

# Nové výměníky tepla neuvěřitelných vlastností

V současné době se dostávají postupně do výroby nové protiproudé šroubovicové výměníky tepla řady VTXD, určené pro použití v tepelných čerpadlech (TČ) jako kondenzátory. Jedná se o výměníky typu „double“, navazující na vysokovýkonné výměníky pro parní aplikace řady VTXD. Článek o těchto výměnících je v časopise Český instalatér 4/2011. Výměníky DTXD se od výměníků VTXD liší především tím, že u nich dochází k záměně průtočných prostorů u vnitřních protiproudých výměníků.

Výměníky tepla řady VTXD mají několik, na první pohled neuvěřitelných vlastností.

Předně pracují na jmenovitém tepelném výkonu s neuvěřitelně malým středním logaritmickým teplotním spádem ( $\Delta P_{ln}$ ), okolo 0,2 K. V režimu s polovičním tepelným výkonem dokonce s  $\Delta t_{ln}$  menším než 0,1 K.

Většina odborníků okamžitě řekne, že jde o holý technický nesmysl, případně přímo řekne, že je to s prominutím blbost. A to s poukazem na běžně používaný vztah pro výkon předávaný výměníkem ve tvaru:

$$Q [W] = A \cdot K \cdot \Delta t_{ln} \quad (1),$$

kde

$A [m^2]$  je velikost teplosměnné plochy,

$K [W m^{-2} K^{-1}]$  je součinitel prostupu tepla a

$$\Delta t_{ln} [K] = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln ((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21})) \quad (2)$$

je střední logaritmický teplotní spád.

U běžných, příkladně deskových výměníků, je nutné s tímto argumentováním souhlasit. S použitím tohoto vztahu, pro reálné  $K$  příkladně o velikosti cca  $2\,500\, W\, m^{-2}\, K^{-1}$  a výše uvedené  $\Delta t_{ln} = 0,2\, K$  vychází příkladně pro výkon 7 kW nutná teplosměnná plocha cca  $14\, m^2$ . U výměníku pracujícím v režimu teplot topné vody 30/35 °C s takhle velkou plochou by bylo, při daném výkonu a tomu odpovídajícímu průtoku ohříváné vody okolo 0,34 kg/s (a z toho plynoucí rychlosti proudění), zcela určitě proudění vody laminární, a součinitel prostupu tepla by potom byl jen kolem  $500\, W\, m^{-2}\, K^{-1}$ . Tomu by potom ze vztahu (1) odpovídala teplosměnná plocha o velikosti cca  $70\, m^2$ . To představuje 72 desek, každou o ploše  $1\, m^2$ . Tvrzení o šroubovicovém výměníku tepla pracujícím s takto nízkým teplotním spádem, je na první pohled evidentně nesmysl. Kam by se taková plocha, do trubky průměru cca 100 mm a délky cca 1,3 m, tvořící vnější plášť celého výměníku, vešla? Pokusím se proto objasnit, jakými technickými prostředky je možné, nejprve teoreticky i nakonec prakticky, výše uvedené vlastnosti dosáhnout. Bude proto nutné přesunout další objasňování nejprve do teoretické roviny. Praktikům z oboru se za to omlouvám, ale až teoretické zvládnutí celého problému umožnilo návrh tohoto typu výměníku.

Výše uvedený vztah (1)  $Q [W] = A K \Delta t_{ln}$  je výsledkem řešení diferenciální rovnice výměníku tepla v původním diferenciálním tvaru:

$$dQ_x = C_1 (-dt_1)_x = C_2 (dt_2)_x = B K \Delta t_x dx \quad (3),$$

kde:

$$C = m c_p$$

$$m [kg / s]$$

je hmotnost průtočného množství,

$$c_p [J kg^{-1} K^{-1}]$$

je měrná izobarická kapacita (měrné teplo),

$$A [m^2] = BL$$

je velikost teplosměnné plochy,

$$B [m]$$

je šířka teplosměnné plochy,

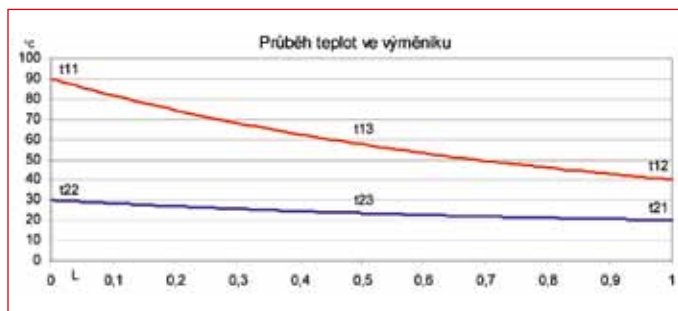
$$L [m]$$

je délka teplosměnné plochy.

Aby byla soustava rovnic (3) klasickým matematickým způsobem řešitelná a vedla k výslednému vztahu (1), je nutné udělat některé zjednodušující předpoklady. Tím zjednodušením je to, že tepelné kapacity  $c_{p1}$  a  $c_{p2}$  na levé straně rovnice (3) a dále na pravé straně rovnice šířku teplosměnné plochy  $B$  a součinitele prostupu tepla  $K$  považujeme za konstanty, nemění se po celé délce teplosměnné plochy, podél které provádíme integraci. Zásadní věcí pro objasnění je tedy to, že zjednodušující předpoklady pro řešení diferenciální rovnice (3), které vedou na výsledný vztah (1), u výměníků VTXD neplatí, až na výjimku u  $c_{p2}$  (měrné teplo ohříváné vody je při malé změně teploty prakticky konstantní). Měrné teplo  $c_{p1}$  freonu se po kondenzaci výrazně změní, dále se mění šíře teplosměnné plochy  $B$  i součinitel prostupu tepla  $K$ . Především ale  $\Delta t_x$  není exponenciální funkcí, jak se zcela samozřejmě u vztahu (1) předpokládá. Je tedy jasné, že u výměníků VTXD nemůže platit ani vztah (1).

Nic ale nebrání tomu, vyčíslit celkový střední logaritmický teplotní spád  $\Delta t_{ln} [°C]$ , který velice dobře vypovídá o chování výměníku navenek. Podle vztahu (1) ale není možné určit celkový výkon výměníku.

Na obr. 1 je graf průběhu teplot podél teplosměnné plochy náhodného, demonstračního protiproudého výměníku. Konkrétně výměníku voda – voda, se znázorněním průběhu teplot podél teplosměnné plochy u vody ohříváné z 10 °C ( $t_{21}$ ) na 20 °C ( $t_{22}$ ) topnou vodou o vstupní teplotě 90 °C ( $t_{11}$ ). Ta se ve výměníku ochladí na 40 °C ( $t_{12}$ ). Průběh teplot je idealizovaný, to znamená, že jsou to exponenciální křivky, se splněním předpokladu, že hodnoty  $c_{p1}$ ,  $c_{p2}$ ,  $K$ ,  $B$  jsou po celé délce teplosměnné plochy konstantní.



Obr. 1

Podle známého vztahu

$$\Delta t_{ln} = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln ((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21})) \quad (2)$$

potom vypočítáme střední logaritmický teplotní spád ( $\Delta P_{ln}$ ). Ten dává v našem příkladě číselnou hodnotu 36,41 K. Všim-

něme si na tomto vztahu toho, že v čitateli je rozdíl teplotního spádu na začátku a na konci výměníku, ve směru vstupu teplejší tekutiny na teplosměnnou plochu. Ve jmenovateli pak přirozený logaritmus podílu těchto spádů. Předaný tepelný výkon je v tomto případě dán vztahem (1)  $Q [W] = A K \Delta t_{in}$

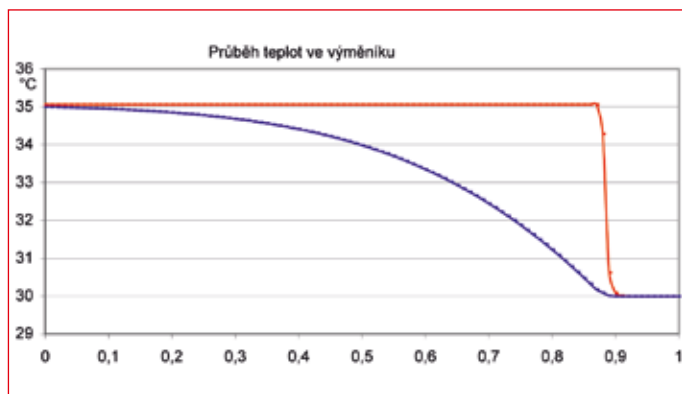
Rozdělme si náš demonstrační výměník na dvě fiktivní části příkladně v jeho polovině. Dostaneme tak v jediném společném plášti dva fiktivní protiproudé výměníky zapojené sériově. U každého z nich musí také platit vztah (1), pochopitelně po dosažení teplot  $t_{13}$  a  $t_{23}$  a dále, že součet výkonů obou fiktivních výměníků s teplotním spádem každého z nich podle vztahu (2) musí dát celkový výkon celého výměníku.

Pokud u každého z těchto sériově řazených výměníků bude jiné  $K$  a jiná plocha  $A$ , je zřejmé, že celkový tepelný výkon je dán součtem výkonů každého z těchto výměníků podle vztahu (1) s příslušnými teplotami a není možné ho určit ze součtu ploch a celkového teplotního spádu. V konečném vyčíslení celkového teplotního spádu celého výměníku se totiž rozdíl teplot ( $t_{13}$ – $t_{23}$ ) nikde neobjevuje. Výsledkem je tedy potvrzení faktu, že pro výsledný teplotní spád  $\Delta t_{in}$  nezáleží na cestě mezi teplotami  $t_{11}$  a  $t_{12}$  a stejně tak na cestě mezi teplotami  $t_{21}$  a  $t_{22}$ . Záleží pouze na rozdílu teplot  $t_{11} - t_{22}$  a  $t_{12} - t_{21}$ . Na rozdílu teplot ( $t_{13}$ – $t_{23}$ ) ale výrazně závisí výkon každého z výměníků zařazených do série. To, že jsou ve společném plášti a navenek tvoří jediný výměník, na tomto faktu nic nemění.

Tohoto výsledku můžeme využít tak, že ve společném plášti zapojíme do série dva zcela konstrukčně rozdílné protiproudé výměníky. U prvního z nich budeme preferovat to, aby se teplota  $t_{22}$  maximálně přiblížila k teplotě  $t_{11}$ , bez ohledu na to, jaký bude rozdíl teplot  $t_{13}$  a  $t_{23}$ . U druhého výměníku pak preferujeme to, aby se teplota  $t_{12}$  maximálně přiblížila k teplotě  $t_{21}$ , opět bez ohledu na to jaký bude rozdíl teplot  $t_{13}$  a  $t_{23}$ . Tímto postupem bude minimalizován celkový  $\Delta t_{in}$ . Výkon celého výměníku bude dán součtem výkonů obou výměníků, které ale pracují každý s podstatně větším teplotním spádem  $\Delta t_{in}$ , než je ten výsledný společný pro celý výměník.

Právě toto poznání je podstatou nově vyvinutých výměníků řady VTXDR pro tepelná čerpadla.

Jak se tuto myšlenku povedlo uplatnit je zřejmé z následujícího grafu průběhu teplot na obr. 2, příkladně u výměníku VTXDR3 pro jmenovitý výkon 7 kW. Na příloženém obr. 3 je fotografie výměníku.



Obr. 2

Výpočet pro výměník VTXDR 3					
podrobný protokol pro škrcení na straně kondenzátu					
teplá strana		zapojení protiproudé		studná strana	
pára kapalina: amoniak				kapalina: voda	
<b>Vstupní hodnoty energetické bilance</b>					
pára: P11	1352,4 kPa			vstup T21	30,00 °C
vstup T11	35,06 °C			entalpie i21	125,66 kJ/kg
entalpie i11	1583,91 kJ/kg			výstup T22	35,00 °C
výstup T12	30,001 °C			entalpie i22	146,55 kJ/kg
entalpie i12	440,17 kJ/kg			entalpie i22	20,89 kJ/kg
rozdíl entalpií d11	1143,74 kJ/kg			rozdíl entalpií d12	0,3829 kg/s
hmotnostní průtok m1	0,0070 kg/s			hmotnostní průtok m2	1378,4 kg/hod
	25,2 kg/hod				
	požadovaný výkon	8,00 kW			
<b>Výsledné hodnoty z rovnic přestupu tepla</b>					
vstup T11	35,06 °C			vstup T21	30,00 °C
výstup T12	30,00 °C			výstup T22	35,00 °C
hmotnostní průtok m1	0,0070 kg/s			hmotnostní průtok m2	0,3829 kg/s
<b>výměník A</b>					
<b>teplá strana v plášti</b>			<b>studená strana v trubičkách</b>		
teplota T11	35,06 °C		teplota T23	30,17 °C	
teplota T13	35,06 °C		teplota T22	35,00 °C	
měrná váha	9,01 kg/m <sup>3</sup>		měrná váha	994,44 kg/m <sup>3</sup>	
měrné teplo	2,11 kJ/kgK		měrné teplo	4,178 kJ/kgK	
výparné teplo	1121,89 kJ/kg		výparné teplo	2420,8 kJ/kg	
Reynoldsovo číslo	1514,9		Reynoldsovo číslo	10915	
Nusseltovo číslo	440		Nusseltovo číslo	73	
Prantlovo číslo	1,3		Prantlovo číslo	4,9	
objemový průtok vstup	0,78 l/s		objemový průtok vstup	0,385 l/s	
rychlosti tekutin vnitřní	0,374 m/s		rychlosti tekutin vnitřní	1,178 m/s	
tlaková ztráta	0,0 kPa		tlaková ztráta	18,68 kPa	
koef. přestupu tepla	20 775 W / m <sup>2</sup> K		koef. přestupu tepla	9 125 W / m <sup>2</sup> K	
celkový střední koef. prostupu		6 340 W / m <sup>2</sup> K			
střední log. teplotní spád		1,099 °C			
teplosměnná plocha		1,33 m <sup>2</sup>			
předaný výkon		7831 W			
<b>výměník B</b>					
<b>teplá strana v trubičkách</b>			<b>studená strana v plášti</b>		
teplota T13	35,06 °C		teplota T21	30,00 °C	
teplota T12	30,00 °C		teplota T23	30,17 °C	
měrná váha	0,585 kg/m <sup>3</sup>		měrná váha	995,72 kg/m <sup>3</sup>	
měrné teplo	4,740 kJ/kgK		měrné teplo	4,179 kJ/kgK	
Reynoldsovo číslo	10 129		Reynoldsovo číslo	7 126	
Nusseltovo číslo	44		Nusseltovo číslo	54,0	
Prantlovo číslo	1,3		Prantlovo číslo	5,4	
objemový průtok vstup	0,012 l/s		objemový průtok vstup	0,385 l/s	
rychlosti tekutin vnitřní	0,324 m/s		rychlosti tekutin vnitřní	1,188 m/s	
tlaková ztráta	1,282 kPa		tlaková ztráta	1,04 kPa	
koef. přestupu tepla	4 868 kW / m <sup>2</sup> K		koef. přestupu tepla	6 961 kW / m <sup>2</sup> K	
celkový střední koef. prostupu		2 875 kW / m <sup>2</sup> K			
střední log. teplotní spád		0,649 °C			
teplosměnná plocha		0,15 m <sup>2</sup>			
předaný výkon		171 W			
<b>výměník jako celek</b>					
teplota T11	35,06 °C		teplota T21	30,00 °C	
teplota T12	30,00 °C		teplota T22	35,00 °C	
tlaková ztráta	1,286 kPa		tlaková ztráta	19,72 kPa	
faktor znečištění		0,000 m <sup>2</sup> K / kW			
celkový střední koef. prostupu		5,344 kW / m <sup>2</sup> K			
střední teplotní spád		1,353 °C			
teplosměnná plocha		1,48 m <sup>2</sup>			
přemášený tepelný výkon		8,00 kW			
střední log. teplotní spád		0,0148 °C			
zdánlivá teplosměnná plocha		101,5 m <sup>2</sup>			
nesoulad zadání a výsledku		0,0 %			
zpracovatel:	Trmická energetická strojirna s.r.o. V Lánech 229 403 40 Ustí nad Labem			datum: 17.7.2011	
	Ing. Tesaf				

Obr. 3

Na vstupu do výměníku – kondenzátoru je pára freonu R410A o tlaku 2199 kPa a tomu odpovídající kondenzační teplotě 35,84 °C, na výstupu freon – kapalina o teplotě 30,015 °C. Voda na vstupu o teplotě 30 °C, na výstupu 35 °C. Střední koeficient prostupu tepla.

$K = 2570 \text{ W m}^{-2} \text{ K}^{-1}$ , celková teplosměnná plocha 1,48 m<sup>2</sup>. Tlaková ztráta na straně vody je 16 kPa. Výsledný  $\Delta t_{in} = 0,205 \text{ °K}$ .

Při použití rovnice (2) pro výpočet celkového tepla předávaného výměníkem a při použití výsledného  $\Delta t_{in}$  se tento výměník navenek chová tak, jako kdyby byla jeho teplosměnná plocha cca 10krát větší nežli ve skutečnosti je. To je také těžko k uvěření.

Skutečné celkové měrné zatížení teplosměnné plochy je 4730 W m<sup>-2</sup>. Důležité je také to, že pouze zdánlivé zvětšení teplosměnné plochy nezpůsobí změnu turbulentního proudění ohřivané vody na laminární, s neblahým dopadem na součinitel prostupu tepla  $K$ .

Z pohledu předávání tepla dochází k situaci, že prakticky veškeré teplo, které je teoreticky možné předat z kondenzující páry freonu, je předáno do ohřivané kapaliny. Tepelné čer-

padlo s tímto výměníkem se z hlediska teploty výstupní vody a tlaku za kompresorem chová navenek prakticky tak, jako kdyby tam vůbec žádný výměník nebyl. To je naprosto ideální situace v předávání tepla do topné vody z vnitřního oběhu tepelného čerpadla. To je také těžko k uvěření.

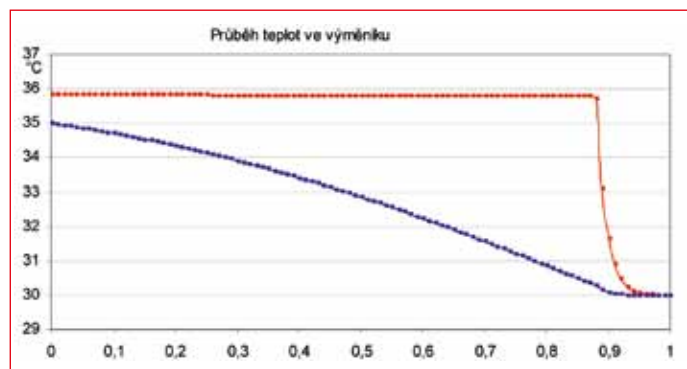
Je také s dostatečnou přesností možné určit, jak se záměna původně deskového výměníku použitého jako kondenzátor za nový výměník VTXDR3 projeví na spotřebě kompresní práce a tedy výkonu elektromotoru pohonu kompresoru a tím celkovém topném faktoru (COP) tepelného čerpadla.

Předpokládejme že tepelné čerpadlo vzduch – voda pracuje v režimu 7/35 °C. To znamená že teplota venkovního vzduchu je 7 °C, teplota topné vody na výstupu z výměníku je 35 °C. Teplotní spád na výparníku je příkladně 5 °C, na kondenzátoru 7 až 10 °C (hodnoty uváděné v odborné literatuře). Pokud budeme uvažovat teplotní spád na kondenzátoru výše uvedených 10 °C, je kondenzační teplota freonu 45 °C a tomu pro R410A odpovídá kondenzační tlak par 27,45 barů. Teplota varu ve výparníku je +2 °C s odpovídajícím tlakem 8,57 barů. Kompresor tedy překonává tlakový rozdíl  $(27,45 - 8,57) = 18,88$  barů. Při použití výměníku VTXDR jako kondenzátoru bude teplota kondenzace cca 35,8 °C s tlakem za kompresorem 21,97 barů. Tlakový rozdíl překonávaný kompresorem je potom 13,4 barů. Při zachování stejného váhového množství obíhajícího freonu R410A se ve stejném poměru tlakových spádů  $18,88 / 13,4 = 1,41$  zmenší kompresní práce a tedy spotřeba elektromotoru kompresoru. Ve stejném poměru vzroste topný faktor (COP) tepelného čerpadla příkladně z původní hodnoty 3,9 na hodnotu 5,5. To je údaj velice zajímavý a také těžko k uvěření, že výměník VTXDR dokáže takto zvednout topný faktor tepelného čerpadla.

K neuvěření je pak teplotní spád pro poloviční výkon proti jmenovitému, tedy pro výkon 3,5 kW. To je přibližně výkon, na kterém bude tepelné čerpadlo se jmenovitým výkonem kolem 7 kW, osazené u kompresoru invertorem, většinu času pracovat. S výkonem 3,5 kW pracuje výměník VTXDR3 s teplotním spádem  $\Delta t_{in}$  menším než 0,1 °K.

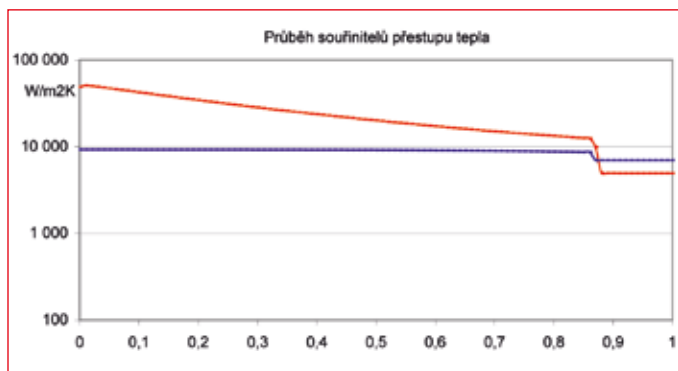
Malá tlaková ztráta na straně vody u tohoto výměníku umožňuje používat oběhové čerpadlo vody s malým výkonem. Výkon oběhového čerpadla také podstatně ovlivňuje celkový topný faktor TČ.

Další budoucí zlepšení v tomto směru, tedy další snížení  $\Delta t_{in}$  lze proto velmi těžko očekávat a bylo by také již nevýznamné. Zcela neuvěřitelně pak pracuje tento typ výměníků s amoni-



Obr. 4

akem na místo freonu. Na matematickém modelu výměníku VTXDR3 při výkonu 8 kW je teplotní spád  $\Delta t_{in}$  pouhých 0,015 K. To je hodnota v reálu prakticky neměřitelná. Je to



Obr. 5

dáno především vynikajícími termodynamickými vlastnostmi amoniaku (čpavku), kdy jsou součinitelé přestupu tepla na straně kondenzujícího amoniaku podstatně větší než na straně vody. U freonů je tomu naopak. Pro ilustraci je na obr. 3 připojen podrobný protokol pracovního bodu výměníku v tomto režimu. Na obr. 4 pak graf průběhu teplot podél teplosměnné plochy a na obr. 5 graf průběhu součinitelů přestupu tepla. Při použití rovnice (2) pro vztah mezi výkonem a plochou výměníku se tento výměník při práci s amoniakem chová tak, jako kdyby byla jeho plocha cca 70krát větší nežli ve skutečnosti je.

U tepelných čerpadel voda – voda je běžně použit jako výparník stejný deskový výměník jako je kondenzátor. Se stejnou logikou je v zásadě možné použít výměník VTXDR také jako výparník. Je pak možné očekávat také snížení teplotního spádu i u výparníku, v porovnání s deskovým výměníkem. Topný faktor takto osazeného tepelného čerpadla by potom mohl mít hodnotu nad 6, což je neobvykle zajímavé.

Za zmínku stojí také to, jak vynikající tepelné vlastnosti těchto výměníků souvisejí s jejich štíhlostním číslem (štíhlostí). To je poměr mezi součinem délek drah obou tekutin podél teplosměnné plochy a její velikostí. Na vzájemnou závislost mezi tepelnými vlastnostmi výměníků a jeho štíhlostí jsem si dovolil upozornit odbornou veřejnost svým článkem již v roce 2003 v časopise Český instalatér 6/2003. Konkrétní štíhlost výměníku VTXDR3 je 26,3, což je hodnota neobvykle vysoká. To samo o sobě naznačuje, že tento výměník bude mít velmi dobré teplotní vlastnosti. Obecně to lze říci o všech výměnících řady VTXDR

Na obr. 6 je fotografie výměníku VTXDR3. Výše uvedené nové technické řešení výměníku má přihlášené právní ošetření.



Obr. 6

Technické podrobnosti k jednotlivým výměníkům řady VTXDR pro jmenovité výkony 2 až 50 kW bude možné v nejbližší době nalézt na našich [www stránkách: trmicka.cz](http://www.stránkách:trmicka.cz)

*Ing. Jindřich Tesař, Trmická energetická strojírna s.r.o.*