesserte Wärmedurchgang durch einen übermässigen Anstieg des Druckverlustes erkauft werden muss. Der Wärmeaustauscher muss also gereinigt werden. Aber wie oft soll dies geschehen? Jede Reinigung ist erstens mit den eigentlichen Reinigungskosten verbunden und zweitens kann sie zu einem Unterbruch des Betriebes oder zu einer Leistungssenkung führen und damit zu einem Gewinnausfall.

Der Wärmeaustauscher ist gegen eine etwaige Verschmutzung um so empfindlicher, je höher seine Wärmedurchgangszahl ist. Je nach den vorliegenden Verhältnissen kann die Verschmutzung ein sehr wichtiger Faktor der Betriebswirtschaftlichkeit sein. Alsdann müssen wir entweder den Apparat während des Betriebes oder in einer Betriebspause reinigen, oder wir müssen ihn mit geeigneten Mitteln reinhalten.

Es seien hier einige Reinigungsmethoden während des Betriebes angeführt. Für härtere Schlammansätze in Kondensatoren ist ein Verfahren bekannt, nach welchem während des Betriebes dem Kühlwasser Reibkörper — meistens aus Schwammgummi — beigegeben werden, die die Rohre dauernd in reinem Zustand halten. Eine weitere Möglichkeit bildet das Broman-Ekström-Kugelreinigungsverfahren, bei dem während des Betriebes im Granulierverfahren hergestellte Hartgusskugeln von 4 bis 6 mm Durchmesser die zu reinigenden Teile durchrieseln. Hier sind auch die Russbläser oder das während des Betriebes schwingende und damit reinbleibende Rohrbündel zu erwähnen.

Eine interessante Methode, Verkrustungen zu vermeiden, wird bei Anlagen für die Eindampfung von Sulfitablauge angewendet. Die Verdampfer solcher Anlagen müssen zur Vermeidung von Korrosion aus hochlegiertem teurem Stahl hergestellt werden. Erfahrungsgemäss belegen sie sich im Betrieb verhältnismässig rasch mit Gips. Es wäre höchst unwirtschaftlich, die wärmeübertragende Oberfläche wesentlich zu vergrössern, um der Verkrustung Rechnung zu tragen. Man hilft sich hier damit, dass man in den Verdampferkreislauf 0,02 bis 0,04 mm grosse Gipskristalle einführt. Bei einer Zugabe von 2 bis 4 % bezogen auf das Gewicht der eingeführten Sulfitablauge bilden die Gipskristalle eine sehr grosse Oberfläche, die bis zum Hundertfachen der wärmeübertragenden Oberfläche ausmacht [10]). Die Ausscheidung von Gips erfolgt nun auf den eingeführten Gipskristallen, die als Keime wirken. Diese wachsen an und werden in Nebenschaltung durch einen Multizyklon ausgeschieden oder sie werden in ein Dekantationsgefäss geleitet. Ein Teil dieser ausgeschiedenen

[9]) *R. Gregorig:* Ist eine Schmutzschicht bei konvektiver Wärmeübertragung immer ungünstig? «Escher-Wyss-Mitteilungen» 1956, Nr. 3, S. 31.

[10]) Bei einem Apparat von 1,71 m² wärmeübertragender Fläche und 56 l Füllvolumen erhält man mit kugelförmigen Gips-Kristallen von 0,03 mm Grösse, bei rund 10 Milliarden Kristallen eine Oberfläche von 276 m², d. h. rund 160 mal die Oberfläche des Apparates.

Kristalle wird durch Mahlen zerkleinert und wieder dem Verdampferkreislauf zugeführt. Mit dieser Reinigungsmethode des Wärmeaustauschers hat man im Betrieb sehr gute Erfahrungen gemacht.

Zum Reinigen der Wärmeaustauschflächen in der Betriebspause werden folgende Mittel angewendet: Hindurchschiessen von Bürstenpatronen durch die Rohre, Ausbohren der Rohre, Ausspülen mit einem Strahl von festen Partikelchen, chemische Reinigung. Wenn die Reinigung in einer Betriebspause ausgeführt werden muss, so sind die Betriebsperioden mit Rücksicht auf die Reinigung so zu setzen, dass diese mit geringster finanzieller Belastung durchgeführt werden kann. Dazu ist eine fortwährende Kontrolle des Betriebsverhaltens notwendig. Hierzu sind Messeinrichtungen vorzusehen, mit denen der Wärmedurchgang und der Druckverlust ermittelt werden können. Viele Beispiele zeigen, dass sich solche Messeinrichtungen in kürzester Zeit bezahlt machen.

Die Betriebsperiode t_B zwischen zwei aufeinanderfolgenden Reinigungen kann entweder berechnet oder mit einer einfachen graphischen Methode nach Bild 7 bestimmt werden. Die gesamten Jahreskosten U des Apparates wachsen in Funktion der Zeit t nach einer parabelähnlichen Kurve B. Wenn der Wärmeaustauscher nicht verschmutzen würde, so ergäbe sich die Gerade A, die die Tangente an die Parabel B in O darstellt. Sind die Reinigungskosten R unabhängig vom Verschmutzungsgrad, wie es etwa bei mechanischer Entfernung gewisser Verkrustungen der Fall ist, so können wir sie durch die Strecke OS darstellen. Wird aus dem Punkt S die Tangente an die Parabel B gezeichnet, so berührt sie dieselbe im Punkt P. Damit erhalten wir die Betriebsperiode t_B zwischen zwei aufeinanderfolgenden Reinigungen.

Nehmen hingegen die Reinigungskosten mit zunehmender Verschmutzung zu, so schlagen wir zuerst diese variablen Kosten zu den übrigen Jahreskosten und erhalten damit die Kurve C. Nun legen wir von O aus die Tangente an die Kurve C und erhalten damit die neue Betriebsperiode $t_B{}^*$.

Müssen die Reinigungen oft ausgeführt werden, so stellt sich die Frage, ob vom wirtschaftlichen Gesichtspunkt aus ein Reserve-Wärmeaustauscher zweckmässig ist, um Produktionsausfälle, die infolge der wiederholt gestörten Betriebsfähigkeit der Anlage entstehen, zu vermeiden. Das Kriterium, das zur wirtschaftlichen Existenzberechtigung eines Reserve-Apparates ausschlaggebend ist, können wir folgendermassen formulieren: die totalen mittleren Jahreskosten pro Zeiteinheit müssen für den Fall mit Reserve-Apparat kleiner sein als die entsprechenden Jahreskosten ohne ihn.

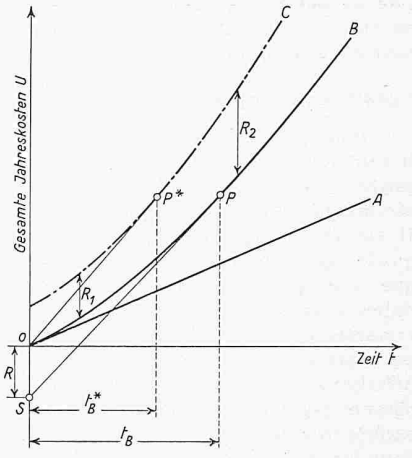

Bild 7. Zur Bestimmung der günstigsten Betriebsdauer t_B zwischen zwei Reinigungen

Damit eine Anlage wirtschaftlich betrieben wird, muss nicht nur ihr maschineller und apparativer Teil nach allen Regeln des entsprechenden Fachgebietes richtig ausgelegt und ausgeführt werden, sondern es muss auch ein tüchtiges Betriebspersonal vorhanden sein, das sich alle eigenen und auch fremden Erfahrungen beim Betreiben der eigenen Anlage zunutze macht.

*

Wie schön es auch für den Ingenieur ist, etwas Licht in im Dunkeln liegende Gebiete zu bringen, so sehr muss ihm bewusst sein, dass er mit den immer länger und feiner werdenden Berechnungsmethoden das Künstlerische in seiner Arbeit zurückdrängt. Bis aber die Seele und die Kunst vollständig aus der Technik verdrängt sein werden, vergeht hoffentlich noch recht viel Zeit, während welcher Generationen von begeisterten Ingenieuren ihrer Berufung nachgehen können.

Adresse des Verfassers: Dr. *R. Gregorig,* Schindlerstrasse 9, Zürich 6.

Le système de construction par dalles montées Youtz-Slick

Par **Vera Jansone de Fischer,** architecte diplômée, Zurich

DK 624.057

Introduction

La méthode Youtz-Slick est un des systèmes modernes de construction qui par l'introduction de moyens mécaniques réduit considérablement le travail sur le chantier et permet de grandes économies de temps et du coût de la construction. Cette méthode de la dalle montée (fig. 1) est un système d'érection dont les étapes principales sont les suivantes: Des poteaux préfabriqués et hauts de 1 à 3 étages sont encastrés dans la dalle du rez-de-chaussée. Celle-ci servant de coffrage, on bétonne les unes sur les autres les dalles des niveaux supérieurs. Quand les planchers ont bien durci, les vérins hydrauliques sont fixés au sommet de chaque poteau; les dalles sont hissées, l'une après l'autre, le long des poteaux à la hauteur désirée, et assemblées définitivement au poteau par un collier rigide noyé dans l'épaisseur de la dalle et soudé sur place au poteau.

Invention et débuts

Le système de la dalle montée fut conçu aux Eats-Unis en 1948 presque simultanément par *Philip Youtz,* architecte, à New York, et par *Tom Slick,* homme d'affaires au Texas. Depuis lors, les deux inventeurs ont combiné leurs idées et brevets et les ont confiés à l'Institute of Inventive Research du Texas pour le développement et l'utilisation pratique [1]). Actuellement une association affiliée, The International Lift Slab Corporation [2]), en possède le brevet et l'équipement spécial. Depuis l'érection du premier bâtiment d'essai en 1948, cette méthode a été propagée aux Etats-Unis par de nombreux concessionnaires. 119 architectes et 83 ingénieurs ont, jusqu'à septembre 1955, appliqué la méthode Lift Slab. Ils ont construit

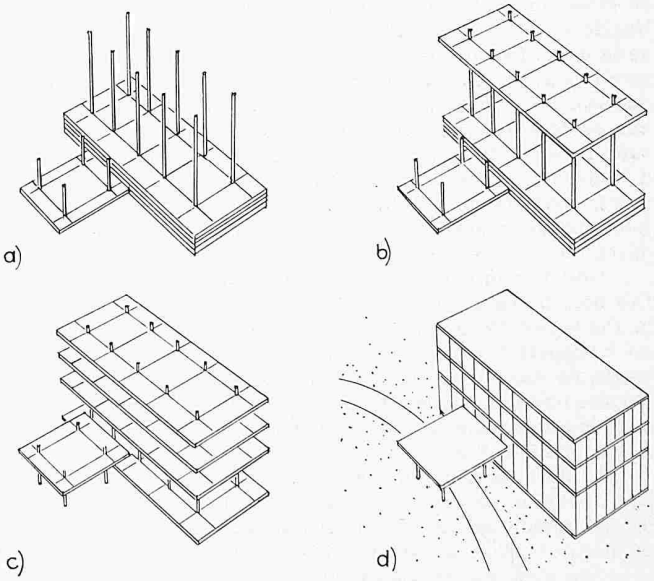

Fig. 1. Esquisses montrant l'ordre des opérations: a) les poteaux encastrés dans la dalle du rez-de-chaussé et les dalles des niveaux supérieurs sont bétonnés sur celle-ci; b) la dalle de la terrasse est hissée; c) toutes les dalles sont à leurs places définitives; d) les sommets des poteaux sont décapés et les parois extérieures posées

[1]) L'ingénieur français *Bernard Lafaille* qui a étudié différents procédés de préfabrication dans le bâtiment, avait envisagé encore avant 1939 la possibilité de couler les planchers de béton armé au sol et de les monter tout faits aux étages correspondants. Le procédé fut essayé sur un chantier du M. R. O. en 1946, mais il ne fut pas mis au point en France faute de moyens financiers.

[2]) Son adresse: Perry Brooks Building, Austin, Texas, USA.