

Ing. Luděk KLAZAR
PZP Heating, a. s.

Co nám (ne)říkají charakteristiky chladivových kompresorů

What Refrigerant Compressors Characteristics Do (not) Tell Us

Recenzent
Prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

Článek pojednávající o charakteristikách chladivových kompresorů je zaměřen na vytyčení jejich pracovní oblasti a vysvětlení důvodů, proč kompresor nemůže být vně této oblasti provozován. Článek je i reakcí na skutečnost, že u chladicích zařízení a zejména tepelných čerpadel z jejich technických podkladů tato skutečnost většinou nevyplývá. Jsme tak svědky, že např. u tepelného čerpadla je uvedena maximální teplota ohřívání vody bez upozornění, že tato teplota nemůže být dosažena při nižších vypařovacích teplotách, např. v souladu s obr. 2 při teplotě vypařovací pod cca $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.
Klíčová slova: Chladicí zařízení, tepelné čerpadlo, pracovní oblast chladivového kompresoru

The author deals with characteristics of refrigerant compressors and focuses on the definition of their working area and explanations of reasons due to which a compressor cannot be operated outside the working area limits, in his article. There is specified the reaction as concerns the refrigerating system and in particular heat pumps that the aforementioned fact is not resulting from the technical documentation anyhow, in his article. So we become witnesses, e.g. that the documentation of the heat pump includes the maximal temperature of the heated water without any warning that such a temperature cannot be reached under lower evaporation temperatures, e.g. at temperatures of the evaporation lower approximately than $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ in accordance with Picture 2.

Key words: refrigerating system, heat pump, refrigerant compressor working area

Energetické parametry chladicího zařízení (CHZ) nebo tepelného čerpadla (TČ) primárně určuje kompresor. Ze čtyř základních komponentů každého chladicího okruhu (CHO), ať už CHZ nebo TČ, jsou (nebo by měly být) právě jen parametry kompresoru definovány exaktně – měřením zjištěnými charakteristikami, poskytovanými výrobcem. Parametry dalších komponentů, zejména obou výměníků tepla – výparníku a kondenzátoru – jsou určovány výpočtem, který není nikdy zcela přesný. To platí zejména pro výparník TČ „vzduch-voda“, jehož parametry jsou ovlivněny nejen teplotou, ale i vlhkostí vzduchu a tvorbou námrazy.

1. PRACOVNÍ OBLAST (ROZSAH) KOMPRESORU

Charakteristiky neurčují „jen“ energetické parametry, ale vymezují i pracovní oblast, respektive rozsah, ve kterém může kompresor (a CHO) pracovat. V této oblasti bude kompresor (a CHO) pracovat za podmínek, za-

jižších jeho spolehlivý a bezporuchový provoz. Pracovní oblast kompresoru je z pohledu všech CHO (a TČ zvláště) velice důležitá. Její význam bude popsán v dalším. Vymezení pracovní oblasti v tabulce definující charakteristiku, je znázorněno na obr. 1. Pracovní oblast, tj. rozsah kondenzačních teplot (tlaků), s nimiž může kompresor pracovat při dané teplotě vypařovací (daném tlaku vypařovacím), je dána „obálkou“ koncových bodů parametricky vyjádřených charakteristik, respektive je dána okrajovými body (hodnotami) tabulky (zvýrazněnými zeleně). Jim odpovídající hodnoty argumentů t_o a t_k určují „kruhovou“ závislost $t_k = f_{ce}(t_o)$, která pracovní oblast kompresoru v souřadnicích t_k , t_o definuje. „Kruhová“ závislost $t_k = f_{ce}(t_o)$ je graficky zobrazena na obr. 2.

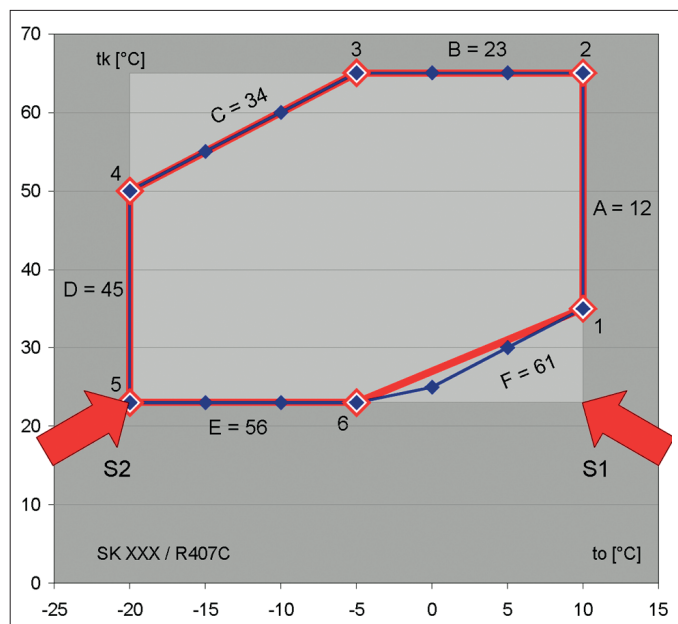
Pracovní oblast ohraničují „mezní přímky“ (A až F) a jejich průsečíky – číslované „hraniční body“ (1 až 6). Přesto, že pracovní oblast analogicky obr. 2 řada výrobců uvádí, průběh a význam mezních přímek nikterak nezodpovídá. Proto je důležité uvědomit si, které faktory, respektive parametry mezní přímky určují. Abychom pochopili a názorně zdokumentovali, které parametry to jsou a jakým způsobem mezní přímky určují, je výhodné hodnoty sledovaných parametrů „vynést“ nad plochu pracovní oblasti kompresoru, tj. vyjádřit sledované parametry P v grafu 3D funkcemi $P = f_{ce}(t_o, t_k)$. Zpracování takových grafů umožnilo rozšíření SW „Model chladicího okruhu s reálnými kompresory“ [1], [2].

Vzhledem k zobrazovacím možnostem a schopnostem Microsoft EXCELu, ve kterém jsou 3D grafy zpracovány (zatím co v grafech 2D se prázdné buňky nezobrazují, v grafech 3D se zobrazují jako 0, což grafy deformuje), musely být hodnoty všech sledovaných parametrů určeny nejen ve vlastní „aktivní“ části pracovní oblasti, ale v celé „fiktivní“ pracovní oblasti obdélníkového tvaru (zvýrazněné v obr. 2 světlejší plochou). Proto musely být funkce definující sledované parametry „protaženy“ za hranice „mezních přímek“, tj. za přímky C = 34 a F = 61.

Protože všechny sledované parametry se počítají ze dvou základních parametrů charakteristik, tj. ze závislosti $Q_o = f_{ce}(t_o, t_k)$ a $N_{ko} = f_{ce}(t_o, t_k)$, stačilo „protáhnout“ jen tyto základní parametry. K tomu byly využity „náhradní funkce“ navržené tak, aby jediným výrazem pro $Q_o = f_{ce}(t_o, t_k)$, respektive $N_{ko} = f_{ce}(t_o, t_k)$, definovaly a tedy nahradily tabelárně deklarované základní parametry. Pro odvození konstant potřebných do obou výrazů je zpracován SW, který rovněž určí odchylku takové náhra-

Charakteristika kompresoru										
Výrobce	XXX									
Chladivo	R 407C									
Δt_s	10,0	[K]								
Δt_d	0,0	[K]								
Kompresor Typ	SK XXX									
Vz	17,06	[m ³ /hod]								
Q_o [kW]	t_k t_o	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	
23	7,14	8,97	11,15	13,75						
25	7,03	8,82	10,95	13,50	16,45					
30	6,71	8,41	10,45	12,85	15,65	18,90	20,30			
35	6,35	7,98	9,92	12,20	14,85	17,95	19,30	21,50		
40	5,97	7,51	9,35	11,50	14,05	17,00	18,25	20,30		
45	5,57	7,02	8,76	10,80	13,20	16,00	17,20	19,15		
50	5,13	6,50	8,14	10,10	12,35	14,95	16,10	17,95		
55		5,97	7,51	9,33	11,45	13,90	15,00	16,75		
60			6,86	8,56	10,55	12,85	13,90	15,55		
65				7,77	9,63	11,80	12,75	14,30		
N_{ko} [kW]	t_k t_o	-20	-15	-10	-5	0	5	7	10	
23	2,35	2,51	2,65	2,79						
25	2,40	2,57	2,71	2,86	3,02					
30	2,58	2,76	2,92	3,07	3,24	3,43	3,51			
35	2,81	3,00	3,17	3,33	3,51	3,71	3,80	3,94		
40	3,09	3,29	3,47	3,64	3,83	4,03	4,12	4,27		
45	3,42	3,62	3,81	3,99	4,18	4,40	4,49	4,64		
50	3,78	3,99	4,19	4,38	4,58	4,80	4,89	5,05		
55		4,39	4,60	4,80	5,00	5,23	5,32	5,48		
60			5,03	5,24	5,45	5,68	5,78	5,94		
65				5,70	5,92	6,15	6,26	6,42		

Obr. 1 Tabelární vyjádření charakteristiky kompresoru – základní parametry Q_o , N_{ko} .
V označení Typ „SK“ značí spirálový kompresor



Obr. 2 Grafické znázornění „kruhové“ závislosti $tk = fce(to)$ vymezující pracovní oblast kompresoru

Modře jsou znázorněny všechny pracovní body vymezující oblast, červeně je znázorněna zjednodušená „obálka“.

dy od hodnot deklarovaných tabelárně. Ukazuje se, že přesnost náhrady, respektive maximální nepřesnost v celé „aktivní části“ pracovní oblasti dává i určitou představu o přesnosti, se kterou byly charakteristiky měřením určeny. U spirálového kompresoru pracujícího s chladivem R 407C, který je v tomto článku sledován, je max. odchylka hodnot Nko 1,8 % a hodnot Qo 0,8 %. To dokazuje velkou přesnost náhradních funkcí.

2. PARAMETRY URČUJÍCÍ NEBO OVLIVŇUJÍCÍ PRACOVNÍ OBLAST

Faktory, respektive parametry určující „mezni přímky“ a tedy vymezující pracovní oblast kompresoru vyplývají z následujících skutečností, dokumentovaných 3D grafy.

2.1 Příkon kompresoru

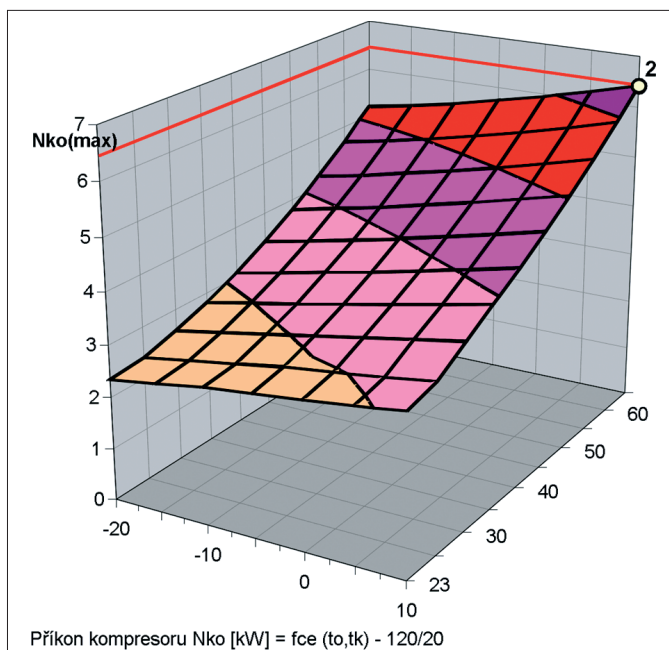
V grafu na obr. 3 je zobrazen parametr příkon kompresoru, tj. závislost $Nko = fce(to, tk)$. Je zřejmé, že v bodu 2 bude kompresor odebrat nejvyšší příkon. Tento limitní příkon, na který je dimenzován hnací elektromotor, určuje hraniční bod 2. Jím definovaná hodnota $Nko(max)$ nesmí být za provozu překročena.

2.2 Kondenzační (výtlačný) tlak

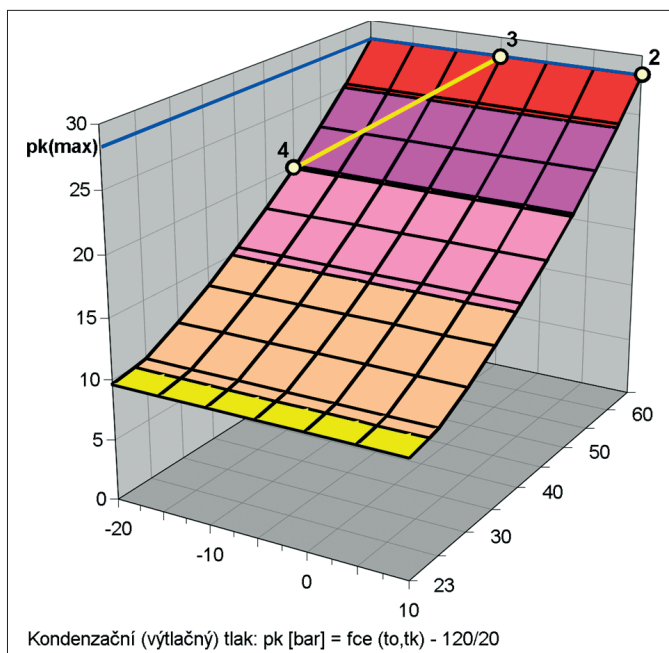
V grafu na obr. 4 je zobrazen parametr kondenzační (výtlačný) tlak, tj. závislost $pk = fce(to, tk)$. Je zřejmé, že maximálně přípustný tlak, daným dimenzováním kompresoru, je jen funkcí kondenzační teploty. Ten určuje mezni přímku B = 23, která prochází body 2 a 3. Hodnota $pk(max) = fce(tk(max))$ nesmí být za provozu překročena.

Poznámka: Pokud bude platit, že $pk(max) = fce(tk(max))$ a $tk(max) = 65^\circ C$, pak principiálně by kompresor (a CHO) nemohl pracovat s $tk(max) = 65^\circ C$. Na odpovídající tlak by totiž musela být seřizena přetlaková pojistka a s ohledem na její spínací diferenci, by kompresor v rozmezí např. $tk = 62$ až $65^\circ C$ nemohl trvale pracovat. Správné určení $pk(max)$ je proto velice důležité.

Proč je aktivní část pracovní oblasti „oříznuta“ přímkou C = 34, vyplývá z následujícího:



Obr. 3 Grafické znázornění závislosti $Nko = fce(to, tk)$ určující $Nko(max)$ hraničním bodem 2

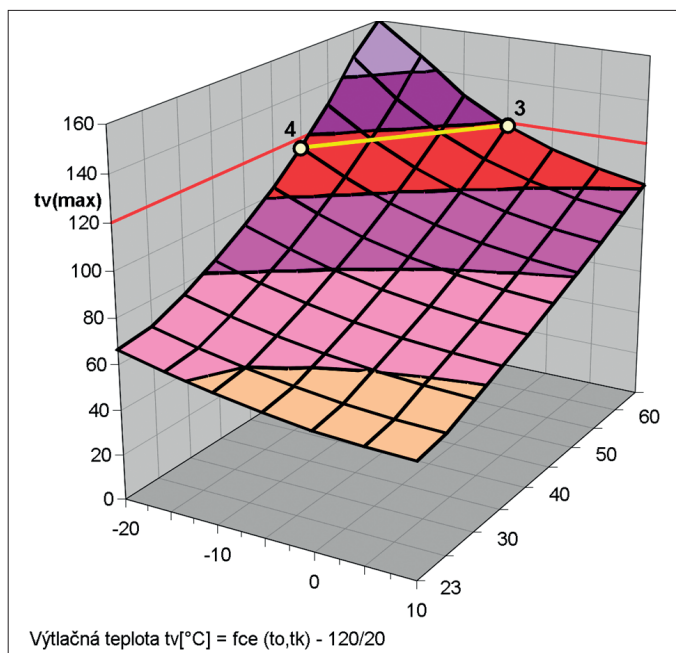


Obr. 4 Grafické znázornění závislosti $pk = fce(to, tk)$ určující $pk(max)$ mezni přímkou B = 23

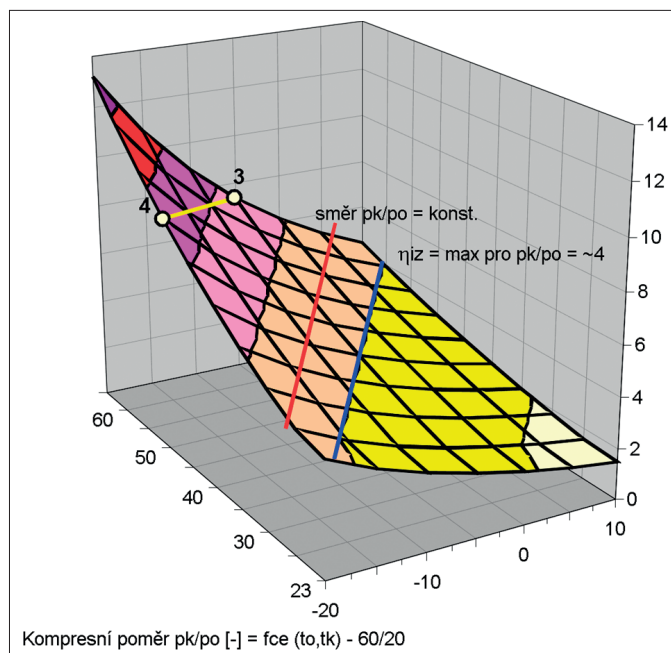
2.3 Výtlačná teplota

V grafu na obr. 5 je zobrazen parametr výtlačná teplota, tj. závislost $tv = fce(to, tk)$. Výtlačnou teplotu výrobci (podle typu kompresoru a chladiva) limitují určitou hodnotou, v daném případě $tv(max) = 120^\circ C$. Proložíme-li hraničními body 3 a 4 mezni přímkou C = 43, je zřejmé, že tato mezni přímka právě „ořezává“ pracovní oblast kompresoru tak, aby v aktivní části byla tato podmínka splněna.

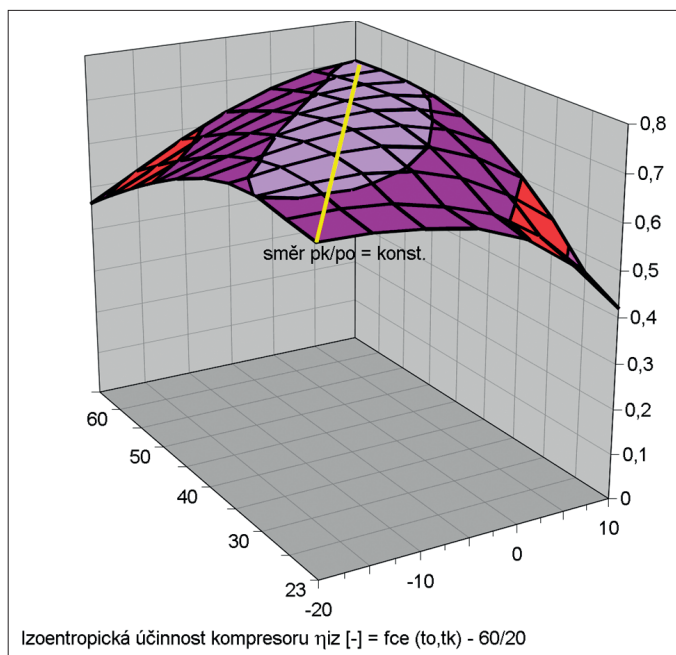
Poznámka: Sledování výtlačné teploty je důležité u všech kompresorů, zejména ale u kompresorů spirálových. Zatím co pracovní části pístového kompresoru jsou teplotně namáhány v podstatě rovnoměrně „střední“ teplotou (při nasávání par se ochlazuje, při stlačování a vytlačování par se ohřívají), pracovní části spirálového kompresoru jsou teplotně namáhány nerovnoměrně a koncentricky. Obvodové části – na straně sání kompresoru – jsou trvale „chladné“, vnitřní části – na straně výtlačku



Obr. 5 Grafické znázornění závislosti $tv = fce (to, tk)$, ve které přímka $C = 34$ „ořezává“ pracovní oblast tak, aby v aktivní části nebyla překročena hodnota $tv (max)$



Obr. 7 Grafické znázornění závislosti $pk/po = fce (to, tk)$



Obr. 6 Grafické znázornění závislosti $\eta_{iz} = fce (to, tk)$

kompresoru – jsou trvale „teplé“. A protože pevná a rotující spirála oproti sobě těsní zpravidla „bezucpávkově“ – kov na kov – mohlo by nepřiměřené zvýšení výtlačné teploty, respektive dostředivého rozdílu teplot vést k poškození kompresoru.

2.4 Izoentropická účinnost

V grafu na obr. 6 je zobrazen další důležitý parametr a to účinnost izoentropická (adiabatická). Účinnost izoentropická určuje poměr příkonu teoreticky potřebného v Rankinově cyklu a příkonu reálného kompresoru. Tato účinnost je funkcí kompresního poměru, tj. je dána závislostí $\eta_{iz} = fce (to, tk) = fce (pk/po)$. S ohledem na tuto vazbu je proto při jejím sledování vhodné současně sledovat i parametr kompresní poměr.

2.5 Kompresní poměr

V grafu na obr. 7 je zobrazen parametr kompresní poměr, tj závislost $pk/po = fce (to, tk)$. Zatímco grafy na obr. 3 až 5 byly zpracovány při pohledu orientačně definovaného směrem S1 (podle obr. 2), grafy na obr. 6 a 7 jsou

zpracovány při pohledu orientačně definovaném směrem S2. Ten je pro zobrazované parametry názornější. Pro přehlednost jsou v názvu všech grafů na závěr za pomlčkou uvedena dvě čísla (např. 120/20), deklarující úhel natočení (tzv. rotaci) a úhel naklonění (tzv. elevaci) pohledu na graf (ve smyslu názvosloví 3D grafů Excel).

Poznámka: Na tomto místě je třeba zmínit další nedokonalost EXCELU při tvorbě 3D grafů. Jak je patrné z obr. 1. je charakteristika kompresoru definována parametrickou řadou křivek, kde posloupnost kondenzačních teplot není na začátku definována s konstantním přírůstkem (23, 25, 30, 35 atd.). Vykreslení 3D grafu ale osu kondenzačních teplot zaznamenává s konstantním přírůstkem (jako v 2D grafu „spojnicovém“ a ne „XY bodovém“), čímž dochází k určité deformaci grafu, která je zvlášť dobře patrná na obr. 7. Pro doložení všech souvislostí byla tato deformace ponechána záměrně. Odstranit by se mohla buď vynecháním řádků s teplotou $tk = 23^\circ C$, nebo jeho nahrazením, řádkem s teplotou $tk = 20^\circ C$, kde hodnoty v řádku by byly vypočteny z výše zmíněných náhradních funkcí. Ze stejných důvodů byl z tabelárně definované charakteristiky vyrazen sloupec, odpovídající hodnotě $to = 7^\circ C$.

2.6 Izoentropická účinnost a kompresní poměr

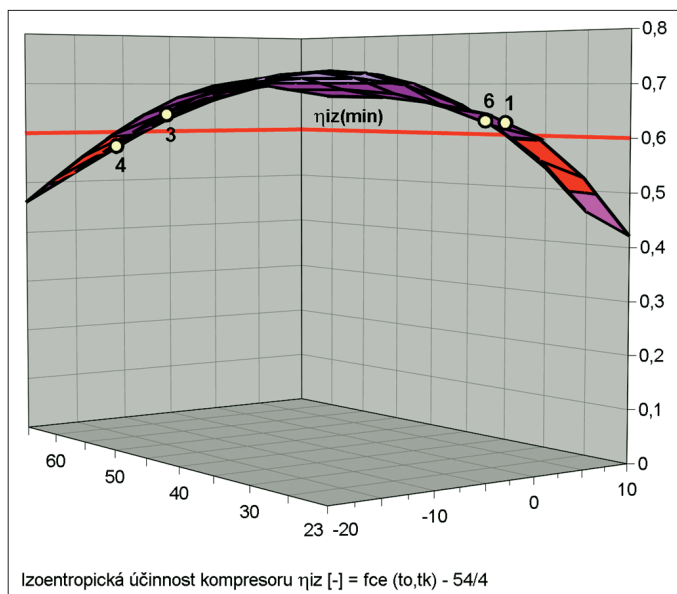
Z obr. 6 lze vyvodit tři skutečnosti:

- izoentropická účinnost vytváří nad pracovní oblastí v podstatě válcovou plochu;
- maximum izoentropické účinnosti probíhá zhruba ve směru „úhlopříčky“ pracovní oblasti a přesněji řečeno a jak je v obr. 7 doloženo, ve směru $pk/po = konst.$;
- izoentropická účinnost přímo neurčuje žádnou mezní přímku pracovní oblasti (ve smyslu jejich definice v odstavci 1).

Směr maxima vyplývá z porovnání obr. 6 a 7. Orientačním výpočtem (který by se v případě potřeby mohl zpřesnit) bylo doloženo, že hodnota $\eta_{iz}(max)$ je dosažena při $pk/po = \sim 4$. Do grafu na obr. 7 je doplněna mezní přímka $C = 34$, která hraničním bodem 4 definuje hodnotu $pk/po(max)$, která je v rámci pracovního rozsahu dosažena.

Poznámka: Lze usuzovat, že maximální izoentropická účinnost bude u spirálových kompresorů dosažena při kompresním poměru, odpovídajícím nebo blízkém vestavěnému kompresnímu poměru (který výrobci vesměs neuvádějí). Při jiném než vestavěném kompresním poměru bude izoentropická účinnost negativně ovlivněna:

- při kompresním poměru menším ztratou vzniklou „přetlačováním“;
- při kompresním poměru větším ztratou vzniklou při „dotlačování“.


Obr. 8 Grafické znázornění závislosti $\eta_{iz} = f_{ce}(to, tk)$

Válcovitost plochy, kterou vytvářejí hodnoty izoentropické účinnosti nad pracovním rozsahem je názorně dokumentována na obr. 8, který je shodný s obr. 6, ale je zobrazen z jiného výhodnějšího směru pohledu (54/4 oproti 60/20). Do tohoto grafu jsou doplněny hraniční body 1, 2, 3 a 6. Až **zakreslení těchto bodů vysvětluje mezní přímkou $F = 61$ a zdůrazňuje význam mezní přímkou $C = 34$** , zdůvodněný v odstavci 2.3. Uvedené mezní přímkou vymezují pracovní oblast v rozsahu izoentropické účinnosti cca 0,6 až 0,7, tj. největší účinnosti. Je zřejmé, že vně aktivní části pracovní oblasti, tj. za mezními přímkami $F = 61$ a $C = 34$ izoentropická účinnost a tedy „pracovní efekt“ kompresoru (a tedy jakéhokoliv CHO) rychle klesá.

2.7 Účinnost ke Carnotovu cyklu

Předchozí skutečnost dokumentuje další důležitý parametr a to **účinnost ke Carnotovu cyklu**, která je definována poměrem topných faktorů reálného kompresoru (a CHO) a Carnotova cyklu při daných okrajových podmínkách (to, tk). Účinnost ke Carnotovu cyklu je znázorněna v grafu na obr. 9, zpracovaném analogicky jako obr. 8. Platí, že mezní přímkou $C = 34$ a $F = 61$ vymezují pracovní oblast v rozsahu největší účinnosti ke Carnotovu cyklu cca 50 až 60 %. Opět je zřejmé, že vně aktivní části pracovní oblasti, tj. za mezními přímkami $C = 34$ a $F = 61$ účinnost ke Carnotovu cyklu a tedy „pracovní efekt“ kompresoru (a tedy jakéhokoliv CHO) rychle klesá. Zcela analogicky by se mohla odvodit účinnost ke Carnotovu cyklu pro faktor chladicí.

Pro vzájemnou konfrontaci je stejný parametr znovu znázorněn v obr. 10, který je zpracován ze stejného směru pohledu jako obr. 6.

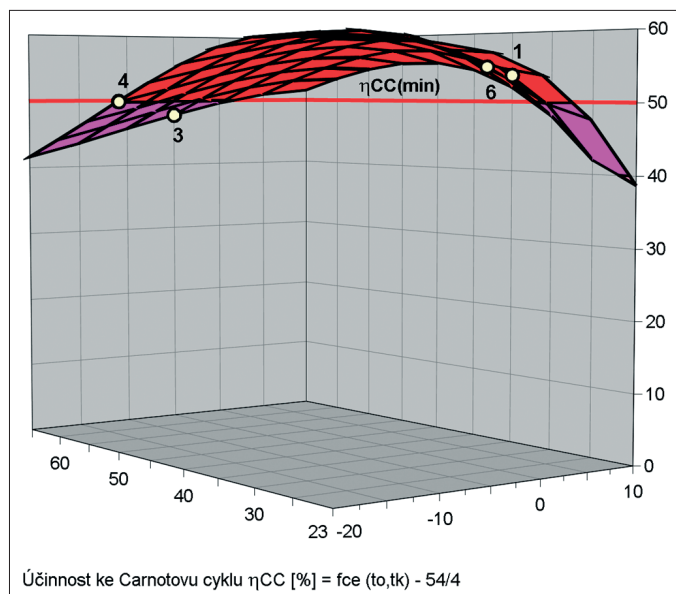
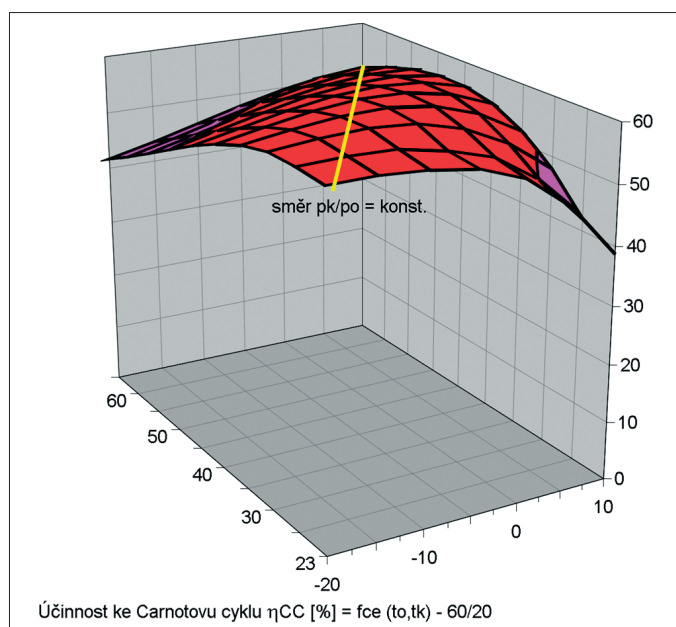
3. ROZHODUJÍCÍ PARAMETRY VYMEZUJÍCÍ PRACOVNÍ ROZSAH KOMPRESORU

Z předchozího je zřejmé, že pracovní rozsah kompresoru vymezují tři rozhodující parametry:

Připustný kondenzační (výtlačný) tlak	určuje přímkou $B = 23$
Připustná výtlačná teplota	určuje přímkou $C = 34$
Připustný příkon kompresoru	určuje hraniční bod 2

Především u TČ má zcela zásadní význam výtlačná teplota.

Další sledované parametry mají jen podružnou úlohu, omezení z nich vyplývající zřejmě zajišťuje, aby kompresor nepracoval jen v oblasti „spolehlivosti“, ale i v oblasti „energetické efektivity“ – přímkou $F = 61$.


Obr. 9 Grafické znázornění závislosti $\eta_{CC} = f_{ce}(to, tk)$

Obr. 10 Grafické znázornění závislosti $\eta_{CC} = f_{ce}(to, tk)$

Přes tato konstatování bylo účelné – právě pro popsání všech souvislostí – zabývat se všemi uvedenými parametry. Výčet těchto parametrů ale není vyčerpávající, sledovat bychom mohli i další zajímavé parametry např. topný faktor TF, „vnitřní“ teplotní rozdíl $\Delta t = tk - to$ a dopravní účinnost η_d .

ZÁVĚR

Respektování pracovního rozsahu kompresoru je velice důležité (ale mnohdy nedoceňované) a to jak z hlediska spolehlivosti a životnosti kompresoru, tak z hlediska jeho „energetické efektivity“. Význam pracovního rozsahu dokumentují až ty parametry (tv, η_{iz}, η_{CC}), které výrobci vesměs ve svých podkladech neuvádějí!! Racionální výpočet těchto parametrů, jejich analýza i jejich názorná prezentace je umožněna jen díky výpočetní technice a SW, zpracovanému pro tento účel [1], [2].

Analýza pracovního rozsahu, ukázaná v tomto článku není zdaleka vyčerpávající. Je jen malou ukázkou možností, které výpočetní technika v oblasti inženýrských výpočtů přináší.

Výrobci, vědomi si důležitosti pracovního rozsahu, pracují na jeho rozšíření. Zejména u kompresorů pro TČ je snahou posunout přímku $C = 23$ co nejvíce „doleva“. Výčet možností takového rozšíření přesahuje rámec tohoto článku

Použité označení:

N_{ko}	[kW]	příkon kompresoru
p_k	[MPa]	kondenzační tlak, respektive výtlačný tlak kompresoru
p_o	[MPa]	vypařovací tlak, respektive sací tlak kompresoru
Q_k	[kW]	topný výkon kompresoru
Q_o	[kW]	chladicí výkon kompresoru
t_k	[°C]	kondenzační teplota
t_o	[°C]	vypařovací teplota
t_v	[°C]	výtlačná teplota
Δt_s	[K]	přehřátí par v sání kompresoru
Δt_d	[K]	podchlazení kapaliny za kondenzátorem
η_{CC}	[-]	účinnost ke Carnotovu cyklu
η_{iz}	[-]	izoentropická účinnost kompresoru

Kontakt na autora: klazar@lit.cz

Použité zdroje:

- [1] Klazar, L., Modelování chladicích okruhů s reálnými kompresory – význam pro praxi. Konference „Chlazení a klimatizace 2007“, Orava – Slovensko (říjen 2007)
- [2] Klazar, L., Význam matematického modelování chladicích okruhů pro techniku měření. Časopis „Vytápění – Větrání – Instalace“, číslo 5/2008

* Sádrokartonové desky Climafit s vyšší tepelnou vodivostí

Jako první světový výrobce uvedl Rigips, součást koncernu Saint-Gobain, na trh stavebních materiálů sádrokartonové desky modifikované grafitem pro dosažení vyšší tepelné vodivosti.

Kombinace sádky a vločkového grafitu propůjčuje deskám vyšší součinitel tepelné vodivosti $\lambda = 0,52 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$, proti běžným deskám s hodnotami $\lambda = \text{cca. } 0,21 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$. Dalším efektem přítomnosti grafitu je odlehčení desek. Během zpracování desek za tepla totiž dochází k jeho objemovému růstu až o 400 %, což se projevuje snížením hustoty desek až na $\rho = 850 \text{ kg.m}^{-3}$ a plošné hmotnosti na ca. $8,5 \text{ kg.m}^{-2}$ (při tloušťce 10 mm) proti běžným deskám s hustotou 900 až 950 kg.m^{-3} a plošnou hmotností $12,5 \text{ kg.m}^{-2}$.

Desky s grafitem se s výhodou používají na nenosné stropní konstrukce, kde jejich užití přispívá lehčí konstrukci, vyšší účinnosti klimatizace a snížení nároku na energii až o 30 %. V soutěži veletrhu Materialica 2009 získaly ocenění Materialica Design + Technology Award v kategorii materiál.

Desky Climafit 10 se vyrábí ve standardních rozměrech $1250 \times 2000 \times 10 \text{ mm}$. Jsou vhodné pro dlouhodobé užití při teplotách do 50°C a mají nízkou nasávkavost vody 0,6–1,0 % hm. při relativní vlhkosti prostředí 60 %. Pro použití na lehké a provětrávané stropy se vyrábí také jako perforované desky s 10 typy perforace s hodnotami (podle typu perforace) $\lambda = 0,5 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$, hustoty $\rho = 650$ až 850 kg.m^{-3} a plošné hmotnosti 6,5 až $8,5 \text{ kg.m}^{-2}$ u standardních rozměrů $1250 \times 2000 \times 10 \text{ mm}$.

Pramen:

Tisková zpráva Rigips pro veletrh Materialica 2009, Mnichov, 13. 10. 2009 (AB)





High Efficiency

Lídr v oblasti vysoké účinnosti

...byli jsme první
a stále máme náskok

