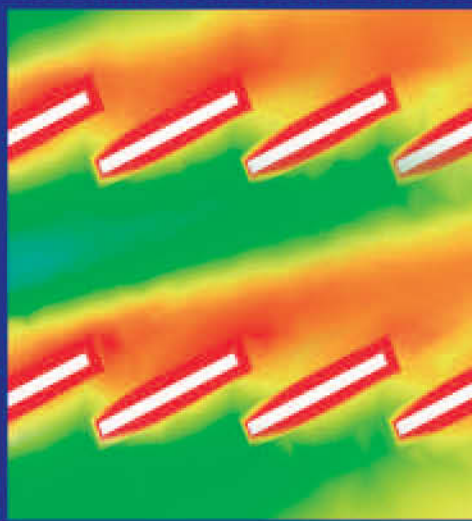


ing
maschinenbau



Wolfgang Polifke
Jan Kopitz

Wärmeübertragung

Grundlagen, analytische und numerische
Methoden

2., aktualisierte Auflage

**Wolfgang Polifke
Jan Kopitz**

Wärmeübertragung

**Grundlagen, analytische
und numerische Methoden**

2., aktualisierte Auflage

PEARSON
Studium

ein Imprint von Pearson Education
München • Boston • San Francisco • Harlow, England
Don Mills, Ontario • Sydney • Mexico City
Madrid • Amsterdam

(8.18) folgt überdies, dass man bei bekanntem Wirkungsgrad ϵ die pro Zeiteinheit übertragene Wärmemenge \dot{Q} einfach nach folgender Formel berechnen kann:

Leistung eines Wärmeübertragers

$$\dot{Q} = \epsilon \dot{C}_{min} (T_h - T_c). \quad (8.20)$$

8.5 Mittlere Temperaturdifferenz des Gegenstrom-Wärmeübertragers

Das Mittel der Temperaturdifferenz zwischen heißem und kaltem Teilstrom kann durch Integration über die Fläche des Wärmeübertragers bestimmt werden,

$$\Delta T_m \equiv \frac{1}{A} \int_A (T_h(x) - T_c(x)) dA. \quad (8.21)$$

Bei der Auslegung von Wärmeübertragern erweist sich diese effektive mittlere Temperaturdifferenz oft als nützlich, obwohl damit keine grundsätzlich neuen Erkenntnisse generiert werden, die nicht auch die Betriebscharakteristik liefern könnte. Ausgehend von (8.12) kann man nämlich für die gesamte Wärmeleistung einfach schreiben

$$\dot{Q} = UA \Delta T_m. \quad (8.22)$$

Damit allein ist noch nichts erreicht, da ΔT_m ja nicht von vornherein bekannt ist, sondern wieder mittels einer detaillierten Analyse der Wärmeströme und der Temperaturverläufe im Wärmeübertrager berechnet werden muss. Für den Gegenstrom-Wärmeübertrager wurde diese Analyse bereits durchgeführt; wir können an die Berechnung der Betriebscharakteristik im vorletzten Abschnitt anknüpfen. Mit dem ersten Hauptsatz (8.9) kann der Term in Klammern auf der rechten Seite von (8.14) wie folgt umgeformt werden:

$$\begin{aligned} \left(\frac{1}{\dot{C}_h} - \frac{1}{\dot{C}_c} \right) &= \frac{1}{\dot{Q}} (T_h - T'_h - T'_c + T_c) \\ &= \frac{1}{\dot{Q}} ((T_h - T'_c) - (T'_h - T_c)) = \frac{1}{\dot{Q}} (\Delta T_1 - \Delta T_2). \end{aligned}$$

Hier bezeichnen ΔT_1 und ΔT_2 die Temperaturdifferenz zwischen den Fluidströmen an den Enden des Wärmeübertragers (siehe Abbildung 8.1). Einsetzen in (8.14) ergibt

$$\dot{Q} = UA \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)}. \quad (8.23)$$

Der Bruch auf der rechten Seite dieser Gleichung ist offensichtlich gleich der gesuchten effektiven mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m für einen Gegenstrom-Wärmeübertrager. Dieser Ausdruck ist auch als mittlere *logarithmische* Temperaturdifferenz ΔT_{log} bekannt:

Definition: Mittlere logarithmische Temperaturdifferenz

$$\Delta T_m = \Delta T_{log} \equiv \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln\left(\frac{\Delta T_2}{\Delta T_1}\right)}. \quad (8.24)$$

Siehe hierzu Aufgabe 8.1.

Beispiel 8.5.1

Auslegungsrechnung mit ΔT_{log}

Die in Beispiel 8.3.1 gezeigte Auslegungsrechnung kann auch mithilfe der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz durchgeführt werden. Mit den gegebenen Werten für Massenstrom, Wärmekapazität und Temperaturänderung des heißen Stroms berechnet man zuerst die übertragene Wärmemenge

$$\dot{Q} = \dot{m}_h c_p (T'_h - T_h) = 2 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4200 \frac{\text{J}}{\text{kg K}} \times (90 - 60) \text{K} = 252 \text{ kW}.$$

Mithilfe der Energiebilanz für das Kühlwasser findet man

$$T'_c = T_c + \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_c c_p} = 10^\circ\text{C} + \frac{252\,000 \text{ W}}{1 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \times 4200 \frac{\text{J}}{\text{kg K}}} = 70^\circ\text{C},$$

und somit

$$\begin{aligned} \Delta T_1 &= T_h - T'_c = (90 - 70)^\circ\text{C} = 20^\circ\text{C}, \\ \Delta T_2 &= T'_h - T_c = (60 - 10)^\circ\text{C} = 50^\circ\text{C}. \end{aligned}$$

Nun berechnet man die effektive Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{(50 - 20)^\circ\text{C}}{\ln(50/20)} = 32,7^\circ\text{C}$$

und damit die Übertragerfläche

$$A = \frac{\dot{Q}}{U \Delta T_{log}} = \frac{252\,000 \text{ W}}{3660 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \times 32,7\text{K}} = 2,1 \text{ m}^2$$

in völliger Übereinstimmung mit obigen Ergebnissen.

Die Beispielrechnungen 8.3.1 und 8.5.1 stimmen im Ergebnis überein – allerdings mag die Berechnung mithilfe der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz vielen Lesern einsichtiger und physikalisch besser motiviert vorkommen als die auf der Betriebscharakteristik basierende Methode. Für die Methode der Betriebscharakteristik spricht allerdings Folgendes:

- Eine effektive mittlere Temperaturdifferenz lässt sich nur für den Gegenstrom- und den Gleichstrom-Wärmeübertrager als mittlere logarithmische Temperaturdifferenz nach (8.24) berechnen, während Betriebscharakteristiken für unterschiedlichste Bauformen explizit bekannt sind, siehe Tabelle 8.1.
- Anspruchsvollere Berechnungsverfahren machen Gebrauch von der Betriebscharakteristik, siehe z. B. [9].
- Eine Nachrechnung lässt sich mit ΔT_{log} nur iterativ durchführen – weil die effektive mittlere Temperaturdifferenz erst bestimmt werden kann, wenn alle Temperaturen an Ein- und Austritt bekannt sind. Folglich müssen die bei einer Nachrechnung gesuchten Temperaturen zuerst abgeschätzt und dann so lange durch wiederholtes Rechnen korrigiert werden, bis ein konsistentes Ergebnis erzielt wird.

Der letzte Punkt soll anhand eines Beispiels illustriert werden. Wir verweisen dabei nochmals auf des Beispiel 8.3.2 (Nachrechnen des Wärmeübertragers bei erhöhtem Kühlwassermassenstrom mit der Betriebscharakteristik).

Beispiel 8.5.2

Nachrechnung mit ΔT_{log}

Die Änderung der Austrittstemperatur T'_c lässt sich grob abschätzen, indem man davon ausgeht, dass bei einem um 50% erhöhten Kühlwassermassenstrom und einem erhöhten Wärmeübergangskoeffizienten die Temperaturänderung des Kühlwassers sich um knapp 1/3 reduzieren sollte, während der Wärmestrom leicht ansteigt, z. B.

$$T'_c = 55^\circ\text{C}$$

und deshalb

$$\dot{Q} = \dot{m}_c c_p (T'_c - T_c) = 1,5 \times 4200 \times 45 \text{ kW} = 284 \text{ kW}.$$

Daraus folgt für Auslasstemperatur des heißen Stroms und die Temperaturdifferenzen an Ein- und Auslass

$$\begin{aligned}T'_h &= T_h - \frac{\dot{Q}}{\dot{m}_h c_p} = 56,3^\circ\text{C}, \\ \Delta T_1 &= T_h - T'_c = (90 - 55)^\circ\text{C} = 35^\circ\text{C}, \\ \Delta T_2 &= T'_h - T_c = (56,3 - 10)^\circ\text{C} = 46,3^\circ\text{C}\end{aligned}$$

und für die effektive Temperaturdifferenz

$$\Delta T_{\log} = \frac{\Delta T_2 - \Delta T_1}{\ln(\Delta T_2/\Delta T_1)} = \frac{(46,3 - 35)^\circ\text{C}}{\ln(46,3/35)} = 40,4^\circ\text{C}.$$

Daraus ergibt sich nun allerdings ein Wert für den Wärmestrom

$$\dot{Q} = U A \Delta T_{\log} = 3900 \times 2,1 \times 40,4 \text{ W} = 332 \text{ kW},$$

der deutlich höher liegt als die 284 kW, die mittels der Energiebilanz aus unserer Schätzung für T'_c berechnet wurden. Unser Schätzwert $T'_c = 55^\circ\text{C}$ muss also nun wiederholt korrigiert werden, bis sich ein konsistentes Ergebnis mit der gewünschten Genauigkeit ergibt.

In Kapitel 22.5 wird gezeigt, wie mittels eines iterativen Algorithmus diese Aufgabe numerisch gelöst werden kann.

8.6 Wärmeübertrager mit Phasenumwandlung

Wie anfangs schon erwähnt, ist in wichtigen Anwendungen eines der beiden Arbeitsmedien eines Wärmeübertragers ein *verdampfendes* oder *kondensierendes* Fluid. Die bei der Phasenumwandlung zuzuführende bzw. frei werdende Verdampfungsenthalpie wird dabei vom zweiten Fluidstrom geliefert bzw. aufgenommen. Die Verhältnisse sind in ►Abbildung 8.8 dargestellt. Wie in der Abbildung angedeutet, ändert sich die Temperatur des verdampfenden bzw. kondensierenden Mediums nicht, was die Berechnung eines Wärmeübertragers, d. h. die Bestimmung seiner Betriebscharakteristik vereinfacht.

Zum Beispiel erhöht sich bei einem Wärmeübertrager mit Verdampfung die Temperatur des kalten Teilstroms trotz Wärmezufuhr nicht, $T_c = \text{const.}$, was einer unendlichen Wärmekapazität $c \rightarrow \infty$ entspricht. Somit

$$\theta_c = 0, \quad \dot{C}_c \rightarrow \infty \quad \text{oder} \quad \dot{C}_r \rightarrow 0.$$

Die gesuchte Betriebscharakteristik reduziert sich folglich auf eine Beziehung zwischen nur zwei Kennzahlen

$$N = N(\theta_h). \tag{8.25}$$

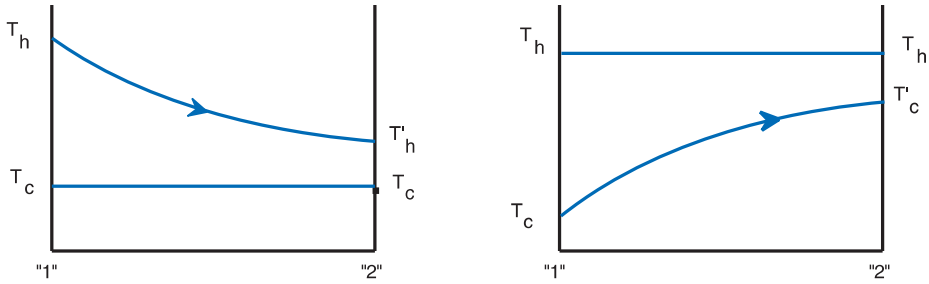


Abbildung 8.8: Temperaturverläufe im Wärmeübertrager mit Verdampfen (*links*) und Kondensieren (*rechts*). Man beachte, dass eine Unterscheidung zwischen Gegenstrom- und Gleichstrom-Wärmeübertrager nicht mehr sinnvoll ist, wenn die Temperatur eines Fluidstromes konstant ist

Ausgehend von der Bilanz der Energieflüsse am Volumenelement kann man sogar explizit zeigen, dass unter den gegebenen Bedingungen gilt:

$$N = -\ln(1 - \epsilon), \quad (8.26)$$

$$\epsilon = 1 - \exp(-N), \quad (8.27)$$

für einen Wärmeübertrager gleich welcher Bauart bzw. Stromführung. Siehe hierzu Aufgabe 8.2.

Falls in einem Wärmeübertrager vollständige Verdampfung mit anschließender Erwärmung (Überhitzung) des Dampfes stattfindet, so ist dieses System als eine Hintereinanderschaltung von zwei Wärmeübertragern zu behandeln, welche über die Eintritts- bzw. Austrittsbedingungen für die Temperaturen und Massenströme miteinander verkoppelt sind. Der erste Wärmeübertrager wird mit einer reduzierten Betriebscharakteristik der Form (8.25) berechnet, der zweite Wärmeübertrager mit den oben vorgestellten Methoden.

Wärmeübertrager mit Kondensation sind analog zu behandeln.

Exkurs

Auch für Wärmeübertrager ohne Phasenumwandlung kann $\dot{C}_r \approx 0$ gelten, z. B. wegen sehr unterschiedlicher Massenströme und/oder bei sehr unterschiedlichen spezifischen Wärmekapazitäten. In solchen Fällen sind die einfachen Betriebscharakteristiken (8.26) und (8.27) näherungsweise gültig.

8.7 Weitere Bauformen von Wärmeübertragern

Die am Beispiel des Gegenstrom-Wärmeübertragers entwickelten Methoden zur Berechnung der Betriebscharakteristik und der mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m lassen sich auch auf einen (Doppelrohr) Gleichstrom-Wärmeübertrager anwenden. Die Ergebnisse für die Betriebscharakteristik, d. h. Wirkungsgrad ϵ und dimensionslose

Übertragungsfähigkeit N , sind in Tabelle 8.1 zusammengestellt. Für ΔT_m findet man wieder die mittlere logarithmische Temperaturdifferenz ΔT_{log} (siehe (8.24)), wobei allerdings zu beachten ist, dass nun mit $\Delta T_2 = T'_h - T'_c$ und $\Delta T_1 = T_h - T_c$ die Temperaturdifferenzen an Ein- und Austritt des Wärmeübertragers anders lauten als bei der Gegenstromführung.

Ein Vergleich der Wirkungsgrade der beiden Varianten zeigt, dass zumindest bei ausreichend hoher Übertragungsfähigkeit und bei Wärmekapazitätsströmen vergleich-

Tabelle 8.1

Betriebscharakteristiken verschiedener Wärmeübertrager

Strömungs- führung	Wirkungsgrad $\epsilon(N, \dot{C}_r)$	dimensionslose Übertragungsfähigkeit $N(\epsilon, \dot{C}_r)$
Gegenstrom	$\frac{1 - \exp[-N(1 - \dot{C}_r)]}{1 - \dot{C}_r \exp[-N(1 - \dot{C}_r)]}$	$\frac{1}{1 - \dot{C}_r} \ln \left(\frac{1 - \epsilon \dot{C}_r}{1 - \epsilon} \right)$
Gleichstrom	$\frac{1 - \exp[-N(1 + \dot{C}_r)]}{1 + \dot{C}_r}$	$-\frac{\ln[1 - \epsilon(1 + \dot{C}_r)]}{1 + \dot{C}_r}$
Kreuzstrom (ungemischt)	$1 - \exp \left[\frac{1}{\dot{C}_r} N^{0,22} \left\{ \exp[-\dot{C}_r N^{0,78}] - 1 \right\} \right]$	
Kreuzstrom (einseitig quergemischt, \dot{C}_{min} ungemischt)	$\frac{1}{\dot{C}_r} [1 - \exp\{-\dot{C}_r[1 - \exp(-N)]\}]$	$-\ln \left[1 + \frac{1}{\dot{C}_r} \ln(1 - \epsilon \dot{C}_r) \right]$
Kreuzstrom (einseitig quergemischt, \dot{C}_{max} ungemischt)	$1 - \exp \left(-\frac{1}{\dot{C}_r} \{1 - \exp[-\dot{C}_r N]\} \right)$	$-\frac{1}{\dot{C}_r} \ln[\dot{C}_r \ln(1 - \epsilon) + 1]$
$\dot{C}_r = 0$ (beliebige Bauform)	$1 - \exp(-N)$	$-\ln(1 - \epsilon)$

barer Größenordnung der Gegenstrom- dem Gleichstrom-Wärmeübertrager überlegen ist:

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \epsilon_{\uparrow\uparrow} = \frac{1}{1 + \dot{C}_r} \quad \text{Gleichstrom,}$$

$$\lim_{N \rightarrow \infty} \epsilon_{\uparrow\downarrow} = 1 \quad \text{Gegenstrom.}$$

Hier ist mit $\epsilon_{\uparrow\uparrow}$ die Gleichstrom- und mit $\epsilon_{\uparrow\downarrow}$ die Gegenstrombauweise gekennzeichnet. Wie man sieht, ist der Wirkungsgrad der Gegenstromanordnung größer, solange $\dot{C}_r > 0$. Nur wenn $\dot{C}_r = 0$ gilt wie oben schon gesagt $\epsilon_{\uparrow\uparrow} = \epsilon_{\uparrow\downarrow} = 1 - \exp(-N)$.

Eine Bauform, der man in der Praxis häufig begegnet, ist der *Kreuzstrom*-Wärmeübertrager. Hier kann zwischen einem *einseitig quervermischten* und einem *unvermischten* Kreuzstrom unterschieden werden, siehe ►Abbildung 8.9 und 8.10. Der quervermischte Kreuzstrom ist mathematisch einfacher zu behandeln, da die Tem-

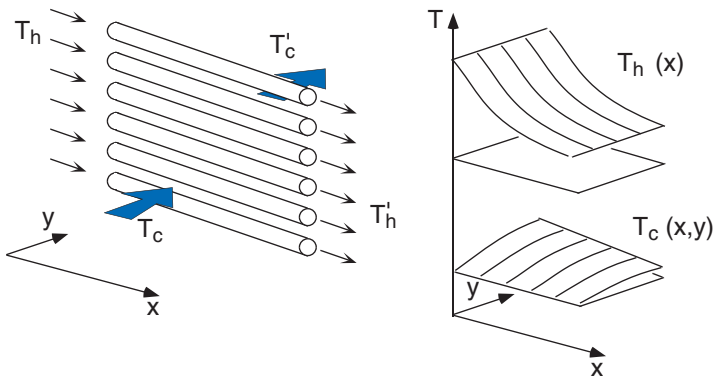


Abbildung 8.9: Temperaturverteilung $T(x, y)$ bei einer einzelnen Rohrreihe als Beispiel des einseitig quergemischten Kreuzstroms

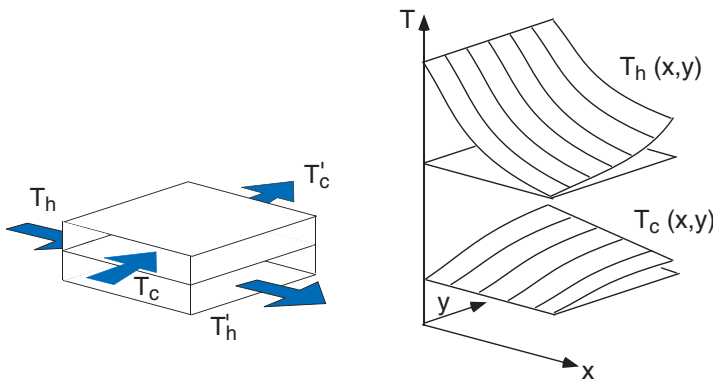


Abbildung 8.10: Temperaturverteilung $T(x, y)$ bei einem *Plattenwärmeübertrager* als Beispiel des ungemischten Kreuzstroms

peraturänderungen in den beiden Raumrichtungen dank der Quermischung gewissermaßen sequentiell berechnet werden können.

Es ist noch zu unterscheiden, ob das Fluid mit dem geringeren oder dem höheren Wärmekapazitätsstrom \dot{C} quervermischt ist. Die Ergebnisse finden sich in Tabelle 8.1. Für den ungemischten Kreuzstrom ist keine geschlossene Lösung zu finden; es muss auf eine Reihenentwicklung zurückgegriffen werden. Die in Tabelle 8.1 angegebene Form des Wirkungsgrads ist nur für $\dot{C}_r = 1$ exakt, jedoch in guter Näherung für alle $\dot{C}_r > 0$ anwendbar.

Details und viele weitere Anwendungsbeispiele finden sich in der Fachliteratur [2, 4, 9].

8.8 Ausblick

Wir haben in diesem Kapitel die Wärmedurchgangszahl U bzw. die Wärmeübergangskoeffizienten α als bekannt und konstant vorausgesetzt. Grundsätzlich hängen diese Koeffizienten jedoch von den Strömungsverhältnissen im Wärmeübertrager ab. Die Gesetzmäßigkeiten des konvektiven Wärmeüberganges lassen z. B. erwarten, dass ein erhöhter Massendurchsatz in einem Teilstrom im Allgemeinen auch den zugehörigen α -Wert erhöhen wird. Eine Einführung in diese Thematik findet sich in den folgenden Kapiteln, der konvektive Wärmeübergang in durchströmten Rohren und Kanälen wird in Kapitel 19 ausführlich diskutiert.

ZUSAMMENFASSUNG

- In einem **Wärmeübertrager** wird Wärme zwischen zwei Fluiden übertragen, welche den Wärmeübertrager durchströmen. Im Spezialfall des **Rekuperators** stehen dabei die Arbeitsmedien nicht in unmittelbarem Kontakt miteinander, sondern sind durch (Rohr-)Wände voneinander getrennt.
- Wichtige Sonderfälle von Wärmeübertragern sind Kondensatoren und Verdampfer, in denen es aufgrund zu- oder abgeführter Wärme zu Änderungen des Aggregatzustands kommt.
- Die Analyse von Wärmeübertragern basiert auf lokalen und globalen Massen- und Energiebilanzen – so wie die Betrachtung von durchströmten Rohrleitungen oder Reaktoren im vorangegangenen Kapitel.
- Die **Betriebscharakteristik** eines Wärmeübertragers erlaubt in schematisierter Form sowohl das **Auslegen** als auch das sog. **Nachrechnen** eines Wärmeübertragers. Es gibt sehr viele verschiedene Bauformen von Wärmeübertragern mit jeweils unterschiedlicher Betriebscharakteristik.

- Nicht immer ist die Betriebscharakteristik analytisch in der gewünschten Form darstellbar, dann sind grafische Methoden anzuwenden.
- Entdimensionierung, d. h. die Einführung dimensionsloser Kennzahlen, erlaubt eine kompakte Diskussion der wesentlichen Zusammenhänge mit einer deutlich reduzierten Zahl von Modellparametern.



Lösungshinweise

e erziten

Richtig oder falsch?

- Beim Wärmeübertrager mit Phasenübergang ist die Temperatur eines Teilstroms konstant, weshalb in dieser Konfiguration der maximale Wirkungsgrad erreicht wird.
- Beim Wärmeübertrager mit Phasenübergang ist der Wirkungsgrad von Gleichstrom- und Gegenstromanordnung identisch.
- Alternativ zur Betriebscharakteristik kann auch mit der mittleren logarithmischen Temperaturdifferenz gearbeitet werden, um einen Wärmeübertrager auszulegen oder nachzurechnen.



Lösungen

Übungsaufgaben

1. Ähnlich wie beim Wärmeübertrager – siehe (8.23) – gilt für die von einem durchströmten Rohr pro Zeiteinheit an die Umgebung abgegebene Verlustwärme

$$\dot{Q} = U M \frac{\Delta T_0 - \Delta T_L}{\ln(\Delta T_0 / \Delta T_L)}$$

mit Temperaturdifferenzen $\Delta T \equiv T_m - T_\infty$. M ist hier die Mantelfläche des Rohres (also die wärmeübertragende Fläche). Bestätigen Sie diese Beziehung, ausgehend von der Differentialgleichung (7.14) für die adiabate Mischtemperatur in einem durchströmten Rohr.

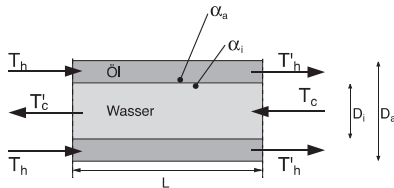
Kann man somit das durchströmte Rohr mit Wärmeverlust auch als Wärmeübertrager interpretieren? Wenn ja, welcher speziellen Bauform entspricht die Konfiguration?

2. Mithilfe einer lokalen Energiebilanz wurde in Kapitel 8.3 die Betriebscharakteristik eines Gegenstrom-Wärmeübertragers bestimmt. Bestätigen Sie mit dieser

Methode die Ergebnisse (8.26) und (8.27) für einen Wärmeübertrager mit Phasenumwandlung.

Überprüfen Sie, ob die in Tabelle 8.1 zusammengestellten Formeln für Wirkungsgrad und Übertragungsfähigkeit sowohl der Gegenstrom- als auch der Gleichstrom-Bauform für $\dot{C}_r \rightarrow 0$ das gleiche Ergebnis liefern.

3.



Schmieröl soll mittels eines Doppelrohr-Gegenstrom-Wärmeübertragers von 100°C auf 60°C gekühlt werden. Durch das innere Rohr fließt Kühlwasser, zwischen innerem und äußerem Rohr strömt das Öl. Der gesamte Wärmeübertrager ist als adiabatisch gegenüber der Umgebung zu behandeln (perfekte Isolation des äußeren Rohres). Der Wärmeleitwiderstand des inneren Rohres sei zu vernachlässigen.

- Führen Sie eine Auslegungsrechnung mithilfe der Betriebscharakteristik durch und bestimmen Sie die benötigte Länge L der Anordnung.
- Führen Sie die entsprechende Rechnung nun unter Zuhilfenahme der effektiven (logarithmischen) mittleren Temperaturdifferenz ΔT_m durch.

Gegebene Größen:

Kühlwasser:

Massenstrom	$\dot{m}_c = 0,2 \text{ kg/s}$
Eintrittstemperatur	$T_c = 30^\circ\text{C}$
Spezifische Wärmekapazität	$c_c = 4178 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$

Schmieröl:

Massenstrom	$\dot{m}_h = 0,1 \text{ kg/s}$
Eintrittstemperatur	$T_h = 100^\circ\text{C}$
Austrittstemperatur	$T'_h = 60^\circ\text{C}$
Spezifische Wärmekapazität	$c_h = 2131 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$
Durchmesser des inneren Rohres	$D_i = 25 \text{ mm}$
Durchmesser des äußeren Rohres	$D_a = 45 \text{ mm}$
Wasserseitiger Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_i = 2250 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$
Ölseitiger Wärmeübergangskoeffizient	$\alpha_a = 38,40 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$

4.

Wir betrachten noch einmal den Doppelrohr-Gegenstrom-Wärmeübertrager der letzten Teilaufgabe. Welche Temperatur weist das Öl am Ende des Wärmeübertragers auf, wenn die Temperatur und der Massenstrom am Eintritt auf $T_h = 120^\circ\text{C}$ bzw. $\dot{m}_h = 0,25 \text{ kg/s}$ erhöht werden? (Alle anderen Parameter sollen unverändert bleiben.)

- Lösen Sie diese Aufgabe (Nachrechnung) mithilfe der Betriebscharakteristik.



Copyright

Daten, Texte, Design und Grafiken dieses eBooks, sowie die eventuell angebotenen eBook-Zusatzdaten sind urheberrechtlich geschützt. Dieses eBook stellen wir lediglich als **persönliche Einzelplatz-Lizenz** zur Verfügung!

Jede andere Verwendung dieses eBooks oder zugehöriger Materialien und Informationen, einschließlich

- der Reproduktion, der Weitergabe, des Weitervertriebs,
- der Platzierung im Internet, in Intranets, in Extranets,
- der Veränderung,
- des Weiterverkaufs

und der Veröffentlichung bedarf der schriftlichen Genehmigung des Verlags.

Inbesondere ist die Entfernung oder Änderung des vom Verlag vergebenen Passwortschutzes ausdrücklich untersagt!

Bei Fragen zu diesem Thema wenden Sie sich bitte an: info@pearson.de

Zusatzdaten

Möglicherweise liegt dem gedruckten Buch eine CD-ROM mit Zusatzdaten bei. Die Zurverfügungstellung dieser Daten auf unseren Websites ist eine freiwillige Leistung des Verlags. Der Rechtsweg ist ausgeschlossen.

Hinweis

Dieses und viele weitere eBooks können Sie rund um die Uhr und legal auf unserer Website

informat.de
<http://www.informat.de>

herunter laden.