

Ing. Radek ČERVÍN¹⁾
doc. Ing. Tomáš MATUŠKA, Ph.D.²⁾

¹⁾ ČVUT v Praze, Fakulta strojní
²⁾ ČVUT v Praze, Univerzitní
centrum energeticky efektivních
budov

Zpětné získávání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem

Část 1: Experimentální měření

Heat Recovery from Wastewater by Heat Pump Part 1: Experimental Measurement

Recenzent
prof. Ing. Karel Kabele, CSc.

První část článku představuje experimentální měření systému zpětného získávání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem. Je popsáno experimentální zařízení a návrh výměníku pro jímku odpadní vody. V závěru jsou uvedeny výsledky měřicích cyklů odběru tepla z odpadní jímky výparníkem tepelného čerpadla při současném ohřevu vody v zásobníkovém ohřivači. Topné faktory vyhodnocené z měření pro celý cyklus se pohybují okolo hodnoty 4,0.

Klíčová slova: tepelné čerpadlo, odpadní voda, zpětné získávání tepla, topný faktor

The first part of the article introduces an experimental measurement of a system of heat recovery from wastewater by a heat pump. It describes the experimental equipment and design of the heat exchanger for wastewater tank. In the end, it states the results of the measurement cycles of the heat removal from the wastewater tank by the evaporator of the heat pump, while simultaneously heating water in a storage heater. The values of coefficients of performance that were evaluated from the measurement of the whole cycle were around 4.0.

Keywords: heat pump, wastewater, heat recovery, coefficient of performance

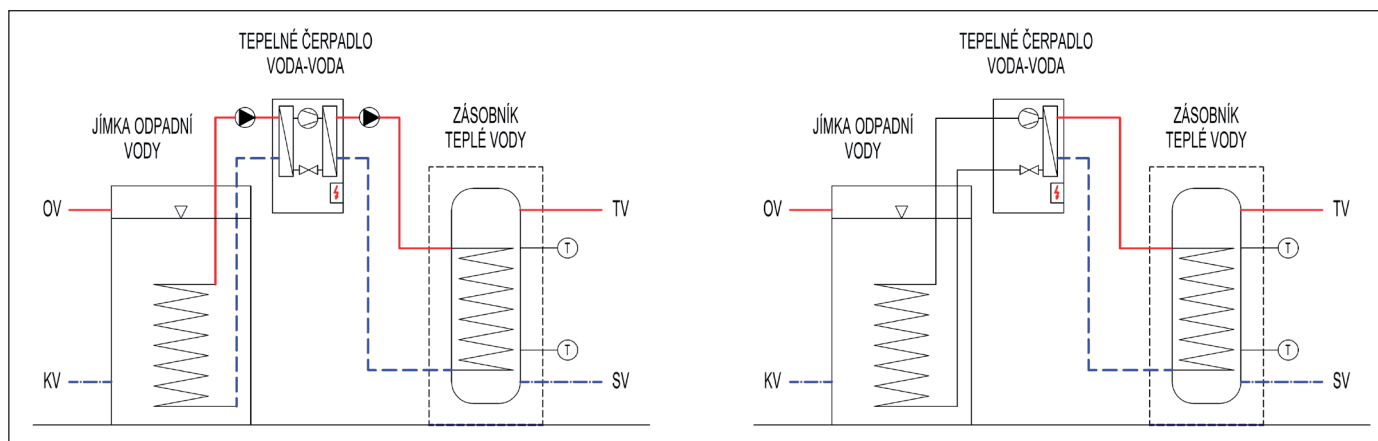
ÚVOD

Na konci 20. století činila potřeba tepla na přípravu teplé vody pro průměrnou budovu zhruba okolo 20 % z celkové potřeby tepla. V současné době vzhledem k postupnému snižování energetické náročnosti budov zateplováním se výrazně snižuje potřeba tepla na vytápění. Příprava teplé vody nabývá na významu a u rekonstruovaných budov nebo novostaveb může dosahovat i 50 % z celkové potřeby tepla. Využití tepla z šedých odpadních vod, tedy vod především z koupelen bez přítomnosti fekálií a moči, může znamenat významný potenciál pro další snižování energetické náročnosti budov. Vzhledem k celoroční rovnoměrnosti využívání teplé vody je odpadní voda zároveň relativně stabilním zdrojem tepla pro další využití.

Ke zpětnému získání tepla z odpadních vod je možné použít řadu technologií. Zpětné získávání tepla z odpadní vody tepelnými výměníky může být realizováno lokálními nebo centrálními systémy [1]. Lokální výměníky se používají v systémech předeřhřívajících přicházející stude-

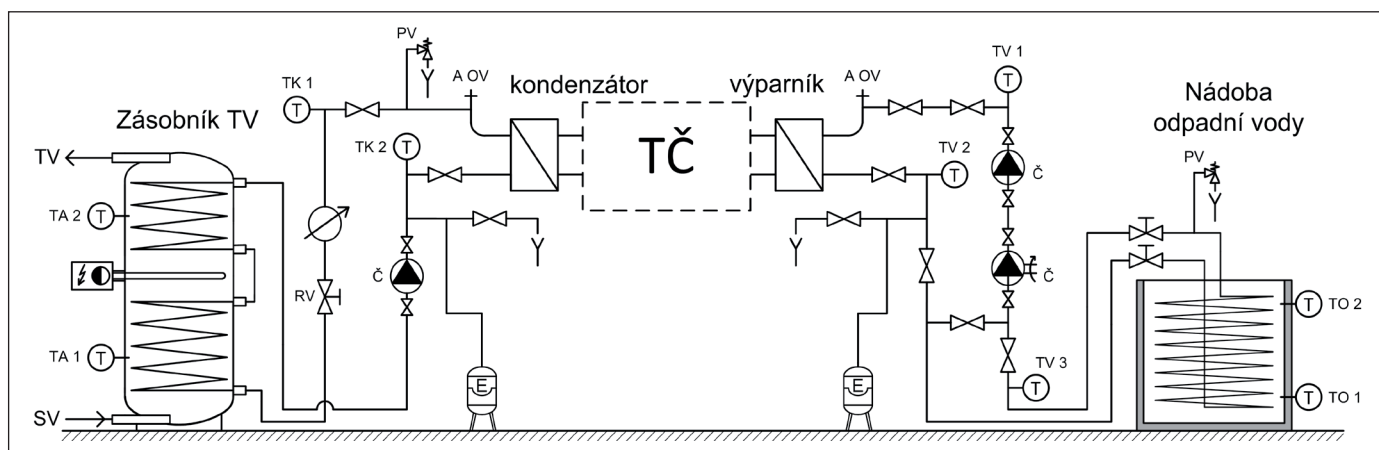
nou vodu aktuálně odtékající odpadní vodou ze zařízení předtětů bez možnosti její akumulace. Centrální systémy mohou být provozovány obdobně, nebo v kombinaci s akumulací odpadní vody v zadržovací nádrži (jímce odpadní vody). Nevýhodou centrálního systému zpětného získávání tepla je nutnost zřízení oddělené kanalizace pro tzv. šedou a černou vodu.

Systémy s tepelnými čerpadly používané ke zpětnému získávání tepla z odpadní vody mohou vychlázovat odpadní vodu akumulovanou v jímce na patě objektu, nebo v případě větších systémů lze teplo odebírat výměníky z kanalizační stoky. Výhodou systémů s akumulací vody na patě objektu je časové oddělení produkce odpadní vody (odběru teplé vody) a zpětného energetického využití odpadní vody (přívodu tepla pro ohřev). Odtékající teplá voda má relativně vysokou teplotní úroveň mezi 25 a 35 °C. Jímka pro zadržení odpadní vody se navrhuje podle průtoku odpadní vody v odpadním nebo svodném potrubí kanalizace. Doba zadržení vody je z hygienických důvodů maximálně 1 den. Jímka se umísťuje zpravidla v technické místnosti nebo v exteriéru.



Obr. 1 Schéma využití odpadní vody tepelným čerpadlem napojeným na jímku

Fig. 1 Diagram of wastewater heat recovery by a heat pump connected to a wastewater tank



Obr. 2 Schéma experimentálního systému zpětného získávání tepla tepelným čerpadlem pro přípravu teplé vody

Fig. 2 Diagram of the experimental heat recovery system with a heat pump for domestic hot water preparation

Využívání výměníků pro tepelná čerpadla v kanalizačních stokách má na jedné straně výhodu trvalého průtoku, nicméně dosahované teploty odpadní vody v kanalizaci jsou výrazně nižší – mezi 10 a 20 °C během roku. Výměníky pro odběr tepla z kanalizační stoky tepelným čerpadlem mohou být v různém provedení: trubkové výměníky vložené do existující kanalizační stoky, výměníky integrované ve stěnách kanalizačního potrubí nebo výměníky uložené pod kanalizační stokou (v těsné blízkosti potrubí). Specifickým případem je odebrání znečištěné vody z kanalizace, její filtrace, přečerpání přes nadzemní výměník tepelného čerpadla a následné vrácení zpět do kanalizace.

Běžná tepelná čerpadla obecně mohou bez problému využívat nízkopotenciálního tepla odpadní vody chlazením výparníkem do teplot cca 25 °C, pak je nutné buď odpadní vodu v jínce ředit, zařadit směšování do výparníkového okruhu, nebo zvolit odpovídající prvky chladivového okruhu tepelného čerpadla (elektronický expanzní ventil pro regulaci přehřátí chladiva). Primární okruh tepelného čerpadla může být proveden buď zařazeným teplosměnným okruhem s teponosnou látkou na bázi nemrznoucí směsi proudící mezi deskovým výparníkem a trubkovým výměníkem vnořeným v jínce, nebo přímým vypařováním chladiva v trubkovém výměníku (výparníku) v jínce. Zjednodušená schémata obou řešení jsou uvedena na obr. 1. U druhého řešení je výhoda, že odpadá jedna teplosměnná plocha navíc, na druhé straně nelze využít běžného hermeticky uzavřeného tepelného čerpadla, pokud se nejedná o kompaktní zařízení včetně jímky.

Následující experimentální analýza ukazuje potenciál využití tepelného čerpadla pro zpětné získávání tepla z odpadní vody pro účely přípravy teplé vody. Pro tento účel byla postavena experimentální trať využívající zadržování odpadní vody v nádobě s trubkovým výměníkem tepla, na který je napojen výparník tepelného čerpadla. Kondenzátor tepelného čerpadla byl napojen na zásobníkový ohříváč vody. Nakonec byla vyhodnocena efektivita systému zpětného získání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem.

Ve druhé části článku bude představen matematický model, ověřený experimentálními testováním v uvedených cyklech, se kterým byly provedeny simulace typického dne v různých aplikacích s uvažovanými odběrovými profily teplé vody.

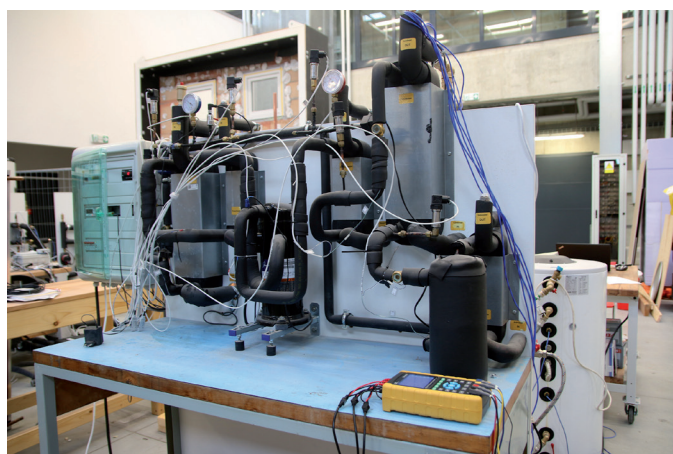
EXPERIMENTÁLNÍ ZAŘÍZENÍ

Pro účely ověření konceptu zpětného získávání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem byl sestaven experimentální systém podle schématu na obr. 2. Systém se skládá z tepelného čerpadla (viz obr. 3), jímky na

odpadní vodu a zásobníku teplé vody. Celkový pohled na systém je uveden na obr. 4. Laboratorní tepelné čerpadlo voda-voda má tepelný výkon 5,5 kW při teplotních podmínkách 0/35 °C (vstupní teplota do výparníku/výstupní teplota z kondenzátoru) [2]. V tepelném čerpadle je použit třífázový kompresor typu scroll Copeland ZH05K1P–TFM bez regulace otáček, elektronický expanzní ventil a deskové výměníky (výparník, chladič přehřátých par, kondenzátor, dochlazovač). Pro účely experimentu bylo využito pouze výparníku SWEF B25Tx30 (okruh chlazení odpadní vody s nemrznoucí směsí voda-propylenglykol 70/30) a kondenzátoru SWEF B25Tx30 (okruh přípravy teplé vody). Tepelné čerpadlo využívá chladivo R410a. Tepelné čerpadlo je na odpadní jímkou a zásobník teplé vody napojeno přes experimentální trať pro měření a regulaci průtoků a teplot v okruhu výparníku a kondenzátoru. Nepřímě ohříváný zásobník teplé vody má užitečný objem 144 l. Dva vnitřní trubkové měděné výměníky jsou umístěné nad sebou zapojené do série a mají celkovou teplosměnnou plochu 1,5 m².

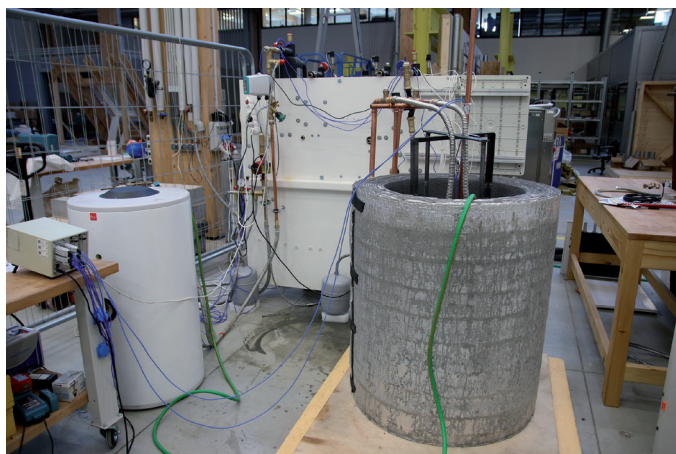
Jímka odpadní vody s trubkovým výměníkem napojeným na výparník tepelného čerpadla má jmenovitý objem 200 l, skutečný užitečný objem vody s ohledem na maximální úroveň hladiny je 180 l. Jímka je tepelně izolovaná, boky jsou izolovány 10 cm polyetylenové izolace a dno stojí na 5 cm extrudovaného polystyrenu. Trubkový výměník byl realizován v různých konstrukčních provedeních jako měděná hladká trubka 22 × 1 mm s různou roztečí oblouků, viz obr. 5.

Měření průtoku na kondenzační straně tepelného čerpadla bylo realizováno elektromagnetickým průtokoměrem Siemens FM MAG 1100.



Obr. 3 Laboratorní tepelné čerpadlo kapalina-kapalina

Fig. 3 Laboratory liquid-liquid heat pump



Obr. 4 Pohled na experimentální systém v laboratoři

Fig. 4 View of the experimental system in the laboratory



Obr. 5 Výměník tepla v odpadní jímce

Fig. 5 Heat exchanger in the wastewater tank

Teploty v zásobnících a okruzích tepelného čerpadla byly měřeny odporovými teplotními čidly Pt100. Elektrický příkon byl měřen ve všech třech fázích zařízením Lutron DW-6095. Všechny měřené údaje sbírala měřicí ústředna Ahlborn Almemo 5690-2. Umístění čidel je zřejmé ze schématu zapojení (viz obr. 2).

Cílem experimentu bylo hodnocení provozního chování systému, který v definovaném cyklu přečerpává tepelným čerpadlem teplo z odpadní vody pro přípravu teplé vody. Pro každý cyklus vybíjení zásobníku s odpadní vodou a nabíjení zásobníku s teplou vyhodnocen výkon tepelného čerpadla, elektrický příkon, teploty na výparníku a kondenzátoru a teploty v obou zásobnících v časovém kroku 4 s. Z uvedeného bylo možné vyhodnocovat dodané teplo tepelným čerpadlem pro přípravu teplé vody, spotřebu elektrické energie, a tak vyjádřit efektivitu provozu tepelného čerpadla v průběhu přečerpávacího cyklu topným faktorem COP . Dále byl ověřován měrný výkon výměníku tepla v jímce s odpadní vodou.

NÁVRH VÝMĚNÍKU

Pro návrh trubkového výměníku pro jímku odpadní vody byla provedena rešerše kritériálních rovnic pro přestup tepla při nuceném proudění v trubce a pro přestup tepla při přirozeném proudění okolo svazku trubek umístěném v jímce. Pro nucené proudění uvnitř trubky je pro určení Nusseltova čísla podle Sundara a Singha [3] dostačující vztah podle Dittus–Boeltera:

$$Nu = 0,027 \cdot Re^{0,8} \cdot Pr^{0,33} \quad (1)$$

kde je:

Re Reynoldsovo číslo,

Pr Prandtlovo číslo stanovené z vlastností nemrznoucí směsi použité ve výměníku.

Součinitel přestupu tepla α_i [W/m²K] na vnitřním povrchu stěny trubky výměníku se stanoví jako:

$$\alpha_i = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_i} \quad (2)$$

kde je:

D_i vnitřní průměr trubky [m],

λ součinitel tepelné vodivosti protékající kapaliny [W/m·K].

Kritériální rovnice pro stanovení Nusseltova čísla pro přestup tepla přirozenou konvekcí při obtékání spirálového trubkového výměníku nejsou v literatuře dostatečně popsány pro potřeby návrhu výměníku. Geometrie uložení trubek výměníku ovlivňuje přestup tepla a každé unikátní uspořádání trubek by vyžadovalo vlastní kritériální rovnici. Každá varianta lišící se vnějším průměrem trubky, průměrem spirály, počtem otáček (počtem trubek nad sebou) vnáší do výpočtu nejistotu. Univerzální kritériální rovnice, které by geometrické parametry zahrnovaly, v literatuře nebyly autory nalezeny. V tab. 1 jsou uvedeny nalezené kritériální rovnice a porovnání výsledků pro návrhový stav výměníku tvořeném měděnou trubkou 22 × 1 mm s vnějším průměrem spirály 470 mm a 14 otáčkami. Nusseltovo číslo závisí v těchto rovnicích pouze na charakteristickém rozměru – vnějším průměru trubek D_e .

Součinitel přestupu tepla α_e [W/m²K] pro přirozenou konvekcí na vnějším povrchu stěny trubkového spirálového výměníku se stanoví ze vztahu:

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D_e} \quad (3)$$

Žádný z nalezených vztahů neuvažuje svislou vzdálenost trubek mezi sebou ani průměr otáčky spirály. Zatímco vztah podle [4] je určen pro svazek vodorovných horizontálních trubek, ostatní vztahy [5], [6], [7] byly

Tab. 1 Kritériální rovnice pro přirozenou konvekcí na vnějším povrchu spirálového výměníku

Tab. 1 Governing equations for natural convection on the external surface of the spiral heat exchanger

Autor, zdroj	Vztah	Nu [-]	α_e [W/m ² .K]
Cengel a Ghajar [4]	$Nu = \left\{ 0,6 + \frac{0,387 \cdot Ra^{1/6}}{\left[1 + \left(0,0599 / Pr \right)^{9/16} \right]^{8/27}} \right\}^2$	28,0	764
Prabhanjan [5]	$Nu = 2,0487 \cdot Ra^{0,1768}$	36,3	989
Fernández–Seara [6]	$Nu = 0,4998 \cdot Ra^{0,2663}$	36,1	984
Cadafalch [7]	$Nu = 0,5 \cdot Ra^{0,25}$	29,1	793
Colorado a Ali [8]	$Nu = \frac{2}{\ln \left[1 + \frac{2}{\left(0,49 \cdot \left(\frac{Pr}{0,861 + Pr} \right)^{0,25} \cdot Ra^{0,25} \right)} \right]}$	28,7	782

získány z literatury věnující se přímo spirálově stočeným výměníkům. Vztah podle [8] vychází z prací M. E. Aliho zkoumajícího problematiku přirozené konvekce v akumulacích nádrží. Pro návrh výměníku byl nakonec uvažován tento vztah, jehož výsledky leží spíše na straně bezpečnosti z pohledu návrhu.

Ze součinitelů přestupu tepla na obou stranách trubky byl stanoven součinitel prostupu tepla U [W/m²·K] mezi vodou v jímce a nemrznoucí kapalinou proudící v trubce (při uvažování teplotně závislých fyzikálních vlastností obou kapalin) ze vztahu:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{\pi \cdot \alpha_i \cdot D_i} + \frac{1}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_t \ln \left(\frac{D_e}{D_i} \right)} + \frac{1}{\pi \cdot \alpha_e \cdot D_e}} \quad (4)$$

kde λ_t je součinitel tepelné vodivosti materiálu trubky (měď).

Výkon, který má výměník přenést do výparníku tepelného čerpadla, je dán výkonem výparníku Φ_v [W] při návrhových podmínkách, tzn. teplotě na vstupu do výparníku (uvažována 0 °C) a teplotě na výstupu z kondenzátoru (uvažována 45 °C), byl určen z charakteristik tepelného čerpadla 3,2 kW. Délka trubky L [m] výměníku je dána vztahem:

$$L = \frac{\Phi_v}{U \Delta T_{ln}} \quad (5)$$

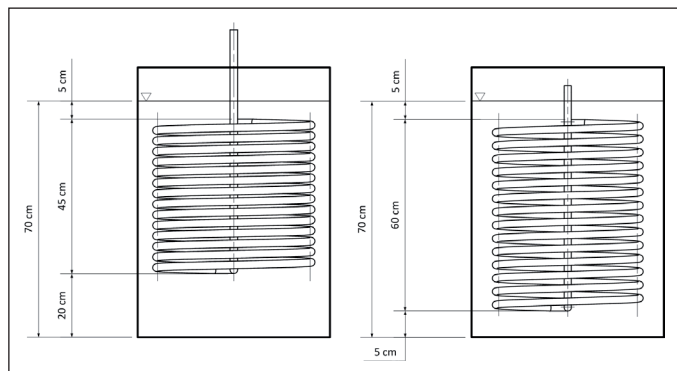
kde ΔT_{ln} [K] je střední logaritmičkový teplotní rozdíl mezi vodou v jímce a nemrznoucí kapalinou proudící v trubce výměníku.

Zatímco na straně nemrznoucí kapaliny je jasně definovaný teplotní rozdíl mezi vstupem a výstupem, na straně objemu zásobníku je uvažována pouze střední teplota zásobníku. Pro návrh výměníku byl střední teplotní rozdíl uvažován 5 K.

Minimální délka trubkového výměníku byla pro návrhové podmínky stanovena 18,1 m. Měděný výměník byl nakonec z praktických důvodů vyroben s celkovou délkou 21,9 m (teplosměnná plocha 1,51 m²), aby při maximální uvažované rozteči, při daném průměru spirály pokryl celou výšku vodního objemu jímky. V rámci experimentálního zkoušení byly zkoumány dvě varianty výměníku, jedna s roztečí 15 mm (výměník A) a druhá s roztečí 22 mm (výměník B). Geometrické parametry obou výměníků a jejich umístění v jímce odpadní vody jsou uvedeny na obr. 6.

VYHODNOCENÍ EXPERIMENTU

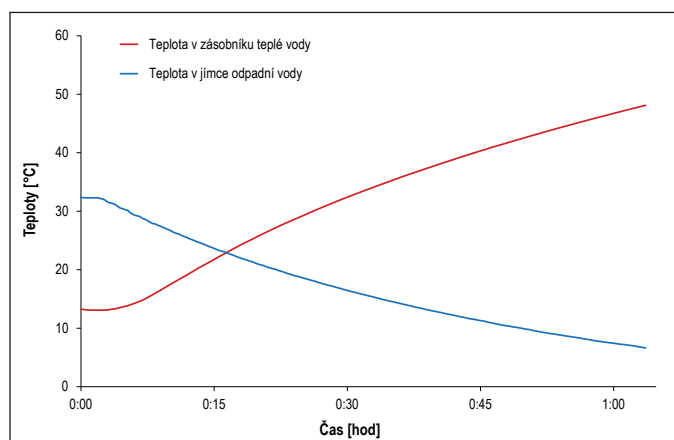
Bylo provedeno celkem 12 měření pro různé okrajové podmínky. Cílem bylo vyhodnotit přečerpávání tepla z odpadní vody tepelným čerpadlem



Obr. 6 Uspořádání zkoumaných výměníků: A (vlevo), B (vpravo)

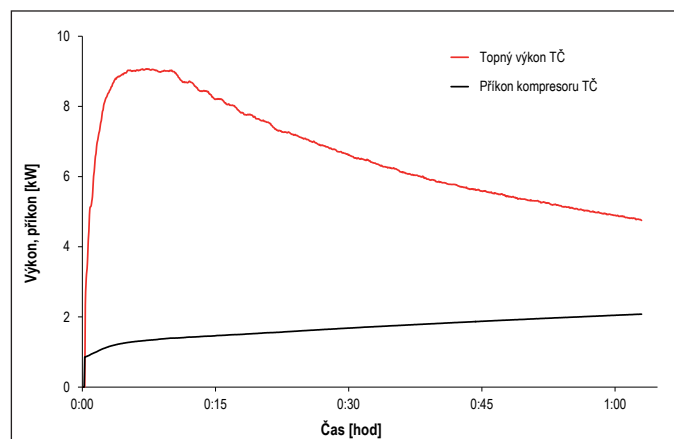
Fig. 6 Arrangement of the examined exchangers: A (on the left), B (on the right)

v přibližně reálných podmínkách při ohřevu vody na různou teplotu v zásobníku a při různé počáteční teplotě v jímce odpadní vody. Typický průběh teplot v zásobnících je zobrazen na obr. 7. Teplota teplé vody je na počátku cyklu mezi 10 až 15 °C a během hodinu dlouhého cyklu se zvýší zhruba na 48 °C. Na vyšší teplotu nebylo možné zásobník teplé vody ohřát z důvodu vysokého kondenzačního tlaku a vypnutí tepelného



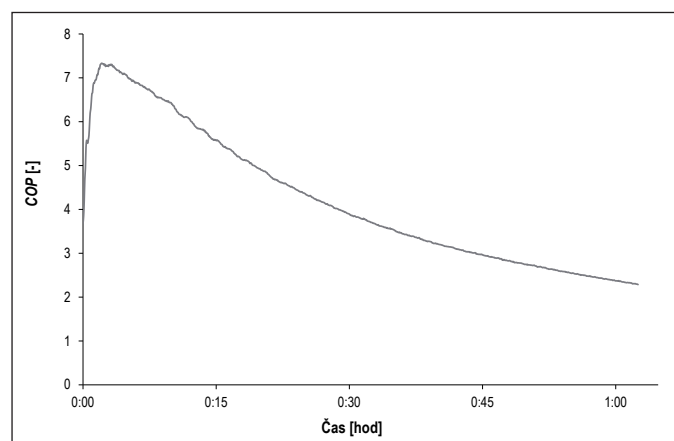
Obr. 7 Průběh střední teploty v zásobníku teplé vody (nárůst) a v jímce odpadní vody (pokles)

Fig. 7 Time course of the mean temperature in the hot water storage tank (increase) and in the wastewater tank (decrease)



Obr. 8 Průběh výkonu a příkonu tepelného čerpadla v měřicím cyklu

Fig. 8 Time course of the heat output and power input of the heat pump during the measurement cycle



Obr. 9 Průběh topného faktoru v měřicím cyklu

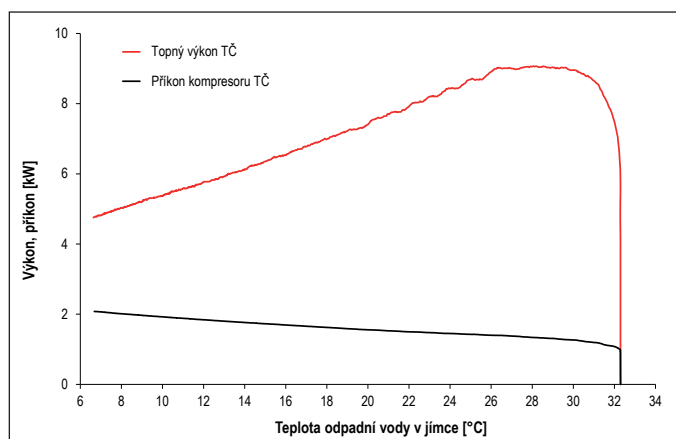
Fig. 9 Time course of the coefficient of performance during the measurement cycle

čerpadla. Teplota odpadní vody je na počátku na hodnotě blízké 33 °C a je postupně vychlazena až na 6 °C.

S postupným vychlazováním jímky odpadní vody klesá výkon výparníku. V souvislosti s rostoucí teplotou v zásobníku teplé vody klesá také topný výkon tepelného čerpadla a zároveň roste příkon kompresoru, viz obr. 8. Na obr. 9 je vyhodnocen vývoj topného faktoru COP během cyklu přechřívání.

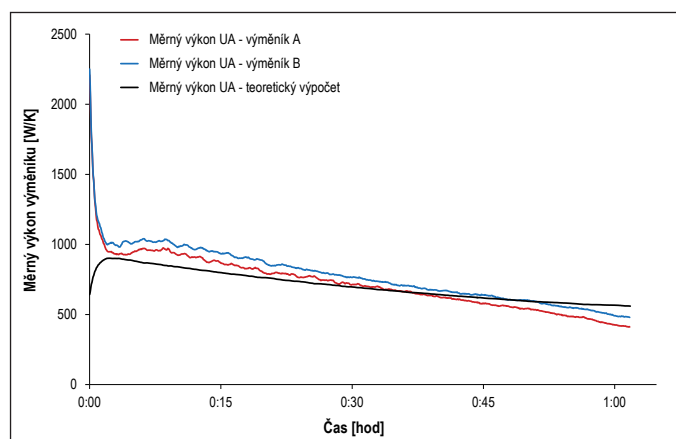
Na začátku cyklu topný výkon narůstá, až dosáhne svého maxima a dále se nezvyšuje. To je způsobeno nastavením a funkcí elektronického expanzního ventilu. Ten při příliš vysoké vypařovací teplotě zvýší přehřátí na výparníku (přiskrtí přívod chladiva do výparníku) tak, aby vypařovací teplota klesla na povolenou maximální hodnotu, která je dána pracovní obálkou kompresoru. Hodnota maximální vypařovací teploty je dána řídicím softwarem elektronického ventilu.

Z obr. 10 je patrné, že pro tento typ tepelného čerpadla s teplotou odpadní vody v jímce přes 26 °C už topný výkon neroste. Bylo by možné směřovat směšovací látku před vstupem do výparníku se zpátečkou z výstupu, aby expanzní ventil nemusel zvyšovat přehřátí chladiva, je však otázkou, zda by takové opatření zvýšilo účinnost cyklu. Další možností by bylo zvolit jiné tepelné čerpadlo, u něhož by pracovní obálka kompresoru umožňovala vypařovací teplotu přes 30 °C, čímž by na začátku cyklu mohl být výkon vyšší.



Obr. 10 Průběh topného výkonu a příkonu tepelného čerpadla v závislosti na teplotě odpadní vody v jímce

Fig. 10 Time course of the heat output and power input of the heat pump in dependency on the wastewater temperature in the tank



Obr. 11 Porovnání výsledků výpočtu a měření pro měrný výkon výměníku

Fig. 11 Comparison of results of calculation and measurement for the specific heat output of the exchanger

V tab. 2 jsou shrnuty výsledky měření jednotlivých cyklů se dvěma uvedenými konstrukcemi výměníků. Průměrný COP ve všech cyklech se pohyboval kolem hodnoty 4,0, což je relativně vysoká a optimistická hodnota. Efektivita přechřívání tepla je samozřejmě ovlivněna počátečními a koncovými teplotami v obou zásobnících. V případě vysoké počáteční teploty a nízké koncové teploty v jímce odpadní vody je možné přechřívání větší množství energie z daného objemu a ohřát tak zásobník teplé vody o větší rozdíl teplot. V případě ohřevu zásobníku teplé vody na vyšší koncovou teplotu se snižuje celkový topný faktor za celý cyklus. S rostoucí počáteční teplotou v jímce odpadní vody a nižší koncovou teplotou v zásobníku teplé vody i topný faktor cyklu roste.

Kromě energetického hodnocení byla zpětně vyhodnocena i funkce navržených výměníků A a B. Pro dva vybrané cykly, každý s jiným typem výměníku, nicméně s podobnými provozními podmínkami, byly stanoveny měrné výkony výměníků UA [W/K] a pro stejné podmínky byl stanoven teoretický měrný výkon výměníku obecně v souladu s vybranými vztahy pro návrh výměníku. Porovnání výsledků je uvedeno v grafu na obr. 11.

Z grafu je patrná relativně dobrá shoda výsledku výpočtu s experimentálně stanovenými hodnotami s odchylkou do cca 20 %. S postupným vychlazováním nádrže klesá měrný výkon z důvodu poklesu součinitele prostupu tepla v důsledku změny fyzikálních vlastností obou kapalin, zejména nemrznoucí směsi. Shoda potvrzuje možnost použití vztahu pro návrh výměníku. Dále je zřejmé, že uspořádání výměníku B (větší svislá rozteč trubek, roztažení výměníku po celé výšce objemu) je mírně výhodnější než uspořádání A. Tento závěr nebylo možné zohlednit při teoretickém výpočtu, neboť nalezené kritériální rovnice neumožňují zahrnout vliv geometrie spirálového výměníku.

ZÁVĚR

Z uvedeného je patrné, že provoz tepelného čerpadla v definovaných podmínkách cyklu zpětného získávání tepla z odpadní vody s výsledným topným faktorem COP na úrovni hodnoty 4,0 znamená 75% úsporu energie pro přípravu teplé vody ve srovnání s běžným zásobníkovým elektrickým ohřevem. To ukazuje na významný energetický potenciál využití tepelných čerpadel pro přechřívání tepla z odpadní vody. Nicméně, jak ukáže druhá navazující část článku, zabývající se modelováním systému na základě experimentálních dat, v případě nasazení uvedeného systé-

Tab. 2 Souhrn výsledků z měření jednotlivých cyklů

Tab. 2 Results summary of individual measured cycles

Měřicí cyklus	Typ výměníku	$t_{ov,1}$ [°C]	$t_{ov,2}$ [°C]	$t_{tv,1}$ [°C]	$t_{tv,2}$ [°C]	Q_{TC} [kWh]	E_{TC} [kWh]	COP [-]
1	A	34,1	7,2	12,7	48,0	7,08	1,78	3,98
2	A	34,9	7,9	12,7	48,0	7,11	1,76	4,05
3	A	29,9	8,7	19,6	48,0	5,67	1,48	3,82
4	A	33,4	9,5	16,5	47,9	6,37	1,60	3,99
5	A	31,6	7,6	16,9	48,0	6,46	1,68	3,85
6	A	32,7	6,6	13,2	48,2	7,05	1,80	3,92
7	A	34,1	7,9	13,3	48,0	6,93	1,73	4,01
8	A	32,1	7,4	14,8	48,0	6,63	1,70	3,91
9	B	32,6	8,3	16,8	47,3	6,24	1,58	3,94
10	B	32,6	9,6	16,7	47,4	6,07	1,52	4,01
11	B	31,4	6,1	13,35	48,2	6,98	1,79	3,89
12	B	32,3	6,6	13,26	48,1	6,97	1,75	3,98

mu do reálných provozních podmínek se potenciál úspor může významně uplatnit především v budovách s velkou spotřebou teplé vody.

Kontakt na autory: radek.cervin@fs.cvut.cz, tomas.matuska@fs.cvut.cz

Poděkování: Tato práce vznikla za finanční podpory MŠMT v rámci programu NPU I č. LO1605.

Použité zdroje:

- [1] VAVŘIČKA, R., MATUŠKA, T. Zpětné získávání tepla v oblasti přípravy teplé vody. *Vytápění, větrání, instalace*. 2016, roč. 25, č. 3, s. 126–131. ISSN 1210-1389.
- [2] SEDLÁŘ, J., BROUM, M., MATUŠKA, T., ŠOUREK, B. Model tepelného čerpadla s odvodem tepla na třech úrovních. *Vytápění, větrání, instalace*. 2015, roč. 24, č. 1, s. 16–21. ISSN 1210-1389.
- [3] SYAM SUNDAR, L., SINGH, Manoj K. Convective heat transfer and friction factor correlations of nanofluid in a tube and with inserts: A review. *Renewable and Sustainable Energy Reviews* [online]. 2013, 20, 23–35 [vid. 2017-04-08]. ISSN 13640321. Dostupné z: doi:10.1016/j.rser.2012.11.041
- [4] ÇENGEL, Y. A., GHAJAR, A. J. *Heat and mass transfer: Fundamentals & applications*. 5. New York: McGraw-Hill Education, 2011. ISBN 978-0-07-339818-1.
- [5] PRABHARANJAN, Devanahalli G., RENNIE, Timothy J., VIJAYA RAGHAVAN, G. S. Natural convection heat transfer from helical coiled tubes. *International Journal of Thermal Sciences* [online]. 2004, 43(4), 359–365 [vid. 2017-04-18]. ISSN 12900729. Dostupné z: doi:10.1016/j.ijthermalsci.2003.08.005
- [6] FERNÁNDEZ-SEARA, J., DIZ, R., UHÍA, F. J., SIERES, J., DOPAZO, J. A. Thermal analysis of a helically coiled tube in a domestic hot water storage tank. Dostupné z: <http://repository.up.ac.za>

- [7] CADAVALCH, J., CARBONELL, D., CONSUL, R., RUIZ, R. Modelling of storage tanks with immersed heat exchangers. *Solar Energy*. 2015, 112, 154–162. ISSN 0038092X.
- [8] COLORADO, D., ALI, M. E., GARCÍA-VALLADARES, O., HERNÁNDEZ, J. A. Heat transfer using a correlation by neural network for natural convection from vertical helical coil in oil and glycerol/water solution. *Energy*. 2011, 36(2), 854–863. ISSN 03605442.

Rostou prodeje tepelných čerpadel vzduch/voda

Nová studie japonského časopisu JARN prokázala, že světový trh tepelných čerpadel vzduch/voda za rok 2016 vzrostl proti předchozímu roku o 14 % na 2,1 mil. přístrojů, zatímco v samotné Evropě o pouhé 1 %.

Světovým lídrem je Čína s 1,27 mil. přístrojů. Významným je čínský program Coal to Electricity, podle regionů podporovaný až do výše 3 000 USD na domácnost, převážně pro vytápění obytných budov. V Evropě vede Francie se 142 000 přístroji, s evropským podílem 58 %. Na prodeji se až 90 % podílí „split“ zařízení o výkonech 8 až 10 kW. Daleko v pozadí je Německo s pouhými 34 000 kusy. Na malých prodejkách zde mají zásluhu toho času nízké ceny oleje a plynu. Na druhém místě ve světě jsou USA s 85 000 kusy prodaných přístrojů, na první pohled s vysokým číslem, avšak s pouhým 1 % podílem na trhu.

Rostou prodeje tepelných čerpadel vzduch/voda s výkony 5 až 10 kW pro nové pasivní a nízkoenergetické domy, stejně jako hybridní systémy se zdvojenými zdroji tepla pro teploty pod 5 °C, kdy klesá účinnost tepelného čerpadla.

Pramen: CCI 11/2017, s. 12

(AB)



BETA - 9/8



- obousměrná větrací jednotka s nastavitelným vzduchovým výkonem do 8000 m³h⁻¹
- při splnění požadavků „Nařízení EK č. 1253/2014“ jmenovitý vzduchový výkon 7000 m³h⁻¹
- volná oběžná kola s EC motory s proměnlivými otáčkami
- protiproudý deskový rekuperační výměník s účinností rekuperace až 82 %
- pro zvýšení komfortu možnost vybavení kondenzačním plynovým teplovodním kotlem
- automatické řízení a regulace jednotek s možností připojení k síti ETHERNET
- distribuce vzduchu dálkově ovládanou tryskovou vyústkou