

České vysoké učení technické v Praze, Fakulta strojní
Czech Technical University in Prague, Faculty of Mechanical
Engineering

Ing. Miroslav Petrák, Ph.D.

Nadkritické oběhy s CO₂ v chladicí technice a tepelných čerpadlech
Transcritical Cycles with CO₂ in Refrigeration and Heat Pumps

Summary

Carbon dioxide as a refrigerant has been drawn back into attention in the last twenty years in connection with negative impact of previously used refrigerants based on halogenated hydrocarbons on the environment. However, its use is limited by some disadvantages resulting from its thermodynamic properties. These are mainly a worse coefficient of performance in a number of applications in comparison with other refrigerants, low critical temperature and high pressure in the system.

In refrigeration, the main energy benefit of carbon dioxide lies in the possible significant reduction of condensing temperature in cold seasons of the year below normal values for other refrigerants. Therefore, the carbon dioxide as a refrigerant is mostly widespread in the Nordic States, in Europe it is represented by Scandinavia and Denmark.

In heat pumps, carbon dioxide is advantageous for hot water preparation with high water temperature (approx. 70-90 °C) which can easily be achieved by a single stage cycle and even with a better coefficient of performance in comparison with other refrigerants. However, efficient operation is strongly dependent on achievement of a low outlet temperature of supercritical gas from the gascooler which substantially limits use of carbon dioxide in other heat pump applications.

Increase of coefficient of performance of carbon dioxide is a major challenge for greater expansion of this refrigerant, and therefore research and development still continues in this field.

Souhrn

Oxid uhličitý se jako chladivo dostal v posledních dvaceti letech opět do pozornosti v souvislosti s negativním působením dosud používaných chladiv na bázi halogenovaných uhlovodíků na životní prostředí. Jeho použití ovšem omezují některé nevýhody vyplývající z jeho termodynamických vlastností. Především je to horší chladicí faktor v řadě aplikací ve srovnání s jinými chladivy, nízká kritická teplota a vysoké tlaky v zařízení.

U chladicích zařízení přináší oxid uhličitý hlavní energetickou výhodu v možnosti snížit v chladných ročních obdobích kondenzační teplotu výrazně pod hodnoty běžné u jiných chladiv. Proto je oxid uhličitý jako chladivo nejvíce rozšířen v severských státech, v Evropě reprezentovaných Skandinávií a Dánskem.

U tepelných čerpadel je oxid uhličitý výhodný při ohřevu teplé vody na vysoké teploty (cca. 70 až 90 °C), kde dosahuje lepší topné faktory oproti jiným chladivům a oběh může být jednostupňový. Podmínkou pro hospodárný provoz je nízká teplota nadkritického plynu na výstupu z vysokotlakého chladiče a právě tato skutečnost velmi limituje použití oxidu uhličitého v jiných aplikacích tepelných čerpadel.

Zvýšení chladicího a topného faktoru oxidu uhličitého představuje zásadní výzvu pro větší rozšíření tohoto chladiva, a proto výzkum a vývoj v této oblasti stále pokračuje.

Klíčová slova: oxid uhličitý, nadkritický oběh, chladičí technika, tepelné čerpadlo

Key words: carbon dioxide, transcritical cycle, refrigeration, heat pump

Obsah

Seznam značek	6
1. Historie.....	7
2. Vlastnosti CO ₂	8
3. Zvláštnosti nadkritického oběhu	9
4. Oběhy CO ₂ v chladicí technice	15
5. Oběhy CO ₂ v tepelných čerpadlech.....	22
6. Kombinované oběhy s ejektorem	30
7. Závěr.....	32
Literatura.....	34

Seznam značek

a	(J.kg ⁻¹)	měrná práce
A	(m ²)	teplosměnná plocha
c	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	měrná tepelná kapacita
h	(J.kg ⁻¹)	měrná entalpie
\dot{m}	(kg.s ⁻¹)	hmotnostní tok
p	(Pa)	tlak
P	(W)	příkon
q	(J.kg ⁻¹)	měrné teplo
\dot{Q}	(W)	tepelný výkon
s	(J.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	měrná entropie
S	(J.K ⁻¹)	entropie
t	(°C)	teplota
T	(K)	termodynamická teplota
U	(W.m ⁻² .K ⁻¹)	součinitel prostupu tepla
Δ		rozdíl
ε	(1)	faktor

Dolní indexy

ie	izoentropický
k	kondenzační; topný
o	vypařovací; chladičí
opt	optimální
p	izobarický
t	topný

Označení ve schématech

E	ejektor
EV	expanzní ventil
CH	(vysokotlaký) chladič
K	kompresor
Ko	kondenzátor
OP	odlučovač par
PP	chladič přehřátých par
V	výparník
VVT	vnitřní výměna tepla

Zkratky

GWP	Global Warming Potential – potenciál globálního oteplování Země (vztaženo k CO ₂ v daném časovém horizontu, obvykle 100 let)
ODP	Ozone Depletion Potential – potenciál rozkladu ozónové vrstvy
TEWI	Total Equivalent Warming Impact – celkový ekvivalentní potenciál globálního oteplování Země

1. Historie

Oxid uhličitý je spolu se čpavkem NH_3 a oxidem siřičitým SO_2 jedním ze tří chladiv, které stály na počátku průmyslového rozvoje chladicí techniky [1,25]. Jeho použití se uvádí od roku 1881 [1]. Pro svoji nehořlavost a nevýbušnost byl hojně používán zejména pro chladicí zařízení pracující na lodích a v klimatizaci budov [25].

S rozvojem chemie se v třicátých letech minulého století objevily na trhu pod obchodním názvem Freony plně halogenované uhlovodíky obsahující ve své molekule uhlík, chlór a flór a na dlouhou dobu se zdálo, že se jedná o látky s vynikajícími vlastnostmi pro chladicí techniku, zejména pro svou nehořlavost, nevýbušnost a nejedovatost. Velmi rychle vytěsnily dosavadní chladiva vyjma čpavku, přičemž k opuštění CO_2 přispěly i jeho vysoké tlaky v zařízení. Vzhledem k šíři aplikací chladicí techniky byla vyvinuta celá řada halogenovaných uhlovodíků a jejich směsí vhodných pro každou oblast použití. Mezi nejznámější patří R 11, R 12, R 12B1, R 13, R 22, R 23, R114, R 500 a R 502.

Bezstarostné používání těchto látek skončilo v první polovině osmdesátých let minulého století, kdy bylo prokázáno negativní působení v nich obsaženého chlóru na ozónovou vrstvu Země a jejich vliv na globální oteplování. Řadou mezinárodních dohod bylo postupně omezováno jejich použití (1987 Montrealský protokol, 1990 konference v Londýně, 1992 konference v Kodani a další). Jako první a z hlediska životního prostředí nejnebezpečnější byly vyřazovány halony (bromované uhlovodíky) a plně halogenované uhlovodíky (bez atomu vodíku).

S hledáním nových, ekologicky vhodných chladiv se pozornost obrátila i na přírodní chladiva a v rámci nich zpátky i na oxid uhličitý. Velkým propagátorem tohoto chladiva byl na přelomu osmdesátých a devadesátých let minulého století norský profesor Gustav Lorentzen, na jehož počest jsou nyní nazývány pravidelné konference o přírodních chladivech Mezinárodního institutu chladicí techniky IIR (International Institute of Refrigeration) se sídlem v Paříži, jehož členem je i Česká republika. Profesoru Lorentzenovi se zdál oxid uhličitý ideálním chladivem pro všechny oblasti chladicí techniky [9,10,11,12].

Mezi první oblasti zájmu opětovného použití oxidu uhličitého patřila v devadesátých letech minulého století nadkritická tepelná čerpadla pro ohřev teplé vody. Díky absenci latentního tepla při odvodu tepla z oběhu a relativně vysokým výtlačným teplotám umožňovala v jednostupňovém provedení dosáhnout vysokých teplot vody (řádově 70-90 °C) [14,28].

Současně se výhodnou oblastí uplatnění oxidu uhličitého zdála být též klimatizace automobilů [5,11,24], kde CO₂ je jednou z mála možných látek s GWP menším než 150 předepsaným později zavedenou směrnicí EU 2006/40/ES o emisích z klimatizačních systémů motorových vozidel [34]. Byly vyvinuty prototypy automobilové klimatizace, ale dosud nenašly sériového uplatnění jednak vzhledem k horšímu chladicímu faktoru, ale především vzhledem k výrazně vyšší hmotnosti a ceně vyplývajících mj. z vyšších konstrukčních tlaků.

V dnešní době se oxid uhličitý naopak prosazuje v oblasti stacionárního chlazení. V posledních přibližně deseti letech je pak snaha prosadit oxid uhličitý i v tepelných čerpadlech pro domácnost zajišťujících i vytápění, přičemž tyto aplikace stále narážejí na omezení nebo nevýhodné vlastnosti vyplývající z nadkritického oběhu. O obou těchto aplikacích a jejich limitech bude více pojednáno v dalších kapitolách.

2. Vlastnosti CO₂

Oxid uhličitý se opětovně dostal do pozornosti zejména pro tyto své příznivé vlastnosti [7,10]:

- nehořlavý, nevýbušný;
- nejedovatý;
- chemicky a tepelně stabilní;
- přírodní látka;
- bez vlivu na ozónovou vrstvu ODP=0;
- s velmi malým vlivem (ve srovnání s halogenovanými uhlovodíky) na globální oteplování GWP=1;
- lehce dostupný;
- levný (ve srovnání s halogenovanými uhlovodíky);
- velká hustota par a velká objemová chladivost (obojí díky vysokým tlakům);
- menší tlakový poměr při kompresi (ve srovnání s jinými chladivy);
- kompatibilní s normálními oleji a běžnými konstrukčními materiály;
- výborný přestup tepla (i v nadkritické oblasti).

Většina oběhů v chladicí technice je založena na vypařování a kondenzaci chladiva, tedy fázových změnách kapalina – pára a naopak, které jsou omezeny trojným a kritickým bodem¹ pracovní látky – chladiva,

¹ U ostatních chladiv je dolní omezení dáno místo trojného bodu teplotou sytosti při tlaku 0,1 MPa, aby zařízení i v nízkotlaké části pracovalo v přetlaku. U CO₂ je ovšem tato teplota nižší (-78,40 °C) než teplota trojného bodu a oxid uhličitý při ní sublimuje.

kteřé pro oxid uhličitý nabývají hodnot [29,30]

a) trojný bod	tlak	0,518 MPa
	teplota	-56,56 °C
b) kritický bod	tlak	7,38 MPa
	teplota	31,06 °C

U chladicích zařízení je produkované odpadní teplo odváděno do okolí. Letní extrémní teploty vzduchu jsou v našich klimatických podmínkách vyšší než kritická teplota oxidu uhličitého. Má-li chladicí zařízení jen jedno chladivo, tak v případě oxidu uhličitého musí v létě pracovat nadkriticky. Tlaky na vysokotlaké straně pak dosahují hodnot, jež byly na dlouhá desetiletí v chladicí technice zapomenuty.² S klesající teplotou vzduchu je ovšem možné v chladném období snížit výtlačný tlak na podkritické hodnoty a chladicí zařízení provozovat klasicky s kondenzací chladiva na vysokotlaké straně. Naproti tomu u tepelných čerpadel jsou teploty ohřívání média vždy takové, že tepelná čerpadla pracují jen nadkriticky.

3. Zvláštnosti nadkritického oběhu

Základními parametry názorně popisujícími energetickou náročnost procesu chlazení, resp. získání tepelné energie u tepelných čerpadel jsou chladicí, resp. topný faktor

$$\varepsilon = \frac{\dot{Q}_o}{P} \quad (1)$$

$$\varepsilon_t = \frac{\dot{Q}_k}{P} \quad (2)$$

Pro porovnání různých chladiv lze odhlédnout od vlivu konstrukčního provedení kompresoru na chladicí a topný faktor a sledovat jen faktory idealizovaného Rankinova cyklu s izentropickou kompresí. Potom faktory přecházejí do tvarů

$$\varepsilon_{ie} = \frac{\dot{Q}_o}{P_{ie}} = \frac{\dot{m} \cdot q_o}{\dot{m} \cdot a_{ie}} = \frac{q_o}{a_{ie}} \quad (3)$$

² Díky halogenovaným uhlovodíkům se maximální provozní tlaky pohybovaly do cca. 2,5 MPa a to se týkalo i čpavku.

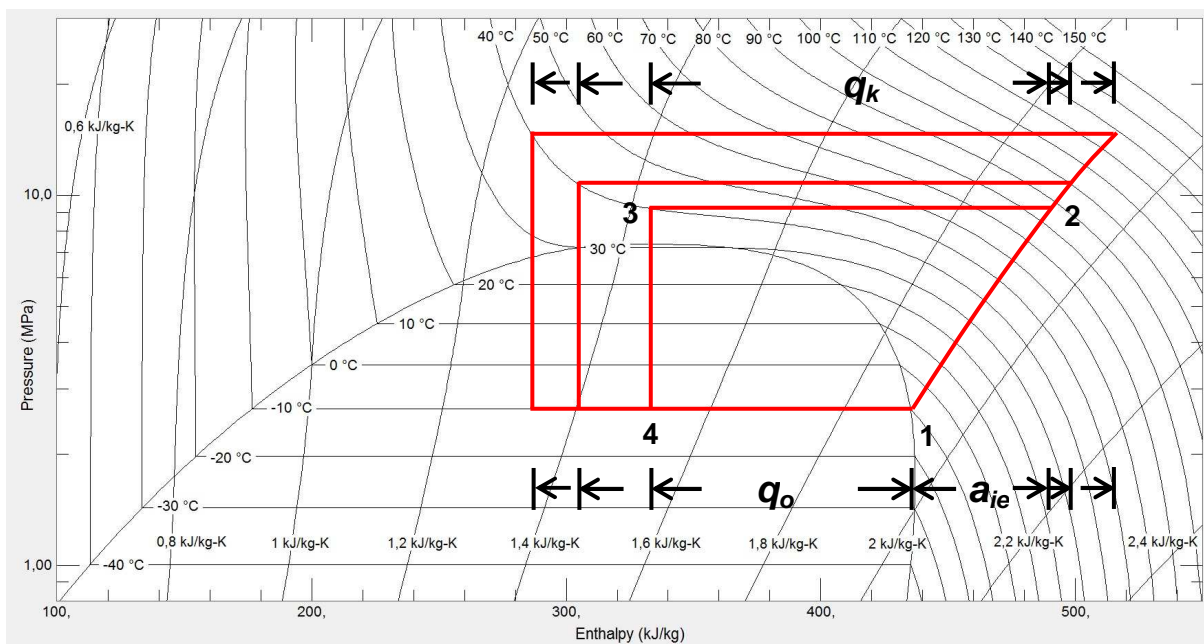
$$\varepsilon_{t,ie} = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}} = \frac{\dot{m} \cdot q_k}{\dot{m} \cdot a_{ie}} = \frac{q_k}{a_{ie}} \quad (4)$$

Mezi nimi je závislost vyplývající z 1. zákona termodynamiky

$$\varepsilon_{t,ie} = \varepsilon_{ie} + 1 \quad (5)$$

Na obr. 1 je nakreslen nadkritický Rankinův oběh v tepelném diagramu $p-h$ používaném v chladicí technice. Základní odlišností oproti podkritickému oběhu je, že na vysokotlaké straně není žádná vzájemná souvislost mezi tlakem a teplotou chladiva a obě stavové veličiny jsou na sobě nezávislé. Odvod tepla ve vysokotlakém chladiči pouze určuje výstupní teplotu chladiva z chladiče, nikoliv jeho tlak (jak tomu je u podkritických oběhů díky jednoznačné závislosti teploty fázové přeměny na tlaku), a oběh tak může být při stejných teplotních podmínkách provozován za různých tlaků, jak je na obrázku naznačeno červeně. S rostoucím výtlačným tlakem sice narůstá měrná izoentropická práce a_{ie} (stejně jako u podkritického oběhu), ale současně také narůstá hmotnostní chladivost q_o (na rozdíl od podkritického oběhu, u něhož hmotnostní chladivost naopak vždy klesá), takže nárůst výtlačného tlaku není jednoznačně škodlivý. Maxima chladicího faktoru je dosaženo při tlaku splňujícím podmínku

$$\left(\frac{\partial \varepsilon}{\partial p} \right) = 0 \quad (6)$$

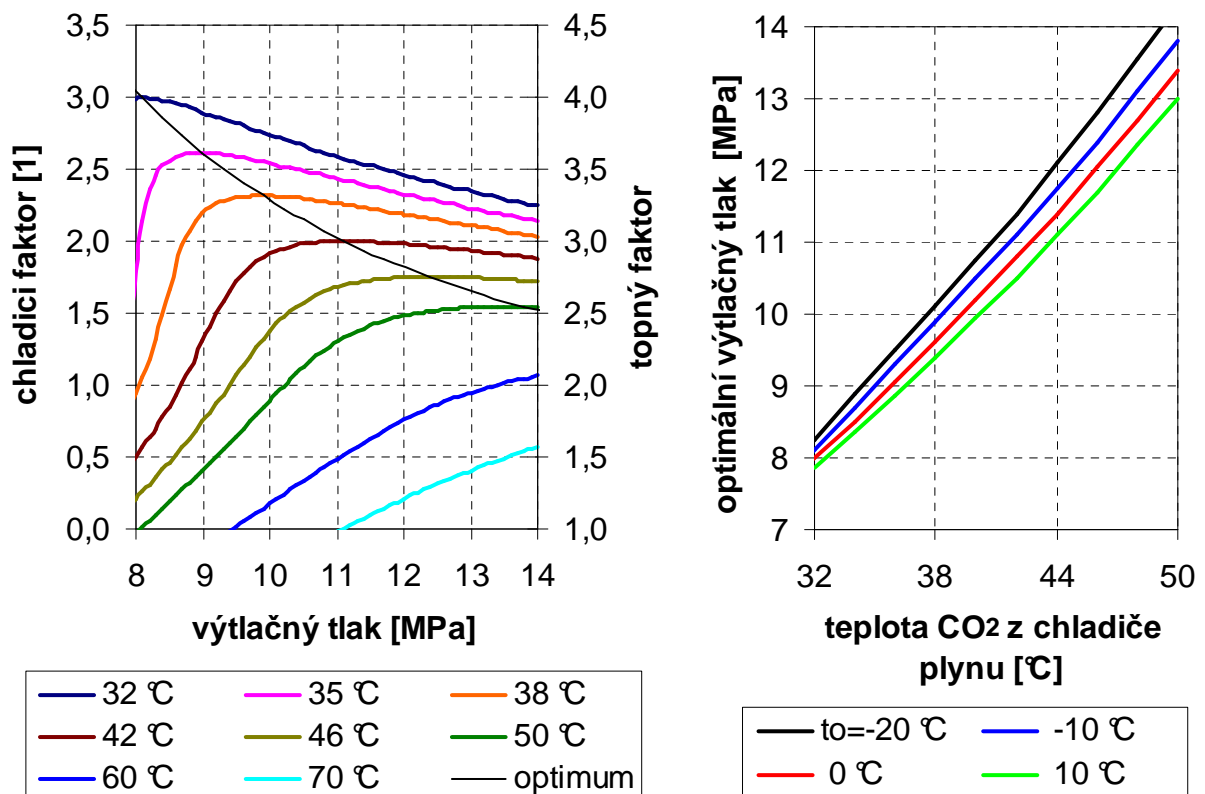


Obr. 1. Nadkritický Rankinův oběh v diagramu $p-h$

kteřá pro Rankinův oběh přechází do tvaru [5,17]

$$\varepsilon_{ie} = - \frac{\left(\frac{\partial h_3}{\partial p}\right)_T}{\left(\frac{\partial h_2}{\partial p}\right)_s} \quad (7)$$

Graficky je situace znázorněna na obr. 2a pro vypařovací teplotu -10 °C (což odpovídá typickým chladírenským aplikacím). V souladu s předchozím odstavcem se ukazuje, že s rostoucím výtlačným tlakem chladicí faktor v první fázi roste, až při určitém tlaku dosáhne svého maxima a pak dále klesá. Výtlačný tlak, při němž je dosaženo nejvyššího chladicího faktoru, je v dalším označován jako optimální. Tento tlak nemá jednu konstantní hodnotu, ale jak je vidět z obrázku, je proměnlivý podle výstupní teploty plynu z vysokotlakého chladiče. Na obr. 2a je naznačen tenkou černou čarou a na obr. 2b je vyneseno do samostatného grafu a doplněn o další vypařovací teploty. Je tak patrné, že optimální tlak je současně mírně závislý i na vypařovací teplotě.



a) Obr. 2. Parametry nadkritického Rankinova oběhu s CO₂: a) chladicí a topný faktor pro vypařovací teplotu -10 °C (parametrem je výstupní teplota plynu z vysokotlakého chladiče); b) optimální výtlačný tlak

Topný faktor nadkritického oběhu je možné odečítat na vedlejší ose obr. 2a, podle (5) je jen o 1 větší než chladicí faktor. Tepelné čerpadlo s nadkritickým oběhem tak má stejné optimální tlaky jako chladicí zařízení a platí pro něj také hodnoty podle obr. 2b. Lze to dokázat i z podmínky pro optimální výtlačný tlak tepelného čerpadla

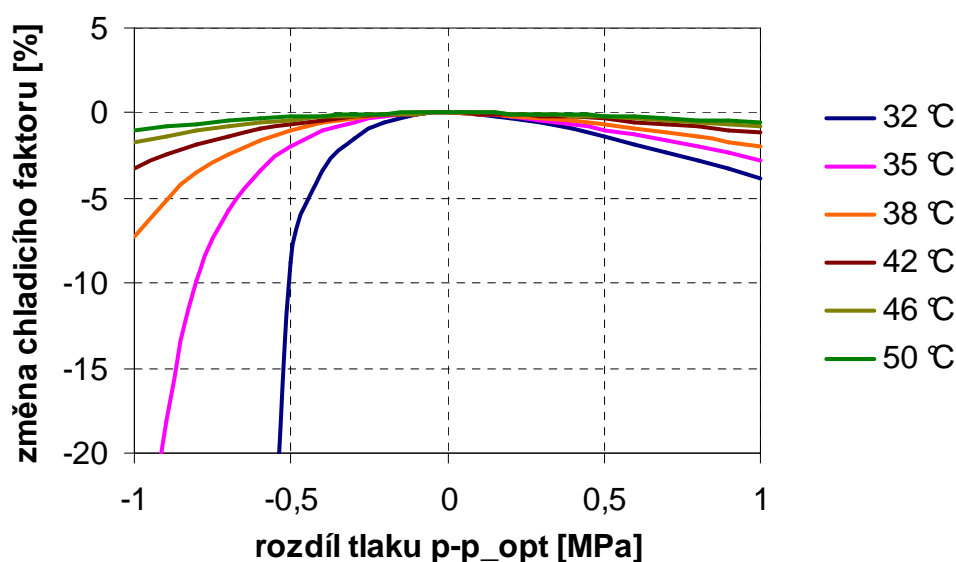
$$\left(\frac{\partial \varepsilon_t}{\partial p}\right) = 0 \quad (8)$$

která pro Rankinův oběh přechází do tvaru [26]

$$\varepsilon_{t,ie} = 1 - \frac{\left(\frac{\partial h_3}{\partial p}\right)_T}{\left(\frac{\partial h_2}{\partial p}\right)_s} \quad (9)$$

který je s uvážením vztahu (5) shodný se vztahem (7).

Citlivost chladicího faktoru na neoptimální provozní podmínky je ukázána na obr. 3. Při vysokých výstupních teplotách oxidu uhličitého z chladiče plynu není dosažení optimálního výtlačného tlaku nezbytně nutné, protože i v rozsahu ± 1 MPa od optimálního tlaku je pokles chladicího faktoru



Obr. 3. Změna chladicího faktoru nadkritického Rankinova oběhu s CO_2 při výtlačném tlaku v rozsahu ± 1 MPa od optimálního tlaku (parametrem je výstupní teplota plynu z vysokotlakého chladiče; $t_0 = -10$ °C)

max. 1 až 3 %. Naopak velmi důležité je správné nastavení tlaku v blízkosti kritické teploty. Obecně se pro všechny teploty plynu ukazuje, že při neoptimálním provozu je lepší mít výtlačný tlak mírně vyšší než nižší, protože v tomto směru je citlivost chladicího faktoru menší.

Diagramy na obr. 2 a 3 jsou sestaveny pro Rankinův oběh. Faktory, ať již chladicí nebo topný, jsou ale ovlivněny reálnou kompresí, což by deformovalo průběhy na obr. 2 a mohlo by přinést i jiné hodnoty optimálního tlaku a citlivosti chladicího faktoru. Proto byly v habilitační práci všechny oběhy sledovány s reálnou kompresí. Jejím modelování byla věnována samostatná kapitola, v rámci níž byly porovnány vztahy pro celkovou izoentropickou účinnost a dopravní součinitel kompresoru z literatury a navrženy upravené vztahy s vyšší přesností univerzálně použitelné pro řadu konstrukčních typů kompresorů a chladičů [17].

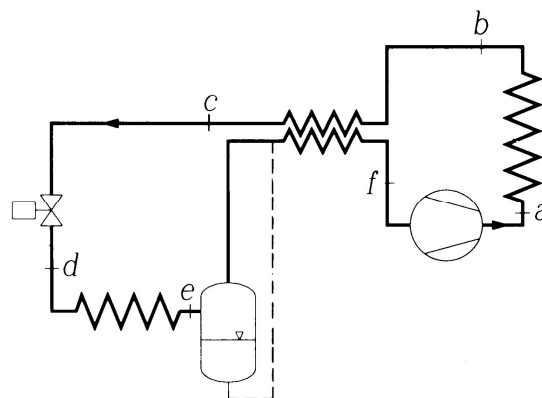
Od počátku renesance oxidu uhličitého v devadesátých letech minulého století byla pozornost věnována i detandérům, které byly pojímány jako nadějná možnost zlepšení energetických parametrů oběhu zejména pro velký tlakový rozdíl mezi výtlačným a vypařovacím tlakem. Vývoji detandérů bylo věnováno velké úsilí, vývoj v Evropě je ve velké míře spojen s profesorem Quackem z TU v Drážďanech [15].

I přes více jak desetiletý vývoj zůstalo zatím uplatnění detandéru jen u experimentálních zařízení a v praxi se i nadále používá škrcení. U chladicích zařízení to může souviset i se skutečností, že CO_2 jako chladivo se používá především v chladnějších klimatických oblastech, kde je nadkritický provoz poměrně krátký. Podkritický provoz je možné zajistit do teploty vzduchu cca. 20 °C (podle [4] při vhodném návrhu výměníku pro odvod tepla dokonce až do teploty okolního vzduchu cca. 24 °C). Např. v podmínkách Prahy by tak nadkritický provoz trval podle průměru hodinových teplot z let 2003 až 2007 max. cca. 1300 h/rok (15 % roku) při teplotách vzduchu nad 20 °C, nebo dokonce jen cca. 600 h/rok (7 % roku) při teplotách vzduchu nad 24 °C [19]. V podkritickém provozu je přínos detandéru menší, neboť expanze začíná od levé mezní křivky, kde jsou izoentropy strmé. Proto se také detandéry v běžné chladicí technice nevyužívají.

Vzájemná nezávislost tlaku a teploty v nadkritické oblasti způsobuje, že výtlačný tlak na vysokotlaké straně neurčuje kondenzátor jako u podkritického oběhu, ale expanzní ventil. Ten tak musí u zařízení se suchou expanzí plnit dvě funkce současně: regulovat množství chladiva přiváděného do výparníku stejně jako u podkritického oběhu a nově regulovat výtlačný tlak, aby dosahoval hodnot optimálního tlaku. Zajistit současné

splnění dvou požadavků pouze jedním regulačním elementem je nerealizovatelné. Expanze se proto řeší např.:

- a) jedním expanzním ventilem spolu s nízkotlakým sběračem (odlučovačem) za výparníkem podle mezinárodního patentu profesora Lorentzena, viz obr. 4. Sběrač slouží jednak jako odlučovač kapek kapaliny, aby se nedostaly do kompresoru, a jednak jako akumulátor chladiva vyrovnávající změny náplně při různých provozních režimech. Návrat oleje zajišťuje kapilára propojující spodek sběrače se sacím potrubím. Vnitřní výměna tepla slouží k vypaření případných zbytků kapaliny a zhospodárňuje provoz podchlazováním nadkritického chladiva [5,11];



Obr. 4. Nadkritický oběh navržený prof. Lorentzenem [11]

- b) dvěma expanzními ventily zapojenými do série, tj. dvoustupňovou expanzí (viz obr. 6 v kap. 4), přičemž v prvním stupni je tlak snížen do podkritické oblasti a je tak nutné se vypořádat se vzniklou parou. Výhodou je, že pro druhý stupeň škrcení může být použita technologie nástřiku známá z podkritických oběhů, tedy pro suché výparníky termostatické nebo elektronické expanzní ventily. Při vhodné volbě středního tlaku lze použít běžně dostupné výrobky, aniž by bylo nutné ventily konstruovat na speciální tlaky. Komprese může zůstat jedностupňová. Toto řešení je využíváno např. v komerčním chlazení v supermarketech;
- c) dva expanzní ventily zapojené paralelně používané v experimentálních zařízeních [26].

Změny tlaku na výtlačné straně ovlivňují hustotu par chladiva a tím způsobují kolísání množství chladiva ve vysokotlaké části oběhu, které je nutné v rámci celého zařízení kompenzovat. Na rozdíl od podkritických oběhů nelze sběrač umístit na vysokotlaké straně, neboť tím by narůstal objem vysokotlaké části a kolísání náplně by se tak pouze zvětšovalo.

V nadkritické oblasti rovněž není k dispozici žádná kapalná fáze, pomocí jejíhož přebytku se změny náplně v jednotlivých částech chladicího zařízení vyrovnávají. Proto je u nadkritických oběhů nutné umísťovat sběrač do nízkotlaké části pracující v podkritické oblasti, kde je již akumulace v kapalně fázi možná (viz též obr. 4 a jeho popis v textu).

4. Oběhy CO₂ v chladicí technice

Na obr. 5 je pro ukázkou provedeno srovnání chladicího faktoru Rankinova oběhu s oxidem uhličitým s vybranými chladivy používanými v současné době, kterými jsou:

- čpavek (R 717) pro průmyslové aplikace (např. potravinářský a chemický průmysl, zimní stadióny);
- R 134a pro klimatizaci středních a velkých výkonů se šroubovými kompresory a turbokompresory a některé chladírenské aplikace;
- R 404A pro chladírenské a mrazírenské aplikace vč. průmyslových, kde není z nějakého důvodu čpavek vyhovující a
- R 410A pro klimatizaci a v poslední době i pro některé komerční nebo živnostenské aplikace.

Vypařovací teploty jsou voleny tak, aby reprezentovaly typické mrazírenské, chladírenské a klimatizační aplikace. U mrazíren je zobrazen jen chladicí faktor prvního stupně dvoustupňového oběhu, neboť oxid uhličitý by se v jednostupňovém zapojení nerealizoval. Chladicí faktor pro R 134a je naznačen jen čárkovaně, neboť R 134a není pro tyto teplotní podmínky příliš vhodné, protože nízkotlaká strana by pracovala ve vakuu.

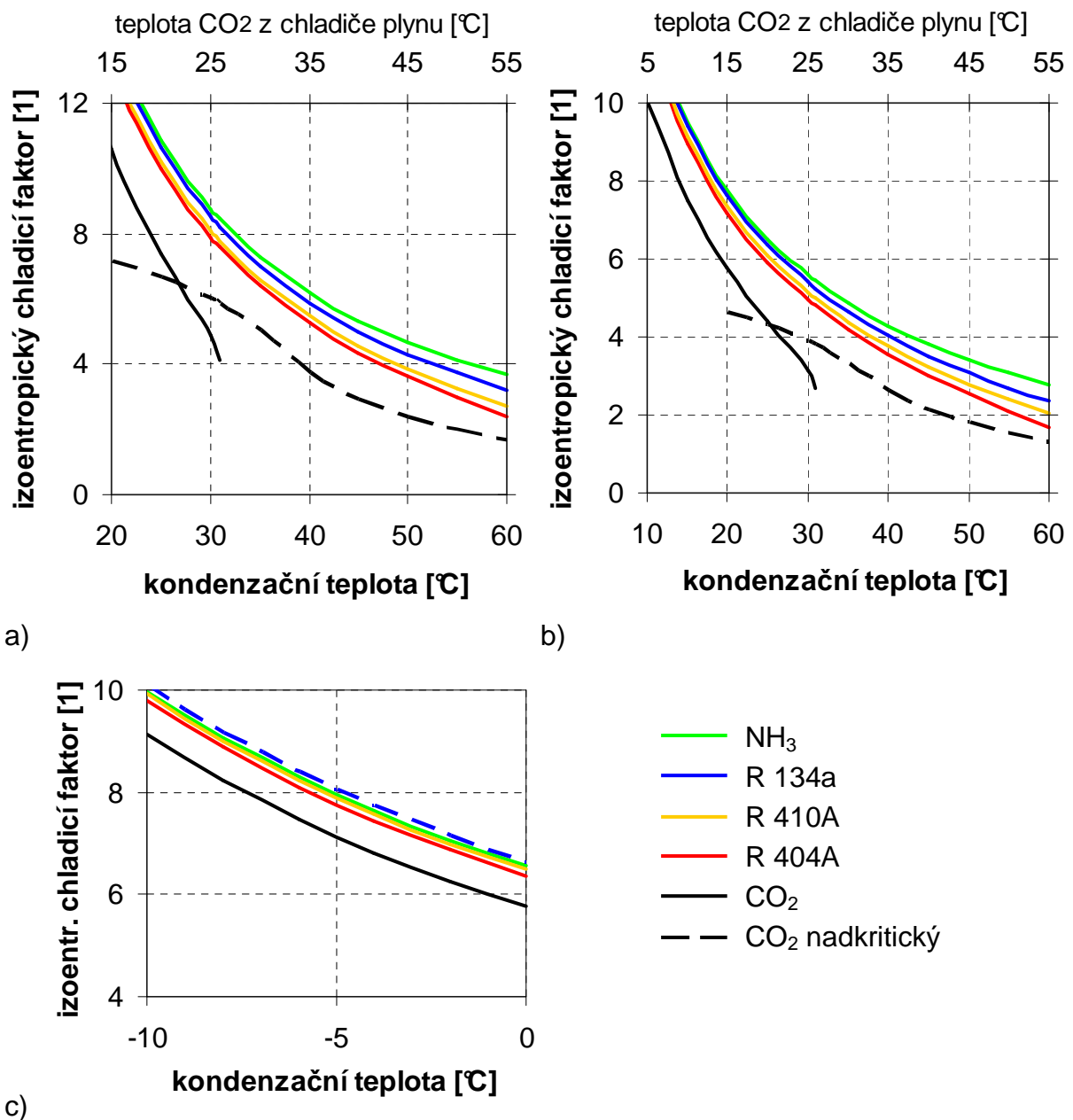
Zobrazené hodnoty pro nadkritický oběh jsou při teplotách nadkritického plynu do 30 °C pro tlak na vysokotlaké straně 7,5 MPa a při vyšších teplotách pro optimální tlak (viz předcházející kapitola). Výstupní teplota plynu z vysokotlakého chladiče je uvedena na pomocné ose X a je předpokládána o 5 K nižší než kondenzační teplota chladicího zařízení s jiným podkritickým chladivem. To vychází z myšlenkového předpokladu, že nadkritický plyn lze v chladiči ochladit na teplotu o cca. 5 K vyšší, než je teplota okolí, zatímco u podkritických oběhů s dlouhodobým provozem bývá teplotní rozdíl mezi kondenzační teplotou a okolním vzduchem 10 K.

Ukazuje se, že u CO₂ v blízkosti kritického bodu vykazuje podkritický oběh horší chladicí faktor než oběh, u něhož by tlak byl uměle držen

v nadkritické oblasti. Přispívá k tomu tvar izoterm v okolí kritického bodu a výše uvedený předpoklad volby teplot.

Z obrázku vyplývá, že oxid uhličitý má všeobecně horší chladicí faktory oproti ostatním chladivům používaným v současné době. Přesto jeho použití dává v určitých případech smysl:

- a) jedná se o ekologické chladivo s 1500- až 3000-krát nižším vlivem na globální oteplování Země oproti dnes používaným halogenovaným

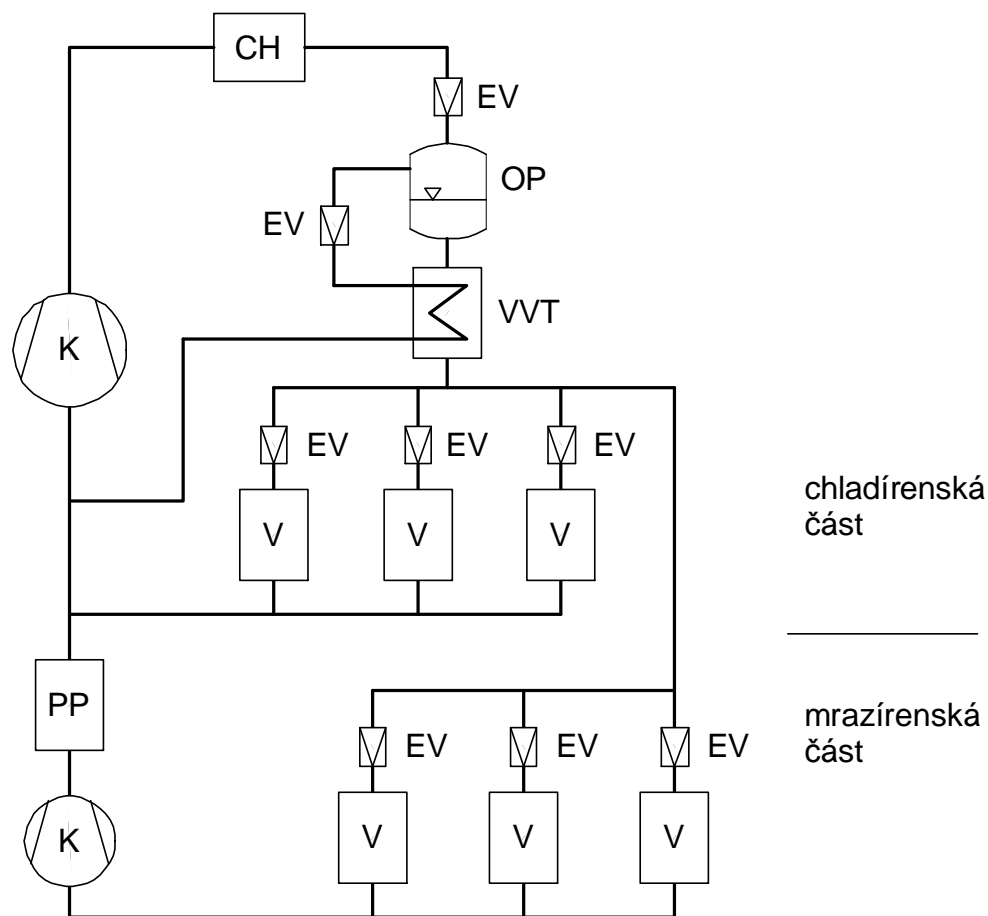


Obr. 5. Chladicí faktor Rankinova oběhu pro vypařovací teplotu: a) +2 °C (klimatizace); b) -10 °C (chlazení); c) -32 °C (mra zírny, první stupeň vícestupňového nebo kaskádního oběhu)

chladičům, což se projevuje zanedbatelným přímým vlivem v rámci hodnotícího parametru TEWI;

- b) díky vysokému tlaku, resp. velkému rozdílu mezi kondenzačním a vypařovacím tlakem je možné u chladičích zařízení v zimním období při podkritickém provozu snížit kondenzační teplotu zařízení s CO₂ až na 10 °C, zatímco u ostatních chladiv se omezuje na vyšších hodnotách kvůli zajištění nátohu chladiva do výparníku. Tím je zimní provoz zařízení s CO₂ hospodárnější než s jiným chladivem a kompenzuje tak vyšší energetickou náročnost letního provozu. Závisí pak na celoročním průběhu zátěže a na klimatických podmínkách místa instalace, zda zimní úspory převáží vyšší energetické nároky v létě. Např. pro supermarkety uvádí firma Carrier jako orientační kritérium smysluplnosti použití nadkritické technologie CO₂ průměrnou roční teplotu vzduchu do 15 °C [6]. Stejnou teplotu uvádí i [27].

Nadkritické aplikace s oxidem uhličitým nacházejí uplatnění zejména v komerčním chlazení (chlazení prodeje potravin), což jsou výlučné aplikace v České republice. Pro ně se ustálilo zapojení podle obr. 6. Sché-



Obr. 6. Běžné zapojení nadkritického chladičích zařízení s oxidem uhličitým v chladičích aplikacích (chlazení prodeje potravin [36])

ma obsahuje chladicí povinnosti na dvou teplotních úrovních – chladicí a mrazicí – s řadou odběrných míst. Kompresory mrazicí části dopravují chladivo do chladírenského okruhu, zapojení se tak označuje jako booster. Leaderem této technologie je v Evropě firma Carrier (dříve divize chladicí techniky německé firmy Linde AG), která uvádí již více jak 1000 nadkritických zařízení v Evropě [4]. V České republice jsou to pro zajímavost prodejny Albert Jesenice u Prahy a Praha Jasná, Kaufland Praha Modřany, TESCO Brandýs nad Labem, Holešov, Vlašim, Jaroměř, Plzeň, Ostrava, Brno Heršpice, Mariánské Lázně, Poděbrady, Praha Zličín a Mladá Boleslav a přístavba Makra v Praze na Černém Mostě.

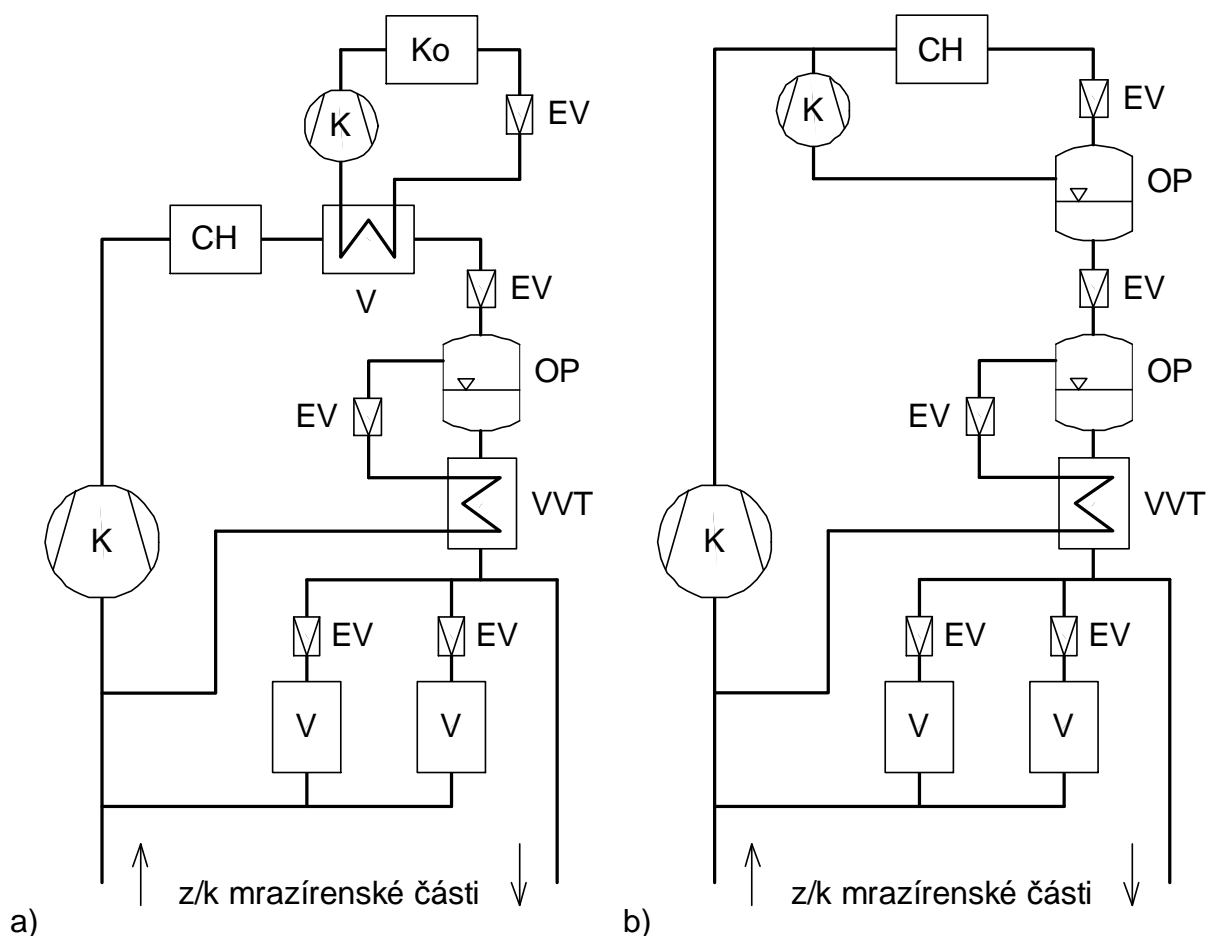
Oběh je s dvoustupňovým škrcením a přídatnou tlakovou úrovní v pomocném odlučovači par (OP). V první fázi je chladivo škrceno do odlučovače par na podkritický tlak a kapalina z odlučovače je rozváděna k jednotlivým výparníkům chladicí i mrazicí části a dále škrcena na příslušný vypařovací tlak. Teplota sytosti v odlučovači (okolo ± 0 °C) je udržována poměrně blízko vypařovací teplotě chladírenské části, a to hlavně z důvodu minimalizace tlaku v rozvodech kapalného chladiva na prodejní ploše. Přes blízkost obou teplot je u oxidu uhličitého k dispozici dostatečný tlakový rozdíl pro práci expanzních ventilů.

Škrcením do podkritické oblasti vzniká pára, kterou je zapotřebí z odlučovače odvést. Vzhledem k relativní blízkosti teplot sytosti v odlučovači a vypařovací teploty chladicí části je u běžně používaných zapojení pára škrcena do sání chladírenských kompresorů. Tím samozřejmě dochází k energetické nehospodárnosti ve srovnání se stlačováním páry na výtlačný tlak přímo z odlučovače pomocným kompresorem. Podle habilitační práce představuje tato nehospodárnost cca. 12 % příkonu chladírenských kompresorů při provozu v nadkritické oblasti [17]. Při provozu v podkritické oblasti se díky menšímu množství par vznikajících škrcením zmenšuje až na cca. 5 % při kondenzační teplotě 10 °C.

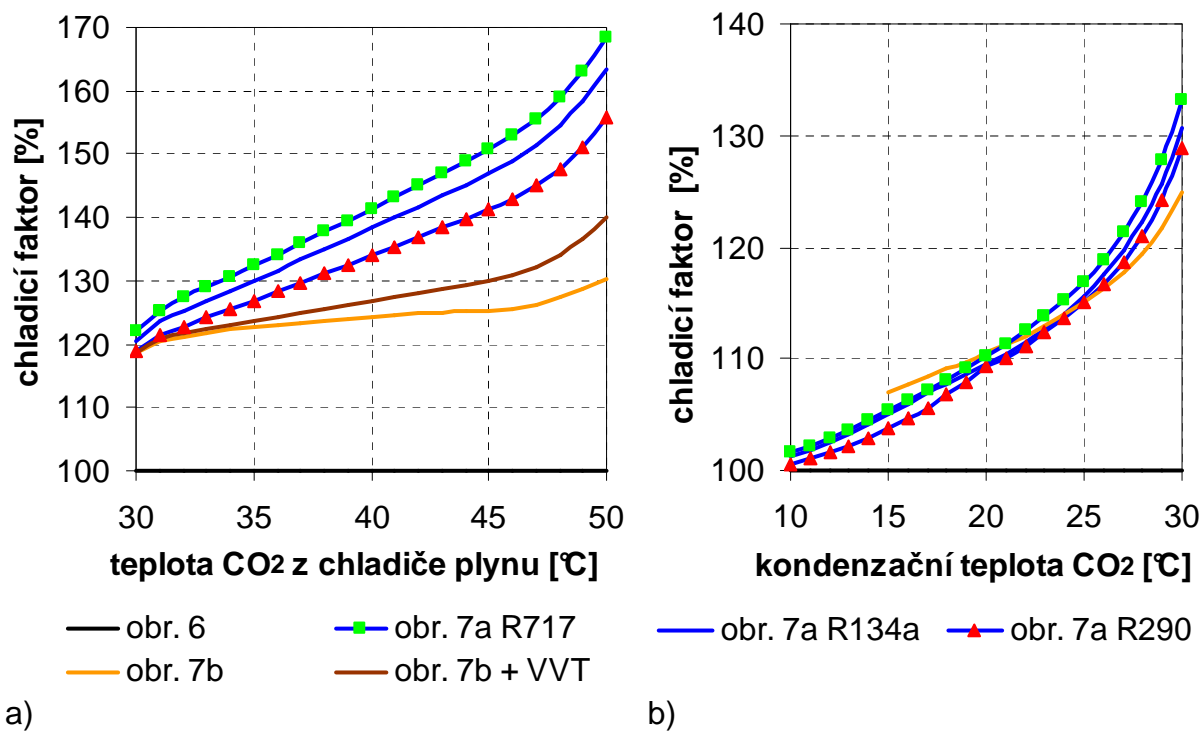
Za tlakových poměrů panujících v zařízení je škrcení páry CO₂ z pomocného odlučovače na vypařovací tlak vždy do oblasti mokré páry. Sytost páry bude tím větší, čím více se tlak v pomocném odlučovači bude blížit vypařovacímu tlaku. To je další z důvodů volby poměrně nízké hodnoty tlaku v odlučovači. Pro omezení rizika kapalinového rázu v kompresoru je zařazena vnitřní výměna tepla. Jejím dalším efektem je i (mírné) zvýšení chladicího faktoru oběhu, neboť jak bylo dokázáno v habilitační práci, oběh s dvoustupňovou expanzí bez vnitřní výměny tepla by měl menší hmotnostní chladivost než Rankinův oběh s jednostupňovou expanzí [17].

Potenciál zvýšení chladicího faktoru skýtá strojní dochlazení oxidu uhličitého, jež bylo předmětem habilitační práce [17]. Podchlazení je možné realizovat externím chladicím zařízením podle obr. 7a nebo začlenit přímo do základního oběhu. Z řady možných variant je to reprezentováno na obr. 7b průchozím zapojením s dalším odlučovačem par (OP). Externí chladicí zařízení podle obr. 7a umožňuje použití jiného chladiva, u něhož lze vzhledem k obr. 5 očekávat lepší chladicí faktory a tak nižší energetickou náročnost celého systému než v případě podchlazování oxidem uhličitým podle obr. 7b. Externí chladicí zařízení by bylo velmi kompaktní s malou náplní chladiva, protože rozsáhlé rozvody na prodejní ploše by zůstaly v oxidu uhličitém. Ve schématech obr. 7 je pro zjednodušení kreslena jen chladírenská část.

Jak vyplývá z habilitační práce i poznatků, které jsem již dříve publikoval v odborné literatuře [16,18], je v nadkritické oblasti zlepšení chladicího faktoru podle obr. 8a o cca. 20 až 70 % při použití externího podchlazovacího zařízení podle obr. 7a v závislosti na výstupní teplotě nadkritické-



Obr. 7. Strojní podchlazení oxidu uhličitého: a) externím chladicím zařízením; b) pomocí pomocného kompresoru a odlučovače par



Obr. 8. Zlepšení chladicího faktoru při $t_o = -10$ °C proti zapojení podle obr. 6: a) nadkritický provoz; b) podkritický provoz (číslo obrázku udává příslušné zapojení; externí chladicí zařízení podle obr. 7a je alternativně s chladivými R 134a, R 717 nebo R 290)

ho plynu z vysokotlakého chladiče (a též podle použitého chladiva v tomto externím zařízení). U zapojení podle obr. 7b se zlepší chladicí faktor o cca. 20 až 30 %, resp. 20 až 40 %, pokud by se před sáním pomocného kompresoru zařadila vnitřní výměna tepla s nadkritickým plynem. V podkritické oblasti (obr. 8b), v níž chladicí zařízení pracuje v našich klimatických podmínkách většinu roku, je zlepšení chladicího faktoru pro obě zapojení z obr. 7 podobné a činí cca. 1 až 30 % v závislosti na kondenzační teplotě. Nespojitost hodnot na obou grafech v okolí teploty 30 °C je dána odlišnými chladicími faktory v blízkosti kritické teploty v podkritické a nadkritické oblasti, jak vyplývá z obr. 5a,b.

Odpadní teplo z chladicího zařízení se často v supermarketech využívá pro ohřev teplé vody. Její spotřeba ale není velká, takže je stále převážná většina tepla z vysokotlaké strany chladicího zařízení odváděna do okolí. V poslední době se objevuje snaha o využití tohoto tepla pro vytápění s cílem snížit energetickou náročnost prodejny. Jak bylo ovšem uvedeno dříve v této kapitole, je u oxidu uhličitého v zimních měsících s výhodou udržována nízká kondenzační teplota, čímž se využitelnost

odpadního tepla degraduje. Proto je nutné v případech využití odpadního tepla uměle udržovat vyšší výtlačný tlak, často v nadkritické oblasti. Nevyužije-li se celé odpadní teplo, je jeho přebytek nutné odvádět do okolí z této vysoké tlakové úrovně.

Jako energeticky úspornější jsem navrhl řešení vycházející z jednoho z oběhů sledovaných v habilitační práci – oběhu podle obr. 7b. V tomto zapojení by bylo zařízení provozováno v letním období s nadkritickým provozem, přičemž pomocný kompresor zajišťuje podchlazení chladiva. V zimním období s potřebou využití tepla by se oběh přepnul do dvou-stupňového zapojení: z odlučovače par by se stala středotlaká nádoba a pomocný kompresor by z ní stlačoval páry na úroveň vhodnou pro využití tepla. Na rozdíl od dnes instalovaných řešení by ovšem na vyšší teplotní úroveň převáděl jen potřebný topný výkon. Přebytek tepla z chladicího zařízení by se odváděl na podkritické úrovni, která by byla udržována, tak jako u stávajících zařízení bez využití tepla, na co nejnižší teplotní úrovni. Řešení je předmětem užitého vzoru [22].

Vedle nadkritických oběhů se oxid uhličitý používá i v podkritickém stavu, a to:

- a) u kaskádních zařízení v prvním nízkoteplotním (mrazírenském) stupni. Nejčastěji se jedná o kombinace CO₂-čpavek v průmyslu a CO₂-R 134a v komerčním chlazení prodeje potravin. Takto jsou např. budovány veškeré prodejny firmy Kaufland od poloviny roku 2012 a některé poslední prodejny firmy Billa. Chladivo R 134a má z dosud používaných halogenovaných uhlovodíků jednak nejmenší vliv na globální oteplování Země (GWP „jen“ 1430 [33]), tak i nejlepší energetické parametry (viz též obr. 5). Z tohoto důvodu si kaskáda CO₂-R 134a vydobyla v letošní revizi nařízení Evropského parlamentu a Rady (ES) č 842/2006 výjimku z jinak přísného omezování fluorovaných uhlovodíků v oblasti komerčního chlazení od roku 2022 [33].

Ve stávajících kaskádních zařízeních CO₂-R 134a je celý chladírenský stupeň proveden s R 134a, takže vlivem rozsáhlé potrubní sítě je náplň tohoto chladiva stále vysoká. Zajímavou alternativou, zejména při vysokých venkovních teplotách, se ukazuje kaskádní zapojení sledované v habilitační práci spočívající v kaskádním provedení chladírenského oběhu, přičemž po prodejně by se rozváděl jen oxid uhličitý a zařízení by mělo minimální náplň druhého chladiva omezující se jen na strojovnu a venkovní výměník pro odvod tepla do okolí. Z habilitační práce vyplynula výhodná dělicí teplota obou chladiv pro letní období +10 °C (kondenzační teplota CO₂, vypařovací teplota v druhém stupni bude o cca. 3 až 5 K nižší). V chladném období by

naopak bylo výhodnější odvádět teplo do okolí přímo z okruhu CO_2 za podkritických tlaků a druhý stupeň s jiným chladivem odstavit nebo ho využít pro strojní pochazení CO_2 .

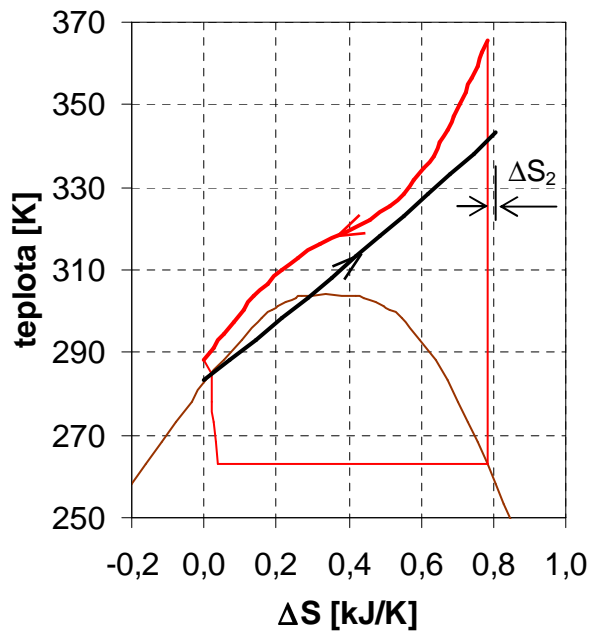
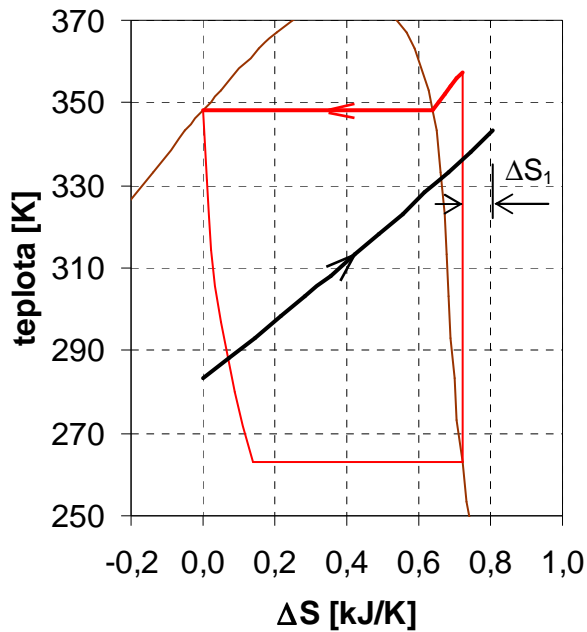
- b) jako teplonosná látka u nepřímého chlazení. Výhodou oxidu uhličitého proti teplonosným kapalinám je využití latentního tepla, což přináší mj. menší hmotnostní tok teplonosného média a menší čerpací práci. Protože rozvody nebývají většinou dimenzovány na nadkritické tlaky, je nutné vyřešit udržování potřebné nízké teploty oxidu uhličitého i v případech, kdy není po delší dobu potřeba chlazení a jeho teplota by se samovolně vyrovnávala s okolím.

5. Oběhy CO_2 v tepelných čerpadlech

U tepelných čerpadel je možné rozlišovat dvě základní aplikace podle teplotního navýšení ohřívaného média:

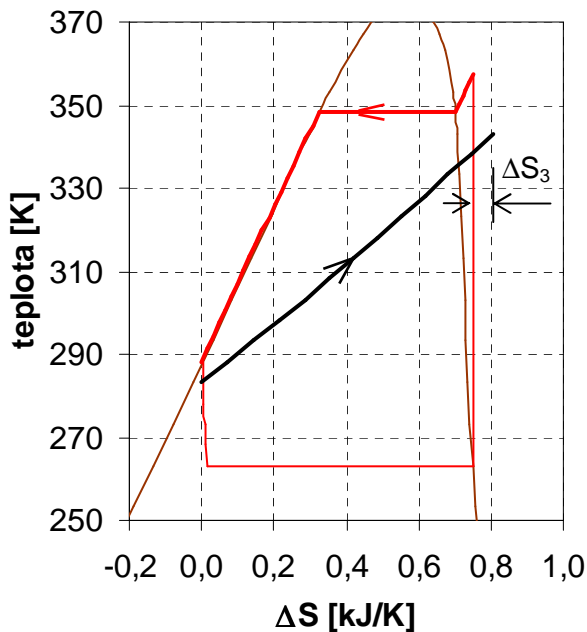
- a) ohřev s velkým navýšením teploty ohřívaného média – typickým příkladem je příprava teplé vody;
- b) ohřev s malým navýšením teploty ohřívaného média – typickým příkladem je vytápění.

Při sdílení tepla dochází vlivem rozdílu teplot mezi oběma médii k nevratnostem, které jsou tím větší, čím větší je rozdíl teplot. Tato skutečnost je demonstrována na obr. 9 na příkladu stejného ohřevu vody z 10 na 70 °C pomocí tepelného čerpadla pracujícího v prvním případě s podkritickým oběhem R 134a (obr. 9a) a v druhém případě s nadkritickým oběhem oxidu uhličitého (obr. 9b). Plocha pod průběhem chladiva zdola omezená průběhem teploty vody udává nevratnost sdílení tepla, která se projeví vyšším nárůstem entropie vody oproti poklesu entropie chladiva o ΔS . Čím je tato plocha větší, tím je nevratnost procesu větší a tím je větší i ΔS . V ideálním případě, kdyby teplota ochlazovaného média kopírovala přesně teplotu ohřívaného 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 $\Delta S=0$. Z obrázku je patrné, že v případě velkého zvýšení teploty ohřívaného média kopíruje nadkritický oběh lépe teploty vody a pracuje tudíž s menší nevratností než podkritický oběh ($\Delta S_2 < \Delta S_1$), u něhož většina tepla je předávána při konstantní teplotě fázové přeměny kondenzace. Nadkritické oběhy tak mají dobré termodynamické předpoklady pro uplatnění v tepelných čerpadlech s velkým navýšením teploty ohřívaného média, např. při přípravě teplé vody.



a)

b)



c)

Obr. 9. Porovnání změn entropie vody a chladiva při ohřevu vody z 10 na 70 °C tepelným čerpadlem s chladivem: a) R 134a; b) CO₂; c) R 134a s dochlazovačem (ve všech případech je ohříván 1 kg vody)

Sdílení tepla není jediným nevratným procesem, ale Rankinův oběh (na obr. 9 je zakreslen červeně) přímo ze své definice obsahuje jeden další nevratný proces – redukci tlaku pomocí škrcení. V diagramech na obr. 9 se to projevuje nárůstem entropie při expanzi (nezakótováno) a omezením (zkrácením) křivky vypařování zleva. Překvapivě se ukazuje, že v tomto případě je nevratnost škrcení u oxidu uhličitého menší než u

R 134a. Je to tím, že nadkritický plyn je poměrně chladný a škrcení probíhá do mokré páry o výrazně menší suchosti než u R 134a.

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 R 134a, 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.

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. 9c ($\Delta S_3 < \Delta S_1$), ale stále nedosahují parametrů nadkritického oběhu ($\Delta S_3 > \Delta S_2$). Podkritický oběh R 134a s dochlazovačem je tak stále energeticky náročnější než nadkritický oběh, přestože se u něj nevratnost škrcením podstatně zmenšila a je znatelně menší než u CO₂. Je-li dále 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 předeheje. Tím se sníží kondenzační teplota podkritického oběhu a ztráty nevratností tak dále klesnou [20,21,23].

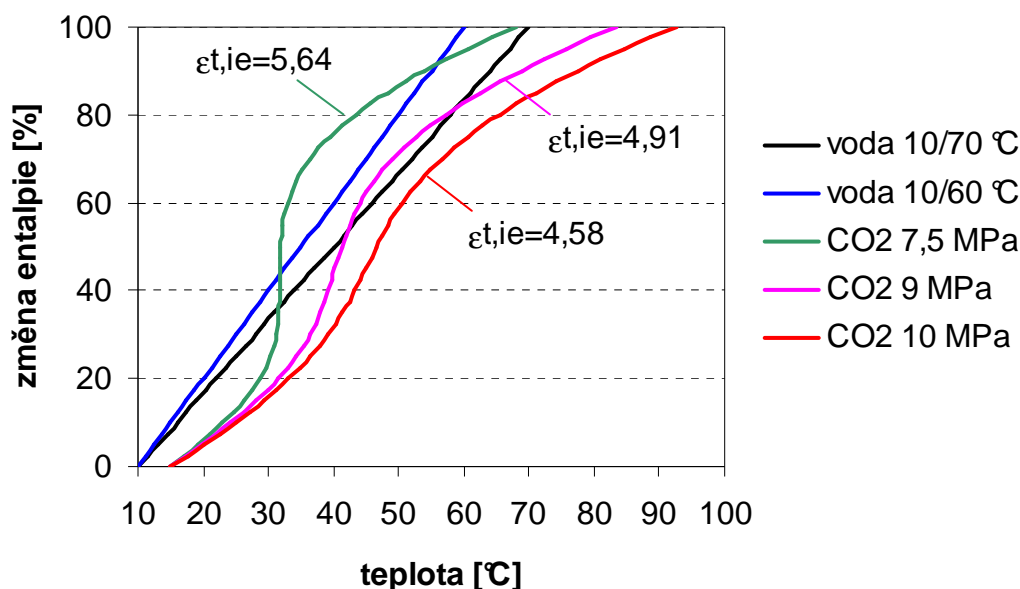
První pozornost při použití oxidu uhličitého v tepelných čerpadlech byla proto věnována ohřevu teplé vody. Aktivní v této oblasti byly především japonské firmy, které vyvinuly tepelná čerpadla pro domácnost, protože Japonci mají díky své oblibě v koupání velkou spotřebu teplé vody [31]. První se objevilo na trhu v roce 2001 od firmy Denso [32,35]. Do současné doby se instalovalo v Japonsku cca. 4 mil. jednotek při nynějším ročním přírůstku cca. 400 až 500 tisíc [13].

Jak vyplývá z kap. 3, je energetická náročnost nadkritických oběhů určena v první řadě výstupní teplotou oxidu uhličitého z vysokotlakého chladiče, která je u tepelných čerpadel dána vstupní teplotou ohřívaného média. To je velký rozdíl oproti podkritickým tepelným čerpadlům, u nichž je energetická náročnost primárně určena výstupní teplotou ohřívaného média.

Energeticky optimální výtlačný tlak je pro výstupní teploty oxidu uhličitého z vysokotlakého chladiče nad 32 °C přiřazen na obr. 2b. Z průběhu křivek se nabízí předpoklad, že při nižších teplotách by i tlak mohl být

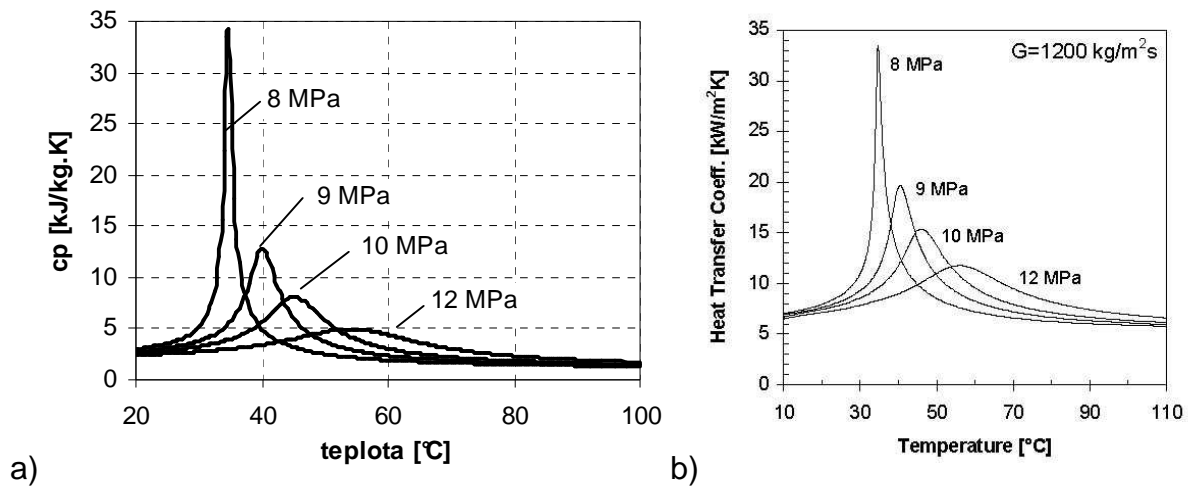
nižší. Nicméně často je u tepelných čerpadel nutný provoz za tlaku vyššího než energeticky optimálního, s čímž je spojen pokles dosaženého topného faktoru. Důvodem je teplotní průběh produkovaného tepla v nadkritické oblasti, který je na obr. 10 ukázán pro názornost pro výtlačné tlaky 7,5 MPa (blízko kritického bodu, ale stále v nadkritické oblasti), 9 MPa a 10 MPa, je-li k dispozici médium o teplotě 10 °C umožňující 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, které odporuje 2. zákonu termodynamiky, 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 ohřivaného média, tím vyšší je nutný výtlačný tlak, a jak vyplývá z obr. 10, tím horší je dosažený topný faktor.³

Tento teplotní průběh způsobuje měrná tepelná kapacita nadkritického plynu, jejíž závislost na teplotě a tlaku je znázorněna na obr. 11a. 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.



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

³ 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.

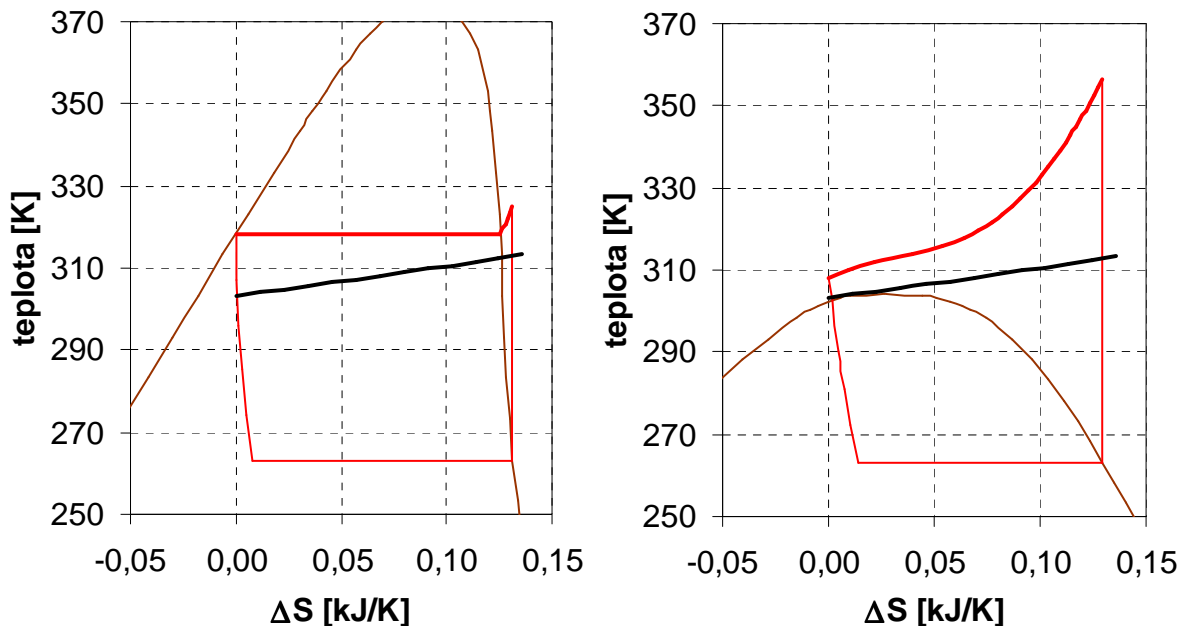


Obr. 11. Vlastnosti nadkritického oxidu uhličitého: a) měrná tepelná kapacita [29]; b) součinitel přestupu tepla (vnitřní průměr trubky 6 mm, G : hustota hmotnostního toku) [26]

Významnou oblastí použití tepelných čerpadel v našich klimatických podmínkách je obecně vytápění. Zde je situace pro oxid uhličitý proti přípravě teplé vody složitější. Podle obr. 2 má zásadní význam pro energetickou náročnost provozu výstupní teplota plynu z nadkritického chladiče. Ta je při vytápění dána vratnou teplotou otopného média z otopné plochy. Z těchto důvodů jsou vysokoteplotní otopné systémy pro nadkritická tepelná čerpadla zcela nevhodné, ačkoliv se zpočátku právě pro ně zdála být výhodná schopnost oxidu uhličitého dosáhnout vysokých teplot ohřívání média. Pro tepelná čerpadla s CO_2 lze samozřejmě využít nízkoteplotní otopné systémy, např. podlahové vytápění, je ale otázkou, zda je nasazení drahé technologie CO_2 ekonomicky smysluplné.

Při malém teplotním navýšení ohřívání média se situace obrací v neprospěch oxidu uhličitého. Na obr. 12 jsou porovnány oběhy nadkritického CO_2 a podkritického R 134a (jen s kondenzátorem) při ohřevu vody z 30 na 40 °C. Ztráta nevratností při sdílení tepla je v obou případech velmi podobná (mírně ve prospěch R 134a), podstatný rozdíl je ale ve ztrátě škrcením, která je výrazně ve prospěch R 134a. 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.⁴

⁴ Srovnání oxidu uhličitého s jinými chladivými již ukazuje obr. 5 sestavený pro chladicí techniku, v níž je ohřátí okolního média (zpravidla vzduchu) teplem produkovaným na výtlačné straně malé. Obr. 5 je tak příkladem aplikace s malým zvýšením teploty ohřívání média. V podstatě se jedná o dva diagramy zakreslené v jednom – u podkritických oběhů v závislosti na kondenzační teplotě, zatímco u nadkritického



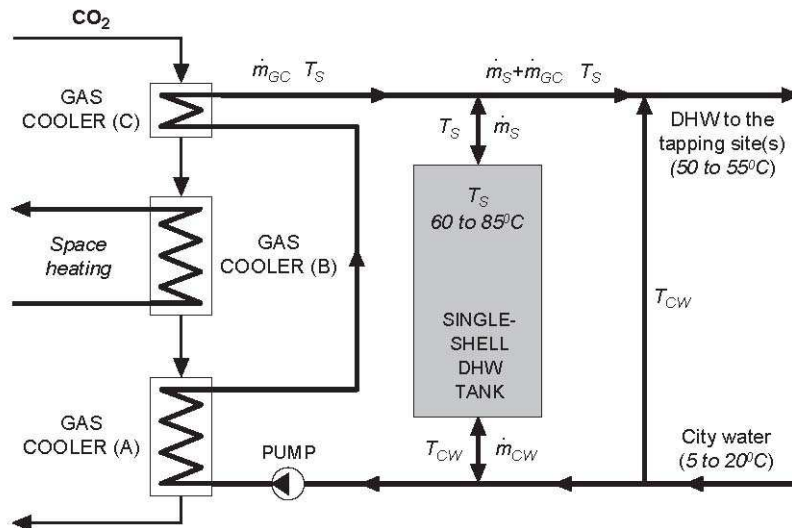
a)

b)

Obr. 12. Porovnání změn entropie vody a chladiva při ohřevu vody z 30 na 40 °C tepelným čerpadlem s chladivem: a) R 134a; b) CO₂ (v obou případech je ohříváno stejné množství vody 1 kg)

Tepelná čerpadla v domácnostech slouží jak k vytápění, tak i 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 využít k „podchlazení“ nadkritického plynu po ochlazení otopným médiem a zlepšit tak topný faktor tepelného čerpadla oproti čerpadlu určenému jen pro vytápění. V [26] je navržen systém s trojstupňovým chlazením nadkritického plynu podle obr. 13. Nejteplejší páry chladiva se využívají pro dohřev teplé vody na požadovanou teplotu, která je předeřívána v posledním stupni, a v prostředním výměníku se ohřívá otopné médium. 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

oxidu uhličitého v závislosti na výstupní teplotě plynu z vysokotlakého chladiče. Pro zakreslení do společného diagramu je nutná vazba mezi těmito teplotami. Za teplotních podmínek, při nichž byly diagramy 5a,b kresleny (viz předpoklad teplot v kap. 4), se ukazuje nižší hospodárnost oxidu uhličitého. Pro jiné teplotní podmínky by bylo nutné diagramy překreslit, přičemž s rostoucím teplotním navýšením ohřívajícího média by se křivka nadkritického oxidu uhličitého v těchto diagramech posouvala směrem doprava.

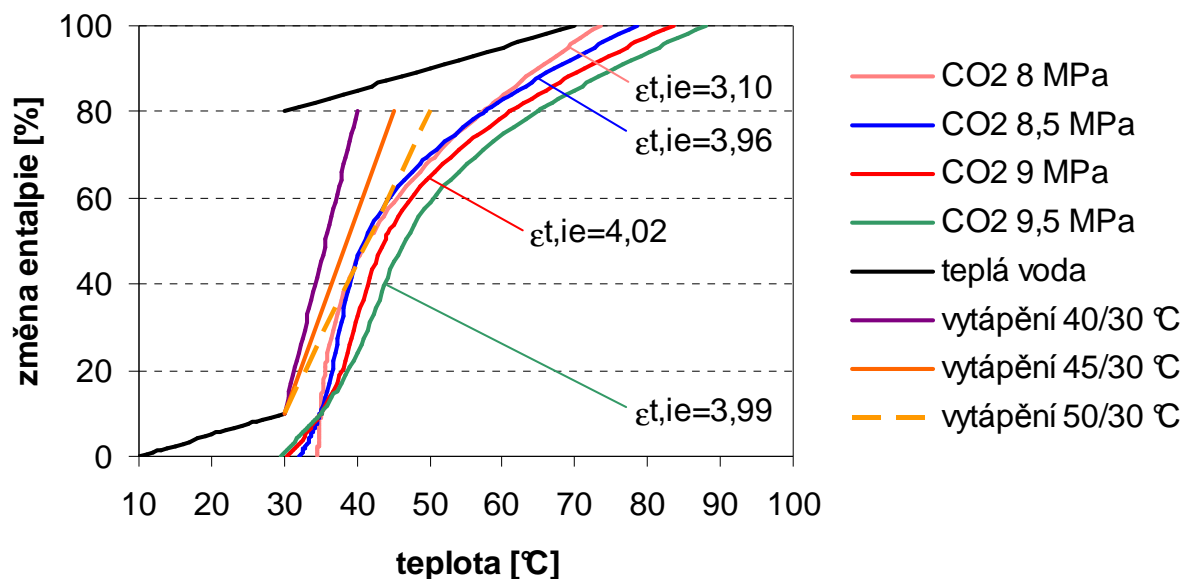


Obr. 13. Trojstupňové ochlazování nadkritického plynu při ohřevu teplé vody a otopného média pro vytápění [26]

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. 14 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 = 2,33:1). Energeticky optimální tlak se v tomto případě ukazuje 9 MPa a při něm lze dosáhnout ohřevu otopného média bezpečně na cca. 45 °C. Pro dosažení vyšších teplot by již bylo žádoucí zvýšit výtlačný tlak za mírného 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.

Srovnáním s obr. 2b vyplývá, že při třístupňovém chlazení je optimální tlak vyšší, než by odpovídalo podle obr. 2b pro stejnou výstupní teplotu plynu. Je to z toho důvodu, že optimalizace tlaku na obr. 2b a podle rovnic (7) nebo (9) je provedena pro konstantní teplotu plynu z vysokotlakového chladiče (viz člen $(\partial h_3/\partial p)_T$ v čitateli těchto rovnic). Jak je ale patrné z obr. 14, je pro každý tlak dosažena jiná teplota plynu za třetím stupněm chlazení podle měnících se látkových vlastností oxidu uhličitého. Lze matematicky ukázat, že v takovém případě je pro určení optimálního tla-



Obr. 14. Příklad trojstupňového chlazení nadkritického plynu ($t_o = -10$ °C)

ku rozhodující teplota plynu po ohřevu otopného média (tj. za druhým stupněm chlazení), neboť ta je nezávislá na výtlačném tlaku. Závisí jen na vratné teplotě média z otopné soustavy, a je tedy pro účely tlakové optimalizace konstantní.

Posouzení problematiky nadkritických tepelných čerpadel, které by zahrnovalo proměnlivé teploty jak otopného média při ekvitermní regulaci, tak zdroje tepla během roku a rovněž zohledňovalo různé poměry potřeby tepla pro vytápění a ohřev teplé vody, je komplexní záležitost. Proto jsem vypsals téma disertační práce, jež by měla posoudit a navrhnout optimální teploty otopného média u tepelného čerpadla určeného jak jen pro vytápění, tak i pro přípravu teplé vody, a to pro různé poměry potřeb tepla mezi vytápěním a přípravou teplé vody a zhodnotit životaschopnost (energetickou náročnost) takového nadkritického tepelného čerpadla vůči konvenční podkritické technologii.

Pro účely této disertační práce se podařilo získat nadkritické tepelné čerpadlo od firmy Sanyo, které na českém trhu prodávala firma CIUR s.r.o. Základem je tepelné čerpadlo pouze pro ohřev teplé vody určené pro japonský trh, které jednostupňově ohřívá vodu v jednom vysokotlakém chladiči. Pro evropský trh bylo čerpadlo doplněno o speciálně konstruovanou akumulaci nádobu umožňující jak ohřev teplé vody, tak i připojení k otopné soustavě [31]. Po převzetí firmy Sanyo firmou Panasonic před několika lety byl ovšem vývoz těchto tepelných čerpadel do Evropy

a severní Ameriky ukončen a nadkritická tepelná čerpadla jsou údajně vyráběna již jen pro japonský trh.

Termodynamicky jsou tepelná čerpadla založena často na jednostupňovém oběhu podle obr. 4. To je pravděpodobně případ i prvních výrobků výše zmíněné japonské firmy Denso, která pro tento oběh získala licenci od norských majitelů patentu [32]. Rovněž tepelné čerpadlo Sanyo získané do laboratoře je postaveno na obdobném principu, jenom komprese je dvoustupňová bez mezistupňového chlazení. V tepelných čerpadlech se dále uplatňují oběhy s ejektorem – viz kap. 6.

Jak vyplývá z obr. 10 a 14, není nejmenší teplotní rozdíl mezi oxidem uhličitým a ohříváním médiem vždy na jednom z konců výměníku, ale vlivem velmi proměnlivé měrné tepelné kapacity CO_2 může být někde uvnitř výměníku. Přestože konstrukce vysokotlakých chladičů zpravidla splňují ideální protiproud (často bývají konstruovány jako trubka v trubce), nelze při jejich výpočtu nebo přepočtu použít vztah pro logaritmický teplotní rozdíl.

Současně se vlivem proměnlivých látkových vlastností mění během ochlazování výrazně i součinitel přestupu tepla na straně nadkritického CO_2 , který může dosahovat až několikanásobně vyšších hodnot oproti počátku ochlazování – viz obr. 11b. Při přesných přepočtech vysokotlakého chladiče plynu tak nelze vycházet z předpokladu $U.A = \text{konst.}$, ale výkon vysokotlakého chladiče je nutné integrovat podle teplosměnné plochy s přihlédnutím k uvedeným jevům. To činí výpočet již jednoho provozního bodu komplikovanější a náročnější.

6. Kombinované oběhy s ejektorem

V chladicí technice jsou kombinovanými oběhy označovány oběhy, u kterých je chladivo stlačováno vícestupňově, přičemž v každém stupni je použit jiný způsob komprese.

Ačkoliv použití detandéru v nadkritických obězích se dosud standardně nevžilo, objevila se v minulém desetiletí zajímavá myšlenka na využití energie nadkritického plynu v ejektoru [3,8]. Schéma oběhu ukazuje obr. 15 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 stla-

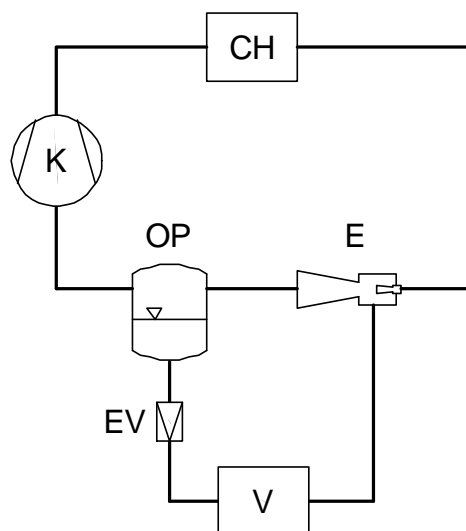
čuje na finální výtlačný tlak. Vnější pohonná energie je do oběhu přiváděna jen v objemovém kompresoru.

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;
- nevodí mokrá pára na výstupu z výparníku, protože chladivo před nasátím do kompresoru prochází odlučovačem par (OP), kde se kapalná část odloučí, a odpadájí tak složitosti nástřiku chladiva popsané v kap. 3.

Komerční využití našel oběh již u tepelných čerpadel, podle [35] bylo tepelné čerpadlo od firmy Denso vybaveno ejektorem už v roce 2003, v poslední době se na tomto principu objevilo např. tepelné čerpadlo od firmy Stiebel-Eltron [2].

Teoretické výpočty v [8] předpokládaly u oběhu pro klimatizaci s vypařovací teplotou 5 °C zlepšení chladicího faktoru o zhruba 16 %. Měření na zařízení s obdobnou vypařovací teplotou 0 °C (vyvíjeného pro automobilovou klimatizaci pro americkou armádu) ukázala ale reálné zlepšení chladicího faktoru pouze do 8 % [3]. Z [3] dále vyplývá, že závislost chladicího faktoru na výtlačném tlaku má i u oběhu s ejektorem podobný tvar, jaký je znázorněn na obr. 2a pro oběh s expanzním ventilem. Pro každé okolní podmínky tak existuje určitý optimální výtlačný tlak, při němž je chladicí faktor největší, což vyžaduje regulaci hltnosti ejektoru.



Obr. 15. Nadkritický oběh s ejektorem v prvním stupni [8]

7. Závěr

Chladicí zařízení a tepelná čerpadla patří mezi výrobky sledované evropskou legislativou a národními předpisy z hlediska dopadu jejich provozu na životní prostředí, a to zejména vlivu v něm použité pracovní látky – chladiva. Proto se v devadesátých letech vrátila pozornost k přírodním látkám a mezi nimi i k oxidu uhličitému, který nemá žádný vliv na ozónovou vrstvu ($ODP=0$) a ve srovnání s jinými chladivy používanými v současné době i zanedbatelný vliv na globální oteplování Země ($GWP=1$). Podstatnou nevýhodou jsou ale nižší hodnoty chladicího a topného faktoru ve většině aplikací vyjma tepelných čerpadel s velkým teplotním navýšením ohřívaného média (např. pro ohřev vody).

Snížování energetické náročnosti chladicích zařízení s oxidem uhličitým proto představuje v současné době velkou výzvu, která bude mít podstatný vliv na uplatnění této látky jako chladiva v budoucnosti, a vývoj v této oblasti neustále pokračuje. V chladírenských aplikacích se ukazuje jako možnost strojní podchlazení, jež bylo předmětem habilitační práce, u tepelných čerpadel pak např. kombinovaný oběh s ejektorem.

Nezanedbatelný vliv na využití oxidu uhličitého jako chladiva bude mít i situace s chladivy. Ze současné legislativy je již jisté vyřazení fluorovaných halogenovaných uhlovodíků (označovaných jako F-plyny) jako silných skleníkových plynů, což jsou v současnosti hlavní chladiva používaná v Evropě. K dispozici ale vyjma automobilové klimatizace dosud nejsou komerčně dostupné náhrady. Pro klimatizaci automobilů je k dispozici chladivo HFO 1234yf, které je ovšem zpochybňováno firmou Daimler AG pro svou hořlavost, resp. tvorbu jedovatých produktů při hoření. V chladírenských aplikacích, klimatizaci a tepelných čerpadlech je známa řada potenciálních náhrad, z nichž některé jsou dokonce testovány i v reálných zařízeních, chybí ale jistota, že budou v budoucnu vůbec uvedeny na trh.

Vedle energetické náročnosti těchto nových chladiv ovlivní užití oxidu uhličitého i obecná situace v legislativě, např. zákazy nebo naopak příkazy používání, vedlejší ekonomické náklady (např. za pravidelné kontroly těsnosti, jak je tomu u dnes používaných F-plynů) nebo různé poplatky a daně uvalené na chladiva.

Lze nicméně očekávat, že použití oxidu uhličitého jako chladiva poroste, a lze doufat, že poznatky uvedené v habilitační práci přispějí k optimalizaci konstrukce a provozu zařízení. CO_2 ale pravděpodobně nezíská dominantní postavení na trhu chladiv a převážná většina chladicích zaří-

zení bude i nadále konstruována s chladivou umožňujícími celoročně podkritický provoz. Pro snížení dopadu jejich provozu na životní prostředí je zapotřebí pohlížet na ně jako na součást energetického systému a snižovat jejich energetickou náročnost, např. vhodným provedením kondenzační strany včetně využití z ní odváděného tepla, na které je dnes většinou pohlíženo jako na nutný odpad. Tyto oblasti byly také předmětem mojí pozornosti v dalších publikovaných pracích zde neuvedených.

U tepelných čerpadel může k většímu uplatnění oxidu uhličitého v Evropě dojít v souvislosti s rozšiřováním nízkoenergetických staveb, u nichž je potřeba energie pro vytápění velmi redukována. V energetických nárocích budovy je tak významný ohřev teplé vody, přičemž právě pro tyto aplikace je oxid uhličitý vhodný.

Literatura

- [1] Bäckström, M., Emblík, E. Kältetechnik. Verlag G. Braun, Karlsruhe, 3. vyd., 1965.
- [2] Brugmann, J., Wagner, E., Beber, F. Tepelná čerpadla: CO₂ nebo R 407C? Nová koncepce čerpadel vzduch/voda. In Zpravodaj svazu chladicích a klimatizačních technik, č. 1/2013, s. 24-27. ISSN 1804-2635
- [3] Elbel, S., Hrnjak, P. Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation. In International Journal of Refrigeration, roč. 31, č. 3/2008, s. 411-422. ISSN 0140-7007
- [4] Finckh, O., Schrey, R., Wozny, M. Energy and Efficiency Comparison between Standardized HFC and CO₂ Transcritical Systems for Supermarket Applications. The 23rd International Congress of Refrigeration, ID: 357. Prague, 2011. ISBN 978-2-913149-89-2
- [5] Gentner, H. Passenger Car Air Conditioning Using Carbon Dioxide as Refrigerant. In: Natural Working Fluids '98. Oslo Norsko: IIR-Gustav Lorentzen Conference komisí B1, B2, E1 a E2, 1998, s. 303-313. ISBN 2 903633 97 5
- [6] Heinbokel, B. CO₂OLtecTM-Systemtechnik im Lebensmitteleinzelhandel. Die KÄLTE + Klimatechnik 10/2011, S. 48-53, 64. Jahrgang. ISSN 0343-2246
- [7] Hesse, U., Kruse, H. Alternatives for CFC's and H-CFC 22 Based on CO₂. In: Energy Efficiency in Refrigeration and Global Warming Impact. Gand Belgie: IIR konference komisí B1 a B2, 1993, s. 317-325. ISBN 2 903 633 622
- [8] Li, D., Groll, E.A. Transcritical CO₂ refrigeration cycle with ejector-expansion device. In International Journal of Refrigeration, roč. 28, č. 5/2005, s. 766-773. ISSN 0140-7007
- [9] Lorentzen, G. Use of CO₂ in Commercial Refrigeration – An Energy Efficient Solution. In: New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning. Hannover Německo: IIR konference komise B2, 1994, s. 703-709. ISBN 2 903 633 68 1
- [10] Lorentzen, G. Use of Natural Refrigerants. A Complete Solution to the CFC/HCFC Predicament. In: New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning. Hannover Německo: IIR konference komise B2, 1994, s. 23-36. ISBN 2 903 633 68 1
- [11] Lorenzen, G. Application of "Natural" Refrigerants. A Rational Solution to a Pressing Problem. In: Energy Efficiency in Refrigeration and Global Warming Impact. Gand Belgie: IIR konference komisí B1 a B2, 1993, s. 55-64. ISBN 2 903 633 622

- [12] Lorentzen, G. Large Heat Pumps Using CO₂ Refrigerant. In: Energy Efficiency in Refrigeration and Global Warming Impact. Gand Belgie: IIR konference komisí B1 a B2, 1993, s. 191-197. ISBN 2 903 633 622
- [13] 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 Kanada: příspěvek 1.1.5, 2014
- [14] Nekså, P., Rekstad, H., Zakeri, G.R. CO₂ Prototype Hot Water Heat Pump. Characteristics, System Design and Experimental Result. In: Heat Pumps Systems, Energy Efficiency and Global Warming. Linz Rakousko: IIR konference komisí B2, E1 a E2, 1997, s. 165-172. ISBN 2-903633940
- [15] Nickl, J., Will, G., Quack, H., Kraus, W.E. Integration of a three-stage expander into a CO₂ refrigeration system. In International Journal of Refrigeration, roč. 28, č. 8/2005, s. 1219-1224. ISSN 0140-7007
- [16] Petrák, M. Energy Improvements of CO₂ Transcritical Refrigeration Systems by Machine-Made Subcooling. In: Compressors '2013. Papiernička Slovensko: joint conference of IIR Commissions B2 and B1 with E1 and E2, 2013. ISBN 978-2-36215-000-5.
- [17] Petrák, M. Analýza chladicích oběhů s chladičem CO₂ s podchlazením. Habilitační práce, ČVUT v Praze, fakulta strojní, 2013.
- [18] Petrák, M. Transkritische CO₂-Kälteanlagen mit künstlicher Unterkühlung. In KI Kälte- Luft-Klimatechnik, roč. 48, č. 8-9/2012, s. 22-26. ISSN 1865-5432
- [19] Petrák, M. Modellierung der klimatischen Daten. In: KI Kälte-Luft-Klimtechnik. 2009, roč. 45, č. 5, s. 24-27. ISSN 1865-5432
- [20] Petrák, M. Abwärmenutzung einer Kälteanlage zur Warmwasserbereitung. Teil 2/3: Wärmepumpen. In: KI Luft- und Kältetechnik. 2004, roč. 40, č. 3, s. 104-109. ISSN 0945-0459
- [21] Petrák, M. Abwärmenutzung einer Kälteanlage zur Warmwasserbereitung. Teil 3/3: Vergleich. In: KI Luft- und Kältetechnik. 2004, roč. 40, č. 5, s. 185-188. ISSN 0945-0459
- [22] Petrák, M. Chladicí zařízení pro chlazení a ohřev s interním dochlazením chladiwa. Užitný vzor 25715. ÚPV, Praha 2013
- [23] Petrák M., Petrák J. Systém ohřevu vody a vytápění s využitím tepelného čerpadla. Užitný vzor č.19652. ÚPV, Praha 2009
- [24] Pettersen, J., Skaugen, G. Operation of Transcritical CO₂ Vapour Compression Circuits in Vehicle Air Conditioning. In: New Applications of Natural Working Fluids in Refrigeration and Air Conditioning. Hannover Německo: IIR konference komise B2, 1994, s. 495-505. ISBN 2 903 633 68 1

- [25] Plank, R. Handbuch der Kältetechnik. 4. Band Kältemittel. Springer-Verlag, Berlin/Göttingen/Heidelberg, 1956.
- [26] 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
- [27] Voigt, A. SKM Enviros Eco-Efficiency Study of Supermarket Refrigeration. The 23rd International Congress of Refrigeration, ID: 231. Prague, 2011. ISBN 978-2-913149-89-2
- [28] Yarrall, M.G., White, S.D., Cleland, D.J. Performance of a Transcritical CO₂ Heat Pump for the Food Processing Industry. In: Natural Working Fluids '98. Oslo Norsk: IIR-Gustav Lorentzen Conference komisí B1, B2, E1 a E2, 1998, s. 203-211. ISBN 2 903633 97 5
- [29] Thermodynamic Properties Refprop. National Institute of Standards and Technology, USA.
- [30] Thermodynamical Properties R744, CO₂. IIR, Paris 2003. ISBN 2-913149-30-8
- [31] www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/10-11/ASHP_CO2
- [32] en.wikipedia.org/wiki/EcoCute
- [33] Nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 517/2014 ze dne 16. dubna 2014 o fluorovaných skleníkových plynech a o zrušení nařízení č. 842/2006
- [34] Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2006/40/ES ze dne 17. května 2006 o emisích z klimatizačních systémů motorových vozidel a o změně směrnice Rady 70/156/EHS
- [35] IZW informiert über: CO₂-Wärmepumpe. Zpravodaj Informationszentrum Wärmepumpen + Kältetechnik. 3.6.2005.
- [36] Podklady firmy Carrier

Ing. Miroslav Petrák, Ph.D.

Narozen 23. května 1974

1998 Ing. (Stroje a zařízení pro chladicí techniku, stlačování a dopravu tekutin), katedra kompresorů a chladicích zařízení, FS ČVUT v Praze

2002 Ph.D. (Energetika), Ústav mechaniky tekutin a energetiky, FS ČVUT v Praze

1998 technik, od 2004 jednatel Güntner GmbH & Co. KG, organizační složka

2006 odborný asistent na částečný úvazek, Ústav energetiky, FS ČVUT v Praze

Aktivita v oboru:

- recenzent příspěvků na mezinárodní kongres chlazení IIR 2011 v Praze (International Institute of Refrigeration)
- člen vědeckého výboru konferencí IIR Compressors 2009 a 2013
- člen vědeckého výboru konference SDHK, Slovinsko 2008
- člen koordinačního výboru konferencí Slovenského svazu pro chladiacu a klimatizačnú techniku 2008, 2010, 2011, 2012
- člen Global Team Expert – celosvětového interního týmu firmy Güntner pro průmyslové chlazení (2008-2011)
- člen redakční rady časopisu Chlazení a klimatizace
- překlady příspěvků pro časopis Chlazení a klimatizace

Pedagogická praxe:

- zavedení předmětu, přednášky a cvičení v předmětu Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy
- cvičení v předmětech: Chladicí technika (HPS), Chladicí technika a tepelná čerpadla, Projektování chladicích zařízení
- vedení projektů a diplomových prací

Profesní zaměření:

- chladicí technika
- tepelná čerpadla
- energetická náročnost a úspory energie v chladicí technice
- využití odpadního tepla z chladicích zařízení

Výzkumná činnost:

člen řešitelského týmu grantového projektu TA Pokročilé řízení a optimalizace provozu tepelných čerpadel 2013-2015

Publikační činnost:

autor 6 článků v zahraničním recenzovaném odborném časopisu

autor 8 příspěvků na mezinárodních odborných konferencích

autor 5 a spoluautor 3 článků v českých recenzovaných odb. časopisech

15 citací v databázi Fridoc International Institute of Refrigeration

autor skripta ČVUT Chladicí technika a tepelná čerpadla pro inteligentní budovy, výpočtové podklady

spoluautor skript Svazu chladicí a klimatizační techniky Chladicí a klimatizační technika 2011