

Ing. Luděk KLAZAR  
PZP HEATING, a.s.

# Analýza a rozšíření závislosti $TF-\Delta t$

## Analysis and Extension of $TF-\Delta t$ Dependence

Recenzent  
prof. Ing. Jiří Petrák, CSc.

*Autor se dlouhodobě zabývá problematikou tepelných čerpadel jak z hlediska jejich výroby a zkoušení, tak i posuzování jejich energetického přínosu. Zaměřuje se převážně na tepelná čerpadla vzduch-voda a jejich začlenění do otopného systému. O jím nalezené závislosti topného faktoru na rozdílu charakteristických pracovních teplot informoval čtenáře časopisu VVI článkem publikovaným v 1/2010. Příspěvek shrnuje nové poznatky vedoucí k dalšímu rozšíření a zpřesnění této závislosti.*

**Klíčová slova:** Tepelné čerpadlo, topný výkon, topný faktor, úspora energie, pracovní oblast kompresoru, náplň chladiva

*The author deals with the problem of heat pumps both from their manufacture and testing viewpoint as well as the reviewing their energy contribution with respect to the long term view. Above all, he focuses to heat pumps using the operation medium "air-water" and their inclusion in the heating system. The author informed readers as concerns the heating factor dependence on the difference of specific working temperatures found out by himself, in his article published in the issue 1/2010 of the VVI magazine. Currently, he summarizes new findings focused to the further extension and specification of such dependence in the actual contribution.*

**Key words:** heat pump, heating capacity, coefficient of heat pump performance (COP), energy saving, compressor working area, refrigerant charge

## ÚVOD

Autor se již řadu let zabývá problematikou objektivního posuzování energetického efektu tepelných čerpadel (TČ) a prokazování efektu zejména TČ „vzduch-voda“ ve vytápěcích systémech obytných domů. Významný posun znamenalo nalezení a prokázání závislosti  $TF-\Delta t$ , tj. jednoparametrické funkce [5]

$$TF = fce(\Delta t) \quad [-] \quad (1)$$

Ta velice přesně popisuje závislost topného faktoru na jediném argumentu – rozdílu charakteristických pracovních teplot. Pro kompresor jako „hnačící“ prvek TČ platí  $TF = fce(\Delta t_i) = fce(t_k - t_o)$ , tj.  $TF$  je funkcí rozdílu charakteristických teplot vnitřního (interního) děje  $\Delta t_i = t_k - t_o$ , kde  $t_k$  je teplota kondenzační a  $t_o$  vypařovací okruhu TČ. Pro vlastní TČ platí  $TF = fce(\Delta t_e) = fce(t_w - t_a)$ , tj.  $TF$  je funkcí rozdílu charakteristických teplot vnějšího (externího) děje  $\Delta t_e = t_w - t_a$ , kde  $t_w$  je teplota ohřívání otopné vody a  $t_a$  je teplota vnějšího vzduchu jakožto nositele nízkopotenciálního tepla. Chápeme-li TČ jako černou skříňku, pak vnitřní děj popisuje stavy v černé skříňce (které investora či uživatele v podstatě nezajímají) a vnější děj popisuje stavy, kterými se černá skříňka projevuje navenek (ty jsou z pohledu investora či uživatele rozhodující). Ukazuje se, že závislost  $TF-\Delta t$  není výhodná jen pro jednoduchý a názorný popis vlastního  $TF$ . Zajímavé je její uplatnění v metodice, která byla navržena pro snadný výpočet rámcového celoročního energetického efektu TČ, který se vyjadřuje ukazatelem  $SPF$  (Seasonal Performance Factor) [9]. Ukazatel  $SPF$ , česky můžeme říci roční (celoroční) topný faktor ( $RTF$ ), je obecně definován poměrem tepla vyprodukovaného TČ (nebo jiným úsporným systémem TZB) v průběhu roku a k tomu vynaložené spotřeby elektrické energie. Pro širší a obecné použití v této metodice musela být ale závislost  $TF-\Delta t$  znovu analyzována a funkce (1), ji vyjadřující, musela být ve smyslu analýzy rozšířena.

Protože pro další práce je účelné vyhodnocovat závislost  $TF-\Delta t$  na základě „atestačních“ měření, bylo pro analýzu vybráno devět TČ „vzduch-voda“ v provedení „venkovní kompaktní“, jejichž „atestační“ měření byla uskutečněna a publikována renomovanou zkušební WPZ ve švýcarském Buchsu [3]. Jen stručně vysvětlíme, že „atestačními“ měřeními se rozumí měření TČ provedená v akreditovaných zkušebnách při zkušebních podmínkách podle normy ČSN EN 14511 [1] a podmínek EHPA [2]. Změřené parametry se normativně [1, 2] udá-

vají v závislosti na určujících (atestačních) pracovních teplotách. Pro TČ „vzduch-voda“ se většinou zapisují ve tvaru např. A2/W35, kde A2 značí teplotu média, které je zdrojem nízkopotenciálního tepla, tj. vzduchu (Air) 2 °C a W35 značí teplotu ohřívání média, tj. otopné vody (Water) 35 °C. Ve zkušební WPZ se TČ standardně měří při devíti zkušebních podmínkách odpovídajících [1] a [2], které jsou uvedeny v tab. 1. Tabulka je doplněna vyčíslením hodnot  $\Delta t$ .

## ZÁKLADNÍ KROKY ANALÝZY A ROZŠÍŘENÍ ZÁVISLOSTI $TF-\Delta t$

### Výchozí skutečnosti

TČ „vzduch-voda“ jsou charakterizována dvěma závislostmi  $TF-\Delta t$  [6], z nichž jedna popisuje hodnoty  $TF$  za stavu, kdy na výparníku nevzniká námraza (zkušební podmínky v tab. 1 zvýrazněny červeně a stav dále značen jako -N), a druhá za stavu, kdy námraza vzniká (zkušební podmínky zvýrazněny modře a stav dále značen jako +N). Již z toho je zřejmé, že samotná funkce (1) nemůže jediným argumentem  $\Delta t$  tyto stavy rozlišit. Přejít mezi oběma stavy, tj. hranici mezi oběma stavy dostatečně přesně určuje teplota  $t_a$ . Proto je třeba do funkce (1) teplotu  $t_a$  přidat jako další argument, který rozhodne, zda funkce bude počítat hodnotu  $TF(+N)$  pro stav „s námrazou“ nebo hodnotu  $TF(-N)$  pro stav „bez námrazy“. Rozšířená funkce má tvar:

$$TF = fce(\Delta t, t_a) \quad [-] \quad (2)$$

Prakticky je funkce určena jediným polynomem

$$P(n) = K_0(n) + K_1(n) \cdot \Delta t + K_2(n) \cdot \Delta t^2 \quad [-] \quad (3)$$

kde konstanty  $K_0(1)$ ,  $K_1(1)$ ,  $K_2(1)$  jsou odvozeny samostatně pro průběh  $TF(-N)$  a konstanty  $K_0(2)$ ,  $K_1(2)$ ,  $K_2(2)$  samostatně pro průběh  $TF(+N)$ . Argument  $t_a$  rozhodne, zda polynom  $P(n)$  se bude počítat s hodnotou  $n = 1$  pro  $TF(-N)$  nebo  $n = 2$  pro  $TF(+N)$ .

Je samozřejmé, že pro každé TČ „vzduch-voda“ musí být určeny obě posloupnosti konstant  $K_n(1)$  a  $K_n(2)$ .

Tab. 1 „Atestační“ zkušební podmínky podle normy ČSN EN 14511 a podmínek EHPA standardně měřené ve zkušební WPZ v Buchsu. Zvýrazněny jsou provozní stavy „bez námrazy“ – červeně a stavy „s námrazou“ – modře.

Měření	A10/W35	A7/W35	A2/W35	A-7/W35	A-15/W35	A7/W45	A20/W55	A7/W55	A-7/W55
$\Delta t$	25	28	33	42	50	38	35	48	62

### Pracovní oblast kompresoru a TČ

Podrobně bylo popsáno [7], že každý kompresor má vymezenou určitou pracovní oblast, ve které je zaručena jeho vysoká spolehlivost a životnost. Vně této oblasti musí být jeho funkce blokována. Pracovní oblast každého kompresoru je ovlivněna chladivem, s nímž okruh TČ pracuje a je určena charakteristikou kompresoru.

V souřadnicích  $Y = t_k$  a  $X = t_o$  je pracovní oblast ohraničena lomenou čarou vymežující kombinací přípustných teplot vnitřního děje, tj. teplot kondenzačních  $t_k$  a vypařovacích  $t_o$ . Hranice je principiálně vyjádřena funkcí  $t_k = F(t_o)$ . Důležitou částí hranice jsou levá horní šikmá čára, která určuje takovou kombinaci teplot  $t_k$  a  $t_o$ , při níž je dosažena nejvyšší přípustná výtláčná teplota kompresoru (která je jedním z limitujících parametrů) a horní vodorovná čára, která určuje takovou teplotu  $t_k$ , na jejíž korespondující tlak  $p_k = fce(t_o)$  je kompresor dimenzován.

Pracovní oblast TČ získáme posunutím pracovní oblasti kompresoru a to v kladném směru osy  $X$  o hodnotu  $\Delta t_V$  a v záporném směru osy  $Y$  o hodnotu  $\Delta t_K$ . Hodnoty  $\Delta t_V$  a  $\Delta t_K$  vyjadřují charakteristické pracovní teplotní rozdíly, respektive teplotní ztrátu vnějšího děje, oproti ději vnitřnímu v obou základních výměnících TČ. Teplotní ztráta ve výparníku  $\Delta t_V$  je dána vztahem  $\Delta t_V = t_a - t_o$ , teplotní ztráta v kondenzátoru  $\Delta t_K$  je dána vztahem  $\Delta t_K = t_k - t_w$ . Celková teplotní ztráta vnějšího děje oproti vnitřnímu ději v okruhu TČ je dána součtem obou hodnot  $\Delta t_C = \Delta t_K + \Delta t_V$ . Přitom platí, že:

$$\Delta t_C = \Delta t_K + \Delta t_V = t_k - t_w + t_a - t_o = t_k - t_o - (t_w - t_a) = \Delta t_i - \Delta t_e \quad [K] \quad (4)$$

Pracovní oblast TČ je vymezena kombinací přípustných teplot vnějšího děje  $t_w$  a  $t_a$ . Hranice je principiálně vyjádřena funkcí  $t_w = F(t_a)$ , která je definována pěti konstantami  $K_0(3)$  až  $K_4(3)$ . Konstanty definují postupně hranici svislou  $t_{a,min} = K_0(3)$ , šikmou  $t_{w,max} = K_1(3) + K_2(3) \cdot t_a$ , vodorovnou  $t_{w,max} = K_3(3)$  a maximální přípustnou hodnotu  $t_{a,max} = K_4(3)$ , odpovídající maximální přípustné teplotě  $t_{o,max}$ . Při shodných teplotních stupnicích pro pracovní oblast kompresoru a TČ pak osa  $X$  vyjadřuje obě teploty  $t_o$  i  $t_a$  a osa  $Y$  obě teploty  $t_k$  i  $t_w$ .

Protože platí, že  $\Delta t = t_w - t_a$ , pak hodnotu  $t_w = \Delta t + t_a$ , která je s hodnotou  $t_a$  druhou potřebnou pro zjištění, zda aktuální stav, kdy je požadována funkce TČ, leží uvnitř nebo vně pracovní oblasti TČ, přímo určují oba argumenty  $\Delta t$ ,  $t_a$  funkce (2). Vyhodnocení stavu zajistí filtr, vestavěný do funkce, který obsahuje posuzovací kritéria pro oba parametry  $t_a$  a  $t_w = \Delta t + t_a$ .

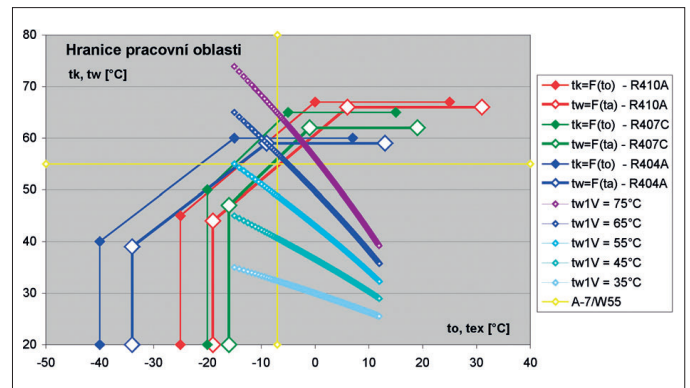
Je samozřejmé, že tak, jak musí být pro každé TČ určena posloupnost konstant  $K_n(1)$  a  $K_n(2)$  charakterizující závislost  $TF-\Delta t$ , musí být určena i posloupnost konstant  $K_n(3)$ , charakterizující pracovní oblast TČ.

Aby se funkce zobecnila a mohla použít pro jakékoliv TČ, musí se do funkce (2) přidat další argument, podle kterého se provede výběr všech potřebných konstant voleného TČ. Funkce pak bude mít tvar:

$$TF = fce(TČ, \Delta t, t_a) \quad [-] \quad (5)$$

kde argument TČ je např. pořadové číslo v databázi sledovaných TČ.

Pracovní oblast kompresoru je ovlivněna především termodynamickými vlastnostmi použitého chladiva. Protože v protokolech měření z WPZ Buchs [3] nejsou uvedeny typy použitých kompresorů, předpokládá se pro účely tohoto článku, že pracovní oblast bude pro všechna TČ pracující se stejným chladivem shodná. Pro vymezení pracovní oblasti kompresorů pro tři nejčastěji používaná chladiva R404A, R407C a R410A byly použity spirálové kompresory Copeland. Pro vymezení pracovní oblasti TČ je pak potřeba definovat hodnotu  $\Delta t_C$  a její obě složky  $\Delta t_V + \Delta t_K$ . Pro zjednodušení se uvažuje, že málo proměnný parametr  $\Delta t_C$  je konstantní a je vyjádřen velmi příznivou hodnotou  $\Delta t_C = \Delta t_V + \Delta t_K = 7 \text{ K}$  v členění 6 + 1 pro chladivo R404A a R410A a v členění 4 + 3 pro chladivo R407C s tzv. teplotním sklu-



Obr. 1 Pracovní oblasti kompresorů a TČ pro tři chladiva: R404A, R407C, R410A. Zvýrazněny jsou zkušební podmínky A-7/W55. Zakresleny jsou průběhy teplot otopné vody při ekvitermní regulaci pro pět návrhových teplot  $t_{w1V}$ .

zem. Práce s takto definovanou hranicí TČ výpočet zjednodušuje, sice za cenu určité malé chyby, ale hodnoty  $\Delta t_C$ ,  $\Delta t_V$  a  $\Delta t_K$  jsou voleny tak, aby výpočet nebyl znevýhodněn, ale jen málo zvýhodněn.

Takto popsané pracovní oblasti vybraných kompresorů, charakterizující vybraná chladiva a z nich odvozené pracovní oblasti TČ pracující s těmito chladivými jsou znázorněny na obr. 1. V diagramu jsou zvýrazněny teploty  $t_a = -7 \text{ °C}$  a  $t_w = 55 \text{ °C}$ , aby bylo zřejmé, že podmínky „atestačního“ měření A-7/W55 leží prakticky na hranici pracovní oblasti TČ s chladivem R410A a R407C. Do diagramu jsou zakresleny i průběhy teploty otopné vody  $t_{w1V}$  při ekvitermní regulaci pro pět návrhových teplot otopné vody  $t_{w1V} = 35, 45, 55, 65$  a  $75 \text{ °C}$ , při vnější výpočtové teplotě  $t_{exV} = -15 \text{ °C}$  a vnitřní výpočtové teplotě  $t_{inV} = 21 \text{ °C}$ . Průběhy ekvitermní teploty otopné vody závisí na okrajových podmínkách daného případu, a jsou dány vztahem

$$t_{w1V} = fce(t_{exV}, t_{inV}, t_{w1V}, \Delta t_{w1V}, n, t_{exA}) \quad [°C] \quad (A)$$

kde je

- $t_{inV}$  – vnitřní výpočtová teplota objektu
- $t_{w1V}$  – návrhová výstupní teplota otopné vody z TČ při teplotě  $t_{exV}$
- $\Delta t_{w1V}$  – návrhové ochlazení vody v otopné soustavě při teplotě  $t_{exV}$
- $n$  – exponent charakterizující danou otopnou soustavu
- $t_{exA}$  – aktuální vnější teplota

Součinitel  $n$  je definován ve známém vztahu, popisujícím výkon otopné soustavy, respektive otopných těles

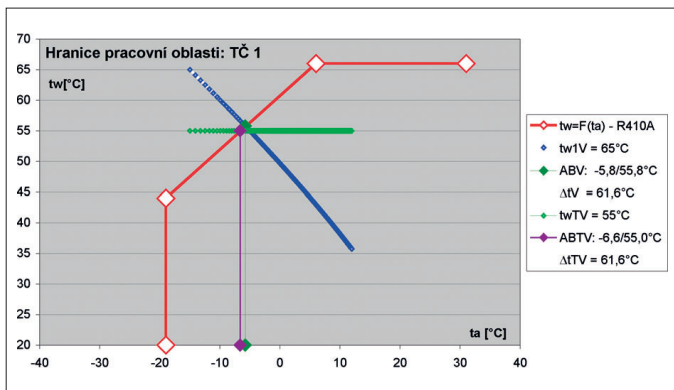
$$Q_{os} = Q_{osV} (\Delta t_{os} / \Delta t_{osV})^n \quad [kW] \quad (B)$$

kde je

- $Q_{osV}$  – návrhový topný výkon při návrhových teplotách  $t_{exV}$  a  $t_{inV}$
- $\Delta t_{os}$  – teplotní rozdíl mezi střední teplotou otopného tělesa (otopné vody v tělese) a teplotou vzduchu ve vytápěném prostoru
- $\Delta t_{osV}$  – dtto při návrhových teplotách  $t_{exV}$  a  $t_{inV}$

Při poklesu teploty  $t_a$  v průběhu otopného období potřebná teplota otopné vody  $t_{w1V}$  roste. Pokud dosáhne hranice pracovní oblasti, musí být funkce kompresoru přerušena a do provozu musí být uveden bivalentní zdroj. Stav kdy k tomu dojde je charakterizován teplotami alternativní bivalence  $t_{aAB}$  a  $t_{wAB}$ , které závisí u voleného TČ na okrajových podmínkách daného případu.

Je třeba poznamenat, že pracovní oblast kompresoru a TČ je velmi významný atribut každého TČ. Z obr. 1 je zřejmé, že jen konstatování, že TČ „vzduch-voda“ je schopno dosáhnout určité relativně vysokou teplotu např.  $t_w = -66 \text{ °C}$  u chladiva R410A, je z pohledu vytápění zavádějící. Obr. 1 názorně ukazuje, že tato teplota se může dosáhnout jen při teplotách  $t_a > 6 \text{ °C}$ , naopak při teplotě  $t_a = t_{exV} = -15 \text{ °C}$ , se může dosáhnout



Obr. 2 Pracovní oblasti kompresorů a TČ pro tři chladiva: R404A, R407C, R410A. Zvýrazněny jsou zkušební podmínky A-7/W55. Zakresleny jsou průběhy teplot otopné vody při ekvitermní regulaci pro pět návrhových teplot  $t_{w1V}$ .

pouze teplota  $t_w = 44 \text{ °C}$ . Každý výrobce by proto měl alespoň rámcově pro každou návrhovou teplotu otopné vody  $t_{w1V}$  deklarovat odpovídající teploty alternativní bivalence.

Rozšíření pracovní oblasti kompresorů a TČ umožňují kompresory EVI, přesněji kompresory se systémem EVI (Evaporated Vapour Injection), respektive okruhy s kompresory umožňujícími „vstřík“ přehřátých par chladiva. Rozšíření se projevuje při stálé teplotě  $t_{w,max} = K_3(3)$  dané horní vodorovnou čarou posunem levě šikmé čáry dále vlevo a jejím „zarovnáním“ k teplotě  $t_{a,min} = K_0(3)$ . Posun je dán tím, že systém EVI snižuje výtlačnou teplotu kompresoru. Posun můžeme charakterizovat hodnotou  $\Delta t_{PO}$  (viz obr. 3). Aby se funkce (5) mohla použít i pro analytické účely, tj. aby se mohl sledovat vliv rozšíření pracovní oblasti, např. použitím kompresorů EVI, je funkce doplněna o další argument a to o  $\Delta t_{PO}$ , který charakterizuje posun a rozšíření pracovní oblasti. Takto pozměněná funkce má tvar

$$TF = fce(T\check{C}, \Delta t_{PO}, \Delta t, t_a) \quad [-] \quad (6)$$

Jen dodejme, že i kompresory a TČ s kompresory EVI jsou popsány s dostatečnou přesností závislostí  $TF-\Delta t$ .

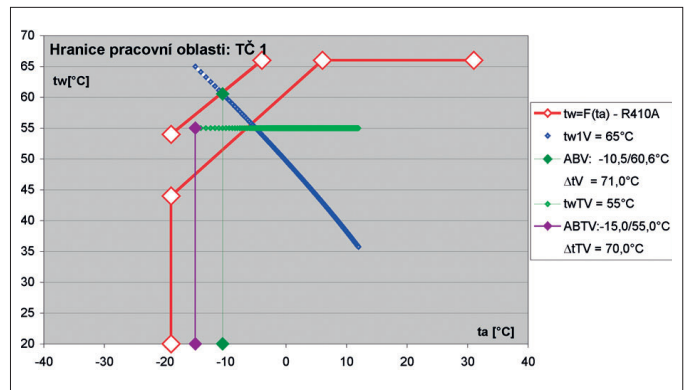
Rozdíl mezi teplotami alternativní bivalence pro vybrané TČ s určitým chladivem a kompresorem standardním a fiktivním EVI, tj. standardním, u kterého je pracovní oblast rozšířena posunem hranice o  $\Delta t_{PO}$  je patrný z obr. 2 a 3.

Jak se rozšíření pracovní oblasti a změna teplot alternativní bivalence projevuje na energetickém efektu TČ budeme sledovat později.

Závěrem tohoto odstavce je třeba naznačit, jak se v reálném provozu TČ pracovní oblast skutečně sleduje a vyhodnocuje. Provádí to řídicí systém TČ. Ten sleduje především parametry vnitřního děje (např. výtlačnou teplotu kompresoru, sací a výtlačný tlak a další), porovnává je s nastavenými přípustnými hodnotami provozními a havarijními a při zjištění nesouladu TČ vypíná „provozně“ – bez potřeby ručního restartu (resetu), nebo „havarijně“ – při zjištění závažného nesouladu, zpravidla se signalizací a následně potřebným ručním restartem (resetem).

### Vliv teploty $t_a$ na závislost $TF-\Delta t$

Pracovní oblast je limitována dalšími faktory [7], které můžeme zredukovat ohraničením oblasti maximální přípustnou vypařovací teplotou  $t_{oM}$ . Nepřekročení této hodnoty je v reálu zajištěno řízením přívodu chladiva do výparníku expanzním ventilem. Expanzní ventil disponuje schopností označovanou jako MOP (Maximum Operating Pressure), která tento požadavek zajišťuje tím, že za stavu, kdy vlivem autoregulace okruhu TČ má vypařovací teplota  $t_o$  tendenci k překročení hodnoty  $t_{oM}$ , přepouští do výparníku jen takové množství chladiva, které zaručí, že teplota  $t_{oM}$  nebude překročena. S dostatečnou přesností můžeme tuto hranici pro pracovní oblast TČ definovat určitou teplotou  $t_{aM}$  ( $t_{aM} = \sim 15 \div 20 \text{ °C}$ ), a funkci (6) musíme upravit tak, že při teplotách  $t_a > t_{aM}$  nahrazuje zadanou hodnotu  $\Delta t$  hodnotou  $\Delta t = t_w - t_{aM}$ . Ve funkci (6) je nastavena fixní hodnota  $t_{aM} = 20 \text{ °C}$ . U TČ,



Obr. 3 Hranice pracovní oblasti voleného TČ při teplotě otopné vody  $t_{w1V}$  pro vytápění a  $t_{wTV}$  pro přípravu TV. TČ s fiktivním kompresorem EVI – posun  $\Delta t_{PO} = 10 \text{ K}$ . Teploty alternativní bivalence:  $ABV = -10,5/60,6 \text{ °C}$ ,  $ABTV = -15,0/55,0 \text{ °C}$

u kterých je konstanta  $K_3(1) < 1$  (viz další odstavce) je hodnota  $t_{aM} = 15 \text{ °C}$ . Pokud se ukáže potřebné, mohla by být hodnota  $t_{aM}$  definována další konstantou, např.  $K_0(4)$ .

Vzhledem k tomu, že při teplotách  $t_a > t_{aM}$  se využívá TČ ve vytápěcím systému jen pro přípravu TV (případně např. pro ohřev bazénové vody) i vzhledem k malé četnosti výskytu těchto teplot i malému podílu tepla potřebného za tohoto stavu k celoroční potřebě tepla, je případná nepřesnost způsobená ne zcela přesným vyjádřením funkce MOP teplotou  $t_{aM}$  zanedbatelná.

### Vliv náplně chladiva na závislost $TF-\Delta t$

Při analýze závislosti  $TF-\Delta t$  sledovaných TČ (viz úvod) bylo u šesti z devíti sledovaných TČ zjištěno, že naměřená hodnota  $TF$  při podmínkách měření A20/W55 je nižší, než odpovídá závislosti  $TF-\Delta t$ . Vysvětlení podložené měření má i své teoretické, respektive termodynamické zdůvodnění. Stručně jej můžeme popsat takto:

Náplň chladiva ve výparníku určují podmínky vnitřního děje, tj. teplota vypařovací  $t_o$  a kondenzační  $t_k$ . Ty následně určují suchost chladiva po seškrčení do výparníku a měrný objem po seškrčení. Ten spolu s měrným objemem chladiva na výstupu z výparníku určuje potřebnou funkční náplň chladiva. Pro tři sledovaná chladiva je (za určitých zjednodušujících předpokladů) znázorněna na obr. 4 závislost poměrné náplně chladiva ve výparníku  $M = fce(t_o, t_k)$  jako parametrická závislost poměrné náplně  $M$  na teplotě kondenzační  $t_k$  s teplotou vypařovací  $t_o$  jako parametrem. Parametr se zvyšuje zezdola (z hodnoty  $t_o = -20 \text{ °C}$ ) směrem nahoru (na hodnotu  $t_o = +10 \text{ °C}$ ). Za  $M=100 \text{ %}$  byla volena náplň při teplotách  $t_k = 65 \text{ °C}$  a  $t_o = 10 \text{ °C}$ . Z diagramu je zřejmé, že náplň chladiva mnohem více ovlivňuje teplota vypařovací  $t_o$ , než teplota kondenzační  $t_k$ . Při proměnných teplotách vnitřního děje v průběhu roku se náplň mění ve velice širokém rozmezí, přitom rozdíly narůstají se zvyšující se teplotou  $t_o$ . Okruh TČ musí být proto řešen tak, aby se rozdíly náplně vyrovnávaly v jiné části okruhu. K tomu zpravidla slouží sběrač kapalného chladiva. Průběhy znázorněné v diagramu jsou překvapivé v tom, že jsou při různých chladivech jen málo odlišné.

Většina výrobců TČ se snaží z řady důvodů (blíže nerozebíraných) aby náplň chladiva (a objem sběrače) byla co nejmenší. Tak se může stát, že při vyšších vypařovacích teplotách  $t_o$ , které jsou provázány zpravidla vyššími teplotami kondenzačními  $t_k$ , nebude potřebné množství chladiva pro výparník k dispozici. K expanznímu ventilu pak přichází a do výparníku se škrtní směs kapalného chladiva a páry. Oběhové množství chladiva se tak zmenšuje a při prakticky stejném příkonu se snižuje topný výkon a tím i  $TF$ .

Podobnou situaci ale může způsobit i expanzní ventil s funkcí MOP, který při vypařovacích teplotách vyšších než nastavený MOP, přepouští menší množství chladiva, než by odpovídalo výkonovým možnostem výparníku. Tomu napovídá i skutečnost, že pro některé kompresory a chladivo teplota  $t_a = 20 \text{ °C}$  leží za hranicí, kdy funkce MOP vchází v činnost.

Aby nebyla závislost  $TF-\Delta t$  pro stavy „bez námrazy“ nežádoucím způsobem zkreslena nekorespondujícím měřením při A20/W55, je pro stanove-

ní polynomu  $P(-M)$  hodnota  $TF$  tohoto měření vynechána. Skutečnost, zda k popsanému snížení dochází a jak velké toto snížení je, je definováno další konstantou  $K_3(1)$ , která je podílem hodnoty  $TF$  měřeného a vypočteného ze závislosti  $TF-\Delta t$ . Funkce (6) je pak upravena tak, že při teplotě  $t_a = 20^\circ\text{C}$  je vypočtený  $TF$  ze závislosti  $TF-\Delta t$  korigován konstantou  $K_3(1)$ . Pokud měření při A20/W55 koresponduje se závislostí  $TF-\Delta t$  platí, že  $K_3(1) = 1$ .

**Ohraničení argumentu  $\Delta t$  závislosti  $TF-\Delta t$**

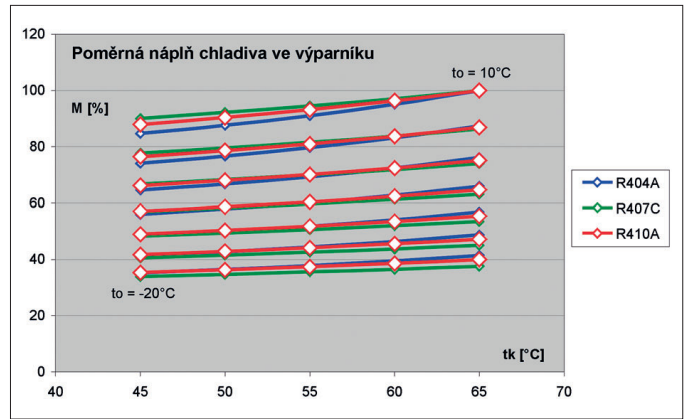
Ze zkušebních podmínek atestačních měření v tab.1 vyplývá, že největší hodnota  $\Delta t$ , při které měření probíhá je  $\Delta t = 62\text{ K}$ . Z obr. 1 je zřejmé, že reálné budou nejvyšší hodnoty  $\Delta t$  dosaženy při teplotách alternativní bivalence, protože za tohoto stavu bude při nejnižší hodnotě  $t_a$  dosažena nejvyšší hodnota  $t_w$ . Pro stejnou posloupnost teplot  $t_{w1V}$  jako na obr. 1 byly hodnoty  $\Delta t$  při alternativní bivalenci pro všechna sledovaná TČ vyčísleny a jejich průběh znázorněn na obr. 5. Je zřejmé, že nejvyšší hodnota  $\Delta t$  bude dosažena u TČ s chladivem R404A. To je zřejmé i z obr. 1, protože s tímto chladivem lze dosáhnout teplotu  $t_w = 55^\circ\text{C}$  i při  $t_a = -15^\circ\text{C}$ , kdy  $\Delta t = 70\text{ K}$ .

Pokud budeme sledovat rozšíření pracovní oblasti posunem levé šikmé hranice je zřejmé, že hodnoty  $\Delta t$  narostou. Budeme-li sledovat průběh závislosti  $TF-\Delta t$  u všech sledovaných TČ zjistíme, že u většiny má závislost  $TF-\Delta t$  při  $\Delta t > 62\text{ K}$  technicky zcela logický průběh, tj.  $TF$  dále klesá (viz obr. 6). Najdou se ale i taková TČ, že závislost „stagnuje“ nebo se zcela „otáčí“, tj.  $TF$  buď zůstává stálý (viz obr. 7) nebo dokonce nelogicky roste (viz obr. 8). TČ podle obr. 8 vykazuje i další technické nelogičnosti. Jednak nebylo měřeno při zkušebních podmínkách A10/W35, tj. při  $\Delta t = 25\text{ K}$  (?), jednak při malých  $\Delta t$  ( $\Delta t = \sim 25 \div 30\text{ K}$ ) se obě závislosti  $TF(-N)$  a  $TF(+N)$  překrývají (kříží), což postrádá technickou logiku. Aby nedošlo ke zkresení výpočtu u TČ podle obr. 7 a jemu podobných při  $\Delta t > 62\text{ K}$ , byla zavedena další konstanta  $K_3(2)$ , která omezuje pracovní oblast TČ a závislost  $TF-\Delta t$  maximální „logickou“ hodnotou  $\Delta t$ .

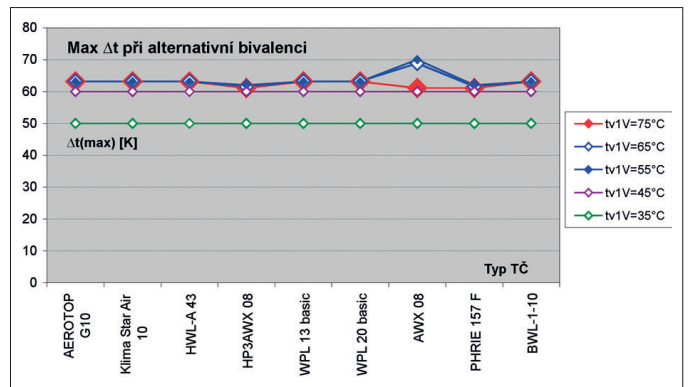
Obecně platí, že pro další potřeby zejména u TČ s kompresory EVI by bylo žádoucí rozšířit zkušební podmínky např. o A-15/W55 s  $\Delta t = 70\text{ K}$ , nebo A-7/W65 s  $\Delta t = 72\text{ K}$ . Nezměření při těchto zkušebních podmínkách by naznačovalo, že podmínky leží vně pracovní oblasti TČ.

**Přechodové stavy závislosti  $TF-\Delta t$**

V odstavci „Výchozí skutečnosti“ bylo řečeno a z tab. 1 je zřejmé, že stav „s námrazou“ nastává za zkušebních podmínek při teplotách  $t_a \leq 2^\circ\text{C}$  a stav „bez námrazy“ při teplotách  $t_a \Rightarrow 7^\circ\text{C}$ . Funkce (6) musí být proto upravena tak, aby v rozmezí teplot  $t_a = 2^\circ\text{C}$  až  $7^\circ\text{C}$  pro zadané  $\Delta t$  zajistila výpočet hodnoty  $TF$  s plynulým přechodem a navázáním na obě samostatné závislosti  $TF(+N)$  a  $TF(-N)$  v obou hraničních hodnotách  $t_a$ . To je za-



Obr. 4 Poměrná náplň chladiva ve výparníku  $M = fce(t_o, t_w)$  (Parametr  $t_o$  roste zdola z hodnoty  $t_o = -20^\circ\text{C}$  na hodnotu  $t_o = 10^\circ\text{C}$  po 5 K)

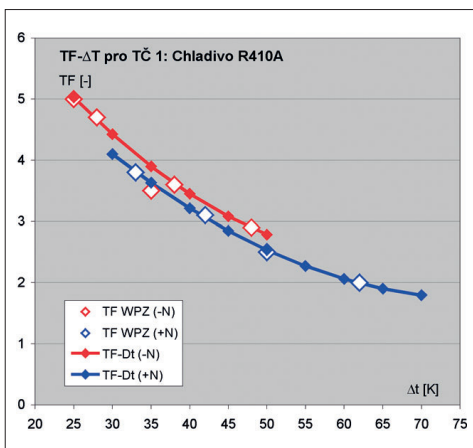


Obr. 5 Maximální hodnoty  $\Delta t$  při alternativní bivalenci, při ekvitermní regulaci teploty otopné vody v posloupnosti návrhových teplot otopné vody  $t_{w1V}$  při  $t_{exV} = -15^\circ\text{C}$  a  $t_{mV} = 21^\circ\text{C}$

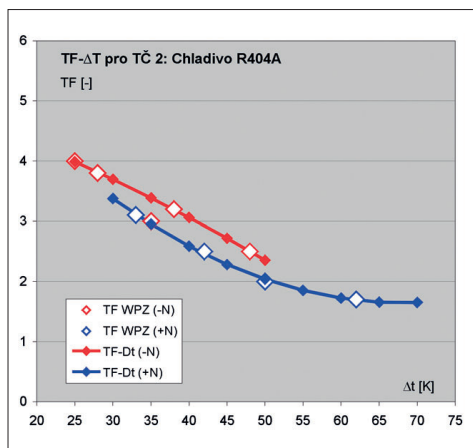
jištěno tak, že výpočet  $TF$  se realizuje „pákovým“ pravidlem z hodnot  $TF(+N) = fce(\Delta t)$  a  $TF(-N) = fce(\Delta t)$ , tedy principiálně vztahem:

$$TF = TF(+N) + (TF(-N) - TF(+N)) \cdot (t_a - 2)/5$$

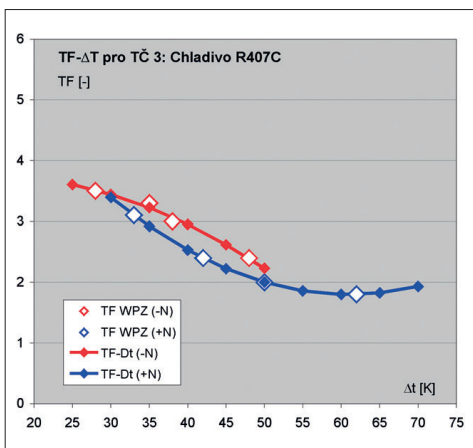
Vzhledem k tomu, co bylo řečeno v odstavci „Vliv náplně chladiva na závislost  $TF-\Delta t$ “ musí být podobným způsobem řešeno i okolí bodu s  $t_a = 20^\circ\text{C}$ . Pro zjednodušení se předpokládá, že při této teplotě se dosahuje plné snížení  $TF$  popsané ve zmíněném odstavci. Nad touto teplotou, tj. při  $t_a > 20^\circ\text{C}$  se předpokládá, že v činnosti je již i funkce expanzního ventilu MOP a funkce (6) vyhodnocuje hodnotu  $TF$  pro  $\Delta t = t_w - 20$ . Pod tuto teplotu je volen interval do teploty  $t_a = 15^\circ\text{C}$ , při které se předpokládá, že je to maximální teplota, při níže se ještě nepro-



Obr. 6 Závislost  $TF-\Delta t$  voleného TČ vykazující technicky logický průběh i při  $\Delta t > 62\text{ K}$ , tj. i při vyšším  $\Delta t$  než maximálním, měřeném  $\Delta t = 62\text{ K}$



Obr. 7 Závislost  $TF-\Delta t$  voleného TČ vykazující technicky zcela logický průběh při  $\Delta t > 62\text{ K}$ , tj.  $TF$  při vyšším  $\Delta t$  než maximálním, měřeném  $\Delta t = 62\text{ K}$  stagnuje



Obr. 8 Závislost  $TF-\Delta t$  voleného TČ vykazující technicky nelogický průběh při  $\Delta t > 62\text{ K}$ , tj.  $TF$  při vyšším  $\Delta t$  než maximálním, měřeném  $\Delta t = 62\text{ K}$  roste

jeví vlivy již popsané. Funkce (6) musí být proto upravena tak, aby v rozmezí teplot  $t_a = 15\text{ °C}$  až  $20\text{ °C}$  pro zadané  $\Delta t$  zajistila výpočet hodnoty  $TF$  s plynulým přechodem a navázáním na obě závislosti vně tohoto intervalu. To je opět zajištěno tak, že výpočet  $TF$  se realizuje „pákovým“ pravidlem z hodnot  $TF(15) = fce(\Delta t)$  a  $TF(20) = K_3(1) \cdot fce(\Delta t)$ , tedy principiálně vztahem:

$$TF = TF(20) + (TF(15) - TF(20)) \cdot (t_a - 15) / 5$$

### Upravená a rozšířená závislost $TF-\Delta t$

Předchozí odstavce popisují všechny provedené úpravy funkce (1), jejíž konečný tvar je popsán rovnicí (6).

Funkce v obecném tvaru je jednoznačně deklarována pro každé TČ, jehož parametry jsou určeny „atestačním“ měřením. Pro jednoznačnou deklaraci funkce je třeba:

- z hodnot  $TF$  zjištěných „atestačním“ měřením:
  - určit konstanty  $K_0(1)$ ,  $K_1(1)$ ,  $K_2(1)$  definující  $TF(-M) = P(1)$  pro stavy „bez námrazy“;
  - současně určit konstantu  $K_3(1)$  charakterizující nesoulad  $TF(-M)$  při A20/W55;
  - určit konstanty  $K_0(2)$ ,  $K_1(2)$ ,  $K_2(2)$  definující  $TF(+M) = P(2)$  pro stavy „s námrazou“
  - současně určit konstantu  $K_3(2)$  ohraničující „logickou“ část  $TF(+M)$
- z charakteristiky kompresoru vymezením pracovní oblasti kompresoru:
  - následně pro hodnoty  $\Delta t_K$  a  $\Delta t_V$  (volené či ověřené měřením) vymezením pracovní oblasti TČ
  - pro tu určit konstanty  $K_0(3)$  až  $K_4(3)$  definující hranici pracovní oblasti TČ funkcí  $t_w = F(t_a)$

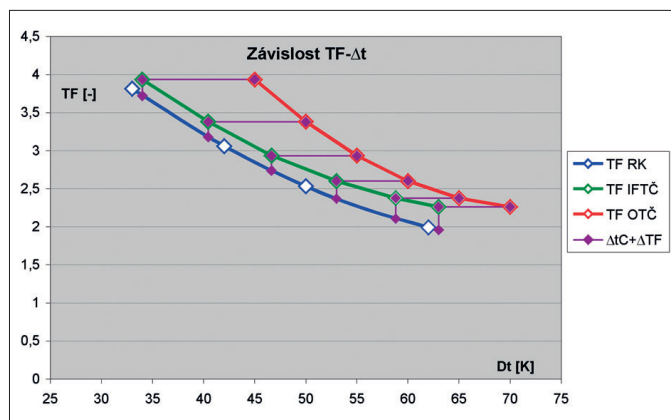
Uvedených třinácti konstant, tj. čtyři  $K_n(1)$ , čtyři  $K_n(2)$  a pět  $K_n(3)$  charakterizuje plně a jednoznačně každé TČ. Zjištěné konstanty se zapisují do databáze podle předem stanoveného protokolu.

Prakticky pracuje funkce (6) tak, že podle prvního zadaného argumentu TČ (kterým bude vesměs pořadí v databázi TČ) se načtou z databáze obě posloupnosti konstant  $K_n(1)$  a  $K_n(2)$  charakterizující závislosti  $TF-\Delta t$ , respektive určujících polynomy  $P(1)$  a  $P(2)$  a posloupnost konstant  $K_n(3)$  vymezením pracovní oblasti TČ, respektive určujících hraniční funkce  $t_w = F(t_a)$ . Podle dalších dvou argumentů  $\Delta t$  a  $t_a$  pak funkce nejprve rozhodne, zda stav odpovídající těmto argumentům leží v pracovní oblasti TČ. Pokud ano, pak vyhodnotí, v kterém z pěti intervalů – ohraničených teplotami  $t_a = 2, 7, 15$  a  $20\text{ °C}$  – zadaná hodnota  $t_a$  leží a následně provede výpočet hodnoty  $TF$  pro zadané argumenty. Pokud ne, pak určí hodnotu  $TF = 1$ . Vliv rozšíření pracovní oblasti, např. použitím kompresorů EVI se dá analyzovat volbou argumentu  $\Delta t_{PO}$ .

Protože v publikované databázi „atestačních“ měření WPZ není u TČ uveden typ kompresorů, nemusí být pracovní oblast TČ definovaná popsáním způsobem, určena zcela přesně. Jistě by bylo výhodné, kdyby databáze TČ zkušebny WPZ Buchs obsahovala i údaj o typu kompresoru, nebo ještě lépe, kdyby pracovní oblast byla pro každé TČ přímo definována výrobcem. K tomu by mohly posloužit zavedené konstanty  $K_n(3)$ .

### ZÁVISLOST $TF-\Delta t$ KOMPRESORU A TČ

Podobně jako jsme odvodili pracovní oblast TČ z pracovní oblasti kompresoru, můžeme odvodit i závislost  $TF-\Delta t$  pro TČ ze závislosti  $TF-\Delta t$  kompresoru. Známe-li-li v souřadnicích  $Y = TF$  a  $X = \Delta t$  křivku popisující závislost  $TF-\Delta t$  reálného kompresoru, pak posunutím této křivky v záporném směru osy  $X$  o  $\Delta t_C$  získáme závislost  $TF-\Delta t$  ideálního TČ. Protože vlastní TČ má příkon vyšší než samotný kompresor (potřebný pro transport ochlazené látky ve výparníku, ohřívání látky v kondenzátoru a řídicí systém) ale i vlivem tlakových ztrát v okruhu, se sníží  $TF$  oproti závislosti



Obr. 9 Vztah mezi závislostmi  $TF-\Delta t$  reálného kompresoru ( $TF RK$ ), ideálního ( $TF IFTČ$ ) a optimálního ( $TF OTČ$ ) TČ. Úsečky  $\Delta t_C + \Delta TF$  znázorňují posuny výchozí závislosti ( $TF RK$ )

$TF-\Delta t$  ideálního TČ o hodnotu  $\Delta TF$ . Za stavu, kdy na výparníku vzniká námraza, se vlivem odtávání  $TF$  dále zmenší a hodnota  $\Delta TF$  vzroste. Posunem závislosti  $TF-\Delta t$  ideálního TČ v záporném směru osy  $Y$  o  $\Delta TF$  získáme závislost  $TF-\Delta t$  optimálního TČ, tj. závislost kterou získáme „atestačním“ měřením. Závislost  $TF-\Delta t$  reálného TČ, respektive TČ v reálných podmínkách, která by respektovala nejen vlivy „uvnitř“ ale i „vně“ TČ, by byla dále posunuta v záporném směru osy  $Y$ .

Pro určitý konkrétní kompresor a TČ a stavy „s námrazou“ jsou výchozí závislost  $TF-\Delta t$  reálného kompresoru ( $TF RK$ ) a posuny do stavu ideálního ( $TF IFTČ$ ) a optimálního TČ ( $TF OTČ$ ) znázorněny na obr. 9. Protože účelem obrázku je především popsat vztahy mezi reálnými (změřenými) závislostmi  $TF RK$  a  $TF OTČ$ , byl posun  $\Delta t_C$  (a z něho vyplývající posun  $\Delta TF$ ) záměrně volen tak, aby zvýraznil předchozí komentované skutečnosti. Závislost posunutá o  $\Delta t_C$  je proto označena jako závislost ideálního fiktivního TČ ( $TF IFTČ$ ).

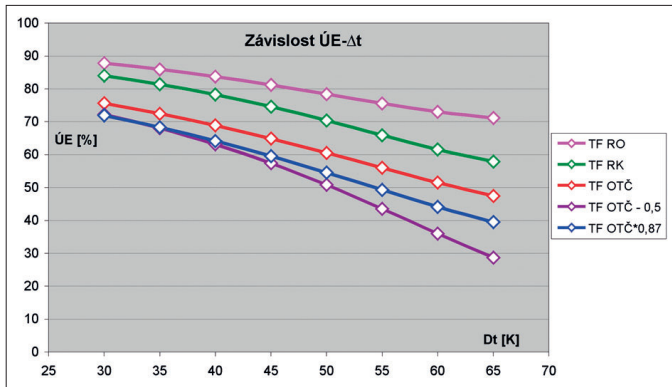
Je zřejmé, že zvyšování hodnoty  $\Delta t$ , ke kterému bude při ekvitermně řízené teplotě otopné vody docházet ve smyslu obr. 1 při klesající teplotě  $t_a$ , bude provázána nárůstem hodnoty  $\Delta TF$ . A to proto, že energetická náročnost odtávání roste s poklesem teploty  $t_a$ .

### TOPNÝ FAKTOR A ÚSPORA ENERGIE

Není neobvyklé, respektive spíše je obvyklé, že se předpokládá, že úspora energie je úměrná topnému faktoru. Tak tomu není a tento předpoklad výrazně zkresluje význam topného faktoru. Snadno se dá odvodit [8], že relace mezi úsporou energie  $ÚE$  a  $TF$  je dána následujícím vztahem:  $ÚE [\%] = 100 - 100/TF$ . Z tohoto vztahu vyplývá, že např. zvýšením  $TF = 3$  o 50 %, tj. na  $TF = 4,5$  se  $ÚE(3) = 66,6\%$  zvýší na  $ÚE(4,5) = 77,7\%$ , tj. jen o 11,1 %, tedy nikoliv o 50 %.

Podobně jak se dá znázornit závislost  $TF-\Delta t$ , může se znázornit i závislost  $ÚE-\Delta t$ . Pro TČ popsané závislostí  $TF-\Delta t$  na obr. 6 je závislost  $ÚE-\Delta t$  pro oblast „s námrazou“ zobrazena na obr. 10 (značená  $TF OTČ$ ). Závislost  $ÚE-\Delta t$  dává mnohem lepší představu o energetickém efektu TČ, než závislost  $TF-\Delta t$ .

V zájmu objektivit je třeba zopakovat, že ať už hodnoty  $TF$  nebo následně  $ÚE$  získané „atestačním“ měřením představují v reálném provozu nedosažitelné optimum (závislost je značena  $TF OTČ$ ). Řada dalších vlivů způsobuje, že  $TF$  se dále snižuje. Chceme-li si alespoň orientačně bez podrobného (obtížného a nepřesného) výpočtu udělat představu o vlivu tohoto snížení na  $ÚE$ , můžeme to provést v podstatě dvojnásobným způsobem. Buď určitým konstantním snížením  $TF$  (zde bylo voleno snížení o  $\Delta TF = 0,5$ ), nebo určitým poměrným snížením  $TF$  (zde byl voleno při výchozím  $TF = 3,8$  odpovídající poměrné snížení  $3,3/3,8 = 0,87$ ). Zobrazení závislosti  $ÚE-\Delta t$  pro oba způsoby snížení  $TF$  v obr. 10 nám umožňuje alespoň rámcově posou-



Obr. 10 Závislosti  $\dot{U}E-\Delta t$  platné pro TČ s chladivem R407C popsané závislosti  $TF-\Delta t$  na obr. 6.

Při shodě  $\Delta t_i = \Delta t_e$  jsou uvedeny závislosti:

$TF RO$  – Rankinova oběh (teoretické maximum parního oběhu)

$TF RK$  – reálného kompresoru (teoretické maximum TČ s tímto kompresorem)

$TF OTČ$  – optimum zjištěné „atestačním“ měřením

$TF OTČ - 0,5$  – TČ při reálných podmínkách (1. vyjádření)

$TF OTČ \times 0,87$  – TČ při reálných podmínkách (2. vyjádření)

dit, v jakém pásmu lze očekávat zhoršenou reálnou  $\dot{U}E$  oproti optimu zjištěnému „atestačním“ měřením (závislosti jsou značeny  $TF OTČ - 0,5$  a  $TF OTČ \times 0,87$ ).

Abychom dokreslili všechny souvislosti, je do obr. 10 dále zakreslena při  $\Delta t_i$  shodném s  $\Delta t_e$  jednak závislost  $\dot{U}E-\Delta t$  Rankinova oběhu (značená  $TF RO$ ) – ta představuje teoretické maximum parního oběhu, jednak závislost  $\dot{U}E-\Delta t$  reálného kompresoru (značená  $TF RK$ ) – ta představuje teoretické maximum TČ s tímto kompresorem. Rozdíl mezi závislostmi  $TF RK$  a  $TF OTČ$  dokládá, jak teplotní ztráty na výměnících a další tlakové a energetické ztráty v okruhu snižují možnosti reálného kompresoru v daném TČ. Snižování tohoto rozdílu je věcí dalšího vývoje TČ. Rozdíl mezi závislostmi  $TF RC$  a  $TF RK$  dokládá, jak se blíží reálný kompresor dokonalosti teoretického Rankinova oběhu. Snižování tohoto rozdílu je věcí dalšího vývoje kompresorů. Další závěry z tohoto obrázku si jistě vyvodí každý čtenář sám.

Závěrem stručně uvedme skutečnosti, které v reálném provozu snižují  $TF$  oproti  $TF$  určenému „atestačním“, měřením:

- Změřený  $TF$  zahrnuje příkony potřebné pro provoz „uvnitř“ vlastního TČ, tedy kromě příkonu kompresoru, i příkon ventilátoru, příkon řídicího systému a cirkulačního čerpadla zajišťujícího průtok kondenzátorem. Nezahrnuje ale příkony „vně“ TČ, tedy příkony zajišťující cirkulaci otopné vody ve vytápěcím systému nebo výměníku pro ohřev TV případně dalších výměnících, např. pro ohřev bazénové vody. Tyto příkony snižují  $TF$  relativně tím více, s čím nižším  $TF$  dané TČ pracuje.
- $TF$  je měřen za normativně stanovených podmínek pro průtok otopné vody a relativní vlhkost vzduchu. Změna těchto podmínek vede ke změně  $TF$ . Např. nižší než normativní vlhkost vede k poklesu  $TF$  z toho důvodu, že přestup tepla na výparník se snižuje a autoregulace chladicího okruhu způsobí pokles vypařovací teploty se všemi nepříznivými důsledky z toho plynoucími. Protože normativně určená relativní vlhkost je stanovena poměrně vysoko, např. 84 % při A2/W35, při reálné vlhkosti v našich podmínkách cca 70 %, kterou je možno za těchto podmínek očekávat [4], bude  $TF$  menší.
- U TČ sledované koncepce, tj. „venkovní kompaktní“, která jsou pro úsporu místa potřebného pro instalaci vesměs konstruována se svislým výparníkem, ovlivňuje parametry, a tedy i  $TF$ , umístění TČ ve vztahu ke směru větru. Při nevhodné orientaci může vítr, tedy přirozené proudění vzduchu, výrazně negativně ovlivnit  $TF$ , protože omezi nucené proudění vzduchu výparníkem zajišťované ventilátorem.
- Ohřev TV v akumulacím zásobníku je spojen v čase se značnými tepelnými ztrátami. V objektech s nízkoteplotní otopnou soustavou probíhá ohřev TV při  $TF$  podstatně nižších než vytápění. Příprava TV

tedy snižuje  $TF$  celého vytápěcího systému. A to tím více, čím větší je podíl potřeby tepla pro přípravu TV na celkové potřebě. Negativní vliv přípravy TV na  $TF$  se projeví zejména v „málo“ či nízkooenergetických objektech.

Problematika přípravy TV je i jinak složitá. Energetický efekt závisí i na tom, zda se teplota TV udržuje stále na „pohotovostní“ hodnotě, nebo zda se ohřev zajišťuje až po vybití akumulátoru.

- Otopná soustava ovlivňuje  $TF$  jednak přímo (závislosti  $TF-\Delta t$ ), jednak nepřímo tím, že při vyšší teplotě otopné vody se „vnitřní“ parametry TČ, tj. teplota vypařovací a kondenzační posunou na hranici pracovní oblasti použitého kompresoru [7, 8] při vyšší teplotě vzduchu, tj. při vyšší teplotě bivalence. TČ je pak odstaveno a v činnost vchází bivalentní zdroj, vesměs elektrokotel s  $TF = 1$ . To opět snižuje  $TF$  celého vytápěcího systému, protože bivalentní zdroj bude v provozu delší dobu. Samozřejmě to plně platí i o přípravě TV.
- Optimální energetický efekt TČ pro vytápění se zajišťuje ekvitermní regulací teploty otopné vody. Některé způsoby této regulace mohou být rovněž provázány zhoršováním  $TF$ .

## ZÁVĚR

Při hledání jednoduchého způsobu určení ukazatele  $SPF$ , respektive  $RTF$  bylo zjištěno, že závislost  $TF-\Delta t$  je pro tento účel velice vhodná. Sama určující funkce  $TF = fce(\Delta t)$  ale nedávala možnost posouzení a vyhodnocení všech potřebných souvislostí. Až podrobná analýza ukázala, o které další argumenty je potřeba funkci rozšířit, aby jednak dostatečně přesně rozlišila stavy „bez námrazy“ a „s námrazou“, jednak rozpoznala, zda se aktuální stav nachází uvnitř nebo vně pracovní oblasti TČ. Takto rozšířená funkce výrazně zjednodušuje určení ukazatele  $SPF$ , respektive  $RTF$ . Mnohem názornější představu o celoročním energetickém efektu TČ pak podává roční poměrná úspora energie  $RUE$ . Tito ukazatelé se mohou určit pro jakékoliv okrajové podmínky a jedinou hodnotou tak zohledňují nejen vlastnosti TČ jako zdroje tepla, ale i vlastnosti odběru tepla, tj. specifčnost každého řešeného případu.

Metodice vyhodnocení ukazatelů  $RTF$  a  $RUE$  pomocí rozšířené závislosti  $TF-\Delta t$  a jejímu využití jednak pro posouzení vlivu volených okrajových podmínek při návrhu vytápěcího systému na energetický efekt systému, jednak pro porovnání energetického efektu vytápěcích systémů s různými TČ mezi sebou bude věnován samostatný článek.

Kontakt na autora: klazar@lit.cz

## Použité zdroje:

- ČSN EN 14511-1 až 4:2012 Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru.
- EHPA Testing Regulation, Testing of Air/Water Heat Pumps, Terms, Test Conditions and Test Method based on EN 14511-1 to 14511-4, Additional requirements for granting the international quality label for heat pumps
- Prüfresultate Luft / Wasser-Wärmepumpen basierend auf der EN 14511, Wärmepumpen-Testzentrum WPZ Buchs, 06. 09. 2012 <http://www.ntb.ch/ies/kompetenzbereiche/waermepumpen-testzentrum-wpz.html>
- Chyský, J., Vlhký vzduch, SNTL Praha, 1977
- Klazar, L., Jak je to vlastně s topným faktorem (2). In: Topenářství – instalace, č. 7 a 8 / 2009
- Klazar, L., Měření tepelných čerpadel a závislost  $TF-\Delta t$ . In: Vytápění, větrání, instalace, č. 1 / 2010
- Co nám (ne)říkají charakteristiky chladivových kompresorů. In: Vytápění, větrání, instalace, č. 4 / 2011
- Klazar, L., Pořídít tepelné čerpadlo dnes nebo až za pár let? In: Vytápění, větrání, instalace, č. 6 / 2011
- Klazar, L., Rašek, V., Význam „atestačních“ měření tepelných čerpadel „vzduch-voda“. In: Topenářství – instalace, č. 7 a 8 / 2012. ■