

B. 22

1.1. FACHMINISTERIUM FÜR WISSENSCHAFT UND KUNST
Technischer Prüfungsamt

über

Berechnung eines Nachdruck- und Austauschpreises

Abgeschlossen am 27. Oktober 1942
Bearbeiter: Ing. W. Schenker

Die vorliegende Ausfertigung enthält
8 Textblätter

11061

Berechnung der Wärmeübergangskoeffizienten

Anhalt: An einem horizontalen Zylinder wird ein Gas durch ein Rohr mit einem Hochdruck-Armenutauscher durchgeleitet.

A. Nachrechnung eines Ausweichversuchs

Abmessungen siehe Abbildung 1, Messergebnisse des Versuches d. Stoffwerte siehe Tabelle 1.

Tabelle 1

	Einheit	Wärm. Gas	Zw. Gas
Gewicht des Gases	kg	13,504	13,504
Druck	atm	30	20
Eintrittstemperatur	°C	390	200
Austrittstemperatur	°C	22	30
Spez. Gewicht bei 0°C 100 mm Hg	kg/m ³	0,177	0,16
Mittl. spez. Wärme bei Eintritt	kcal/kg °C	0,69	0,67
Mittl. spez. Wärme bei Austritt	kcal/kg °C	0,69	0,69
Mittl. Wärmeleitkoeff.	kcal/m ² h °C	0,18	

a) Berechnung aus den Wärmehinhalten

Die tatsächliche Wärmedurchgangszahl ergibt sich aus den Wärmehinhalten der beiden Gase und dem mittleren Temperaturunterschied bei den beiden Geostößen (s. Abb. 2) nach den folgenden Formeln:

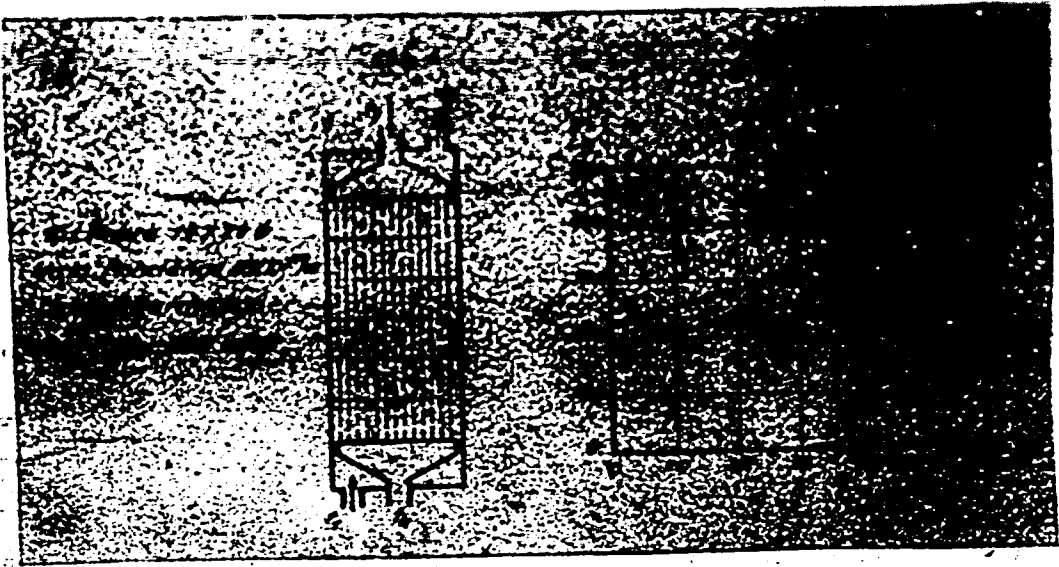
$$Q_n = G \cdot c_{pm} \cdot (t_1 - t_2) \quad (1)$$

$$\Delta t_m = \frac{t_1 - t_2}{2} \quad (2)$$

$$k = \frac{Q_n}{F \cdot \Delta t_m}$$

11062

Da die Wasserwerte G der beiden Gase praktisch einander gleich sind, wird $(\Delta t)_m$ zweckmäßig als arithmetisches Mittel der beiden verschiedenen Wasserwerten $(\Delta t)_1$ und $(\Delta t)_2$ (s. Abb. 2) in Betrachtung zu ziehen (s. auch die Abb. 2).



Die Rechnungsergebnisse sind in der Tabelle 2 enthalten.

Tabelle 2

		Wärm.Gas ₁	Einl.Gas
Wärmeinhalt beim Eintritt	kcal/h	3597000	1564000
Wärmeinhalt beim Austritt	"	2026000	3200000
Wärmeabgabe = ausgetauschte Wärme, Q_1	"	1571000	
Wärmeaufnahme, Q_2	"		1556000
Wärmeverlust a.d.Wärmeinhalten, Q_V	"		35000
Mittl. Temperaturunterschied, $(\Delta t)_m$	°C		48,5
Wärmedurchgangszahl, k	kcal/hm ² °C		534

In günstigsten Falle konnte die Wärmemenge

$$Q_{\max} = G \left[(c_p \cdot t)_1 - (c_p \cdot t)_2 \right] \quad (4)$$

ausgetauscht werden, hier also

$$Q_{\max} = 3597000 - 1664000 - 1953000 \text{ kcal/h.}$$

Setzt man

$$\left. \begin{aligned} \frac{Q_a}{Q_{\max}} \cdot 100 = \psi_1, \text{ "Cütegrad der Erwärmung", und} \\ \frac{Q_i}{Q_{\max}} \cdot 100 = \psi_2, \text{ "Cütegrad der Abkühlung",} \end{aligned} \right\} 5)$$

so ist hier $\psi_1 = 79,4\%$ und

$$\psi_2 = 81,2\%.$$

b) Berechnung aus dem Wärmeübergang

Die Wärmedurchgangszahl lässt sich im Falle des Röhrenwärmeaustauschers mit befriedigender Genauigkeit nach den Gesetzen des Wärmeüberganges berechnen. Sind α_1 und α_2 die Wärmeübergangszahlen auf der Innen- und auf der Aussenseite der Bündelrohre, k_r die Wärmedurchgangszahl für ein lfd.m Rohr und k die Wärmedurchgangszahl für 1 m² mittlere Rohrfäche, so gelten folgende Beziehungen:

$$\left(\frac{\alpha \cdot d}{\lambda} \right)_1 = 0,036 \cdot \left(\frac{d}{L} \right)^{0,05} \cdot \left(\frac{3600 \cdot w \cdot d \cdot c_p}{\lambda} \right)^{0,79}$$

die man für die Rechnung zweckmässig auf die Form bringt:

$$\alpha_1 = 0,044 \left[\frac{(G \cdot c_p)^{0,79} \cdot \lambda^{0,21}}{d^{1,75} \cdot L^{0,05}} \right]_1$$

wo G die auf das einzelne Bündelrohr entfallende Gasmenge in kg/h ist.

Bezüglich der äusseren Wärmeübergangszahl hat es sich als zulässig erwiesen ⁺⁺⁾, zu setzen

$$\alpha_2 = \alpha_1$$

+) Bei verschiedenen bzw. stärker verschiedenen Wasserwerten sinngemäss zu ändern.

++) W. Wilke: "Wärmeaustausch und Wärmeschutz in der chemischen Hochdrucktechnik"? Verfahrenstechnik 1940 Nr. 5, S. 90-96.

Bei den gemessenen Durchmesserverhältnissen d_a & d_i der Bündelrohre ergibt sich eine genaue Berechnung der ausgetauschten Wärmemenge zweckmäßig durch Bestimmung von k_r :

$$\frac{1}{k_r} = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{\alpha_i d_i} + \frac{1}{2 \lambda_{\text{Stahl}}} \ln \frac{d_a}{d_i} + \frac{1}{\alpha_a d_a} \right) \quad (8)$$

Hiernach ergibt sich die insgesamt ausgetauschte Wärme Q_w in kcal/h zu

$$Q_w = z \cdot L \cdot k_r \cdot (t_1 - t_a) \quad (9)$$

wo z die Anzahl der Rohre, L die wirksame Rohrlänge, t_1 und t_a die mittlere Temperatur des innen bzw. aussen strömenden Gases sind.

Soll man jedoch die Wärmedurchgangszahl auf den m^2 mittlerer Fläche beziehen, so ist

$$k = \frac{k_r}{d_m} \quad (10) \text{ und}$$

$$Q_w = z \cdot L \cdot d_m \cdot k \cdot (t_1 - t_a) \quad (11) \text{ oder}$$

$$Q_w = F_m \cdot k \cdot (t_1 - t_a) \quad (12)$$

In dem vorliegenden Zahlenbeispiel ergeben sich hiernach folgende Werte:

$$Q_1 = 0,044 \cdot \frac{(89,50 \cdot 0,662)^{0,79} \cdot 0,160^{0,21}}{0,014^{1,73} \cdot 6,9^{0,05}} = 1100 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C} \text{ } (6a)$$

$$\frac{1}{k_r} = \frac{1}{\alpha} \left(\frac{1}{1100 \cdot 0,014} + \frac{1}{2,40} \ln \frac{25}{14} + \frac{1}{1100 \cdot 0,023} \right) \quad (8a)$$

$$k_r = 28,4 \text{ kcal/hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}$$

$$Q_w = 151 \cdot 6,9 \cdot 28,4 \cdot 48,5 = 1433000 \text{ kcal/h} \quad (9')$$

Die Abweichung von dem gemessenen Wärmeaustausch Q_1 ist hiernach

$$Q_1 - Q_w = 1571000 - 1433000 = 138000 \text{ kcal/h, d.s. } 8,8\%$$

... des ...

... auf die mittlere ...

$$\lambda = \frac{1}{0.0175} = 57.14 \text{ kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°C} \quad (12)$$

... die ...

$$Q_2 = 50.00 \cdot 100 \cdot 1.0 \cdot 1.0 = 5000 \text{ kcal/h} \quad (13)$$

... die ...

Bestimmung des mittleren Wärmeübergangskoeffizienten

... in allgemeinen ...
 Folgerung ... aus Erfahrung ...
 ... vorhanden ...

Die Rohrzahl n ergibt sich aus dem tatsächlichen Gasvolumen V_m und einer als praktisch angenommenen Gaseschwindigkeit (w_m). Beziehen sich z.B. V_0 und γ_0 auf 0°C und 760 mm Q.S. (V_0 in Nm^3/h) und nimmt man t_2 und t_4 vorläufig so an, dass das mittlere Temperaturgefälle $(\Delta t)_m$ 30 bis 60°C beträgt, so ist

$$V_m = V_0 \cdot \frac{1.013}{p_m} \cdot \frac{273 + \frac{t_2 + t_4}{2}}{273} \quad (13)$$

$$z = \frac{V_m}{3600 \cdot w_m \cdot \frac{\pi d_i^2}{4}} \quad (14) \text{ und}$$

$$G = \frac{Q}{z}$$

Nunmehr kann mit Gleichung 6a) (oder 6) die $W.U.Z. \alpha_1$ berechnet werden, weiter k_r (Gl.8) und die ausgetauschte Wärme Q_w (Gl.9). Dieses Q_w wird grösser oder kleiner sein als Q_1 (Gl.1):

$$Q_1 - Q_w = G \cdot [(c_p \cdot t)_3 - (c_p \cdot t)_4] \quad (15)$$

Jetzt werden die Temperaturen t_2 und t_4 verschoben und die Rechnung wiederholt (eine Neuberechnung von k_r kann u.U. unterbleiben), und dies solange, bis Q_w und Q_1 genügend miteinander übereinstimmen.

Wenn die endgültig erhaltenen Endtemperaturen t_2 und t_1 nicht nahe genug an den Anfangstemperaturen t_3 und t_4 des anderen Mediums liegen, d.h. wenn der Wärmeaustausch ("die Regeneration") nicht weit genug geht, so muss die Wärmeaustauschfläche vergrößert werden. (Umgekehrt wird man sich, wenn die Wärmeaustauschfläche irgendwie - utunlich gross errechnet wird; mit einer geringeren Regeneration begnügen.)

C. Weitere Hinweise:

1.) Das vorliegende Beispiel betrifft einen Wärmeaustauscher für Gase. Zur Berechnung der Wärmeübergangszahl α_1 wurde die Nusselt'sche Gleichung benutzt (Gle 6). Diese lässt sich auch schreiben

$$Nu = 0,036 \left(\frac{d}{L}\right)^{0,05} \cdot Pe^{0,79} \quad (6b)$$

wo $Pe = \frac{3600 \cdot w \cdot d \cdot \gamma \cdot c_p}{\lambda}$ die Peclet'sche Zahl ist.

Da $Pe = Re \cdot Pr$

wo $Re = \frac{w \cdot d \cdot \gamma}{\eta}$ die Reynolds'sche Zahl (γ = dyn. Zähigkeit, $\frac{g}{cm \cdot sec}$)

und $Pr = \frac{3600 \cdot \gamma \cdot c_p}{\lambda}$ die Prandtl'sche Zahl ist, so ist auch

$$Nu = 0,036 \left(\frac{d}{L}\right)^{0,05} \cdot Re^{0,79} \cdot Pr^{0,79} \quad (6c)$$

Die Nusselt'sche Gleichung gilt für $Re > 10000$, ausgeprägt turbulente Strömung.

2.) Genauer und auch für Flüssigkeiten (ebenfalls für turbulente Strömung) gültig ist die Kraußhald'sche Gleichung

$$Nu = 0,032 \left(\frac{d}{L}\right)^{0,054} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,36} \quad (6a)$$

wenn die Wärme von der Flüssigkeit auf die Wand übergeht.

und $Nu = 0,032 \left(\frac{d}{L}\right)^{0,054} \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,37} \quad (6b)$

wenn die Wärme von der Wand auf die Flüssigkeit übergeht.

x) Für rein laminare Strömung, $Re < 2300$, gelten andere Beziehungen

3.) Will man die äussere Wärmeübergangszahl eines Leitblech-Wärmeaustauschers berechnen (z.B. wenn aussen Gas, innen aber Flüssigkeit strömt), etwa nach Reither^{*)} oder Hofmann^{**)}, so ist zu bedenken, dass erstens aussen kein reiner Querstrom herrscht und zweitens wegen der an den Leitblechen bestehenden Wirbelgebiete die äussere Wärmeübergangszahl nicht voll ausgenutzt ist.

4.) Die Kompressibilität des Gases wird im allgemeinen^{o)} in Hinblick auf die Verhältnisse der Praxis bei diesen Rechnungen nicht berücksichtigt. Ihr Einfluss beträgt selbst bei Hochdruck nur einige Prozent.

5.) Die Druckverluste (bei Gasen) haben im allgemeinen keinen wesentlichen Einfluss, können aber bei genauen Rechnungen berücksichtigt werden.

6.) Der Wärmeverlust an die Umgebung, der im vorliegenden Beispiel aus der Wärmebilanz (s. Tabelle 2) zu $Q_u = 35000$ kcal/h erhalten wurde, kann aus Oberflächen- und Lufttemperaturen bzw. aus Abmessungen und Wärmeleitfähigkeit der Isolierung genauer berechnet werden (im vorliegenden Falle liefert diese Berechnung 36 000 kcal/h, also praktisch Übereinstimmung). Der Wärmeverlust beträgt hier nur 2,2% des Wärmeaustausches, kann also vernachlässigt werden.

*) VDI-Forschungsheft 269

**) Z.d.VDI 84/1940-Nr.6 v.10.2., S.97-101