

doc. Ing. Miroslav PETRÁK, Ph.D.
ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
Ústav energetiky

Oxid uhličitý jako chladivo

Část 3: CO₂ v tepelných čerpadlech

Carbon Dioxide as a Refrigerant Part 3: CO₂ in Heat Pumps

Recenzent
prof. Ing. Jiří Bašta, Ph.D.

Na rozdíl od chladicích zařízení s oxidem uhličitým předurčují u tepelných čerpadel s CO₂ teploty ohřívání teplotní látky většinou jejich celoroční provoz s nadkritickým oběhem. V článku jsou sledovány dvě základní aplikace, a to s velkým teplotním zvýšením ohřívání teplotní látky a naopak s malým teplotním zvýšením. Pomocí porovnání s podkritickým oběhem jiného chladiva jsou vysvětleny výhody a nevýhody oxidu uhličitého jako chladiva v tepelných čerpadlech.

Klíčová slova: oxid uhličitý, nadkritický oběh, tepelné čerpadlo, ohřev vody

Unlike in the case of refrigeration systems with carbon dioxide, the temperatures of the heated heat transfer medium usually predetermine the operation of heat pumps with CO₂ to supercritical cycle for the whole year. The article follows two basic applications, i.e. with large temperature increase of the heated heat transfer medium and with small temperature increase. It explains the advantages and disadvantages of use of the carbon dioxide as a refrigerant in heat pumps by comparison with subcritical cycle of another refrigerant.

Keywords: carbon dioxide, supercritical cycle, heat pump, hot water preparation

ÚVOD

U tepelných čerpadel je možné rozlišovat dvě základní aplikace podle teplotního navýšení ohřívání teplotní látky:

- ohřev s velkým navýšením teploty ohřívání teplotní látky – typickým příkladem je příprava teplé vody,
- ohřev s malým navýšením teploty ohřívání teplotní látky – typickým příkladem je vytápění.

Oběhy tepelných čerpadel budou sledovány v tepelném diagramu $T-s$, který umožňuje sledovat nevratnosti. Místo měrné entropie s bude sledována entropie S umožňující zohlednit rozdílné hmoty médií účastnících se ohřevu:

$$S = m \cdot s \quad [\text{J/K}] \quad (1)$$

kde je:

m	hmotnost média [kg],
s	měrná entropie [J/(kg.K)],
S	entropie [J/K].

Při každém sdílení tepla dochází k nevratnostem vlivem teplotního rozdílu mezi médii účastnícími se procesu sdílení tepla. Obecně čím je tento rozdíl teplot větší, tím je větší nevratnost procesu.

TEPELNÉ ČERPADLO S VELKÝM OHŘEVEM

Tento případ bude demonstrován na ohřevu vody z 10 na 70 °C. Se změnou teploty látky dochází ke změně její entropie a proces ohřevu 1 kg vody je zakreslen v diagramu $T-S$ na obr. 1 černou barvou. Plocha pod touto změnou reprezentuje teplo přijaté vodou, které je tak stejné bez ohledu na technologii tepelného čerpadla, jímž se voda ohřívá. Vedle nadkritického oběhu s oxidem uhličitým (obr. 1a) je sledován i klasický podkritický oběh s chladivem R134a (obr. 1b). To umožňuje díky nízkým pracovním tlakům dosáhnout vysoké kondenzační teploty.

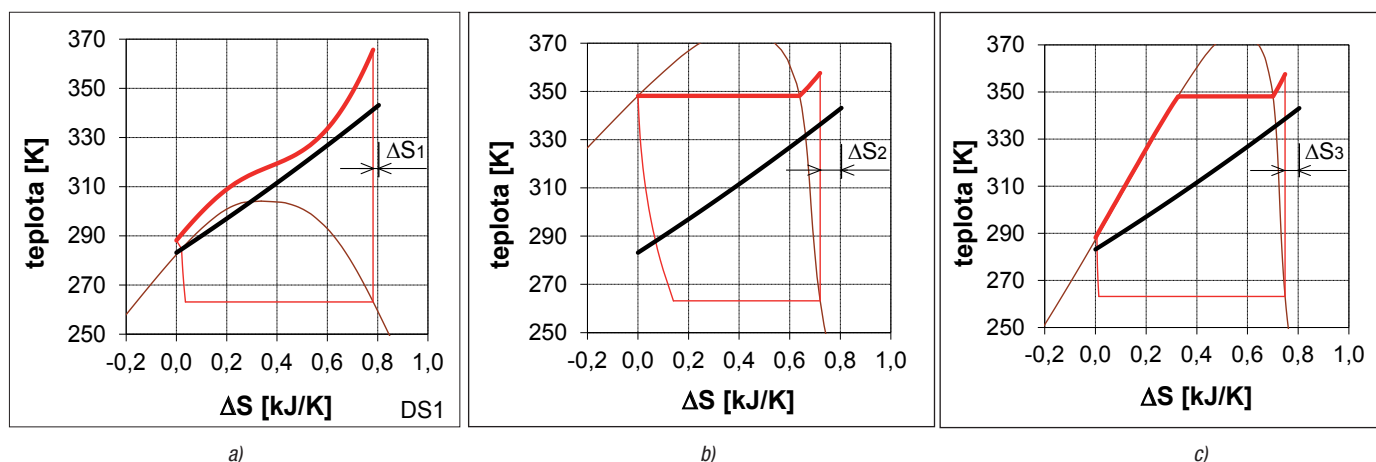
Zanedbáme-li tepelné ztráty ohřívacího výměníku do okolí, je teplo, kte-

ré odevzdá chladivo ohřívání vodě, v obou případech stejné. To je reprezentováno plochou pod izobarickým ochlazením chladiva (silná barevná křivka). Protože teplota chladiva u podkritického oběhu je po většinu procesu sdílení tepla výrazně vyšší než u nadkritického oběhu vlivem konstantní teploty kondenzace, má plocha reprezentující teplo a tím i celý oběh chladiva u podkritického oběhu užší základnu než u oběhu nadkritického a oproti změně entropie vody tak vzniká větší rozdíl ΔS_2 , který reprezentuje nevratnost procesu sdílení tepla, než u nadkritického oběhu ($\Delta S_1 < \Delta S_2$). Nadkritické oběhy tak mají dobré termodynamické předpoklady pro uplatnění v tepelných čerpadlech s velkým navýšením teploty ohřívání teplotní látky, např. při přípravě teplé vody.

Poznámka: Nevratnost sdílení tepla udává plocha pod průběhem ochlazení chladiva zdola omezená průběhem teploty ohřívání vody. Čím je tato plocha větší, tím je i větší nevratnost ΔS . V ideálním případě, kdyby teplota ochlazeného média kopírovala přesně teplotu ohřívání média, tedy teplotní rozdíl mezi oběma médii by byl nulový nejen na koncích, ale i podél celé teplosměnné plochy výměníku, by proces sdílení tepla probíhal vratně s $\Delta S=0$.

Sdílení tepla není jediným nevratným procesem, ale Rankinův oběh přímo ze své definice obsahuje jeden další nevratný proces – redukci tlaku pomocí škrcení. V diagramech na obr. 1 se to projevuje nárůstem entropie při expanzi (nezakotováno) a omezením (zkrácením) křivky vypařování zleva. Překvapivě se ukazuje, že v tomto případě je nevratnost škrcení u oxidu uhličitého menší než u R134a. Je to tím, že nadkritický plyn je poměrně chladný a škrcení probíhá do mokré páry o výrazně menší suchosti než u R134a.

Důsledkem všech nevratností je nárůst pohonné energie oběhu. Teplo, které oběh odebere zdroji tepla ve výparníku, je dáno plochou pod křivkou vypařování. Toto teplo je u nadkritického oběhu s CO₂ větší než u podkritického oběhu s R134a, neboť základna této plochy (změna entropie při vypařování) je u CO₂ větší (vypařovací teplota je v obou případech stejná). Oba oběhy dodávají stejné množství tepla (ohřívají stejné množství vody). Odebírá-li tedy oběh s oxidem uhličitým více tepla nízkopotenciálnímu zdroji, stačí mu méně pohonné energie.



Obr. 1 Porovnání změn entropie vody a chladiva při ohřevu vody z 10 na 70 °C tepelným čerpadlem s chladivem:

a) CO_2 ; b) R134a; c) R134a s dochlazovačem (ve všech případech je ohříván 1 kg vody)

Fig. 1 Comparison of the change in entropy of the water and refrigerant for the case of heating water from 10 up to 70 °C by heat pump with refrigerant:

a) CO_2 ; b) R134a; c) R134a with aftercooler (in all the cases 1 kg of water is heated)

Jednoduchý podkritický oběh lze samozřejmě dále zlepšovat – minimálně je možné za kondenzátor zařadit dochlazovač. Ztráty nevratností při sdílení tepla se tak podstatně zmenší, jak je ukázáno na obr. 1c ($\Delta S_3 < \Delta S_2$), ale stále nedosahují parametrů nadkritického oběhu ($\Delta S_3 > \Delta S_1$). Podkritický oběh R134a s dochlazovačem je tak stále energeticky náročnější než nadkritický oběh, přestože se u něj nevratnost škrcením podstatně zmenšila a je znatelně menší než u CO_2 . Pokud by dále bylo u podkritického oběhu k dispozici dostatečné množství tepla v přehřátých parách, lze ho využít na závěrečnou fázi ohřevu vody na požadovanou teplotu, přičemž vlastním kondenzačním teplem se voda pouze předeřeje. Tím se sníží kondenzační teplota podkritického oběhu a ztráty nevratností by dále klesly [6, 9].

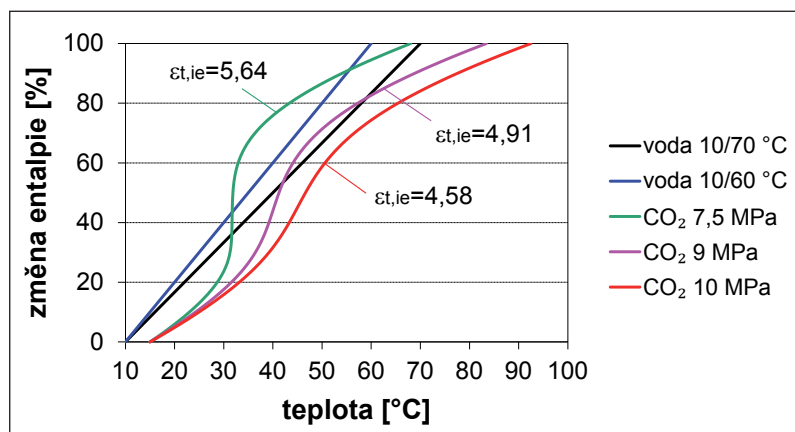
V neprospěch podkritických oběhů v těchto aplikacích se ovšem přidává tlakový poměr, který by panoval v oběhu. Při vypařovací teplotě -10 °C a kondenzační teplotě 75 °C by u R134a dosahoval téměř 12 (a ani u ostatních chladiv by nebyl příznivější – cca 11 u R407C, necelých 13 u čpavku atd.), což není v jednostupňovém oběhu prakticky dosažitelné a zařízení by muselo být koncipováno jako dvoustupňové.

Vedle vysokého topného faktoru tak mají tepelná čerpadla s nadkritickým oběhem i výhodu, že i při vysokých teplotách ohřívání vody lze oběh realizovat jako jednoduchý v jednostupňovém provedení. Proto byla při revitalizaci oxidu uhličitého jako chladiva počátkem devadesátých let jedna z prvních pozorností věnována jeho použití v tepelných

čerpadlech pro ohřev teplé vody. Aktivní v této oblasti byly především japonské firmy, které vyvinuly tepelná čerpadla pro domácnost, protože Japonci mají díky své oblíbenosti v koupání velkou spotřebu teplé vody [13]. První se objevilo na trhu v roce 2001 od firmy Denso [14, 15]. Do současné doby se instalovalo v Japonsku cca 4 mil. jednotek při nynějším ročním přírůstku cca 400 až 500 tisíc [4]. Japonským státem byl od počátku výrobcům dotován jak vývoj těchto zařízení, tak i konečným uživatelům jejich použití s cílem snížit rozdíl pořizovací ceny oproti konvenčním kotlům na polovinu. Se snižováním ceny tepelných čerpadel v souvislosti s masovostí výroby dotace uživatelům klesala až na cca 230 EUR u domácností a cca 6 700 EUR pro průmyslové použití v roce 2010 [4].

I u oběhu tepelného čerpadla existuje určitý energeticky optimální výtlačný tlak, jak bylo ukázáno v prvním článku „Zvláštnosti CO_2 jako chladiva“ [7]. Nicméně u tepelných čerpadel je často nutný provoz za výrazně vyššího tlaku, aby nedocházelo ke křížení teplot vody a chladiva v ohřívacím výměníku (podle 2. zákona termodynamiky je možný přenos tepla jen z teplejší látky do chladnější). Na obr. 2 je pro názornost ukázán ohřev vody z 10 na 60 a 70 °C při třech různých výtlačných tlacích: 7,5 MPa (blízko kritického bodu, ale stále v nadkritické oblasti), 9 MPa a 10 MPa, přičemž ohřívání voda o zdrojové teplotě 10 °C umožňuje ve všech případech ochlazení nadkritického plynu na 15 °C. Výtlačné teploty odpovídají oběhu s vypařovací teplotou -10 °C. U každé křivky je uveden dosažený topný faktor. Zatímco nejvyšší teoretický topný faktor ze všech tří zobrazených výtlačných tlaků by byl dosažen při tlaku 7,5 MPa, je pro zabránění křížení teplot ve výměníku nutné při ohřevu vody na 60 °C zvýšit výtlačný tlak na cca 9 MPa a při ohřevu na 70 °C až na 10 MPa. Čím vyšší je požadovaná teplota ohřívání teplosnosné látky, tím vyšší je nutný výtlačný tlak, a jak vyplývá z obr. 2, tím horší je dosažený topný faktor.

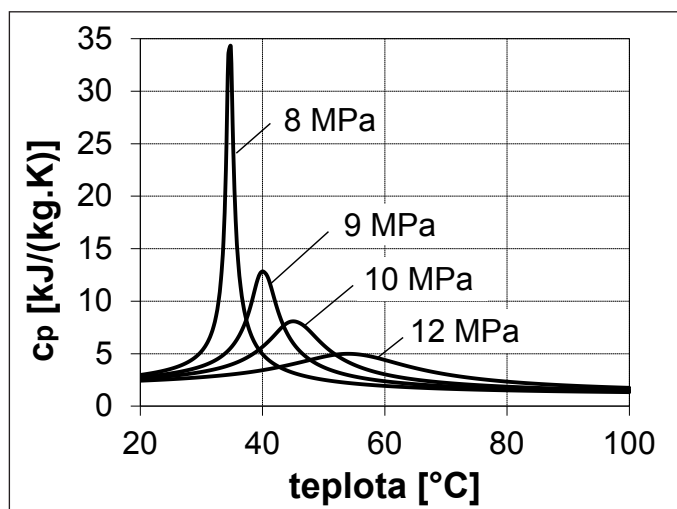
Poznámka: Křížení teplot v chladiči plynu lze též zamezit zvýšením výstupní teploty plynu (omezením jeho ochlazení, čímž se zvětší teplotní rozdíl na příslušné straně výměníku). To ovšem vede také ke snížení hodnot topného faktoru, přičemž se ukazuje, že zvýšení tlaku je energeticky výhodnější než zmenšení ochlazení plynu.



Obr. 2 Průběh teplot ve vysokotlakém chladiči plynu při ohřevu vody z 10 °C ($t_0 = -10$ °C)

Fig. 2 Course of the temperature in the high-pressure gas cooler in the case of heating water from 10 °C ($t_0 = -10$ °C)

Tento teplotní průběh způsobuje měrná tepelná kapacita nadkritického plynu, jejíž závislost na teplotě a tlaku je zná-



Obr. 3 Měrná tepelná kapacita oxidu uhličitého [12]

Fig. 3 Specific heat capacity of the carbon dioxide [12]

zorněna na obr. 3. Plyn má sice proměnlivou teplotu, ale v okolí kritického bodu velkou měrnou tepelnou kapacitu, takže teplo je v této oblasti odváděno při velmi malých změnách teploty plynu.

TEPELNÉ ČERPADLO S MALÝM OHŘEVEM

Při malém navýšení teploty ohřívání teplosměnné látky se situace obrací v neprospěch oxidu uhličitého. Podle obr. 2a z úvodního článku „Zvláštnosti CO_2 jako chladiva“ [7] má zásadní význam pro energetickou náročnost provozu výstupní teplota plynu z nadkritického chladiče. Ta je při vytápění dána teplotou vratné vody z otopné plochy. Z těchto důvodů jsou vysokoteplotní otopné soustavy pro nadkritická tepelná čerpadla zcela nevhodné, ačkoliv se zpočátku právě pro ně zdála být výhodná schopnost oxidu uhličitého dosáhnout vysokých teplot ohřívání teplosměnné látky. Naopak u tepelných čerpadel s nadkritickým oběhem je nutná nízká teplota vratné vody z otopné soustavy.

Na obr. 4 jsou porovnány oběhy nadkritického CO_2 a podkritického R134a (v tomto případě jen s kondenzátorem) při ohřevu vody z 30 na 40 °C. Ztráta nevratností při sdílení tepla je v obou případech velmi po-

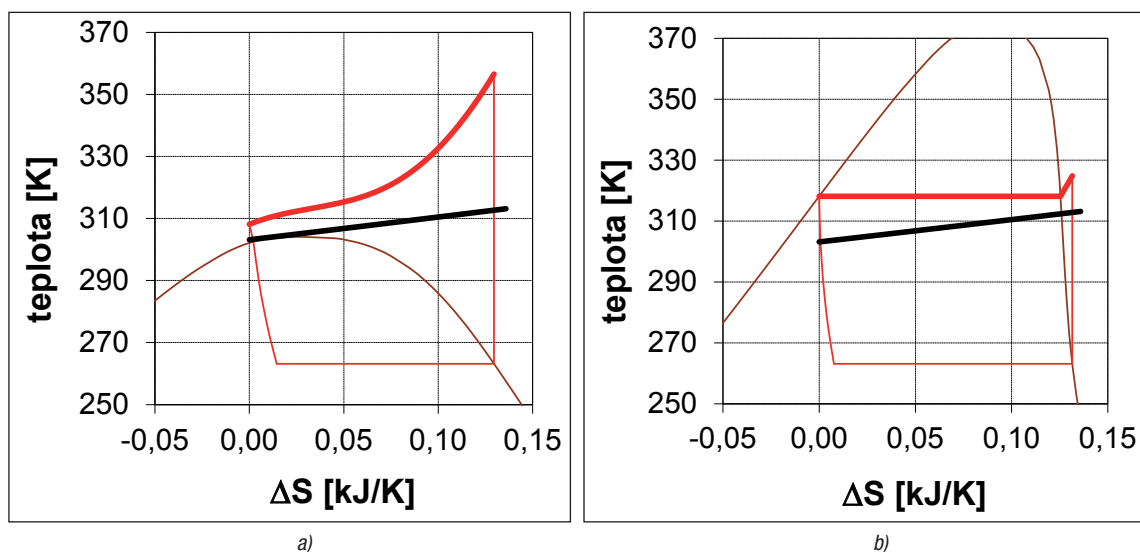
dobná (mírně ve prospěch R134a), podstatný rozdíl je ale ve ztrátě škrcením, která je výrazně ve prospěch R134a. Na rozdíl od přípravy teplé vody je při těchto provozních podmínkách škrcení do sušší páry naopak u oxidu uhličitého, který tak celkově vykazuje horší topný faktor.

KOMBINOVANÝ OHŘEV TEPLÉ VODY A OTOPNÉ VODY

Tepelná čerpadla v domácnostech slouží jak k vytápění, tak i k přípravě teplé vody, proto se nabízejí možnosti uvedené systémy zkombinovat. Teplota zdrojové studené vody, z níž se ohřívá teplá voda, je výrazně nižší než teplota vratné otopné vody. Lze ji proto využít k „podchlazení“ nadkritického plynu po ochlazení otopnou vodou a zlepšit tak topný faktor tepelného čerpadla oproti čerpadlu určenému jen pro vytápění.

V [11] je navržen systém s trojstupňovým chlazením nadkritického plynu se třemi vysokotlakými chladiči řazenými za sebou. Nejteplejší páry chladiva se využívají pro dohřev teplé vody na požadovanou teplotu, která je předehřívána v posledním stupni, a v prostředním výměníku se ohřívá otopná voda. Je ale zapotřebí si uvědomit, že teplota dochlazení nadkritického chladiva nezávisí jen na vstupní teplotě studené vody, ale i na poměru potřebných tepelných výkonů ohřevu teplé vody a vytápění. Čím větší bude poměrná potřeba tepla pro vytápění, tím bude podchlazení a energetický efekt menší. Rovněž je nutné řešit disproporci mezi nárazovitou potřebou teplé vody a kontinuálními tepelnými ztrátami.

Příklad rozložení teplot při třístupňovém ohřevu je ukázán na obr. 5 při teplotě vratné vody z otopné soustavy 30 °C a současném ohřevu teplé vody z 10 na 70 °C, přičemž potřeba tepla pro ohřev vody činí 30 % z celkové potřeby domu (vytápění činí 70 %, resp. poměr mezi vytápěním a přípravou teplé vody 7:3, tj. 2,33:1). Energeticky optimální tlak se v tomto případě ukazuje 9 MPa a při něm lze dosáhnout ohřevu teplosměnné látky bezpečně na cca 45 °C. Pro dosažení vyšších teplot by již bylo žádoucí zvýšit výtlačný tlak za mírného poklesu topného faktoru. Naopak nižší teploty otopné vody do otopné soustavy než 45 °C nepřinesou zlepšení topného faktoru, protože je nutné udržovat výtlačný tlak 9 MPa, neboť při nižších výtlačných tlacích by došlo k poklesu topného faktoru. Přestože je k dispozici zdrojová voda o teplotě 10 °C pro „podchlazení“ oxidu uhličitého ve třetím chladiči plynu, je jeho výstupní teplota nad 30 °C, neboť jednak má chladivo poměrně velkou tepelnou kapacitu a jednak je potřeba tepla pro ohřev vody relativně malá.

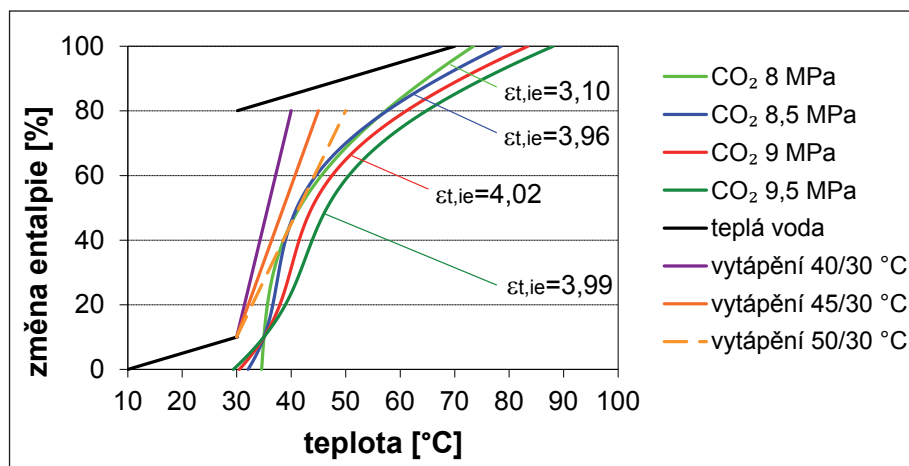


Obr. 4 Porovnání změn entropie vody a chladiva při ohřevu vody z 30 na 40 °C tepelným čerpadlem s chladivem:

a) CO_2 ; b) R134a (v obou případech je ohříváno stejné množství vody 1 kg)

Fig. 4 Comparison of the change in entropy of the water and refrigerant for the case of heating water from 30 up to 40 °C by heat pump with refrigerant: a) CO_2 ; b) R134a (in both cases the same amount of 1 kg of water is heated)

Termodynamicky jsou tepelná čerpadla založena často na jednostupňovém oběhu podle obr. 4 z úvodního článku [7]. To je pravděpodobně případ i prvních výrobků výše zmíněné japonské firmy Denso, která pro tento oběh získala licenci od norských majitelů patentu [14]. Rovněž tepelná čerpadla Sanyo, které do ČR dovážela firma CIUR s.r.o., jsou postavena na obdobném principu, jenom komprese je dvoustupňová bez mezistupňového chlazení. U většího

Obr. 5 Příklad trojstupňového chlazení nadkritického plynu ($t_o = -10\text{ °C}$)Fig. 5 Example of the three-stage cooling of supercritical gas ($t_o = -10\text{ °C}$)

typu (o jmenovitém topném výkonu 9 kW) je provoz zohospodárněn zapojením podobným ekonomizéru, kdy se snižuje teplota nadkritického chladiva vypařujícím se chladivem o středním tlaku, které je přisáváno do druhého stupně. U menšího typu (nominální topný výkon 4,5 kW) toto vylepšení chybí. Tepelná čerpadla jsou často konstruována s jednostupňovým ohřevem vody v jednom vysokotlakém chladiči, jak slouží v Japonsku pouze pro ohřev teplé vody. Kombinované aplikace s vytápěním se pak zajišťují speciálně konstruovanou akumulací nádobu [13].

KOMBINOVANÝ OBĚH S EJEKTOREM

Od počátku opětovné pozornosti oxidu uhličitýmu v devadesátých letech minulého století byla sledována možnost využití vysokého výtlačného tlaku chladiva k získání práce, čímž by se snížila energetická náročnost oběhu. Vývoji detandérů bylo věnováno velké úsilí, v Evropě je vývoj ve velké míře spojen s profesorem Quackem z TU v Drážďanech [5, 10]. I přes více než desetiletý vývoj zůstalo zatím uplatnění detandéru jen u experimentálních zařízení a v praxi se dosud neprosadil.

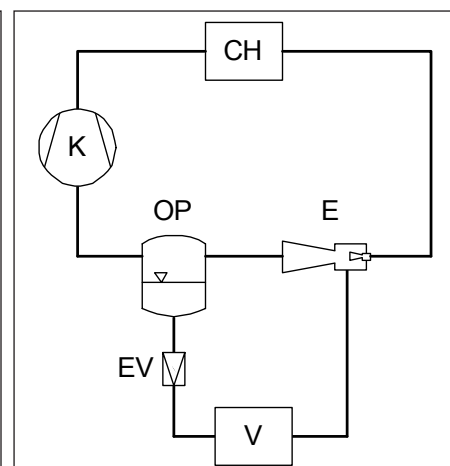
Naopak se ujal zajímavá myšlenka na využití energie nadkritického plynu v ejektoru [2, 3]. Schéma oběhu ukazuje obr. 6 a jedná se o spojení parního a proudového oběhu. Komprese je dvoustupňová, v prvním stupni zajišťuje kompresi proudový kompresor (ejektor) využívající energii expandujícího nadkritického plynu na střední tlak. V druhém stupni je použit objemový kompresor, který chladivo stlačuje na finální výtlačný tlak. Vnější pohonná energie je do oběhu přiváděna jen v objemovém kompresoru.

Použití ejektoru přináší dvě podstatné výhody současně:

- ☐ komprese v objemovém kompresoru není z vypařovacího tlaku, ale z tlaku vyššího, takže je zapotřebí méně pohonné energie,
- ☐ nevádí mokrá pára na výstupu z výparníku, protože chladivo před nasátím do kompresoru prochází odlučovačem par (OP), kde se kapalná část odloučí, a odpadá tak složitosti nástřiku chladiva popsané v prvním článku [7].

Průmyslové využití našel oběh již u tepelných čerpadel, podle [15] bylo tepelné čerpadlo od firmy Denso vybaveno ejektorem už v roce 2003, v poslední době se objevilo např. tepelné čerpadlo od firmy Stiebel-Eltron [1], které rovněž využívá tohoto principu.

Použití oběhu s ejektorem bylo sledováno i v dalších aplikacích. Oběh byl proměřován v podmínkách automobilové klimatizace a objevily se i návrhy na implementaci ejektoru v komerčním chlazení.



Obr. 6 Nadkritický oběh s ejektorem v prvním stupni [3]

Fig. 6 Supercritical cycle with ejector in the first stage [3]

ZÁVĚR

Tepelná čerpadla s oxidem uhličitým jsou výhodná při velkém navýšení teploty ohřívání tepelnosné látky, např. při přípravě teplé vody. Vedle vyšších topných faktorů, oproti podkritickým oběhům, je velkou výhodou možnost realizovat zařízení i při vysokých výstupních teplotách ohřívání tepelnosné látky jako jednostupňové. To dokazuje jejich velký rozmach zejména v Japonsku s instalovanými jednotkami v řádu milionu kusů.

Při malém ohřevu, např. u vytápění, je naopak oxid uhličitý oproti podkritickým oběhům s jiným chladivem energeticky nevýhodný. To pravděpodobně spolu s vyšší pořizovací cenou tepelných čerpadel s oxidem uhličitým brání rozšíření této technologie v Evropě. K jejich většímu uplatnění může dojít v souvislosti s rozšiřováním nízkoenergetických staveb, u nichž je potřeba energie pro vytápění velmi redukována a u nichž ohřev teplé vody představuje významnou část energetických nároků.

Kontakt na autora: miroslav.petrak@fs.cvut.cz

Použité zdroje:

- [1] BRUGMANN, J., WAGNER, E., BEBER, F. Tepelná čerpadla: CO₂ nebo R 407C? Nová koncepce čerpadel vzduch/voda. *Zpravodaj svazu chladicí a klimatizační techniky*. 2013, č. 1, s. 24-27. ISSN 1804-2635.
- [2] ELBEL, S., HRNJAK, P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. *International Journal of Refrigeration*. 2008, roč. 31, č. 3, s. 411-422. ISSN 0140-7007.
- [3] LI, D., GROLL, E.A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. *International Journal of Refrigeration*. 2005, roč. 28, č. 5, s. 766-773. ISSN 0140-7007.
- [4] MASSON, N., MARATOU, A., LIRA, J.T., SKAČANOVÁ, K. Natural Refrigerants in Heat Pumps – a Study of Market, Technology and Policy Trends in North America, Europe, China & Japan. In: *11th IEA Heat Pump Conference*. Montreal Canada: 2014, příspěvek 1.1.5.
- [5] NICKL, J., WILL, G., QUACK, H., KRAUS, W.E. Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. *International Journal of Refrigeration*. 2005, roč. 28, č. 8, s. 1219-1224. ISSN 0140-7007.
- [6] PETRÁK, M. Abwärmenutzung einer Kälteanlage zur Warmwasserbereitung. Teil 2/3: Wärmepumpen. *KI Luft- und Kältetechnik*. 2004, roč. 40, č. 3, s. 104-109. ISSN 0945-0459.
- [7] PETRÁK, M. Oxid uhličitý jako chladivo, část 1: Zvláštnosti CO₂ jako chladiva. *Vytápění, větrání, instalace*. 2015, roč. 24, č. 3, s. 108-111. ISSN 1210-1389.

- [8] PETRÁK, M. Oxid uhličitý jako chladivo, část 2: Uplatnění CO₂ v chladicí technice. *Vytápění, větrání, instalace*. 2015, roč. 24, č. 5, s. 248–250. ISSN 1210-1389.
- [9] PETRÁK M., PETRÁK J. Systém ohřevu vody a vytápění s využitím tepelného čerpadla. Uživatelský vzor č. 19652. ÚPV, Praha 2009.
- [10] ŘÍHA, J., NICKL, J., QUACK, H. Integration of an Expander/Compressor Into a Supermarket CO₂ Cooling System. In: *7th Gustav Lorentzen Conference on Natural Working Fluids*. Trondheim Norway: International Institute of Refrigeration, 2006.
- [11] STENE, J. Residential CO₂ Heat Pump System for Combined Space Heating and Hot Water Heating. Thesis for the Degree of Doktor Ingeniør. NTNU – Norwegian University of Science and Technology Faculty of Engineering Science and Technology, 2004.
- [12] Thermodynamic Properties Refprop. National Institute of Standards and Technology, USA.
- [13] www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/10-11/ASHP_CO2
- [14] en.wikipedia.org/wiki/EcoCute
- [15] IZW informiert über: CO₂-Wärmepumpe. Zpravodaj Informationszentrum Wärmepumpen + Kältetechnik. 3.6.2005. Dostupné z: http://www.izw-online.de/berichte/izw_informiert.php?file=1&sort=1 ■

PCS místo klimatizace

Spolu s vysokou školou RWTH Aachen v Cáchách zkoušel Fraunhoferův ústav pro techniku životního prostředí, bezpečnosti a energie (UMSICHT) nasazení disperze voda-parafin jako PCS (Phase-Change-Slurry) tekutinu fázové změny pro ukládání tepla a chladu. Zvláště pro klimatizace a chladicí zařízení v potravinářském průmyslu může být nasazení PCS zajímavé. Disperze voda-parafin Cryosol Plus může učinit běžná klimatizační zařízení zbytečnými a současně odlehčit zatížení elektrické sítě.

V disperzi Cryosol Plus slouží parafin, jemně rozptýlený ve vodě, jako PCM (Phase-Change-Material) pro ukládání energie s principem: přibírá-li disperze teplo, jemné kuličky parafinu roztají na kapky parafinu a uloží teplo. Jestliže se ochladí, kapky opět ztuhnou. Směs tak může sloužit pro ukládání tepla nebo chladu. V oblasti teplot 5 až 20 °C může být dobrou alternativou pro chladicí vodu, protože má 2krát až 3krát větší tepelnou kapacitu. V projektu byla disperze použita k uložení nočního chladu, aby během dne chlad odevzdávala kapilárními ději. Projekt byl zkoušen 4 roky s podporou rámcového programu Spolkového ministerstva hospodářství a technologie EnEff:Wärme. Množí se ale hlasy, které odsuzují celý projekt jako „energetický nesmysl“.

Pramen: CCI 01/2015, s. 4

(AB)

Bytová větrací zařízení Trox X-Casa 150, 300 a 500

Německý výrobce Trox GmbH, Neukirchen-Vluyn, nabízí řadu větracích zařízení.

Trox X-Casa 150 je kompaktní bytové větrací zařízení s rozměry v 750 × × š 600 × h 340 mm s výkonem do 150 m³/h při dopravním tlaku 170 Pa. Má vysokou energetickou účinnost a tepelnou izolaci. Skříň z expandovaného polypropylenu (EPP), bez hran a šroubů, má jednoduchou údržbu.

Trox X-Casa 300 a Trox X-Casa 500 jsou bytová větrací zařízení s rozměry v 850 × š 980 × h 450 mm, resp. v 900 × š 800 × h 700 mm, s výkony do 300 m³/h, resp. do 500 m³/h, s tlakem 170 Pa. Obě zařízení rovněž mají skříň z EPP. Trox X-Casa 300 může být provozováno nastojato i naležato.

Zatímco u zařízení Trox X-Casa 150 a X-Casa 300 certifikace ústavem Passivhaus Institut, Darmstadt teprve probíhala, Trox X-Casa 500 v době veletrhu ISH již certifikát energeticky účinného zařízení obdrželo.

Pramen: CCI 06/2015, s. 18

(AB)

Zehnder.
Vše pro komfortní, zdravé
a energeticky úsporné
vnitřní klima.

Řízené větrání s rekuperací tepla až 95%:

- stálý přísuv čerstvého vzduchu
- 30-50% úspora nákladů na vytápění
- odvádění vlhkosti / zvlhčování vzduchu
- zamezení plísní, příznivé pro alergie
- ochrana před vnějším prachem a hlukem

Vytápění designovými radiátory:

- pro koupelnu a bytové prostory
- podlahové konvektory

Vytápění i chlazení stropními panely:

- příjemné sálavé teplo, bez víření prachu
- úspora až 44% provozních nákladů

Zehnder Akademie: školení odborníků

Tel.: 731 414 443, E-mail: info@zehnder.cz
www.zehnder.cz

always
around you

zehnder