

Návrh a porovnanie tratí na meranie tlakových strát kompresora s chladivom CO₂

Radovan Ruman¹, Jaroslav Šustek², Peter Tomlein³

- ¹ Slovenská technická univerzita v Bratislave, Strojnícka fakulta, Ústav tepelnej energetiky, Námestie Slobody 17, Bratislava, radovan.ruman@stuba.sk
- ² Slovenská technická univerzita v Bratislave, Strojnícka fakulta, Ústav tepelnej energetiky, Námestie Slobody 17, Bratislava, jaroslav.sustek@stuba.sk
- ³ Slovenská technická univerzita v Bratislave, Strojnícka fakulta, Ústav tepelnej energetiky, Námestie Slobody 17, Bratislava, zvazchkt@isternet.sk

Abstrakt Porovnanie tratí na meranie tlakových strát kompresora (resp. jednotlivých komponentov ako ventilová doska, sací filter, prírodné a odvodné kanály atď.) s obehom oxidu uhličitého ako pracovnou látkou. Meracie trate sú určené na zisťovanie možností znižovania tlakových strát a overenie tlakových strát modelovaných výpočtom. Popísané sú alternatívne meracie trate a to trať s obehom so skvapalňovaním oxidu uhličitého a trať, kde sa oxid uhličitý pohybuje v celom obehu iba v oblasti prehriatej pary. Porovnávaná je technická, energetická náročnosť jednotlivých komponentov meracej trate a meracej techniky. Vzájomne porovnanie alternatívnych meracích tratí je z hľadiska výkonových parametrov, energetickej náročnosti, investičných nákladov a oblasti ich použitia.

1 Úvod

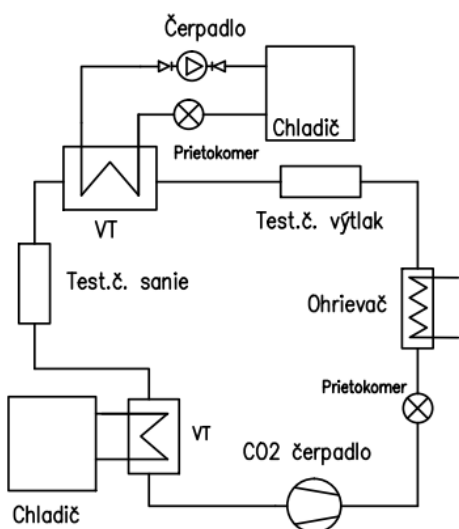
V dôsledku blížiaceho sa zákazu používania chladičov s vysokým GWP sa vynára potreba postupného prechodu na prírodné chladičivá a chladičivá s nižším GWP. V súčasnosti zaznamenávame návrat starého chladičiva CO₂, ktorý predstavuje vhodnú alternatívu namiesto chladičov s vysokým GWP. Šetrnosť k životnému prostrediu, nízka cena, ľahká dostupnosť, nehorľavosť, netoxickosť a výborné vlastnosti prestupu tepla sú výhodami pre použitie oxidu uhličitého ako chladičiva. Na druhej strane má však nízku kritickú teplotu a vysoké prevádzkové tlaky, preto bol v minulosti nahradzovaný HFC chladičivami. Oxid uhličitý bol skúmaný v mnohých teoretických a experimentálnych výskumných úlohách pre rôzne aplikácie. Pitla [3] vo svojej práci prezentoval novú korelačnú rovnicu pre výpočet súčiniteľa prestupu tepla počas chladenia turbulentného prúdenia superkritického CO₂ v rúrke. Son a Park [5] experimentálne skúmali súčiniteľ prestupu tepla a tlakové straty počas chladenia CO₂ v horizontálnej rúrke. Liao a Zhao [2] prezentovali vo svojej práci experimentálne výsledky konvektívneho prestupu tepla do superkritického oxidu uhličitého v ohrievanej horizontálnej a vertikálnej rúrke. Sarkar [4] vyvinul simulačný model na hodnotenie výkonu transkritického tepelného čerpadla s CO₂ pre simultánne vykurovanie a chladenie pri ustálenom režime. V súčasnosti prebieha vývoj chladičarských kompresorov používajúcich ako chladičivo CO₂. Jedným z hlavných kritérií vývoja je účinnosť, ktorú značne ovplyvňujú tlakové straty pri prúdení chladičiva vo vnútri kompresora. Tento príspevok sa zaoberá návrhom a porovnaním experimentálnych tratí na meranie tlakových strát jednotlivých komponentov piestového kompresora.

2 Metodika návrhu meracej trate

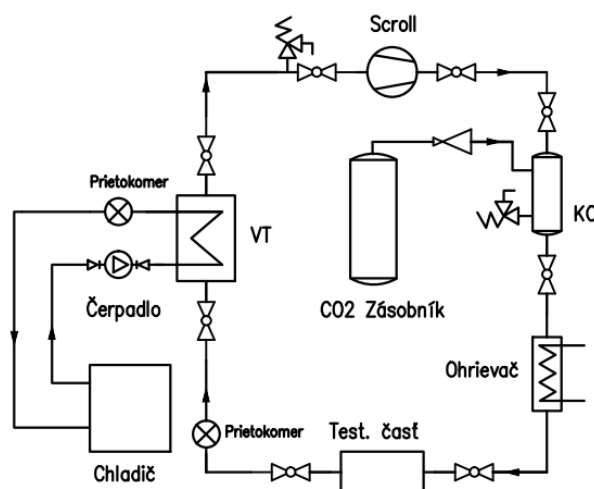
2.1 Popis meracích tratí

Schéma experimentálnej trate na meranie tlakových strát kompresora s uzavretým obehom so skvapalňovaním chladičiva, navrhnutá na základe experimentu Pitlu a kol. z Purdue University [3], je

znázornená na **Obr.1**. Testovacie zariadenie pozostáva z uzatvoreného okruhu s oxidom uhličitým, ktorý tvoria tieto hlavné komponenty: podchladzovač, zberač, magnetické zubové čerpadlo, ohrievač a testovacia sekcia. Taktiež je v okruhu nainštalovaný prietokomer, snímače tlaku a teploty, uzatváracie ventily a poistné ventily. Oxid uhličitý pracuje za ohrievačom v superkritickom stave. Pri prechode cez protiprúdne výmenníky typu rúrka v rúrke (CO_2 prúdi vo vnútornej rúrke a voda v medzikruží) sa ochladzuje vodou na podkritickú teplotu a vstupuje do testovacej sekcie sania kompresora. Následne oxid uhličitý vstupuje do podchladzovača a zberača, kde sa ďalej ochladzuje, aby zvýšil svoju hustotu, a potom je prečerpávaný čerpadlom s premenlivým prietokom. Podchladený kvapalný oxid uhličitý prúdi do ohrievača, kde sa ohrieva na vstupné superkritické hodnoty do testovacej sekcie výtlaku kompresora.



Obr. 1 Schematické znázornenie meracej trate so skvapalňovaním chladiva CO_2



Obr. 2 Schematické znázornenie meracej trate v oblasti prehriatej pary a plynu

Na **Obr. 2** je znázornená nami navrhovaná meracia trať na meranie tlakových strát kompresora, ktorá pozostáva zo scroll kompresora, zásobnej fľaše s CO_2 , elektrického odporového ohrievača, testovacej sekcie, výmenníka tepla typu rúrka v rúrke, chillera, uzatváracích a poistných ventilov, teplotných a tlakových snímačov a prietokomerov. Scroll kompresor bude preháňať plynné CO_2 cez testovaciu sekciu. V prípade merania tlakových strát na výtlaku piestového kompresora sa bude CO_2 ohrievať v ohrievači, kým sa neustáli jeho teplota na požadovanej hodnote. Pri meraní strát na saní sa bude CO_2 ochladzovať vo výmenníku tepla rúrka v rúrke, do ktorého je dodávaná chladná voda z chillera. Tlak v okruhu sa bude regulovať pripúšťaním oxidu uhličitého zo zásobnej fľaše. Merania budú prebiehať pri ustálenom prúdení v oblastiach tlakov a teplôt, ktoré pokrývajú hlavné oblasti práce piestového kompresora. Teplotné aj tlakové diferencie v okruhu budú relatívne malé a oxid uhličitý sa bude nachádzať len v plynnom skupenstve. Prípadné pulzácie sa budú eliminovať tmičmi hluku a vibrácií a kompenzátorom objemu.

2.2 Matematický model

Metodika návrhu výmenníka tepla na chladenie plynného CO_2 závisí od prevádzkových parametrov, v ktorých sa oxid uhličitý pohybuje (subkritická alebo superkritická oblasť). Potrebná dĺžka výmenníka tepla typu rúrka v rúrke sa vypočíta nasledovne:

$$l = \frac{\dot{Q}}{U_o \cdot LMTD} \quad (1)$$

kde U_o reprezentuje celkový súčiniteľ prechodu tepla, LMTD je stredný logaritmickej rozdiel teplôt a \dot{Q} je tepelný tok prechádzajúci cez výmenník. Stredné súčinitele prestupu tepla na strane chladiva h_r a na strane vody h_w sa vypočítajú z Nusseltovho čísla nasledovne [3], [2]

$$h_r = \frac{k_{CO_2}}{D_1} Nu_r, \quad \text{resp.} \quad h_w = \frac{k_w}{D_3 - D_2} Nu_w \quad (2)$$

kde D_1 je vnútorný a D_2 vonkajší priemer strednej rúrky a D_3 je vnútorný priemer medzikružia a k_{CO_2} a k_w sú koeficienty tepelnej vodivosti CO_2 , resp. vody. Indexy w and r predstavujú charakteristické parametre, pri ktorých sa určujú vlastnosti tekutín. Nusseltovo číslo na strane vody v medzikruží, môže byť vyjadrené rovnicou

$$Nu_w = 0,017 \cdot Re_w^{0,8} \cdot Pr_w^{0,4} \cdot \left(\frac{D_3}{D_2}\right)^{0,18} \cdot \left(\frac{Pr_w}{Pr_{wall}}\right)^{0,25} \quad (3)$$

kde Pr_{wall} je Prandtlovo číslo pri teplote steny vnútornej rúrky. Vyjadrenie Nusseltovho čísla pri prúdení oxidu uhličitého je zložitejšie. Závisí od oblasti, v ktorej CO_2 pôsobí. V subkritickéj oblasti, ďaleko od pseudokritického bodu, kde vlastnosti tekutiny nemajú výrazné fluktuácie pri zmene teploty a špecifická tepelná kapacita c_p je takmer konštantná, sa Nusseltovo číslo môže vypočítať z Dittus-Boelterovej rovnice pre chladenie tekutín s konštantnými vlastnosťami

$$Nu_r = 0,023 \cdot Re_r^{0,8} \cdot Pr_r^{0,3} \quad (4)$$

V superkritickéj oblasti väčšina existujúcich korelácií vykazuje veľký rozdiel oproti nameraným hodnotám, hlavne v okolí pseudo-kritického bodu, preto je potrebné rozdeliť korelácie na oblasť nad a pod pseudo-kritickou teplotou. Korelácie pre výpočet Nusseltovho čísla v rozsahu teplôt medzi pseudo-kritickou a kritickou teplotou a v oblasti nad pseudokritickou teplotou bližšie uvádza literatúra [5]. Návrh výhrevného telesa spočíva v určení dĺžky odporovej špirály. Vychádzame pritom z vykurovacieho výkonu, ktorý je potrebný na ohrev chladiva na danú teplotu. Priemer a dĺžku špirály určujú nasledovné vzťahy [1]

$$d \geq k \cdot \sqrt[3]{\left(\frac{\dot{Q}_{vyk}}{U}\right)^2 \cdot \frac{\rho}{p}} \quad l = 0,785 \cdot \frac{U^2}{\dot{Q}_{vyk}} \cdot \frac{d^2}{\rho} \quad (5)$$

kde k je konštanta kruhového prierezu odporovej špirály (0,343), \dot{Q}_{vyk} je potrebný vykurovací výkon, U je napätie odporového článku (230V), ρ je merný odpor a p je povrchové zaťaženie odporového vodiča.

3 Experimenty a výsledky

V experimente sme volili medené rúrky s vnútorným priemerom 20 mm, vonkajším 24 mm a chladivo v okruhu pracuje pri hmotnostných prietokoch 0,15 kg/s, 0,3 kg/s, 0,5 kg/s a 0,7 kg/s. Porovnávanie obidvoch meracích tratí spočíva v navrhovaní výmenníku tepla (pri ochladzovaní) a odporového telesa (pri ohreve). Pri meracej trati s chladivom v plynnej fáze sme pri chladení volili teplotný spád $\Delta t = 5^\circ C$, a to v rozsahu teplôt od $-10^\circ C$ do $20^\circ C$, pri ohreve bol teplotný spád taký istý, no v rozsahu teplôt od $50^\circ C$ do $110^\circ C$. Taktiež sme pri výpočtoch menili tlak v systéme, konkrétne pri chladení to bolo 30, 40, 50 barov a pri ohreve v rozsahu od 80 do 110 barov. Pri meracej trati so skvapalňovaním chladiva bol cieľ taký istý, zásadný rozdiel bol v tom, že chladenie

aj ohrev neprebíhali postupne, ako to bolo predtým. V oboch prípadoch sme si vypočítali chladiaci/vykurovací výkon, na základe ktorého sme navrhli výmenník tepla a odporové teleso. Z vypočítaných hodnôt sme určili maximálne hodnoty (pri výmenníku tepla aj pri odporovom drôte to boli ich dĺžky) a porovnali sme jednotlivé meracie trate. Na určenie vlastností chladiva CO₂ pri daných podmienkach sme použili program REFPROP.

Tab. 1 Porovnanie tratí z hľadiska výkonových energetických parametrov

	Trať v oblasti prehriatej pary				Trať so skvapalňovaním chladiva			
	0,15	0,3	0,5	0,7	0,15	0,3	0,5	0,7
\dot{m} (kg/s)	0,15	0,3	0,5	0,7	0,15	0,3	0,5	0,7
\dot{Q}_{ch} (kW)	1,18	2,35	3,92	5,48	39,375	78,75	131,25	183,75
\dot{Q}_{vyk} (kW)	2,07	4,14	6,9	9,66	42,912	85,824	143,04	200,256
l_{VT} (m)	10,02	11,51	12,77	13,67	25,10	35,02	40,89	45,41
$l_{šp}$ (m)	1,8	2,1	2,6	3,1	6,3	7,1	7,8	8,6

4 Záver

Z predošlých výpočtov vyplýva, že pokiaľ by sme na zisťovanie tlakových strát kompresora použili experimentálnu trať s uzavretým obehom so skvapalňovaním chladiva, navrhnutú na základe experimentu Pitlu [3], bolo by to z hľadiska použitých komponentov aj ekonomicky náročnejšie, ako navrhnutá trať, pri ktorej chladivo pracuje iba v oblasti prehriatej pary a plynu. Je to podmienené tým, že pri meracej trati so skvapalňovaním chladiva sme ochladzovali aj ohrievali nárazovo, pričom pri nami navrhnutej trati boli použité malé teplotné spády aj na chladenie, aj na ohrev, teda chladiaci a vykurovací výkon nebol taký vysoký.

Literatúra

- [1] BAXANT, Petr. *Elektrické teplo a svetlo*. 1. vyd. Brno: Akademické nakladatelství CERM, 2004. 190 s. ISBN 80-214-2761-2.
- [2] LIAO, S.M., ZHAO T.S. *An experimental investigation of convection heat transfer to supercritical carbon dioxide in miniature tubes*. In *International Journal of Heat and Mass Transfer*, Department of Mechanical Engineering, The Hong Kong University of Science and Technology, 2002, vol. 45, s. 5025–5034.
- [3] PITLA, S.S., GROLL E.A., RAMADHYANI S. *New correlation to predict the heat transfer coefficient during in-tube cooling of turbulent supercritical CO₂*. In *International Journal of Refrigeration*, 2000, vol. 25, s. 887–895.
- [4] SARKAR, J., BHATTACHARYYA, S. GOPAL, M.R. *Simulation of a transcritical CO₂ heat pump cycle for simultaneous cooling and heating applications*. In *International Journal of Refrigeration*, Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Kharagpur, 2006, vol. 29, s. 735-743.
- [5] SON, Ch.H., PATK S. J. *An experimental study on heat transfer and pressure drop characteristics of carbon dioxide during gas cooling process in a horizontal tube*. In *International Journal of Refrigeration*, Department of Refrigeration and Air-Conditioning Engineering, College of Engineering, Pukyong National University, 2006, vol. 29, s. 539–546.