

11 Sdílení tepla

Oldřich Holeček, Dalimil Šnita

A Výpočtové vztahy

11.1 Ustálené vedení tepla v nehybném prostředí

Omezíme se na případy, kdy je možné děj popsat ve vhodné soustavě souřadnic jako jednosměrný a budeme fyzikální vlastnosti prostředí považovat za konstantní. Z hlediska praxe je nejdůležitější vedení tepla rovinou deskou, dutým válcem (trubkou) a stěnou duté koule.

Pro homogenní rovinou desku, jejíž tloušťka je malá ve srovnání s jejími ostatními rozměry, platí

$$\dot{Q} = \lambda A \frac{t_1 - t_2}{\delta} \quad (11-1)$$

kde $\dot{Q}$ je tok tepla ve směru kolmém k rovině desky, λ tepelná vodivost materiálu desky, A velikost plochy kolmé na směr toku tepla; t_1 , t_2 teploty povrchů desky, δ tloušťka desky. Stejný vztah platí pro tyč konstantního průřezu, jsou-li boční plochy dokonale izolovány.

Pro dutý válec (trubku), který je buď velmi dlouhý ve srovnání se svým vnějším průměrem, nebo má dokonale izolované podstavy platí vztah

$$\dot{Q} = 2\pi L \lambda \frac{t_1 - t_2}{\ln \frac{d_2}{d_1}} \quad (11-2)$$

kde $\dot{Q}$ je tok tepla v radiálním směru nezávislý na vzdálenosti v tomto směru, λ tepelná vodivost materiálu válce, L jeho délka (délka trubky); t_1 , t_2 teploty plášťů a d_1 , d_2 průměry plášťů dutého válce.

Vedení tepla dutou koulí lze popsat vztahem

$$\dot{Q} = \frac{2\pi\lambda(t_1 - t_2)}{\frac{1}{d_1} - \frac{1}{d_2}} \quad (11-3)$$

kde $\dot{Q}$ je tok tepla v radiálním směru nezávislý na vzdálenosti v tomto směru, λ tepelná vodivost materiálu; t_1 , t_2 teploty povrchů a d_1 , d_2 průměry povrchů stěny duté koule.

V praxi se často vyskytují stěny složené z několika těsně k sobě přiléhajících vrstev různé tloušťky, zhotovených z materiálů o nestejně tepelné vodivosti. V případě rovinné stěny složené z n vrstev můžeme psát

$$\dot{Q} = \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^n \frac{\delta_j}{\lambda_j}} A \quad (11-4)$$

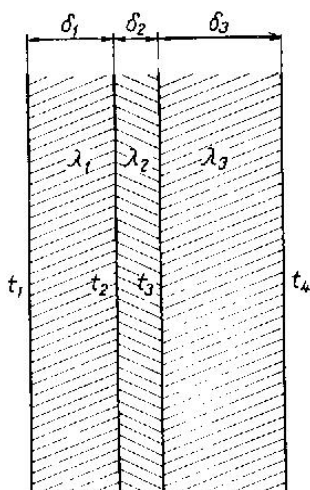
Pro složenou válcovou stěnu platí

$$\dot{Q} = 2\pi L \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^n \frac{1}{\lambda_j} \ln \frac{d_{j+1}}{d_j}} \quad (11-5)$$

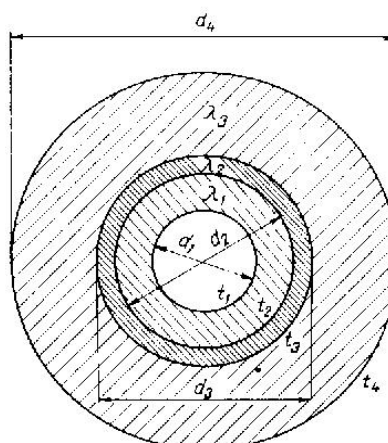
Je-li stěna složena z n soustředných dutých koulí, platí vztah

$$\dot{Q} = 2\pi \frac{t_1 - t_{n+1}}{\sum_{j=1}^{n+1} \frac{1}{\lambda_j} \left(\frac{1}{d_j} - \frac{1}{d_{j+1}} \right)} \quad (11-6)$$

Význam symbolů ve vztazích (11-4) až (11-6) je analogický jako v rovnicích (11-1) až (11-3) a je blíže vysvětlen na obr.11-1, který znázorňuje řez rovinnou stěnou složenou ze tří vrstev vedený kolmo na jejich povrchy a obr.11-2, kde je zakreslen řez válcovou, resp. kulovou stěnou, vedený rovinou kolmou na osu válce, resp. procházející středem koule. Index j znamená, že veličina přísluší j -té vrstvě, na jejichž hraničních plochách jsou teploty t_j a t_{j+1}



Obr.11-1 Řez rovinnou stěnou
složenou ze tří vrstev



Obr.11-2 Řez válcovou resp. kulovou
stěnou složenou ze tří vrstev

11.2 Sdílení tepla konvekcí (přestup tepla)

O přestupu tepla hovoříme při sdílení tepla mezi dvěma sousedícími fázemi, z nichž alespoň jedna je tekutá (obvykle jde o tekutinu a tuhou stěnu). Přestup tepla se řídí vztahem

$$d\dot{Q} = \alpha \Delta t dA \quad (11-7)$$

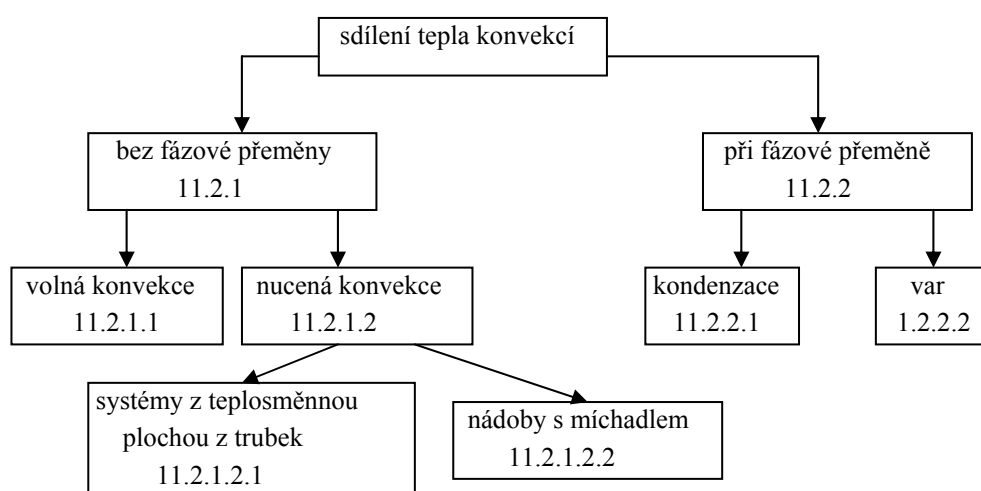
kde α je koeficient přestupu tepla a Δt rozdíl mezi teplotou povrchu pevné stěny t_w a vhodně definovanou teplotou uvnitř tekuté fáze t_f , oboje v místě, kde se nachází element teplosměnné plochy dA . Při praktických výpočtech se obvykle používají střední hodnoty veličin α a Δt , zprůměrněné přes teplosměnnou plochu. Pak přepíšeme (11-7) do tvaru

$$\dot{Q} = \alpha A \Delta t \quad (11-8)$$

kde

$$\Delta t = t_w - t_f \quad (11-9)$$

V rovnici (11-8) a (11-9) jsou α , t_w i t_f střední hodnoty platné pro celou plochu A , nebudeme pro ně zavádět zvláštní symboly. Nebude-li řečeno jinak, budeme v celém dalším textu používat výhradně střední hodnoty. Vzhledem k širokému vymezení pojmu „sdílení tepla konvekcí“ nepřekvapuje, že tímto termínem označujeme řadu jevů, které se od sebe mohou značně lišit. Pro rychlejší orientaci je vzájemná souvislost mezi probíranými případy přestupu tepla znázorněna na obr.11-3. Obrázek obsahuje jen ty pojmy, kterým je věnován samostatně číslovaný odstavec. Tím nejsou všechny možnosti vyčerpány, uvnitř odstavců je třeba věnovat pozornost případnému dalšímu rozlišení například podle režimu proudění, či geometrického uspořádání systému.



Obr.11-3 Probírané případy sdílení tepla konvekcí

Velká většina v praxi používaných vztahů jsou empirické rovnice vzniklé vyhodnocením pokusných dat. Při jejich používání je třeba jisté opatrnosti, správný postup je probrán v odstavci 11.2.3. Pokusné výsledky jsou obvykle vyjadřovány v podobě závislostí mezi bezrozměrnými kritérii podobnosti. V následujícím textu jsou použita tato kritéria:

Grashofovo	$Gr = gl^3\beta\Delta t / \nu^2$	(11-10)
------------	----------------------------------	---------

Nusseltovo	$Nu = \alpha l / \lambda$	(11-11)
------------	---------------------------	---------

Prandtlovo	$Pr = \nu / a = c_p \eta / \lambda$	(11-12)
------------	-------------------------------------	---------

Pécletovo	$Pe = RePr = \nu l / a$	(11-13)
-----------	-------------------------	---------

Reynoldsovo	$Re = \nu l / \nu$	(11-14)
-------------	--------------------	---------

Stantonovo	$St = Nu / Pe = \alpha / \nu \rho c_p$	(11-15)
------------	--	---------

V rovnicích (11-10) až (11-15) je α teplotní vodivost, c_p měrná tepelná kapacita, β teplotní objemová roztažnost, λ tepelná vodivost, ν kinematická viskozita, ρ hustota a η dynamická viskozita proudícího média. Hodnoty fyzikálních vlastností tekutiny je třeba dosazovat při charakteristické teplotě. Dále značí v charakteristickou rychlost, l charakteristický délkový rozměr a Δt rozdíl mezi teplotou tekutiny těsně u stěny a v dostatečné vzdálenosti od stěny (vně mezní vrstvy). O způsobu, jakým jsou voleny charakteristické veličiny je vždy pojednáno u příslušného vztahu. V dalších odstavcích uvedené vztahy představují velmi úzký výběr z obrovského množství publikovaných rovnic, dosti úplný soubor vztahů uvádí například VDI Wärmeatlas [V1] a Heat Exchanger Design Handbook [H3]. U níže citovaných empirických rovnic je uváděna veličina stručně označená jako "chyba". Přesněji je definována takto :

$$\text{chyba} = [(vypočtená\ hodnota - exp.\ hodnota)/(exp.\ hodnota)].100$$

Údaje pro výpočet chyby byly většinou získány odečtením z grafického porovnání rovnic s experimenty, které uváděli autoři rovnic v původních pracech. Byla vždy použita experimentální hodnota s největší odchylkou od rovnice, jedná se tedy o odhad maximální chyby, ve kterém je ovšem sloučena nepřesnost vyvolaná (případně) nevhodným tvarem vztahu s rozptylem experimentálních hodnot způsobeným chybami měření.

11.2.1 Přestup tepla bez fázové přeměny

11.2.1.1 Volná konvekce do neomezeného prostoru

Je-li pohyb tekutiny vyvolán pouze rozdílem teplot, hovoříme o volné konvekci. V tomto odstavci uvedené vztahy platí, pokud je prostor vyplněný tekutinou mnohem větší než rozměry teplosměnné plochy a pokud je tato plocha současně izotermická. Velmi často se i v současné době pro výpočet koeficientu přestupu tepla používá jednoduchý vztah tvaru

$$Nu = C (GrPr)^n \quad (11-16)$$

kde C a n jsou empirické konstanty. Protože rovnice (11-16) nevystihuje tvar závislosti Nu na proměnné $GrPr$ v celém rozsahu, nevystačí se s jedinou dvojicí konstant C a n . Různí autoři uvádějí odlišné soubory těchto konstant. V tabulce 11-1 jsou konstanty C a n doporučené Michejevem [M2]. Za charakteristický rozměr systému dosadíme v rovnici (11-16) u koule, vodorovného kruhového kotouče a vodorovného válce průměr, u svislé rovinné desky výšku, u vodorovné obdélníkové desky její kratší stranu. U horizontálních ploch vynásobíme součinitel přestupu tepla vypočtený podle vztahu (11-16) opravným koeficientem 1,3 je-li ohřívací plochou horní strana, nebo chladicí plochou spodní strana. Je-li chladicí plochou horní strana nebo ohřívací spodní strana vodorovné plochy, použijeme koeficient 0,7. Konstanty v tab. 11-1 platí pro $0,5 < Pr < 200$ odhad chyby vztahu (11-6) je také v tabulce 11-1. Gebhart [G1] uvádí, že pro svislou válcovou stěnu lze brát za charakteristický rozměr výšku, pokud platí pro poměr průměru válce d a jeho výšky H podmínka

$$d/H > 35/Gr^{0,25} \quad (11-17)$$

Pro výpočet Gr v (11-17) se použije charakteristický rozměr H . Neplatí-li podmínka (11-17), je výběr vhodného vztahu složitý a je třeba se obrátit na specializovanou literaturu [V1,H3]. Pro svislou rovinnou stěnu doporučuje Churchill a Chu [CH1] vztah

$$Nu = \left\{ 0,825 + \frac{0,387(GrPr)^{1/6}}{\left[1 + (0,492/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (11-18)$$

který platí v rozsahu $0,1 < GrPr < 10^{12}$ pro $0,024 < Pr < 100$. Charakteristický rozměr je výška stěny. V tomto oboru proměnných souhlasí s experimenty s chybou asi $\pm 10\%$, s výjimkou dat naměřených na glykolech, kde dává rovnice výsledky o 20 až 25% vyšší. Vztah je použitelný i pro svislý válec, pokud platí (11-17). Pro vodorovný válec tíž autoři [CH2] sestavili rovnici

$$Nu = \left\{ 0,60 + \frac{0,387(GrPr)^{1/6}}{\left[1 + (0,559/Pr)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2 \quad (11-19)$$

platnou pro $10^{-5} < GrPr < 10^{12}$ a $0,7 < Pr < 100$ s chybou asi $\pm 15\%$. Charakteristický rozměr je průměr válce. V následujících příkladech a úlohách budou v případech, kdy se rozsah platnosti vztahů (11-16), (11-18) a (11-19) překrývá přednostně používány rovnice (11-18) a (11-19), protože byly sestaveny na základě většího počtu a novějších pokusných dat, než rovnice (11-16). Do rovnic (11-16) až (11-19) se fyzikální vlastnosti tekutiny dosazují při střední teplotě t_{st} definované vztahem

$$t_{st} = (t_w + t_f) / 2 \quad (11-20)$$

nazývané v literatuře často střední teplota filmu. (Míní se tím laminární film tekutiny v těsné blízkosti stěny). Teplota t_w je teplota povrchu stěny, t_f tekutiny daleko od stěny.

11.2.1.2 Nucená konvekce

Je-li tekutina „donucena“ k toku kolem teplosměnné plochy jinak než pouze rozdílem teplot (nebo koncentrací), mluvíme o nucené konvekci. V průmyslu jsou při nucené konvekci nejčastější teplosměnné plochy vytvořené z trubek, nebo nádoby s míchadly.

11.2.1.2.1 Systémy s teplosměnnou plochou vytvořenou z trubek

Je třeba rozlišovat, zda tekutina teče uvnitř trubek, nebo je obtéká z vnějšku. Tvar vztahů také závisí na hydrodynamickém režimu proudění. Do všech v tomto odstavci uvedených vztahů se při proudění uvnitř trubek dosazuje za charakteristický rozměr u trubky kruhového průřezu její vnitřní průměr. Vztahů však lze použít i pro proudění kanály nekruhového průřezu a dokonce i pro výpočet koeficientu přestupu tepla na vnější stěnu trubek podélně obtékaného trubkového svazku, uzavřeného v plášti, dosazujeme-li za charakteristický rozměr ekvivalentní průměr, d_e definovaný jako

$$d_e = 4S/s \quad (11-21)$$

kde S je plocha průtočného průřezu a s obvod smočený tekutinou. Není-li výslovně řečeno jinak, lze za charakteristickou teplotu brát aritmetický střed teplot tekutiny na začátku a na konci uvažovaného úseku trubky.

a) Tok uvnitř trubky

Při *laminárním proudění*, kdy $Re < 2300$, by se mělo nejprve zjistit, jak významný vliv má volná konvekce. Obecně platí, že v horizontálních trubkách volná konvekce, která se superponuje na nucenou, vždy zvyšuje koeficient přestupu tepla. U svislé trubky je třeba rozlišovat, zda směr toku vyvolávaného volnou konvekcí souhlasí se směrem nuceného proudění (ohřívání a tok nahoru, nebo chlazení a tok dolů), nebo zda jsou tyto směry opačné. V prvním případě volná konvekce koeficient přestupu tepla snižuje, v druhém zvyšuje. Zanedbáme-li vliv volné konvekce v případech, kdy koeficient přestupu tepla zvyšuje, zůstaneme na bezpečné straně návrhu (navrhované zařízení vyjde o trochu větší než je třeba), proto tak můžeme při orientačních výpočtech vždy postupovat. Pro svislé trubky se souhlasným směrem obou toků, kde volná konvekce koeficient přestupu tepla snižuje, uvádí Brown a Grasmann [B1], že ji můžeme zanedbat, platí-li $Gr/Re < 10^2$. Dále uvedené vztahy pro laminární tok vliv volné konvekce neodrážejí, dostaneme-li se do podmínek, kdy by jeho zanedbání mělo za následek poddimenzování zařízení, musíme se obrátit na specializovanou literaturu [H3, V1].

Sieder a Tate [S2] vypracovali pro výpočet koeficientu přestupu tepla při laminárním toku v trubce, ve které není v důsledku malé hodnoty poměru délky trubky k jejímu průměru L/d stabilizován rychlostní ani teplotní profil rovnici

$$Nu = 1,86 (Pe d/L)^{(1/3)} (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (11-22)$$

Podle autorů rovnice platí pro $L/d > 1$. Pozdější porovnání s novějšími experimentálními daty, které uvádí například Whitaker [W1] ukazuje, že vztah (11-22) lze použít když $13 < Re < 2030$; $0,0044 < (\eta/\eta_w) < 10$; $0,5 < Pr < 1,7 \cdot 10^2$; $L/d < 220$ pokud vypočtené $Nu > 3,65$. (Vyjde-li Nu menší než 3,65 jsme mimo obor platnosti i tehdy, když ostatní podmínky jsou splněny.)

V tomto oboru proměnných lze očekávat chybu v určení koeficientu přestupu tepla asi $\pm 25\%$. Přitom L je délka trubky, d její průměr, η viskozita tekutiny při její střední teplotě a η_w viskozita při teplotě stěny trubky. Je vidět, že ač rovnice (11-22) byla původně vyvinuta pro krátké trubky, platí s přijatelnou přesností i pro dosti dlouhé trubky. Přesto pro stabilizovaný rychlostní profil při $L/d > 50$ a $Re < 2300$ je vhodnější použít rovnici, kterou odvodil Hausen [H2] na základě Graetzova teoretického vztahu

$$Nu = \left[3,65 + \frac{0,0668 Pe d/L}{1 + 0,04 (Pe d/L)^{2/3}} \right] \left(\frac{\eta}{\eta_w} \right)^{0,14} \quad (11-23)$$

Poměr η/η_w a Pr má být asi ve stejném rozsahu jako u vztahu (11-22), podle autora má být $Pe d/L > 100$, Thomas [T1] uvádí že stačí i $Pe d/L > 20$. U vztahu (11-23) lze předpokládat chybu v určení Nu asi 25%, jeho hlavní výhoda proti (11-22) je, že Nu se neblíží nule při $L/d \rightarrow \infty$.

Při *turbulentním proudění* používáme dále uvedené vztahy, které platí pro hydraulicky hladké trubky. V drsných trubkách může být koeficient přestupu tepla značně vyšší, ale při návrhu zařízení na to nelze spoléhat, protože nánosy z proudících médií se může kvalita povrchu teplosměnné plochy velmi rychle podstatně změnit. Proto se pracuje v turbulentní oblasti vesměs se vztahy pro hladké trubky. Ze starších rovnic se stále ještě používá Dittusova-Boelterova rovnice v úpravě McAdamse [M1]

$$Nu = 0,023 Re^{0,8} Pr^{0,4} \quad (11-24)$$

platí pro $0,6 < Pr < 1,2 \cdot 10^2$; $L/d > 50$ a $10^4 < Re < 2 \cdot 10^6$. Pro plyny při $Pr \approx 0,7$ jsou vypočtené hodnoty až o 20% vyšší než experimentální, v úzké oblasti $1,2 < Pr < 1,4$ je chyba vztahu asi $\pm 10\%$, pro kapaliny při $Pr \approx 6$ je chyba až -30% , v oboru $7 < Pr < 1,2 \cdot 10^2$ dává rovnice hodnoty nižší až o 20%. Podstatně přesnější je rovnice, kterou publikoval Petuchov [P1]. Má tvar

$$Nu = \frac{(f/8)RePr}{1,07 + 12,7\sqrt{f/8}(Pr^{2/3} - 1)} \quad (11-25)$$

kde

$$f = [1,82 \log(Re) - 1,64]^{-2} \quad (11-25a)$$

a v rozsahu $10^4 < Re < 5 \cdot 10^6$; $0,5 < Pr < 200$ se odchyluje od pokusných dat o $\pm 6\%$, což je v mezích experimentální chyby velmi kvalitních měření. V citované práci [P1] je uvedeno několik dalších vztahů vhodných pro látky, jejichž fyzikální vlastnosti závisí velmi silně na teplotě. V následujících příkladech a úlohách je přednostně používán vztah (11-25), pro orientační výpočty na kalkulačce zcela dostačuje jednodušší rovnice (11-24).

Pro *přechodnou oblast proudění* $2300 < Re < 10^4$ bývá v literatuře doporučován Hausenův vztah [H2]

$$Nu = 0,116 (Re^{2/3} - 125) Pr^{1/3} [1 + (d/L)^{2/3}] (\eta/\eta_w)^{0,14} \quad (11-26)$$

který lze použít pokud $0,5 < Pr < 5 \cdot 10^2$; $4 \cdot 10^{-3} < (\eta/\eta_w) < 14$ a $L/d > 1$. Nepodařilo se nalézt údaje, které by umožnily rozumný odhad chyby rovnice (11-26), vztah navazuje přijatelně na výsledky platné pro laminární oblast, hůře na turbulentní oblast.

Koeficient přestupu tepla pro kapalinu proudící uvnitř trubkového hadu můžeme zhruba odhadnout, vypočteme-li jej ze vztahů platných pro přímou trubku a násobíme opravným součinitelem e_R pro který platí

$$e_R = 1 + 1,77 d/R \quad (11-27)$$

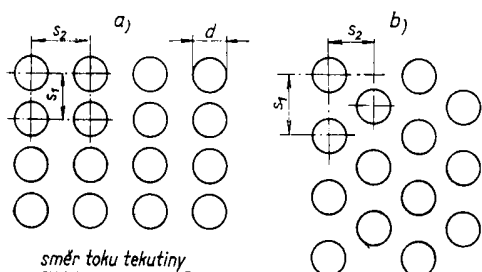
kde d je vnitřní průměr trubky ze které je had zhotoven a R je poloměr křivosti šroubovice vedené osou trubky hadu.

b) Příčné obtékání svazků trubek

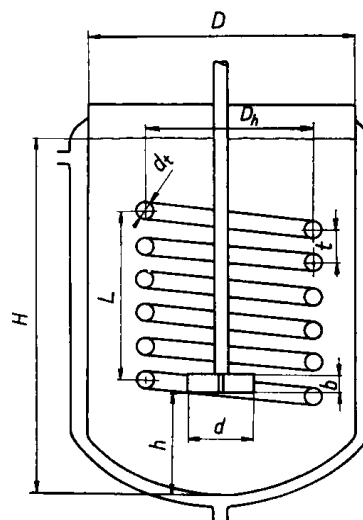
Rozlišuje se mezi řadovým a šachovnicovým uspořádáním trubek ve svazku. Rozdíl mezi nimi je znázorněn na obr.11-4, z něhož je také patrný význam symbolů pro geometrické charakteristiky systému. Žukauskas [Ž1] navrhl pro oba typy svazků vztah

$$Nu = K Re^m Pr^{0,36} (Pr/Pr_w)^{0,25} (s_1/s_2)^n \quad (11-28)$$

Exponenty n a m a součinitel K závisí na hodnotách Re a na uspořádání trubek ve svazku a jsou uvedeny v tabulce 11-2. Vztah platí pro nežebrované trubky, když $0,7 < Pr < 5 \cdot 10^2$; $30 < Re < 1,2 \cdot 10^6$. Pr_w je Prandtlovo kritérium při teplotě stěny, výraz $(Pr/Pr_w)^{0,25}$ je pro plyny přibližně roven jedné. Většina pokusů, na nichž je vztah (11-28) založen byla provedena se svazky, u kterých se s_1/d a s_2/d měnilo v rozsahu od 1,008 do 2,6; pouze v oblasti podmínek, kde se ukázal významným simplex s_1/s_2 byl jeho vliv zkoumán až do $s_1/s_2 = 4$. Fyzikální vlastnosti tekutin je třeba do vztahu (11-28) dosazovat při teplotě přitékající tekutiny. Za charakteristickou rychlost byla zvolena rychlost v minimálním průtočném průřezu, který je u řadových svazků vždy kolmý na směr toku tekutiny, u šachovnicových může být i na diagonále. Za charakteristický rozměr dosazujeme do Nu a Re vnější průměr obtékaných trubek. Z rovnice (11-28) vypočteme střední koeficient přestupu tepla pro svazky mající alespoň 18 řad ve směru toku tekutiny, pro tyto dlouhé svazky lze očekávat chybu v určení koeficientu přestupu tepla $\pm 20\%$. Je-li počet řad ve svazku menší, násobíme koeficient přestupu tepla, vypočtený podle (11-28) opravným koeficientem, který odečteme z obr.11-7, nepřesnost výpočtu však roste až na dvojnásobek pro jednořadý svazek. Jsou-li trubky opatřeny žebry, postupujeme často tak, že nejprve vypočteme koeficient přestupu tepla pro hladkou trubku a pak jej opravíme na vliv žebrování. Tvar vztahů potřebných k tomuto přepočtu je dosti složitý a závisí na geometrii žebrování. Návod pro mnoho technicky důležitých situací je v knize Kernově [K1]. V odstavci 11.4.1.1 je postup přepočtu ukázán pro jeden v praxi častý typ žebrování.



Obr.11-4 Příčně obtékaný svazek trubek uspořádaný a) řadově b) šachovnicově s_1 , s_2 - příčná, resp. podélná rozteč trubek ve svazku, d - vnější průměr trubky



Obr.11-5 Duplikátor s míchadlem a chladicím hadem

11.2.1.2.2 Nádoby s míchadly

Nejčastěji se používají nádoby s topným pláštěm (duplikátory) a nádoby opatřené hadem, kde je teplosměnná plocha vytvořena z trubky stočené do tvaru šroubovice. Uspořádání takových systémů je naznačeno na obr.11-5, ze kterého je také zřejmý význam symbolů pro geometrické parametry. V praxi se používá velký počet konstrukčních variant

těchto zařízení, přitom tvar rovnic pro výpočet koeficientu přestupu tepla se může pro různé geometrické konfigurace značně lišit. Dále uvedené dva vztahy představují pouze ilustrativní výběr, pro jiné typy zařízení je třeba najít vhodnou rovnici v literatuře [M2]. Pro přestup tepla na stěnu nádoby s míchadlem (bez hadu) doporučuje Uhl [U1] vztah

$$Nu = 0,112 Re_M^{0,75} Pr^{0,44} (D/d)^{0,44} (b/d)^{0,13} (\eta/\eta_w)^{0,25} \quad (11-29)$$

kteřý platí pro čtyřlpatkové míchadlo s kolmými lopatkami. Jeho platnost byla ověřována v rozsahu proměnných $50 < Re_M < 5 \cdot 10^5$; $7 < Pr < 5 \cdot 10^2$; $1,3 < D/d < 4,1$; $0,16 < b/d < 0,51$; $0,52 < h/d < 1,7$; $1,3 < H/d < 4,2$. Charakteristický rozměr pro výpočet Nu je průměr nádoby, pro výpočet Re_M průměr míchadla. Re_M je Reynoldsovo kritérium modifikované pro míchání, viz kapitola 8. Vztah platí v uvedeném rozsahu proměnných pro nádoby s narážkami i bez narážek, s rovným i zaobleným dnem s chybou asi $\pm 30\%$. Pro přestup tepla na stěnu hadu při použití šestilopátkového turbinového míchadla s dělicím kotoučem je v Perryho [P2] příručce doporučen vztah

$$Nu = 0,17 Re_M^{0,67} Pr^{0,37} (d/D)^{0,1} (d_t/D)^{0,5} \quad (11-30)$$

kde $400 < Re_M < 2 \cdot 10^6$. Charakteristický rozměr pro Nu je vnější průměr trubky hadu, pro Re_M průměr míchadla. Rozsah platnosti pro ostatní proměnné není uveden a nelze také udat spolehlivý odhad chyby.

11.2.2 Přestup tepla při fázové přeměně

11.2.2.1 Přestup tepla při kondenzaci

Pro *filmovou kondenzaci* syté nepohybující se páry při laminárním toku kondenzátu odvodil Nusselt vztah

$$\alpha = C \left[\frac{\lambda^3 \rho^2 g \Delta h_{lv}}{l \eta (t_v - t_w)} \right]^{0,25} \quad (11-31)$$

kde za C dosazujeme při kondenzaci na svislé trubce nebo svislé rovinné stěně 1,15; (l je přitom svislý rozměr stěny nebo trubky), při kondenzaci na vodorovné trubce je $C = 0,725$ (l je průměr trubky). Hustotu, tepelnou vodivost a viskozitu kondenzátu ρ , λ , η , je třeba dosazovat při aritmetickém průměru teplot páry a kondenzační plochy, výparné teplo Δh_{lv} při teplotě páry; t_v je teplota páry a t_w teplota kondenzační plochy. Tok kondenzátu se považuje za laminární, je-li $Re_K < 1300$, Re_K je definováno vztahem

$$Re_K = 4\Gamma/\eta \quad (11-32)$$

ve kterém veličina Γ (nazývaná lineární intenzita zkrápění stěny) je dána rovnicí

$$\Gamma = \dot{m}/s \quad (11-33)$$

kde $\dot{m}$ značí hmotnostní tok kondenzátu a za s se dosazuje v případě vodorovné trubky její dvojnásobná délka, u svislé trubky její obvod. Při splnění těchto podmínek lze očekávat chybu v určení koeficientu přestupu tepla asi 20%. Pro komplikovanější realizace procesu kondenzace je třeba hledat vhodné vztahy ve specializované literatuře [C1,S1], nutné to je

zejména při kondenzaci páry za přítomnosti nekondenzujícího plynu, který koeficient přestupu tepla snižuje často několikanásobně. Jinak je koeficient přestupu tepla při kondenzaci zejména vodní páry vysoký a na celkový tepelný odpor má tedy malý vliv. Při orientačních výpočtech většinou neuděláme vážnou chybu, pokládáme-li hodnotu koeficientu přestupu tepla při kondenzaci čisté syté vodní páry za rovnou $10^4 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

11.2.2.2 Přestup tepla při varu

Pro výpočet koeficientu přestupu tepla při *varu kapalin* existuje málo vztahů obecnější platnosti. Nelépe je zpracován technicky důležitý případ bublinového varu, ale i pro něj je popis postupu výpočtu natolik zdlouhavý, že ho nemá smysl citovat v základní učebnici omezeného rozsahu. Zájemce nalezne potřebné údaje v již citované knize Collierově [C1]. Pro orientační technické výpočty v oblasti bublinového varu se stále ještě užívají vztahy tvaru

$$\alpha = Kq^r p^z \quad (11-34)$$

kde α je koeficient přestupu tepla, q intenzita toku tepla teplosměnnou plochou (v literatuře se často užívá se nevhodný termín „tepelné zatížení“) p tlak a K, r, z empirické konstanty. Pokud se nám podaří nalézt v literatuře hodnoty K, r, z stanovené pro přesně stejnou kvalitu varného povrchu a kapalinu jakou hodláme použít, dostaneme spolehlivé výsledky. K hrubému odhadu s chybou často 100% můžeme podle Kutateladze [K2] brát pro hladké čisté povrchy například z mědi, mosazi a nerezavějící oceli $r=0,7$; $z=0,4$ a hodnoty K pro různé kapaliny z tabulky 11-3. Tyto hodnoty platí pro $10^3 \text{ Wm}^{-2} < q < 10^5 \text{ Wm}^{-2}$; $10^4 \text{ Pa} < p < 10^6 \text{ Pa}$. Přechod z bublinového na filmový var nastává u vody a vodných roztoků překročí-li rozdíl teplot mezi teplosměnnou plochou a vroucí kapalinou asi 25 K. Vzhledem k tomu, že při přechodu k filmovému varu se koeficient přestupu tepla náhle a podstatně sníží, právě uvedené hrubé kritérium k posouzení funkce zařízení není často dost spolehlivé, přesnější vztahy uvádí například Sazima a spol. [S1]. To, že výše uvedený postup poskytuje výsledky s tak velkou chybou často nevádí, protože koeficient přestupu tepla při varu (zejména vody a zředěných vodných roztoků) je velký (řádově $10^4 \text{ Wm}^{-2} \text{ K}^{-1}$).

11.2.3 Postup při výpočtu koeficientu přestupu tepla z empirických rovnic

1. Nejprve si ujasníme, (například s pomocí obrázku 11-3) o jaký typ konvekce jde.
2. Podle dalších zadaných podmínek (často podle geometrického uspořádání systému) vybereme vhodný vztah, nebo skupinu vztahů.
3. Zjistíme, jak jsou voleny charakteristické veličiny.
4. Pokud přesný tvar vztahu, nebo hodnoty konstant v něm závisí na hodnotách některé nezávisle proměnné (například u nucené konvekce je to Re - je třeba znát režim proudění), vypočteme je a dokončíme výběr vztahu.
5. Vypočteme hodnoty všech argumentů a ověříme, zda naše podmínky leží v oboru platnosti vztahu, který chceme použít. Extrapolace mimo obor platnosti je nepřijatelná.
6. Nalezneme-li vztah vyhovující všem podmínkám, určíme z něj koeficient přestupu tepla.

11.3 Sdílení tepla sáláním v dokonale průteplivém prostředí

Pro výměnu tepla sáláním mezi dvěma šedými povrchy (rozlišenými indexy i a j) platí vztah

$$\dot{Q} = \varphi_{i-j} A_i \varepsilon_n C \left[(T_i/100)^4 - (T_j/100)^4 \right] \quad (11-35)$$

Tohoto vztahu se používá k přibližným výpočtům i pro reálná tělesa. Jako šedá tělesa se chová většina stavebních materiálů, matné nátěry a zkorodované kovy. Lesklé kovové povrchy a průhledné materiály se naopak svým radiačním chováním od představy šedého tělesa výrazně liší. Jediné běžně se vyskytující téměř dokonale průteplivé prostředí je vzduch. V rovnici (11-35) je A_i sálající povrch tělesa i , φ_{i-j} úhlový součinitel osálání, ε_n úhrnná relativní sálavost, T_i a T_j teploty povrchů mezi nimiž dochází k výměně tepla sáláním vyjádřené v kelvinech. $C=10^8 C_0$, kde C_0 je emisní konstanta absolutně černého tělesa, rovná $5,67 \cdot 10^{-8} \text{ Wm}^{-2}\text{K}^{-4}$. Hodnota úhrnné relativní sálavosti se vypočte z relativních sálavostí obou těles, které lze nalézt ve skriptu Chemicko-inženýrské tabulky [H1]. Tvar vztahu pro výpočet úhrnné relativní sálavosti i hodnota úhlového součinitele osálání závisí výhradně na geometrické konfiguraci a lze je najít v příručkách. Nejpodrobnější údaje uvádí Hottel a Sarofim [H4] a Siegel a Howel [S3], kde je pojednáno i o početních metodách pro nešedá tělesa v neprůteplivém prostředí. Dále uvádíme pouze dva nejjednodušší případy.

a) Jedno těleso bez vydutých ploch je úplně obklopeno druhým

Tělesem bez vydutých ploch se rozumí takové těleso, které „nevidí samo na sebe“. Index i je těleso uzavřené, j je těleso uzavírající, do rovnice (11-35) dosazujeme za plochu A plochu uzavřeného tělesa. Platí

$$\varphi_{i-j} = 1$$

$$\varepsilon_n = \frac{1}{1/\varepsilon_i + (A_i/A_j)(1/\varepsilon_j - 1)} \quad (11-36)$$

kde A_i a A_j jsou povrchy těles i a j .

b) Dvě velmi rozlehlé rovnoběžné rovinné desky libovolného tvaru umístěné přesně proti sobě.

$$\varphi_{i-j} = 1$$

$$\varepsilon_n = \frac{1}{1/\varepsilon_i + 1/\varepsilon_j - 1} \quad (11-37)$$

Vztahu lze použít, se zanedbatelnou chybou v hodnotě φ_{i-j} , je-li čtverec kolmé vzdálenosti mezi deskami menší než 1% plochy jedné desky, za plochu A_i do rovnice (11-35) dosazujeme plochu jedné desky. Předcházející údaj ovšem nic neříká o celkové chybě vypočteného tepelného toku, ta v podstatné míře závisí na tom jak souhlasí s realitou tabelované hodnoty relativní sálavosti.

11.4 Složené sdílení tepla

V podstatě jsou možné téměř všechny sériové i paralelní kombinace základních mechanismů sdílení tepla (vedení, konvekce, sálání). Probereme jen dvě nejběžnější, a to

sériovou kombinaci přestup-vedení-přestup a paralelní kombinaci konvekce se sáláním. Zmíněná sériová kombinace se vyskytuje tak často, že se pro ní vžil speciální termín - prostup tepla.

11.4.1 Ustálený prostup tepla

11.4.1.1 Prostup tepla hladkou stěnou

Mějme tekutiny A a B, oddělené tuhou stěnou, která může být složena z několika vrstev o různých tloušťkách a tepelných vodivostech. Je-li t_A teplota tekutiny A a t_B tekutiny B, vyjádříme tok tepla z tekutiny A do tekutiny B vztahem

$$d\dot{Q} = k_m \Delta t_m dA \quad (11-38)$$

V rovnici (11-38) je k_m lokální koeficient prostupu tepla, Δt_m lokální celková teplotní hybná síla, oboje v místě, kde je element teplosměnné plochy dA . Koeficient prostupu tepla určíme z koeficientů přestupu tepla na obou stranách pevné přepážky a z hodnot tloušťek a tepelných vodivostí jednotlivých vrstev přepážky. Tvar vztahu pro jeho výpočet je závislý na geometrickém uspořádání systému a volbě plochy A . Zavedeme-li střední hodnoty, podobně jako u vztahů (11-8) a (11-9), můžeme psát

$$\dot{Q} = kA(t_A - t_B) \quad (11-39)$$

Uvedme několik často používaných vztahů pro výpočet hodnoty k .

a) Tekutiny jsou odděleny rovinnou přepážkou složenou z n vrstev

$$1/k = 1/\alpha_A + \sum_{j=1}^n \delta_j / \lambda_j + 1/\alpha_B \quad (11-40)$$

kde α_A a α_B jsou koeficienty přestupu tepla na stranách tekutiny A a B, ostatní symboly mají stejný význam jako v rovnici (11-4).

b) Tekutiny jsou odděleny válcovou přepážkou (trubkou) složenou z n vrstev

V tomto případě se plocha, kterou prochází teplo z tekutiny A do tekutiny B mění, takže možností jak definovat koeficient prostupu tepla je více, což by mohlo způsobovat nedorozumění. Proto většinou dáváme přednost koeficientu prostupu tepla vztahenému na délku trubky k_L , pro který platí

$$\frac{\pi}{k_L} = \frac{1}{\alpha_A d_A} + \sum_{j=1}^n \frac{\ln(d_{j+1}/d_j)}{2\lambda_j} + \frac{1}{\alpha_B d_B} \quad (11-41)$$

kde význam symbolů je podobný jako v rovnicích (11-5) a (11-40); d_A je vždy průměr odpovídající fázovému rozhraní mezi stěnou a tekutinou A, analogicky d_B pro tekutinu B. Přitom je buď $d_A = d_1$, a $d_B = d_{n+1}$, nebo $d_A = d_{n+1}$ a $d_B = d_1$. Volíme vždy tu z těchto dvou možností, která vyhovuje podmínce $d_{j+1} > d_j$. Tok tepla pak vypočteme ze vztahu

$$\dot{Q} = k_L L (t_A - t_B) \quad (11-42)$$

kde L je délka trubky. Koeficient prostupu tepla můžeme vztáhnout také na některou z ploch, má to smysl pouze na vnější plochy válcové stěny. Označíme-li k_A koeficient prostupu vztahený na plochu, na které je koeficient přestupu α_A (analogicky k_B) platí

$$k_L = \pi d_A k_A = \pi d_B k_B \quad (11-43)$$

Vztahovat koeficient prostupu tepla na některou z ploch má smysl hlavně pro hledání v katalogu výměníků, tam bývají výměníky charakterizovány velikostí teplosměnné plochy.

c) Tekutiny jsou odděleny kulovou přepážkou, složenou z n vrstev

Definujeme-li koeficient prostupu tepla k_S vztahem

$$\frac{\pi}{k_S} = \frac{1}{\alpha_A d_A^2} + \sum_{j=1}^n \left[\left(\frac{1}{d_j} - \frac{1}{d_{j+1}} \right) / (2\lambda_j) \right] + \frac{1}{\alpha_B d_B^2} \quad (11-45)$$

pak úmluva o číslování vrstev je stejná jako u předcházejícího vztahu. Můžeme použít koeficient prostupu vztažený na plochu některého z fázových rozhraní, platí totiž

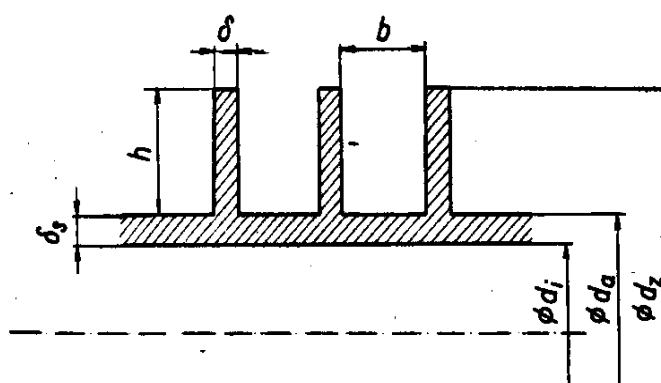
$$k_S = \pi k_A d_A^2 = \pi k_B d_B^2 \quad (11-46)$$

11.4.1.2 Prostup tepla žebrovanou trubicí

Pro koeficient prostupu tepla žebrovanou trubicí platí vztah

$$\frac{1}{k_z} = A_c \left[\frac{1}{\alpha_z [A_c - (1 - \Omega) A_z]} + \frac{1}{A_i} \left(\frac{1}{\alpha_i} + \frac{\delta_s}{\lambda} \right) \right] \quad (11-47)$$

kde A_c je celková plocha žebrovaného povrchu, A_i plocha vnitřní (hladké) stěny trubky, A_z plocha povrchu žebor, α_i koeficient přestupu tepla na vnitřní stěně trubky, α_z koeficient přestupu tepla na žebrované straně, δ_s tloušťka stěny trubky, λ tepelná vodivost materiálu stěny trubky a žebor, Ω účinnost žebor. Rovnice (11-47) platí pro jakýkoliv typ žebrování, ale tvar vztahů pro výpočet α_z a Ω je závislý na geometrickém uspořádání systému. Jako příklad uvedeme vztahy pro trubku s kruhovými radiálními žebry konstantní tloušťky, obtékanou zvnějšku kolmo na její osu. Osový řez žebrovanou trubicí tohoto typu je uveden na obr.11-6, odkud je patrný význam symbolů pro geometrické charakteristiky systému.



Obr.11-6 Osový řez trubicí s kruhovými radiálními žebry obdélníkového průřezu

Do plochy A_c ani A_z se nezapočítává plocha obvodového pláště žebor, tedy plocha vyjádřená pro jedno žebro výrazem $\pi d_z b$. Při výpočtu postupujeme tak, že nejprve určíme, jaká by byla hodnota koeficientu přestupu tepla za jinak stejných podmínek na hladké trubce o vnějším průměru d_a . Užijeme tedy v našem případě rovnici (11-28), s tím rozdílem, že v turbulentní

oblasti přihlížíme při výpočtu rychlosti proudění tekutiny ke zúžení průtočného průřezu způsobenému žebry. V případě přirozené konvekce počítáme zcela stejně jako pro hladkou trubku. Vypočtenou hodnotu označíme α_0 a z obr.11-8 odečteme pro zadané rozměry žebra poměr α_z/α_0 . Z něj určíme hodnotu α_z . Účinnost žeber zjistíme podle obr.11-9, vypočteme všechny potřebné plochy a dosadíme do vztahu (11-47). Takto vypočtený koeficient prostupu tepla je vztažen na plochu A_c . Pro výpočet jiných typů žebrovaných povrchů doporučujeme monografii Kerna a Krause [K1].

11.4.1.3 Kritická tloušťka izolace trubky

Označíme symbolem d vnější průměr izolace, λ její tepelnou vodivost a α koeficient přestupu tepla mezi vnějším povrchem izolace a okolní tekutinou. Pak při $d < d_{kr}$, kde

$$d_{kr} = 2 \lambda / \alpha \quad (11-48)$$

klesá celkový tepelný odpor izolace a konvekce do okolí s růstem tloušťky izolace, teprve po překročení kritického průměru daného rovnicí (11-48) začne zase stoupat. Vztah (11-48) je odvozen za předpokladu, že koeficient přestupu tepla se s růstem průměru nemění.

11.4.2 Paralelní kombinace sálání-konvekce

Mějme těleso o teplotě povrchu T_{w1} ze kterého se sdílí teplo jednak sáláním na těleso o teplotě povrchu T_{w2} , jednak konvekcí do průteplivého plynu, který těleso obklopuje. Celkový tok tepla je součtem toku tepla převedeného konvekcí a toku tepla sáláním, tedy

$$\dot{Q} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_r \quad (11-49)$$

Abychom dostali vztahy jednotného tvaru, zavádíme efektivní koeficient přestupu tepla sáláním α_r , který definujeme vztahem

$$\dot{Q}_r = \alpha_r A_1 (T_{w1} - T_{w2}) \quad (11-50)$$

kde A_1 je plocha povrchu o teplotě T_{w1} . Z rovnice (11-35) je vidět, že musí platit

$$\alpha_r = C_0 \phi_{1-2} \varepsilon_n \left(T_{w1}^4 - T_{w2}^4 \right) / (T_{w1} - T_{w2}) \quad (11-51)$$

Právě zavedený efektivní koeficient přestupu tepla má použití hlavně ve speciálním, ale prakticky důležitém případě, kdy těleso 1 je zcela obklopeno tělesem 2. Je-li teplota okolního plynu T_f , počítáme celkový tok tepla ze vztahu

$$\dot{Q} = A_1 [\alpha_c (T_{w1} - T_{w2}) + \alpha_r (T_{w1} - T_f)] \quad (11-52)$$

kde α_c je koeficient přestupu tepla konvekcí.

11.5 Přílohy

Tab.11-1 Konstanty vztahu (11-16)

$GrPr$	C	n	chyba %
$<10^{-2}$	0,5	0	± 15
$1.10^2 - 5.10^2$	1,18	0,125	$\pm 15^*$
$5.10^2 - 2.10^7$	0,54	0,25	± 15

$2 \cdot 10^7 - 5 \cdot 10^{13}$	0,135	1/3	± 8
----------------------------------	-------	-----	---------

* pro horizontální dráty o průměru menším než 1 mm chyba až 100%

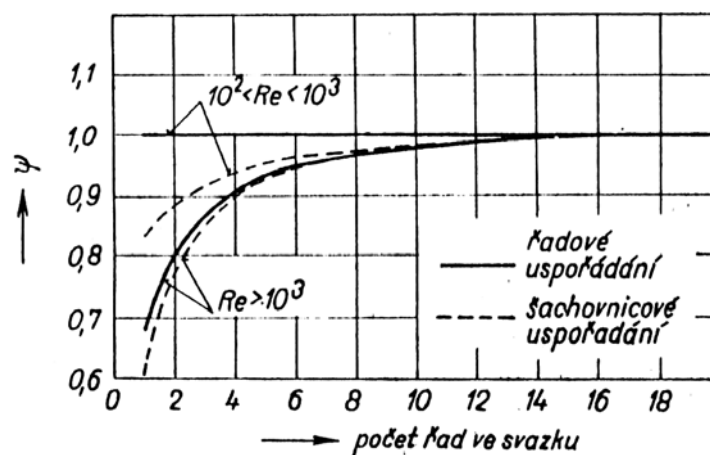
Tab.11-2 Konstanty vztahu (11-28)

Re	Uspořádání svazku						s_1/s_2
	řadové			šachovnicové			
	K	m	n	K	m	n	
$3 \cdot 10^1 - 2 \cdot 10^2$	0,52	0,50	0,0	0,60	0,50	0,2	≤ 2
	0,52	0,50	0,0	0,60	0,50	0,0	> 2
$2 \cdot 10^2 - 2 \cdot 10^5$	0,27	0,63	0,0	0,35	0,60	0,2	≤ 2
	0,27	0,63	0,0	0,40	0,60	0,0	> 2
$2 \cdot 10^5 - 1,6 \cdot 10^6$	0,02	0,84	0,0	0,021	0,84	0,0	-

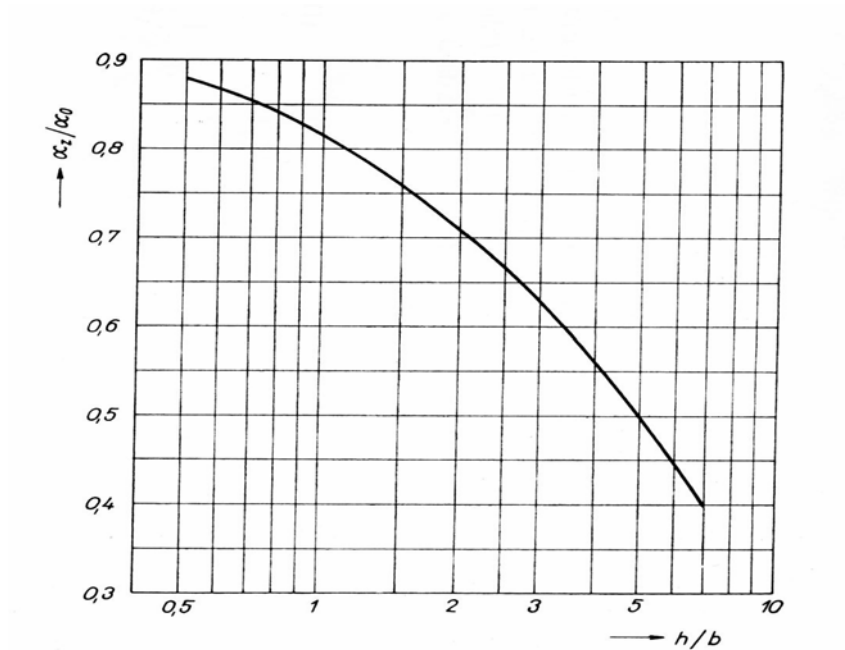
Tab.11-3 Konstanta K ve vztahu (11-34)

Kapalina	$K/10^{-2}$	Kapalina	$K/10^{-2}$
vodné roztoky			
9 % NaCl	2,0	benzen	0,74
24% NaCl	1,5	ethanol	1,1
10% Na_2SO_4	2,2	methanol	0,85
26% glycerin	2,0	tetrachlormethan	0,64
25% sacharóza	1,4	voda	2,4

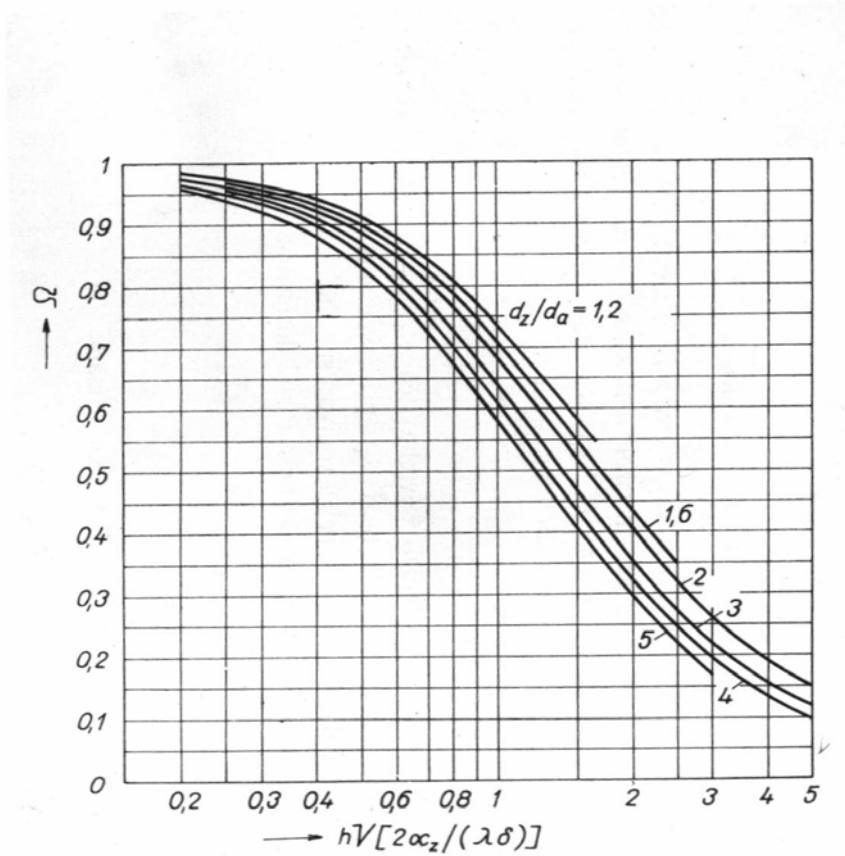
Koncentrace vodných roztoků v tab.11-3 jsou uvedeny v hmotnostních %



Obr.11-7 Oprava na počet řad při výpočtu koeficientu přestupu tepla na příčně obtékaném svazku trubek



Obr. 11-8 K výpočtu koeficientu přestupu tepla na žebrovaných trubkách



Obr. 11-9 Účinnost kruhových radiálních žebířů obdélníkového průřezu

B Úlohy

U11-1: Obezdivka pece se skládá z vrstvy žárovzdorných cihel, vrstvy stavebních cihel a sypané izolace z VERMICULITU 250 mezi nimi. Vermiculitová izolace má tloušťku 100 mm. O kolik je třeba zvětšit tloušťku vrstvy stavebních cihel, má-li být obezdívka vybudována bez vermiculitové izolace a při stejné tloušťce vrstvy žárovzdorných cihel si zachovat svoje izolační vlastnosti.

Výsledek: Vrstva stavebních cihel musí být o 0,3 m tlustší

U11-2: Jak se změní tepelný odpor stěny topného hadu vyrobeného z trubky z uhlíkové oceli o vnějším průměru 38 mm a tloušťce stěny 2,5 mm, pokryje-li se zvenku vrstvou kyselinovzdorného smaltu o tloušťce 0,5 mm a tepelné vodivosti $0,6 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Tepelný odpor stěny topného hadu se zvýší asi šestnáctkrát

U11-3: Trubka o vnějším průměru 60 mm je izolována vrstvou pěnového polyurethanu 30 mm tlustou a přes ní položenou vrstvou pěnového polystyrenu tlustou 40 mm. Vnější povrch trubky má teplotu -110°C , teplota vnějšího povrchu izolace je 10°C .

Vypočtete: a) tepelný tok na 1 m délky trubky

b) totéž jako sub a) při záměně pořadí obou vrstev izolace

Výsledek: Tepelný tok na 1 m délky trubky bude a) -21 W b) $-22,8 \text{ W}$

U11-4: Potrubí o vnějším průměru 81 mm se má pokrýt vrstvou izolace o celkové tloušťce 100 mm. Máme k dispozici ohebnou rohož z minerálních vláken ORSIL M a polyuretanovou pěnu. Teplota vnější stěny trubky je 207°C a teplota vnějšího povrchu izolace má být 20°C . Jak musíme izolaci provést, aby ztráty tepla byly za daných podmínek co nejmenší. Jaké budou ztráty tepla z 1 m délky trubky v tomto provedení.

Výsledek: Aby byly ztráty tepla co nejmenší, je třeba plně využít lepších izolačních vlastností polyuretanové pěny, která však snáší jen teplotu do 100°C . Proto musí být vnitřní vrstva z minerálních vláken tak tlustá, aby na jejím povrchu byla teplota 100°C . Tloušťka vrstvy ORSILu bude 55 mm a polyuretanové pěny 45 mm. Ztráty tepla z 1 m délky trubky budou $39,1 \text{ W}$.

U11-5: Polokulové dno kotle o vnějším průměru 940 mm je izolováno 110 mm tlustou vrstvou struskové vlny. Teplota vnějšího povrchu kotle je 143°C a vnějšího povrchu izolace 39°C . Vypočtete ztráty tepla.

Výsledek: Ztráty tepla z polokulového dna jsou 113 W .

U11-6: Autokláv skládající se z válcové části (výška 0,7 m, průměr 0,68 m) a polokulového dna odpovídajících rozměrů a rovinného víka je všude (kromě víka) izolován vrstvou skelné vaty o tloušťce 160 mm. Teplota povrchu autoklávu je 270°C , teplota vnějšího povrchu izolace 40°C . Vypočtete ztráty tepla z části autoklávu izolované skelnou vatou.

Výsledek: Ztráty tepla z části autoklávu izolované skelnou vatou jsou 166 W.

U11-7: Rovinná stěna chladírny se skládá z vnější vrstvy stavebních cihel o tloušťce 0,30 m a vrstvy lisovaných korkových desek o celkové tloušťce 200 mm. Z vnějšku proniká do korku vzduch o rosném bodu 10°C. Voda z něj vyloučená u vnitřního povrchu chladírny mrzne. Pro případ kdy teplota vnějšího povrchu cihlové stěny je 25°C, teplota v chladírně -2°C a za předpokladu, že tepelná vodivost vlhkého korku je dvakrát a promrzlého pětkrát větší než suchého vypočtete intenzitu toku tepla stěnou chladírny a tloušťku vrstev suchého, vlhkého a promrzlého korku. Nevhodná stará korková izolace má být nahrazena polyuretanovou pěnou, která neprovlhá. Spočtete potřebnou tloušťku polyuretanové vrstvy, má-li se při výměně izolace snížit intenzita toku tepla na polovinu původní hodnoty.

Výsledek: Intenzita toku tepla stěnou chladírny byla 10 W m^{-2} , tloušťka vrstvy suchého, vlhkého a promrzlého korku byla 0,05; 0,1 a 0,05 m resp. Tloušťka nové izolace pro poloviční intenzitu toku tepla vychází 0,147 m, volíme 0,15 m.

U11-8: Vodorovná trubka o vnějším průměru 38 mm a teplotě povrchu 90°C se ochlazuje volnou konvekcí ve velkém objemu vzduchu o teplotě 20 °C a tlaku 98 kPa. Vypočtete koeficient přestupu tepla.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je podle rovnice (11-16) $8,8 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, podle rovnice (11-19) $7,2 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-9: Vypočtete ztráty tepla volnou konvekcí z neizolovaného vodorovného parního potrubí o vnějším průměru 51 mm a délce 50 m. Potrubím je vedena sytá vodní pára o tlaku 1 MPa, teplota okolního vzduchu je 15°C a tlak vzduchu 98 kPa. Zanedbejte tepelný odpor stěny trubky a ztráty tepla sáláním.

Výsledek: Ztráty tepla z 50 m dlouhého potrubí jsou podle rovnice (11-16) 12,9 kW, podle rovnice (11-19) 10,8 kW.

U11-10: Vodorovná trubka o vnějším průměru 20 mm a teplotě povrchu 90 °C se chladí volnou konvekcí

a) ve vzduchu o teplotě 10°C a normálním tlaku.

b) ve vodě o teplotě 10°C.

Porovnejte množství tepla odvedené v obou případech z 1 m délky trubky.

Výsledek: Odvedené množství tepla z 1 m délky trubky je ve vzduchu 44,3 W, ve vodě 7,8 kW, tedy ve vodě skoro 180 krát větší [koeficient přestupu tepla počítán podle (11-16)].

U11-11: Transformátorový olej se chladí ve vodorovném svazkovém výměníku tepla.

Trubkový svazek má 37 trubek 2 m dlouhých o vnějším průměru 38 mm, plášť tvoří trubka vnitřního průměru 350 mm. Olej protéká v mezitrubkovém prostoru podél svazku rychlostí $0,15 \text{ m s}^{-1}$. Střední teplota oleje je 65°C , střední teplota vnějších stěn trubek svazku je 60°C . Fyzikální vlastnosti oleje při 65°C jsou: hustota 850 kg m^{-3} ; kinematická viskozita $1 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2 \text{ s}^{-1}$; objemová teplotní roztažnost $4 \cdot 10^{-4} \text{ K}^{-1}$; tepelná vodivost $0,12 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$ a měrná tepelná kapacita $2,12 \cdot 10^3 \text{ J kg}^{-1} \text{ K}^{-1}$. Dynamická viskozita oleje při 60°C je $9,8 \cdot 10^{-3} \text{ Pa s}$. V trubkách výměníku proudí voda rychlostí $1,1 \text{ m s}^{-1}$ a ohřívá se z 19°C na 41°C . Vypočtěte součinitel přestupu tepla na straně oleje i na straně vody. Vypočtěte rovněž délkový součinitel prostupu tepla. Tepelný odpor stěny trubky o tloušťce 2 mm zanedbejte.

Výsledek: Součinitel přestupu tepla na straně oleje je podle (11-23) $62,2 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, na straně vody podle rovnice (11-25) $4,62 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Délkový součinitel prostupu tepla je $7,31 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

U11-12: Elektrický vodič pro velmi velké proudy je konstruován jako obdélníková měděná trubka o vnějších rozměrech $13 \times 19 \text{ mm}$ a tloušťce stěny 3,5 mm. Při průchodu proudu se ve stěnách trubky vyvíjí teplo, objemová hustota zdrojů tepla je 10^6 W m^{-3} (vztaženo na objem mědi). Určete hodnotu koeficientu přestupu tepla a teplotu stěny vodiče, odvádí-li se veškeré vznikající teplo vzduchem, který proudí dutinou ve vodiči rychlostí 50 m s^{-1} při střední teplotě 40°C a středním tlaku 0,4 MPa. (předpokládejte, že teplota vodiče i vzduchu se ve směru proudění vzduchu mění jen málo).

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je $540 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, teplota vodiče 49°C .

U11-13: Vodorovnou hladkou trubkou proudí vzduch za takových podmínek, že můžeme předpokládat platnost rovnice (11-24). Kolikrát je třeba zvýšit příkon potřebný pro dopravu plynu trubkou, má-li se pouhým zvýšením rychlosti proudění zvýšit koeficient přestupu tepla n krát. (Můžete předpokládat, že v turbulentní oblasti je součinitel hydraulického tření v hladké trubce úměrný $Re^{-0,25}$). Změnu fyzikálních vlastností vzduchu zanedbejte.

Výsledek: Má-li se koeficient přestupu tepla zvýšit pouhým zvýšením rychlosti v turbulentní oblasti n krát, musí se příkon potřebný na dopravu plynu zvýšit $n^{3,44}$ krát.

U11-14: Měděnou trubkou 1,8 m dlouhou o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 2 mm proudí $0,25 \text{ kg s}^{-1}$ anilinu. Střední teplota anilinu je 40°C , střední teplota stěny trubky 120°C . Vypočtěte koeficient přestupu tepla.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je $1,12 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-15: Chladicí had, jehož rozměry jsou uvedeny v úloze U11-17 je zhotoven z ocelové trubky o tloušťce stěny 2,5 mm. Vypočtete koeficient přestupu tepla na vnitřní stěnu hadu, protéká-li jím voda o střední teplotě 20 °C hmotnostním průtokem 0,5 kg s⁻¹.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla na vnitřní stěnu hadu je $4,6 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ vyjdeme-li z rovnice (11-24) a $5,1 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ podle (11-25).

U11-16: Oxid uhličitý protéká kolmo na podélnou osu řadového svazku trubek. Svazek je zhotoven z trubek o vnějším průměru 40 mm a délce 1 m a má ve směru proudění plynu 6 řad po pěti trubkách. Trubky jsou uspořádány čtvercově, jejich rozteč je 60 mm a vzdálenost os krajních trubek svazku od pláště výměníku je 30 mm. Vstupní teplota plynu je 40 °C, tlak v zařízení je 100 kPa, hmotnostní průtok plynu 1 kg s⁻¹. Vypočtete koeficient přestupu tepla.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je $63 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-17: Ve válcové nádobě s rovným dnem opatřené šestilopátkovým turbínovým míchadlem s dělicím kotoučem a chladicím hadem se chladí nitrobenzen při střední teplotě vsádky 60 °C. Frekvence otáčení míchadla je 2 s⁻¹. Rozměry systému jsou $d_t = 30 \text{ mm}$, $d = 300 \text{ mm}$, $D = 1000 \text{ mm}$. (význam symbolů je na obr.11-5). Vypočtete koeficient přestupu tepla na vnější povrch hadu.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je $980 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-18: Na horizontální trubce o vnějším průměru 20 mm a délce 1 m kondenzuje nasycená pára o tlaku p . Teplota stěny trubky je t_w . Vypočtete koeficient přestupu tepla α a hmotnost kondenzátu m vzniklého na trubce za 1 hodinu, je-li

a) $p = 5 \text{ kPa}$, $t_w = 27,1^\circ\text{C}$

b) $p = 100 \text{ kPa}$, $t_w = 90,4^\circ\text{C}$

Výsledek: a) $\alpha = 1,13 \cdot 10^4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$; $m = 6,12 \text{ kg}$

b) $\alpha = 1,34 \cdot 10^4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$; $m = 12,3 \text{ kg}$

U11-19: Vypočtete koeficient přestupu tepla při kondenzaci nasycené páry čistého ethanolu na povrchu vodorovné trubky dlouhé 1,2 m, víte-li, že na ní kondenzuje 0,01 kg s⁻¹ ethanolu a že střední teplota filmu kondenzátu je 70 °C.

Výsledek: Koeficient přestupu tepla je $1,63 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-20: V elektricky vytápěném kotlíku vše voda při tlaku 100 kPa na měděné trubce o vnějším průměru 30 mm a délce 500 mm. Topné těleso uvnitř trubky má příkon 2,5 kW. Za předpokladu, že se celý výkon topení přenese do vroucí vody, určete teplotu stěny trubky.

Výsledek: Teplota stěny trubky bude asi 110°C.

U11-21: V laboratorním sterilátoru se vyrábí pára v kotlíku, který je opatřen elektrickým topením uloženým v nerezové trubce o vnějším průměru 50 mm a délce 0,8 m. Kolik kg za hodinu syté páry o tlaku 200 kPa můžeme vyrobit, nemá-li rozdíl teplot mezi stěnou trubky a kapalinou překročit 10 K.

Výsledek: Za hodinu lze vyrobit asi 20,6 kg páry o tlaku 200 kPa.

U11-22: Zoxidovaná měděná trubka o vnějším průměru 100 mm a teplotě stěny 450°C prochází kanálem čtvercového průřezu o rozměrech 250 × 250 mm. Stěny kanálu jsou ze silikových cihel a mají teplotu 1050 °C. Vypočtete výsledný tepelný tok sáláním na 1 m délky trubky.

Výsledek: Ze stěny kanálu přechází na 1 m délky trubky tepelný tok 27,6 kW.

U11-23: Dvě velmi velké rovnoběžné desky z ocelového plechu pokrytého okujemi jsou udržovány na teplotách T_i a T_j . Mezi deskami je průteplivý plyn a v tomto uspořádání dochází mezi nimi k toku tepla sáláním o velikosti $\dot{Q}$. (Příspěvky jiných mechanismů sdílení tepla než sálání lze zanedbat). Jak se změní výsledný tepelný tok sáláním mezi deskami, vložíme-li mezi ně

a) Jeden tenký plech pokrytý z obou stran vrstvičkou leštěného chromu

b) Dva tenké ocelové plechy s okujeným povrchem

Výsledek: Tepelný tok bude a) $3/41 \dot{Q}$ b) $1/3 \dot{Q}$.

U11-24: Topná soustava odparky je zhotovena z ocelových trubek o vnějším průměru 30 mm a tloušťce stěny 2,5 mm. Na vnitřní straně trubek je usazena vrstva kotelního kamene o tloušťce 0,5 mm. Na vnějším povrchu trubek kondenzuje pára (koeficient přestupu tepla $10^4 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$), uvnitř trubek vře kapalina (koeficient přestupu tepla $4 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$). Vypočtete koeficient prostupu tepla vztahovaný na vnější povrch trubek.

Výsledek: Koeficient prostupu tepla je $1,2 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

U11-25: Trubka o vnějším průměru 22 mm a tloušťce stěny 2,5 mm zhotovená z nerezavějící oceli (tepelná vodivost $14,2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$) je obtékána z vnitřní strany tekutinou A (koeficient přestupu tepla $1050 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$) a z vnější strany tekutinou B (koeficient přestupu tepla $3200 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$). Spočtete koeficient prostupu tepla vztahovaný na 1 m délky trubky.

Výsledek: Koeficient prostupu tepla je $39,6 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$

U11-26: Mezi tekutinami A a B dochází k prostupu tepla rovinnou stěnou. Koeficient přestupu tepla na straně tekutiny A je $250 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, na straně tekutiny B $1000 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, tepelný odpor obtékané stěny je zanedbatelný. Vypočtete koeficient prostupu tepla a zjistíte jak se jeho hodnota změní, zvýšíte-li dvakrát

a) koeficient přestupu tepla na straně A

b) koeficient přestupu tepla na straně B

Výsledek: Původní hodnota koeficientu prostupu tepla je $200 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$, změněné hodnoty a) $333 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ b) $222 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$

U11-27: Ve výměníku tepla typu „trubka v trubce“ se chladí 1 kg s^{-1} tetrachlormethanu o střední teplotě 50°C vodou, jejíž střední teplota je 20°C . Výměník je zhotoven z vnější trubky o vnitřním průměru 40 mm a vnitřní měděné trubky o tloušťce stěny 1 mm a vnějším průměru 20 mm. Voda protéká vnitřní trubkou hmotnostním průtokem $0,4 \text{ kg s}^{-1}$. Vypočtěte koeficient prostupu tepla vztažený na délku trubky.

Výsledek: Koeficient prostupu tepla je $55 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$

U11-28: Svazkový výměník se skládá z pláště tvořeného ocelovou trubkou o vnějším průměru 89 mm a tloušťce stěny 3,25 mm a svazku sedmi měděných trubek o vnějším průměru 20 mm tloušťce stěny 1 mm. V mezitrubkovém prostoru proudí toluen o střední teplotě 60°C rychlostí $0,25 \text{ m s}^{-1}$ a v trubkách proudí voda o střední teplotě 30°C rychlostí $0,5 \text{ m s}^{-1}$. Vypočtěte koeficient prostupu tepla vztažený na délku trubky svazku, víte-li že uvnitř trubek je 0,5 mm tlustá usazenina o tepelné vodivosti $2 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Koeficient prostupu tepla je $23,4 \text{ W m}^{-1} \text{ K}^{-1}$

11-29: Jsou-li splněny podmínky úloh U11-15 a U11-17 vypočtěte koeficient prostupu tepla vztažený na vnější povrch chladicího hadu.

Výsledek: Koeficient prostupu tepla bude $7,6 \cdot 10^2 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

U11-30: Vodorovnou měděnou trubkou o délce 2 m, vnějším průměru 30 mm a tloušťce stěny 1 mm proudí $0,09 \text{ kg s}^{-1}$ benzenu o střední teplotě 60°C . Trubka se ochlazuje volnou konvekcí do vzduchu o teplotě 20°C a tlaku 98 kPa. Vypočtěte ztráty tepla z trubky. Tepelný odpor měděné stěny trubky je možno zanedbat.

Výsledek: Ztráty tepla z trubky jsou 50 W.

U11-31: Při rafinaci medicínalního glycerolu destilací za vakua kondenzují páry glycerolu při teplotě 180°C ve vzdušném chladiči, který je zhotoven z horizontálních měděných trubek o vnějším průměru 20 mm a tloušťce stěny 1 mm. Z vnějšího povrchu trubek se teplo odvádí volnou konvekcí do vzduchu o teplotě 20°C a tlaku 98 kPa. Uvnitř trubky můžete předpokládat koeficient přestupu tepla $5 \cdot 10^3 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$. Vypočtěte potřebnou plochu vnějšího povrchu trubek chladiče, má-li se zpracovat $0,01 \text{ kg s}^{-1}$ glycerolu. (Výparná entalpie glycerolu je asi $9,3 \cdot 10^5 \text{ J kg}^{-1}$, tepelný odpor měděné stěny trubky můžete zanedbat.) Dále vypočtěte potřebnou délku trubek.

Výsledek: Potřebná teplosměnná plocha je $5,95 \text{ m}^2$, to odpovídá délce trubek 94,6 m.

U11-32: Vypočtete potřebnou délku trubek vzdušného chladiče z úlohy *U11-31*, budou-li použité trubky opatřeny radiálními kruhovými žebry z měděného plechu tloušťky 1 mm o vnějším průměru 50 mm vzdálenými od sebe 10 mm.

Výsledek: Délka žebrovaných trubek by musila být 22,5 m.

U11-33: Vypočtete kritický průměr izolace ze struskové vlny, je-li koeficient přestupu tepla z povrchu izolace do vzduchu $5 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$.

Výsledek: Kritický průměr izolace je 28 mm.

U11-34: Provozovnou, ve které je teplota vzduchu i stěn 30°C vede vodorovné parní potrubí o vnějším průměru 200 mm zhotovené z ocelových trubek s okujeným povrchem. Teplota povrchu potrubí je 170°C , tlak vzduchu 98 kPa. Vypočtete ztráty tepla sáláním a volnou konvekcí z 1 m délky trubky. Zjistěte dále, jaký podíl ztrát připadá na sálání.

Výsledek: Ztráty tepla budou $1,44 \text{ kW m}^{-1}$, z toho sáláním asi 60%.

U11-35: Zjistěte, jak se změní celkové ztráty tepla a podíl ztrát připadající na sálání, který byl vypočten v úloze *U1-34*, izoluje-li se potrubí tak tlustou vrstvou izolační rohože V-150, aby teplota na povrchu izolace byla 50°C . Předpokládejte, že plášť izolace je opatřen tenkou vrstvou hliníkového laku. Tepelný odpor pláště i izolace je možné zanedbat. (Vhodné k řešení na počítači, například solverem Polymath).

Výsledek: Celkové ztráty tepla se sníží na 116 W m^{-1} , tedy asi 12,4 krát. Tloušťka izolace by měla být 38,4 mm, tedy asi 40 mm. Podíl ztrát způsobený sáláním klesne na 42%.

Literatura

- [B1] Brown W.G., Grasmann P.: Forsch. Arb. Ing. Wes. 25, 69, (1959)
- [C1] Collier J.G.: Convective Boiling and Condensation, Mc Graw Hill (UK), London 1972
- [G1] Gebhart B.: Heat Transfer, 2nd.ed., McGraw-Hill, N.Y., 1970
- [H1] Holeček O.: Chemicko-inženýrské tabulky, Skriptum VŠCHT Praha, 1997
- [H2] Hausen H.: Ztschr.VDI, Beihefte Verfahrenstechnik, No 4, 91, (1943)
- [H3] Heat Exchanger Design Handbook, Hemisphere Publishing Co., Washington D.C., 1983
- [H4] Hottel H.C., Sarofim A.F.: Přenos tepla zářením, SNTL Praha, 1979
- [CH1] Churchill S.W., Chu H.S.: Int.J. Heat Mass Transfer, 18, 1323-1329, (1975)
- [CH2] Churchill S.W., Chu H.S.: Int.J. Heat Mass Transfer, 18, 1049-1053, (1975)
- [K1] Kern D.Q., Kraus A.D.: Extended Surface Heat Transfer, McGraw-Hill, N.Y., 1972
- [K2] Kutateladze S.S., Borišanskij V.M.: Příručka sdílení tepla, SNTL Praha, 1962
- [M1] McAdams W.H.: Heat Transmission, 3rd ed., McGraw-Hill, N.Y., 1954
- [M2] Michejev M.A.: Osnovy teplopěředači, Gosenergoizdat, Moskva, 1956
- [M3] McNaughton K.J. (editor): Chemical Engineering Guide to Heat Transfer, McGraw-Hill N.Y. 1986
- [P1] Petukhov B.S.: Heat Transfer and Friction in Turbulent Pipe Flow with Variable Physical Properties, in Advances in Heat Transfer, Volume 6., Academic Press N.Y., London, 1970 (Editors: Hartnett J.P., Irvine T.F. jr.)
- [P2] Perry R.H., Green D.W.: Perry's Chemical Engineers' Handbook, 6th ed., McGraw-Hill, N.Y., 1984
- [S1] Sieder E.N., Tate C.E.: Ind. Eng. Chem. 28, 1428, (1936)
- [S2] Sazima M. a spol.: Technický průvodce 78, Sdílení tepla, SNTL Praha 1993
- [S3] Siegel R., Howell J.R.: Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill, N.Y. 1972
- [T1] Thomas L.C.: Heat Transfer, Prentice Hall, Englewood Cliffs, New Jersey 1992
- [U1] Uhl V.W., Gray J.B.: Mixing, Theory and Practice, vol.1, Academic Press N.Y. 1966
- [V1] VDI Wärmeatlas, 6.Auflage, VDI Verlag, Düsseldorf, 1991
- [W1] Whitaker S.: Elementary Heat Transfer Analysis, Pergamon Press, N.Y., 1975
- [Ž1] Žukauskas A.: Těplootdača pučkov trub v popěřečnom potoke židkosti, Mintis, Vilnius 1968