

Nové výměníky tepla vyjimečných vlastností. Ing. Jindřich Tesař, Trmická energetická strojírna s.r.o.

V současné době se dostávají postupně do výroby nové protiproudé šroubovicové výměníky tepla řady VTXDR, 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 tepla řady VTXDR mají několik, na první pohled neuvěřitelných vlastností.

Předně pracují na jmenovitém tepelném výkonu s neuvěřitelně malým středním logaritmickým teplotním spádem (ΔP_{in}), okolo 0,2 K. V režimu s polovičním tepelným výkonem dokonce s Δt_{in} 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:

$Q [W] = A K \Delta t_{in}$ (1), kde $A [m^2]$ je velikost teplosměnné plochy, $K [W m^{-2} K^{-1}]$ je součinitel prostupu tepla a $\Delta t_{in} [K] = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21}))$ (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 3 000 $W m^{-2} K^{-1}$ a výše uvedené $\Delta t_{in} = 0,2 K$ je příkladně pro výkon 7 kW nutná teplosměnná plocha cca 11,7 m^2 . U výměníku s takhle velkou plochou by bylo, při daném výkonu a tedy 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) $Q [W] = A K \Delta t_{in}$ je výsledkem řešení diferenciální rovnice výměníku tepla v původním diferenciálním tvaru: $dQ_x = C_1 (-dt_1)_x = C_2 (dt_2)_x = B K \Delta t_x dx$, (3), kde:

$C = m c_p$, $m [kg / sek]$ je hmotnost průtočného množství, $c_p [J kg^{-1} K^{-1}]$ je měrná izobarická kapacita (měrné teplo),

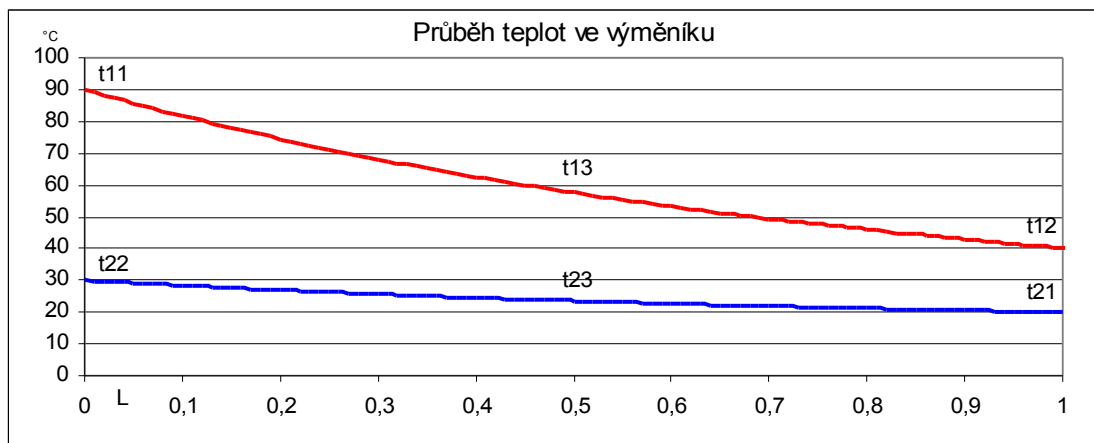
$A [m^2] = BL$ je velikost teplosměnné plochy, $B [m]$ je šířka teplosměnné plochy, $L [m]$ je délka teplosměnné plochy.

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 VTXDR 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, mění se širší teplosměnné plochy B i součinitel prostupu tepla K a především Δt_x není exponenciální funkcí. Je tedy zřejmé, že u výměníků VTXDR nemůže platit ani vztah (1).

Nic ale nebrání tomu, vyčíslit celkový střední logaritmický teplotní spád $\Delta t_{in} [K]$, který velice dobře vypovídá o chování výměníku navenek. Podle vztahu (1) ale nelze vyčíslit výkon výměníku.

Na obrázku č. 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}). Průběhy 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. č. 1



Podle známého vztahu $\Delta t_{ln} = ((t_{11} - t_{22}) - (t_{12} - t_{21})) / \ln((t_{11} - t_{22}) / (t_{12} - t_{21}))$ (2) potom vypočítáme střední logaritmický teplotní spád (ΔP_{ln}). Ten dává v našem příkladě číselnou hodnotu 36,41 K. Všimněme 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) $Q [W] = A K \Delta t_{ln}$

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 dosazení 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.

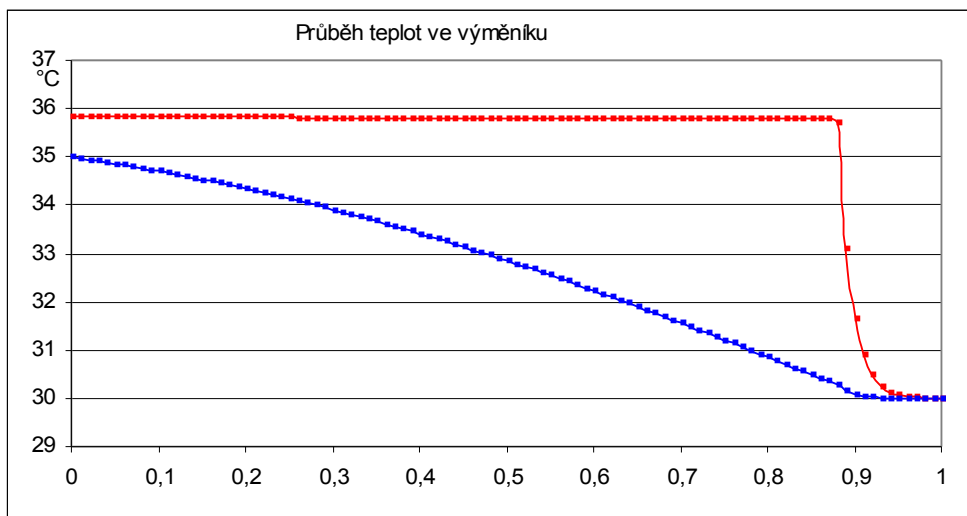
Pokud u každého z těchto sériově řazených výměníků bude jiné K a jiná plocha A , je zřejmé, že celkový tepelný výkon je dán součtem výkonů každého z těchto výměníků podle vztahu (1) s příslušnými teplotami a není možné ho určit ze součtu ploch a celkového teplotního spádu. V konečném vyčíslení celkového teplotního spádu celého výměníku se totiž rozdíl teplot ($t_{13} - t_{23}$) nikde neobjevuje. Výsledkem je tedy potvrzení faktu, že pro výsledný teplotní spád Δt_{ln} 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 rozdíl 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 Δt_{ln} . Výkon celého výměníku bude dán součtem výkonů obou výměníků, které ale pracují každý s podstatně větším teplotním spádem Δt_{ln} , 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 obrázku č.2, příkladně u výměníku VTXDR3 pro jmenovitý výkon 7 kW. Na příloženém obrázku č.3 je fotografie výměníku.

Obr. č.2



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 m². Tlaková ztráta na straně vody je 16 kPa.

Výsledný $\Delta t_{ln} = 0,205 \text{ K}$.

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

Skutečné celkové měrné zatížení teplosměnné plochy je 4730 W m⁻². Důležité je také to, že pouze zdánlivé zvětšení teplosměnné plochy nezpůsobí změnu turbulentního proudění ohřívání 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 ohřívání kapaliny. Tepelné čerpadlo s tímto výměníkem se z hlediska teploty výstupní vody a tlaku za kompresorem chová navenek skoro 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 VTXDR projeví na spotřebě kompresní práce a tedy výkonu elektromotoru pohonu kompresoru.

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 například 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 například 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.

Další budoucí zlepšení v tomto směru, tedy další snížení Δt_m lze proto velmi těžko očekávat a bylo by také již nevýznamné.

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 Δt_m menším než 0,1 K.

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 neobyčejně zajímavé.

Výše uvedené nové technické řešení výměníku má přihlášené právní ošetření.

Technické podrobnosti k jednotlivým výměníkům je možné nalézt na našich [www stránkách: trmicka.cz](http://www.trmicka.cz)