

Výpočet teplosměnné plochy cylindrokónických tanků

W. FELGENTRAEGER, firma HUPPMANN, Kitzingen

663.445

Klíčová slova: cylindrokónický tank, teplosměnná plocha, pivo

V moderních pivovarech probíhá proces kvašení a zrání piva převážně v cylindrokónických tancích (CKT). Při tomto procesu vzniká teplo, které je nutno pro zachování kvality finálního výrobku odvést. Článek ukazuje metodiku výpočtu optimální velikosti teplosměnné plochy CKT, kterou převzal Svaz německých inženýrů (VDI = Verband der deutschen Ingenieure) do své publikace "Příručka sdílení tepla".

OBEČNÁ ČÁST

Pro výpočet teplosměnné plochy platí základní rovnice:

$$Q = k \cdot F \cdot \Delta t_m \quad (1)$$

kde Q je množství přešlého tepla za hodinu (kW),
 F - teplosměnná plocha (m^2)
 k - koeficient přestupu tepla ($kW \cdot m^{-2} \cdot deg^{-1}$)
 Δt_m - střední logaritmický teplotní spád (deg)

POSTUP PŘI VÝPOČTU TEPLOSMĚNNÉ PLOCHY:

Z konstrukčního návrhu se odečtou potřebné údaje, tj. průměr, výška válcové a kuželové části tanku, tloušťka stěny, úhel kónusu. Z těchto parametrů se vypočte přibližně velikost chladicí plochy použitím empirických kritérií. Ve speciálních případech, kdy zákazník požaduje extrémně krátkou dobu zchlazení velkých objemů ve velkokapacitních tancích, je nutná modifikace tohoto výpočtu.

VÝPOČET TEPELNÉHO TOKU

Z výchozích údajů, vycházejících z požadavku zákazníka, tj. objem, vstupní a výstupní teplota a doba chlazení, se stanoví chladicí výkon: Q_A (kW)

$$Q_A = \frac{W \cdot (i_A - i_E)}{T} \quad (2)$$

kde W je plnicí objem CKT (kg)
 i_E - entalpie chlazené látky na začátku chlazení ($kJ \cdot kg^{-1}$)
 i_A - entalpie chlazené látky na konci chlazení ($kJ \cdot kg^{-1}$)
 T - doba chlazení (s)

Požaduje-li zákazník v chladicí fázi rovněž odvádět část kvasného tepla, použije se vzorec:

$$Q_B = \frac{W \cdot G \cdot E}{T} \quad (3)$$

kde Q_B je chladicí výkon pro odvedení kvasného tepla (kW)
 G - kvasné teplo ($kJ \cdot kg^{-1}$)
 E - množství zkvašeného extraktu (kg)

Pokud jsou CKT instalovány na volném prostranství, je nutno uvažovat ztráty izolací.

$$Q_V = S_t \cdot k_{im} \cdot \Delta t \quad (4)$$

kde Q_V je množství tepla přešlého izolací (kW)
 S_t - plocha tanku (m^2)
 k_{im} - koeficient přestupu tepla v izolaci ($kW \cdot m^{-2} \cdot deg^{-1}$)
 Δt - teplotní gradient mezi nejvyšší teplotou okolního vzduchu a teplotou chlazeného produktu (deg)

Při instalaci CKT do uzavřené budovy je nutno uvážit možnost instalace zvláštního chladicího zařízení pro její ovzduší. Celková spotřeba chladu bude pak dána vzorcem:

$$Q = Q_A + Q_B + Q_V$$

STŘEDNÍ LOGARITMICKÝ TEPELNÝ SPÁD

Předpokladem pro výpočet je konstantní tepelný tok mezi teplosměnnými plochami. To však je v praxi jen těžko uskutečnitelné. Odchyšky bývají v některých případech velmi vysoké. Proto se používá středního logaritmického tepelného spádu, který přibližně vystihuje podmínky tepelného procesu, tj. volná konvekce v tanku, proudění chladiva v registru souproudem nebo protiproudem. Tento režim je podmíněn hydrodynamickým chováním chlazené látky.

PŘÍDAVNÁ VRSTVA

Přídavná vrstva (např. nečistoty) nepříznivě ovlivňuje přestup tepla. Obdobně působí např. pryžový povrch CKT. Proto je nutno zavést korekční součinitel, jehož hodnota se vypočte podle vztahu:

$$f_z = \frac{s}{\lambda} \quad (5)$$

kde f_z je korekční součinitel ($m^2 \cdot deg \cdot kW^{-1}$)
 s - tloušťka vrstvy (m)
 λ - součinitel vodivosti vrstvy ($kW \cdot m^{-1} \cdot deg^{-1}$)

KONSTRUKČNÍ UMÍSTĚNÍ CHLADICÍCH ZÓN

Po přibližném návrhu rozmístění chladicích zón musí být zpracovány přesné konstrukční podklady. Velikost chladicí plochy F se stanoví ze vzorce:

$$F = D \cdot \pi \cdot Z \cdot t \cdot n \cdot A \quad (6)$$

kde F je teplosměnná plocha (m^2)
 D - průměr tanku (m)
 Z - počet chladicích zón (1)
 n - počet závitů chladicích trubek v jednom svazku (1)
 t - rozteč chladicích trubek (m)
 A - počet svazků v chladicí zóně (1)

Z vypočtené chladicí plochy F se po dosazení do rovnice (1) zkontroluje hodnota koeficientu přestupu tepla k . Dále je nutno stanovit rychlost proudění chladicího média, která se určí podle vzorce:

$$w = \frac{V_k}{f_k} \quad (7)$$

kde w je rychlost proudění (m.s^{-1})
 V_k - objemový proud chladicího média v chladicím hadu ($\text{m}^3.\text{s}^{-1}$)
 f_k - průtočný průřez chladicího hadu (m^2)

Hydraulický průměr se stanoví ze vzorce:

$$d_{\text{hyd}} = \frac{4 \cdot f_k}{Q_{\text{sm}}} \quad (8)$$

kde d_{hyd} je hydraulický průměr (m)
 Q_{sm} - smočený obvod (m)

VÝPOČET KOEFICIENTU PROSTUPU TEPLA k

Pro výpočet hodnoty koeficientu prostupu tepla k se užívá vzorec:

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{\alpha_1} + \frac{a}{\alpha_2} + \frac{b \cdot s_w}{\lambda_w} + f_v + f_z \quad (9)$$

kde α_1 je součinitel přestupu tepla na straně piva ($\text{kW.m}^{-2}.\text{deg}^{-1}$)
 α_2 - součinitel přestupu tepla na straně chladicího média ($\text{kW.m}^{-2}.\text{deg}^{-1}$)
 a, b - konstanty zahrnující tvar chladicího hadu ($\text{kW.m}^{-2}.\text{deg}^{-1}$) (předmět know-how)(1)
 s_w - průměrná tloušťka stěny tanku (m)
 λ_w - součinitel vodivosti materiálu stěny tanku ($\text{kW.m}^{-1}.\text{deg}^{-1}$)
 f_v - korekční součinitel uvažující znečištění ($\text{m}^2.\text{deg.kW}^{-1}$)
 f_z - ztrátový součinitel ($\text{m}^2.\text{deg.kW}^{-1}$)

Dále je nutno pro výpočet přestupu tepla konvekci použít bezrozměrná kritéria, která jsou definována takto:

$$\text{Nusseltovo kritérium } Nu = \frac{\alpha \cdot d_{\text{hyd}}}{\lambda} \quad (10)$$

$$\text{Reynoldsovo kritérium } Re = \frac{w \cdot d \cdot \rho}{\eta} \quad (11)$$

$$\text{Prandtlovo kritérium } Pr = \frac{c_p \cdot \eta}{\lambda} \quad (12)$$

$$\text{Grasshofrovo kritérium } Gr = \frac{H^3 \cdot \Delta t \cdot g \cdot \beta}{\eta^2} \quad (13)$$

kde H je výška chlazené zóny na straně piva (m)
 λ - součinitel tepelné vodivosti chlazené látky, popř. chladiwa ($\text{kW.m}^{-1}.\text{deg}^{-1}$)
 w - rychlost proudění chladiwa v trubkách (m.s^{-1})
 ρ - hustota chlazené látky, případně chladiwa (kg.m^{-3})

g - zemské zrychlení (m.s^{-2})
 η - dynamická viskozita (Pa.s)
 c_p - specifické teplo ($\text{kJ.kg}^{-1}.\text{deg}^{-1}$)
 β - objemová tepelná roztažnost (deg^{-1})
 Δt - teplotní gradient mezi chlazenou látkou a stěnou (deg)
 d - průměr trubky (m)

a) Přestup tepla na straně chlazené látky (piva)

V tomto případě se jedná o volnou konvekci. Proudění vzniká výlučně rozdílem hustot kapaliny, vzniklým jejich různou teplotou. Zde se používá Grasshofrovo a Prandtlovo kritérium. U volné konvekce může dojít k laminárnímu nebo turbulentnímu proudění. Pro určení tohoto režimu se použije výpočet:

$$\begin{aligned} Gr.Pr < 10^9 \text{ až } 10^9 &\Rightarrow \text{jedná se o laminární proudění} \\ Gr.Pr > 10^9 \text{ až } 10^9 &\Rightarrow \text{jedná se o turbulentní proudění} \end{aligned} \quad (14)$$

Podle stanoveného režimu proudění se použije příslušný vzorec pro výpočet Nusseltova kritéria.

- Laminární proudění:

Velikost Nusseltova kritéria je dána funkcí:

$$Nu = f(C; Gr^m) \quad (15)$$

$$\text{kde } C = \frac{1,8 \cdot Pr^{0,5}}{2,3 + Pr^{0,5}} \quad \text{jestliže } Pr < 0,5 \quad (16)$$

$$\text{nebo } C = \frac{0,652 \cdot Pr^{0,5}}{(1,1 + Pr)^{0,25}} \quad \text{jestliže } Pr > 0,5 \quad (17)$$

hodnota exponentu m je předmětem "know-how"

- Turbulentní proudění

Velikost Nusseltova kritéria je dána funkcí:

$$Nu = f[Gr \cdot Pr]^n \quad (18)$$

hodnota exponentu n je předmětem "know-how"

b) Přestup tepla na straně chladicího média

V tomto případě je nutno rozlišovat, zda v chladicích trubkách proudí kapalina (solanka, glykol apod) nebo plyn (NH_3). Do chladicího prostoru musí vstupovat kapalina spodem a vystupovat horem, neboť jen v tomto případě lze zaručit účinné odvětrání. Při použití NH_3 však provozní zkušenosti prokázaly výhodnost nástřiku shora. Další zajímavou zkušeností je nutnost použití čtyřnásobného vypočteného množství NH_3 , které zamezuje tzv. "suchému běhu", způsobenému separací oleje.

b1) přímý odpar NH_3

Z vypočtené teplosměnné plochy je nutno stanovit specifické tepelné zatížení: q (kJ.m^{-2})

$$q = \frac{Q}{F} \quad (19)$$

Výparná teplota se má volit tak, aby nevzniklo nebezpečí zamrznutí na straně chlazeného piva. Po dohodě s budoucím uživatelem je možno volit i různý průběh výparných teplot během chladicího procesu.

Teoretická hmotnost NH_3 se stanoví ze vzorce:

$$M = \frac{Q}{r} \quad (20)$$

kde M je teoretická hmotnost NH_3 (kg)

Q - množství chladu, které je nutno odvést (kJ)

r - výparné teplo NH_3 ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1}$)

Pro oběh je však nutno volit čtyřnásobné množství. Pak skutečné množství NH_3 je dáno

$$M_s = \frac{4 \cdot Q}{r} \quad (21)$$

kde M_s je skutečné množství NH_3 .

Při použití přímého nástřiku NH_3 nesmí být pokles tlaku příliš vysoký, neboť by se tím negativně ovlivnila výparná teplota. Z praxe vyplývá přípustný pokles tlaku maximálně 0,01 MPa. Pro přesný výpočet poklesu tlaku je nutno přesně stanovit hydrodynamické poměry proudícího chladicího média. Při čtyřnásobném množství NH_3 je na výstupu z chladicí trubky odpar asi 25 % tzn., že chladicí směs obsahuje až 75 % kapalně fáze. Výpočet poklesu tlaku se provádí podle vzorce:

$$\Delta p = \left(1,32 + \frac{\pi \cdot \zeta \cdot D \cdot n}{d_{\text{hyd}}} \right) \cdot \frac{w^2 \cdot \rho_{\text{NH}_3}}{2g} \quad (22)$$

kde Δp je pokles tlaku NH_3 při proudění chladicím systémem

ζ - odporový koeficient při proudění (1)

D - průměr CKT (m), ρ_{NH_3} - hustota kapalného NH_3 ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

n - počet závitů chladicích trubek (1)

w - střední rychlost proudění ($\text{m} \cdot \text{s}^{-1}$)

Hodnota střední rychlosti proudění je dána vzorcem:

$$w = \frac{M_s}{f_k \cdot \rho_{\text{NH}_3} \cdot Z \cdot A} \quad (23)$$

kde

f_k - průtočný průřez chladicí trubky (m^2)

Z - počet chladicích zón (1)

A - počet svazků v chladicí zóně (1)

b2) *Nucené proudění chladicího média (solanky, glykolu)*

Při nuceném proudění chladicího média je nutno nejdříve stanovit rychlost proudění, ze které se při známosti průtočného průřezu vypočte Reynoldsovo kritérium. Z jeho hodnoty se určí charakter proudění, tj. laminární, turbulentní, popř. přechodový. Pokud se zjistí nežádoucí laminární režim, což se stává při použití média s vysokou viskozitou, pak je nutno konstrukci chladicího zařízení upravit, např. změnit počet chladicích hadů apod.

Objem chladicího média je dán vzorcem:

$$V_k = \frac{Q}{c_p \cdot \rho_p \cdot (t_1 - t_2)}$$

kde V_k je objem chladicího média (m^3)

c_p - specifické teplo chladicího média ($\text{kJ} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{deg}^{-1}$)

ρ_p - hustota chladicího média ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)

t_1 - teplota chladicího média na vstupu do chladicí zóny (deg)

t_2 - teplota chladicího média na výstupu z chladicí zóny (deg)

rychlost proudění je pak dána vzorcem:

$$w = \frac{V_k}{f_k \cdot Z \cdot A}$$

Hodnota Reynoldsova čísla se vypočte podle vztahu (11). Z kritické hodnoty Reynoldsova čísla Re_{krit} se pak určuje režim proudění:

$$Re_{\text{krit}} \leq 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_{\text{hyd}}}{D} \right)^{0,45} \right] \quad \text{laminární proudění}$$

$$Re_{\text{krit}} \geq 2300 \cdot \left[1 + 8,6 \left(\frac{d_{\text{hyd}}}{D} \right)^{0,45} \right] \quad \text{turbulentní proudění}$$

Je známo, že rozsah Reynoldsova čísla $Re = 2\,300$ až $8\,000$ představuje přechodovou oblast, ve které převažuje laminární proudění. Doporučuje se upravit konstrukci zařízení tak, aby hodnota Re vždy byla vyšší než $8\,000$, optimální je však $Re > 22\,000$.

Výpočet Nusseltova kritéria pro laminární proudění

Pro výpočet Nusseltova kritéria se používá vztah:

$$Nu_{\text{lam}} = 3,66 + 0,08 \left[1 + 0,8 \left(\frac{d_{\text{hyd}}}{D} \right)^{0,9} \right] Re^m \cdot Pr^{0,333}$$

Hodnota součinitele m se vypočte ze vztahu:

$$m = 0,5 + 0,2903 \cdot \left(\frac{d_{\text{hyd}}}{D} \right)^{0,194}$$

Výpočet Nusseltova kritéria pro turbulentní režim proudění ($Re \geq 22\,000$)

$$Nu_{\text{tur}} = \frac{\phi}{8Re \cdot Pr} \cdot \left(1 + 12,7 \left(\frac{\phi}{8} \right)^{0,5} (Pr^{0,66} - 1) \right)$$

$$\text{kde } \phi = 0,3164 \cdot Re^{-0,25} + \left(\frac{d_{\text{hyd}}}{D} \right)^{0,5}$$

Tento postup platí pro hodnoty $Re \geq 22\,000$.

Výpočet Nusseltova kritéria v přechodové oblasti

$$Nu_{\text{přech}} = \sigma \cdot Nu_{\text{lam}} + (1 - \sigma) \cdot Nu_{\text{tur}}$$

$$\text{kde } \sigma = \frac{22\,000 - Re}{22\,000 - Re_{\text{krit}}}$$

Při výpočtu lze zanedbat dynamickou viskozitu chladicího média a teplotu stěny. Hodnota součinitele α_2 se stanoví ze vztahu

$$\alpha_2 = \frac{Nu \cdot \lambda}{d_{hyd}}$$

Výpočet poklesu tlaku

Při výpočtu je dále nutno stanovit pokles tlaku při proudění chladicího média trubkami. Pro jeho výpočet se používá vztah:

$$\Delta p = 1,32 + 0,3164 \cdot Re^{-0,25} + 0,03 \left(\frac{d_{hyd}}{D} \right)^{0,5} \cdot \frac{L}{d_{hyd}} \cdot \frac{w^2 \cdot \rho}{2g}$$

kde L je délka potrubí (m).

Hodnoty Δp nesmějí překročit tyto limitní hranice:

při použití solanky, glykolu, nemrznoucí směsi N

$$\Delta p \dots 0,05 \text{ až } 0,015 \text{ MPa}$$

při použití nemrznoucí směsi L

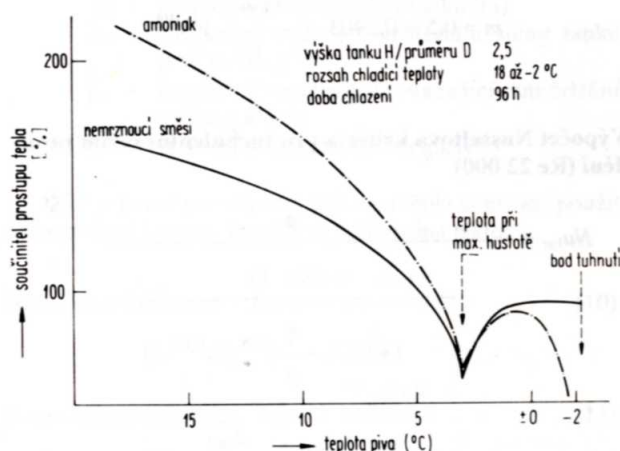
$$\Delta p \dots 0,015 \text{ až } 0,25 \text{ MPa}$$

c) Tepelný tok stěnou

Chlazení CKT probíhá cirkulací média v navařených chladicích hadech půlkruhového nebo obdenného tvaru. Tloušťka stěny CKT je v poměru k jeho průměru tak malá, že ji lze zanedbat a pohlížet na tento případ prostupu tepla jako rovnou stěnou.

ZÁVĚR

Navržený výpočet chlazení CKT vyžaduje nezbytné použití počítače. Sestavení programu je nutno volit tak, aby všechny parametry byly seřazeny do logické řady.



Obr. 1. Závislost hodnoty koeficientu prostupu tepla k na teplotě piva a druhu chladicího média

Pokud nastane případ, že plocha tanku je nedostatečná z hlediska kapacity chlazení, potom je nutno uvažovat s budoucím provozovatelem o případné změně vstupních a výstupních teplot chladicího média nebo průběhu chladicího režimu, popř. modifikaci rozměrů tanku.

Rovněž je nutno si při výpočtu uvědomit, že na začátku chladicího procesu je v CKT zakvašená mladina s teplotou tuhnutí blízko nule, kdežto teplota tuhnutí piva je v důsledku přítomnosti ethanolu asi $-2,2^\circ\text{C}$. Při výpočtu je rovněž nutno si pamatovat skutečnost, že odbourávání extraktu neprobíhá během celého procesu rovnoměrně.

Teoreticky vypočtená hodnota součinitele prostupu k nemá během celého procesu chlazení při kvašení a dokvašování konstantní hodnotu. Na obr. 1 je jeho průběh v závislosti na teplotě chlazeného piva a druhu chladicího média. Z průběhu je patrný jeho pokles v rozsahu teplot $+3$ až $+5^\circ\text{C}$, kdy je hodnota součinitele k ve skutečnosti nižší než vypočtených 100 %, vzatých jako základ výpočtu pro CKT poměr výšky/průměr 2,5, rozsah chladicí teploty -2 až $+18^\circ\text{C}$ a doba chlazení 96 hodin.

Přeložil a lektoroval Ing. L. Chládek, CSc.

Felgentraeger, W.: Výpočet teplosměnné plochy cylindrokónických tanků. Kvas. prům., 38, 1992, č. 1, s. 17 - 20

Článek seznamuje s metodikou výpočtu teplosměnné plochy cylindrokónických tanků, které v současné době představují jediné progresivní řešení úseku hlavního kvašení a dokvašování při výrobě piva.

Фелгентрагер, В.: Расчет теплообменной площади цилиндрических танков. Квас. прум., 38, 1992, N° 1, стр 17 - 20

Статья ознакомляет с методикой расчета теплообменной площади цилиндрических танков, которые в наше время представляют собой единственное прогрессивное решение участка главного брожения и окончательного брожения при производстве пива.

Felgentraeger, W.: Calculation of Heat Transfer Area of Conical Bottom Fermenting Vessels. Kvas. prům., 38, 1992, No. 1, pp 17 - 20

The procedure of the calculation of heat transfer area of conical bottom fermenting vessels is described. CK tanks are the unique solution in the field of fermentation of the wort.

Felgentraeger, W.: Berechnung der Wärmeaustauschfläche der zylindrokónischen Tanks. Kvas. prům., 38, 1992 Nr.1, S. 17 - 20

Der Artikel erörtert die Methodik der Berechnung der Wärmeaustauschfläche der zylindrokónischen Tanks, die gegenwärtig die einzige progressive Lösung des Produktionsabschnitts der Haupt- und Nachgärung bei der Bierherstellung darstellen.