

Ing. Roman VAVŘIČKA, Ph.D.¹⁾
 doc. Ing. Tomáš MATUŠKA, Ph.D.²⁾
¹⁾ ČVUT v Praze, Fakulta strojní,
 Ústav techniky prostředí
²⁾ ČVUT v Praze, Univerzitní
 centrum energeticky efektivních
 budov

Zpětné získávání tepla v oblasti přípravy teplé vody

Heat Recovery in the Field of Hot Water Preparation

Recenzent
 doc. Ing. Mojmír Vrtek, Ph.D.

Článek se zabývá možnostmi využití tepla z odpadní vody odtékající z přípojovacího potrubí zařizovacích předmětů domu. V první části jsou popsány základní možnosti místního zpětného získávání tepla (rekuperace) používané zejména ve sprchách nebo sprchových koutech. Teoretický rozbor účinnosti a souvisejících dosažitelných úspor je podpořen experimentálním měřením vybraného typu rekuperačního výměníku. Vyhodnocení měření je porovnáno s klasifikací podle Passive House Institute. Kromě efektivnosti a úspory tepla dosažené nasazením rekuperačního výměníku je stanovena i ekonomická návratnost konkrétního výměníku při různých okrajových podmínkách.

Klíčová slova: příprava teplé vody, zpětné získávání tepla, výměník tepla, rekuperační výměník

The article deals with possibilities of using heat from waste water discharged by outlet pipes of house appliances. The first section describes the basic possibilities of the local heat recovery (recuperation), used mainly in showers and shower baths. Theoretical analysis of the efficiency and related achievable savings is supported by an experimental measurement of a selected type of recuperative heat exchanger. The results of the measurement are compared with the classification according to the Passive House Institute. In addition to the efficiency and energy savings achieved by deploying the recuperative heat exchanger, the economic return of the specific heat exchanger is also determined for different boundary conditions.

Keywords: hot water preparation, heat recovery, heat exchanger, recuperative heat exchanger

ÚVOD

Jako je v budovách samozřejmostí dosažení tepelné pohody, ať v zimním nebo v letním období, je samozřejmostí i zajištění teplé vody. Posledních cca 20 let je snaha o snížení energetické náročnosti budovy zaměřena zejména na snížení potřeby energie na vytápění (např. zateplení obálky budovy, využití alternativních systémů zdrojů tepla, revitalizace stávajících zdrojů tepla atd.). Například systémy zpětného získávání tepla v oblasti větrání budov jsou dnes již standardem při návrhu energeticky úsporných budov [např. 7, 8, 9]. Naproti tomu využití zpětného získávání tepla (ZZT) z odpadní vody je technickou veřejností vnímáno zatím jako okrajová záležitost. Přitom podíl potřeby tepla pro přípravu teplé vody na celkovém dodaném teple do budovy roste. S ohledem na požadavky vyhlášky č. 78/2013 Sb. o energetické náročnosti budov a normy ČSN 73 0540 je navíc jasné, že tento podíl bude postupně v budoucnosti čím dál vyšší. Společně s růstem cen tepla tak budou systémy využívání tepla z odpadní vody nabývat na významu.

POTŘEBA TEPLA PRO PŘÍPRAVU TEPLÉ VODY A NA VYTÁPĚNÍ

Potřebu tepla dodaného ohřivačem teplé vody (TV) za danou periodu (obvykle 1 den = 24 hodin) pro zajištění přípravy teplé vody lze vyjádřit jako:

$$Q_{2p} = Q_{2t} + Q_{2z} = (1+z)Q_{2t} = \frac{(1+z)V_{2p}\rho c(t_2 - t_1)}{3600 \cdot 1000} \quad (1)$$

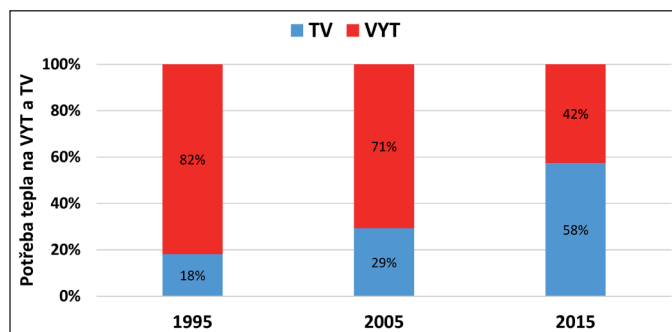
kde je:

- Q_{2p} teplo dodané ohřivačem TV [kWh/den],
- Q_{2t} teplo pro ohřev vody [kWh/den],
- Q_{2z} teplo ztracené při ohřevu a distribuci TV [kWh/den],
- z poměrná ztráta tepla při ohřevu a distribuci TV [-],
- V_{2p} celková potřeba teplé vody [m³/den],
- ρ hustota vody při střední teplotě zásobníku [kg/m³],

- c měrná tepelná kapacita vody [J/(kg.K)],
- t_1 teplota studené vody [°C],
- t_2 teplota teplé vody [°C].

Hodnoty poměrné ztráty tepla při ohřevu a distribuci tepla z jsou závislé na kvalitě tepelné izolace rozvodů teplé vody a cirkulace, tepelné izolace zásobníku tepla a v neposlední řadě také na době provozu cirkulace během dne a během roku. Pro bytové domy s řízenou cirkulací se hodnota tohoto součinitele pohybuje okolo 0,5. U rodinných domů bez cirkulačního potrubí lze pro výpočet uvažovat hodnoty $z = 0,2$ až $0,3$ [1].

Trend vývoje poměru mezi potřebou tepla pro vytápění a přípravu teplé vody lze ukázat na příkladu rodinného domu, který byl postaven v roce 1995 s celkovou tepelnou ztrátou na vytápění 8,5 kW. Potřeba tepla na vytápění stanovená podle ČSN EN ISO 13 790 [10] je cca 18 900 kWh/rok. Při průměrné potřebě teplé vody cca 40 l/osobu-den a poměrné ztrátě rozvodů teplé vody ve výši cca 20 % je roční potřeba tepla pro přípravu teplé vody pro 4 osoby cca 4 200 kWh/rok. Pro stav domu v roce 1995 byla tedy celková potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody 23 100 kWh/rok. V roce 2005 prošel dům re-



Obr. 1 Porovnání podílu potřeb energie na vytápění a přípravu teplé vody v závislosti na postupných úpravách v rodinném domě

Fig. 1 Comparison of the ratio of the energy demand for heating and hot water preparation depending on the gradual adjustments in the family house

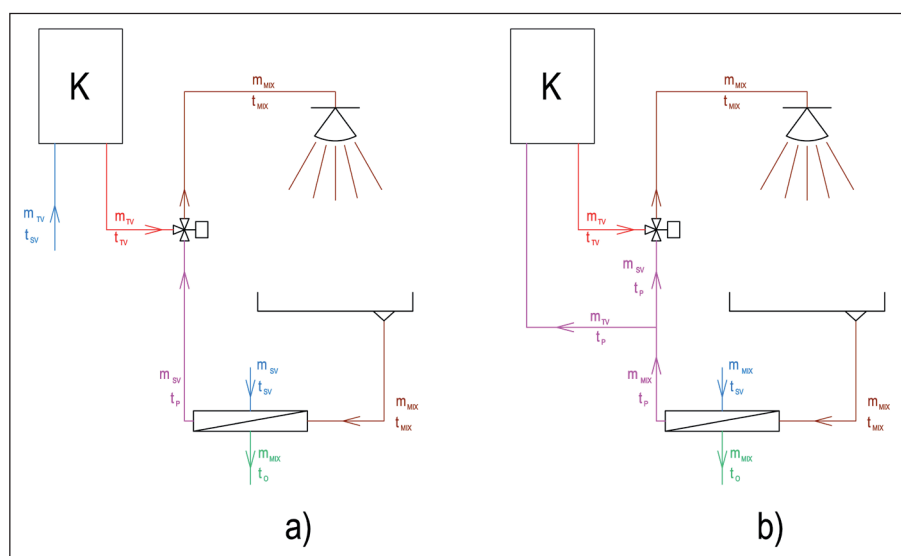
konstrukci s důrazem na zateplení obálky budovy splňující požadavky nízkoenergetického domu. Celková potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody klesla na 14 300 kWh/rok. V roce 2015 byl v domě instalován systém nuceného rovnotlakého větrání se zpětným získáváním tepla, provedeno další zateplení půdního prostoru a výměna oken (izolační trojsklo s meziskelnou tepelnou fólií). Celková potřeba tepla na vytápění a přípravu teplé vody se snížila na 7 300 kWh/rok. Roční potřeba tepla na přípravu teplé vody však zůstala konstantní, tj. na úrovni 4 200 kWh/rok, a po provedení posledních úprav domu se stala dominantní potřebou tepla. Procentuální vyjádření poměru potřeby tepla na vytápění a přípravu teplé vody v závislosti na postupných úpravách domu ukazuje graf na obr. 1.

SYSTÉMY ZPĚTNÉHO VYUŽITÍ TEPLA

Je důležité si uvědomit, že zatímco u otopných soustav se využívá čím dál více nízko teplotních systémů vytápění, u přípravy teplé vody jsme limitováni jak hlediskem komfortu, tak hlediskem hygienickým zakot-

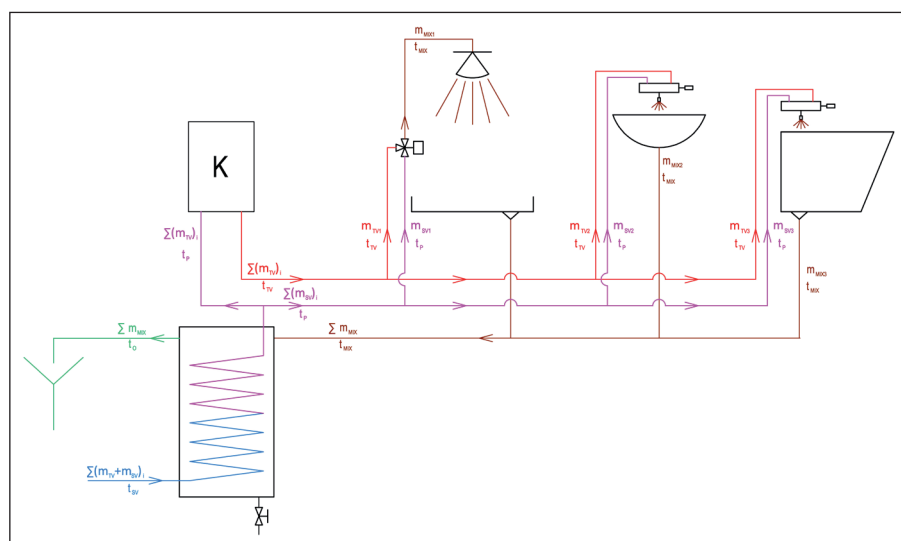
veným v právních předpisech. Z pohledu technického je nutné zajistit návrh rozvodů teplé vody tak, aby byl splněn požadavek na teplotu vody v odběrném místě (např. umyvadlové baterii). Dle požadavku ČSN EN 806-2 při úplném otevření výtokové armatury nemá nastat, že by teplota vody po uplynutí 30 s u výtokových armatur byla nižší než 60 °C, pokud není v národních nebo místních předpisech uvedeno jinak. V ČR je teplota teplé vody vytékající z výtokové armatury stanovena ve vyhlášce č. 194/2007 Sb. (45 až 60 °C, 45 °C krátkodobě v odběrových špičkách), v ČSN 06 0320 (ve stavbách pro bydlení 50 až 55 °C, opět krátkodobě min. 45 °C) a ČSN 73 6660 (pro ústřední přípravu teplé vody max. 55 °C, vyšší teplota jen u místní přípravy) [2]. Nicméně pro vlastní použití teplé vody ke sprchování, mytí a další potřeby plně dostačující teplota 40 °C a nižší, s výjimkou umývání nádobí ve dřezu.

Pro vyjádření potenciálu využití zpětného získávání tepla z odpadní vody uvažujeme teplotu přiváděné studené vody $t_{sv} = 10\text{ °C}$ a teplotu přiváděné teplé vody $t_{tv} = 55\text{ °C}$, které se ve sprchové baterii smísí na teplotu vody pro sprchování v rozsahu $t_{mix} = 38\text{ °C}$ až 43 °C. Pro úspornou sprchu (např. s omezovačem průtoku osazeným ve sprchové hadici) je průtok míchané vody cca 7,5 až 9 l/min. To odpovídá celkové spotřebě vody (míchané) na jednu sprchu 40 až 45 litrů. Při době sprchování cca 5 až 6 minut se potřeba energie na jedno sprchování pro úspornou sprchu pohybuje v rozsahu $Q_1 = 1,3$ až 1,84 kWh. Pro srovnání: např. v DIN 4708 [12] je uvedena potřeba tepla pro sprchovou kabínu se směšovací baterií a úspornou sprchou 1,63 kWh, normální sprchou 3,66 kWh a luxusní sprchou 7,32 kWh. Tato energie, která je do přípravy teplé vody vložena, se většinou již dále nevyužívá a připojovacím potrubím vnitřní kanalizace je po použití ve sprše odvedena mimo dům. V zásadě lze využít dva základní způsoby rekuperace tepla z odpadní vody v připojovacím potrubí kanalizace, a sice lokální systémy rekuperace (viz obr. 2) nebo centrální rekupe-



Obr. 2 Princip lokální rekuperace odpadní vody ve sprše: a) přímá rekuperace pro směšovací armaturu odběrného místa; b) rekuperace s využitím lokálního zdroje tepla pro přípravu teplé vody

Fig. 2 Principle of the local wastewater recuperation in shower: a) direct recuperation for the mixer fitting of the supply point; b) recuperation using local heat source for hot water preparation



Obr. 3 Princip centrální rekuperace s akumulací pro jednu bytovou jednotku

Fig. 3 Principle of the central recuperation with an accumulation for one dwelling unit

raci (viz obr. 3). Lokální rekuperace znamená přímé využití odpadní vody u jednotlivých zařízovacích předmětů. Zařízení (rekuperační výměník) využívá aktuálního průtoku odpadní vody k předeřhnutí studené vody. Předeřhnutá studená voda je pak přiváděna přímo do směšovací baterie v daném odběrném místě (viz obr. 2a). Znamená to, že takový systém lze využít tam, kde dochází současně jak k odběru teplé a studené vody, tak i k odtoku odpadní vody do kanalizačního potrubí. Typickým odběrným místem je sprcha vybavená termostatickou sprchovou baterií s možností nastavení konstantní výstupní teploty vody pro sprchování. Tyto výměníky se nejčastěji instalují přímo na připojovacím potrubí kanalizace [3] nebo např. na odpadním (svislém) potrubí [4].

Další možností je využití předeřhnuté studené vody nejen ve směšovací baterii odběrného místa, ale i v okruhu zdroje tepla pro přípravu teplé vody (obr. 2b). Nevýhodou zapojení podle obrázku 2b je, že v případě napojení více odběrných míst na jeden zdroj tepla pro přípravu teplé

vody je toto schéma složitější a je nutné vzít v úvahu i tlakové poměry v potrubí při nesoučasnosti používání odběrných míst. I tak platí, že lokální rekuperace je přímo vázaná na průtok vody odběrným místem se současným průtokem odpadní vody v přípojovacím potrubí kanalizace.

Naproti tomu centrální rekuperace, např. s využitím akumulární nádrže (viz obr. 3), nabízí možnost rekuperace tepla pro více zařizovacích předmětů v objektu (sprchy, vany, umyvadla, pračky, myčky apod.) a zároveň oddělit dobu odtoku odpadní vody od doby přítoku předehřáté vody (nesoučasnost zpětného využití tepla). Základní nevýhodou použití takového zařízení je nutnost rozdělit kanalizační potrubí v domě na tzv. šedou a černou vodu podle definice ČSN EN 12056-2 [11]. Tzv. šedá voda je odpadní splašková voda, která neobsahuje fekálie a moč. To přináší navýšení investice ve fázi výstavby domu a také nutnost řešení vhodné dispozice domu, a to i s ohledem na minimalizaci hlukových projevů odpadního potrubí v domě [6]. Konstrukční řešení akumulární nádrže musí umožňovat pravidelné čištění a vypouštění případných kalů a nečistot. Další nevýhodou je také nutnost dostatečného prostoru pro umístění akumulární nádrže v domě, včetně případného návrhu tepelné izolace na odpadní potrubí.

TEORETICKÝ ROZBOR

Základním kritériem pro hodnocení zpětného získávání tepla je účinnost sdílení tepla výměníku η , která se obecně stanoví jako:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{C}_{SV}(t_P - t_{SV})}{\dot{C}_{\min}\Delta t_{\max}} \quad (2)$$

kde je:

- \dot{Q} skutečně přenesený tepelný výkon výměníku na straně předehřevu studené vody [W],
- \dot{Q}_{\max} maximálně možný přenášený tepelný výkon výměníku [W],
- \dot{C}_{SV} tepelná kapacita průtoku studené vody [W/K],
- \dot{C}_{\min} menší z obou tepelných kapacit průtoku [W/K],
- t_P teplota předehřáté studené vody [°C],
- t_{SV} teplota studené vody přivedené do výměníku [°C],
- Δt_{\max} rozdíl teplot obou kapalin na vstupu do výměníku [K].

Z dosazení do vztahu vyplývá, že účinnost sdílení tepla v tomto případě bude záviset pouze na poměru rozdílů teplot podle vztahu:

$$\eta = \frac{\dot{Q}}{\dot{Q}_{\max}} = \frac{\dot{V}_{SV}\rho_{SV}c_{SV}(t_P - t_{SV})}{\dot{V}_{SV}\rho_{SV}c_{SV}(t_{MX} - t_{SV})} = \frac{(t_P - t_{SV})}{(t_{MX} - t_{SV})} \quad (3)$$

kde je:

- \dot{V}_{SV} objemový průtok studené vody (na primární straně výměníku) [m³/s],
- ρ_{SV} hustota studené vody [kg/m³],
- c_{SV} měrná tepelná kapacita studené vody [J/(kg·K)],
- t_{MX} teplota odpadní vody (vystupující ze sprchové baterie = přiváděná z odpadu do výměníku) [°C].

Při známé účinnosti rekuperačního výměníku, např. z experimentálního měření, lze tedy stanovit teplotu předehřáté vody na vstupu do termostatické baterie pro sprchu (viz zapojení na obr. 2a). Zvýšená teplota studené vody přímo ovlivňuje přítok teplé vody \dot{V}_{TV} o teplotě t_{TV} ze zdroje teplé vody (zásobník, kotel, výměníková stanice, rozvod teplé vody) pro dosažení požadované teploty t_{MX} za termostatickou baterií, a to podle vztahu:

$$\dot{V}_{TV} = \dot{V}_{MX} \frac{[t_{MX} - t_{SV} - \eta(t_{MX} - t_{SV})]}{[t_{TV} - t_{SV} - \eta(t_{MX} - t_{SV})]} \quad (4)$$

kde je:

\dot{V}_{MX} požadovaný objemový průtok teplé vody vystupující z baterie [m³/s].

Z rovnice je přímo patrné, že v nedosažitelném případě se 100% účinností výměníku a zároveň při zanedbání tepelné ztráty odpařováním a tepelné ztráty v počáteční fázi sprchovacího cyklu, kdy dochází k prohřívání sprchové vaničky, by nebylo zapotřebí žádného přítoku teplé vody, jakmile by jednou odpadním potrubím odtékla voda o požadované teplotě.

Vyhodnocení poměrné úspory tepla nasazením rekuperačního výměníku lze vyjádřit na základě kalorimetrické rovnice. Stanoví se množství tepla dodaného v teplé vodě pro dosažení požadované teploty t_{MX} s instalovaným rekuperačním výměníkem Q_S (při účinnosti η) a bez rekuperačního výměníku Q_{Bez} (při účinnosti $\eta = 0$) pro případ zapojení dle obr. 2a s použitím příslušných průtoků teplé vody \dot{V}_{TV} stanovených podle vztahu (4):

$$Q_S = \dot{V}_{TV(\eta)}\rho c(t_{TV} - t_{SV})\Delta\tau \quad (5)$$

$$Q_{Bez} = \dot{V}_{TV(\eta=0)}\rho c(t_{TV} - t_{SV})\Delta\tau \quad (6)$$

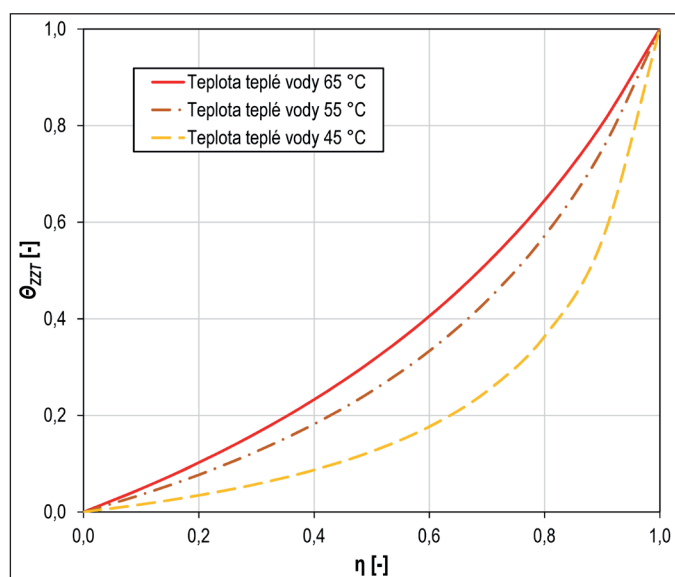
kde je:

$\Delta\tau$ doba přítoku teplé vody (doba sprchování) [s].

Úspora tepla ΔQ je rozdíl mezi množstvím tepla dodaného pro sprchu bez instalovaného rekuperačního výměníku a s instalovaným výměníkem. Vztazením úspory tepla k množství tepla dodaného bez použití výměníku lze vyjádřit poměrnou (bezrozměrnou) úsporu tepla:

$$\Theta_{ZZT} = \frac{\Delta Q}{Q_{Bez}} = \frac{Q_{Bez} - Q_S}{Q_{Bez}} = 1 - \frac{Q_S}{Q_{Bez}} = 1 - \frac{\dot{V}_{TV(\eta)}}{\dot{V}_{TV(\eta=0)}} \quad (7)$$

kteřá je závislá pouze na průtocích teplé vody přitékajících do sprchové termostatické baterie.



Obr. 4 Poměrná úspora tepla v závislosti na účinnosti rekuperace a teplotě teplé vody

Fig. 4 Relative heat saving depending on the recuperation efficiency and hot water temperature

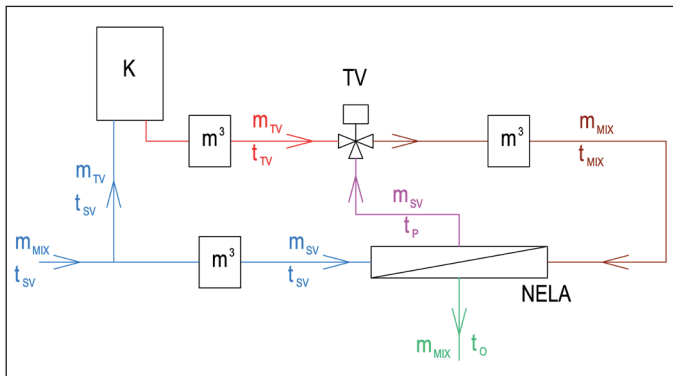
Dosažením rovnice (4) do rovnice (7) pak lze poměrnou úsporu tepla vyjádřit přímo v závislosti na účinnosti sdílení tepla výměníku a okrajových teplotních podmínkách jako:

$$\Theta_{ZT} = 1 - \frac{(1 - \eta)}{1 - \eta \frac{(t_{MIX} - t_{SV})}{(t_{TV} - t_{SV})}} \quad (8)$$

Závislost poměrné úspory tepla na účinnosti rekuperačního výměníku a teplotě teplé vody ukazuje obr. 4, který platí pro požadovanou teplotu teplé vody na výstupu ze sprchové baterie 40 °C a teplotu studené vody 10 °C. Úspora energie instalací rekuperačního výměníku není rovna jeho účinnosti (pokud není zrovna 100 %), ale je významně nižší, navíc je závislá na teplotě přiváděné teplé vody. Například pro teplotu teplé vody 55 °C bude v případě rekuperačního výměníku s účinností 50 % (při daných okrajových podmínkách) poměrná úspora pouze 25 %.

EXPERIMENTÁLNÍ MĚŘENÍ REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU

V laboratořích ČVUT v Praze na Ústavu techniky prostředí byla sestavena měřicí trať dle schématu na obr. 5. Trať je osazena ultrazvukovými průtokoměry Qheat 5, teplotními čidly KSTz Pt100 a je napojena přes měřicí ústřednu Ahlborn 3290 na PC. Zpracování naměřených dat pro-



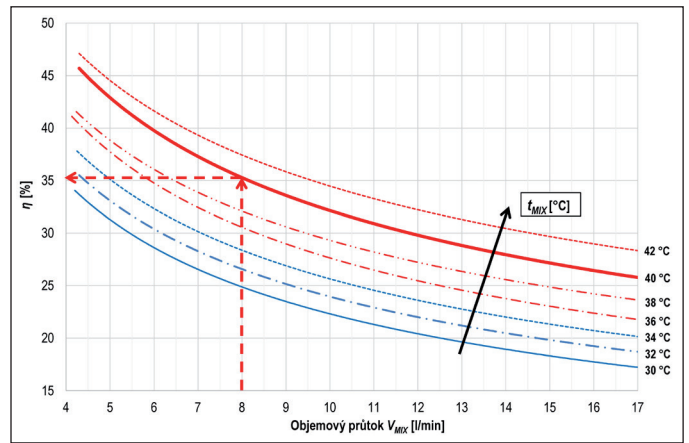
Obr. 5 Schéma zapojení měřicí trati: K – elektrický průtokový ohřivač Stiebel Eltron DHE SLi; m³ – ultrazvukový průtokoměr Qheat 5; NELA – rekuperační výměník; TV – termostatická sprchová baterie

Fig. 5 Experimental track diagram: K – electric flow water heater Stiebel Eltron DHE SLi; m³ – ultrasonic flowmeter Qheat 5; NELA – recuperative heat exchanger; TV – thermostatic shower mixer



Obr. 6 Rekuperační výměník NELA

Fig. 6 Recuperative heat exchanger NELA



Obr. 7 Grafická závislost účinnosti výměníku NELA na teplotě t_{MIX} a průtoku sprchovou hlavici, zapojení dle obr. 2a

Fig. 7 Plot of the dependence of the NELA heat exchanger efficiency on the temperature t_{MIX} and flow through the showerhead, connection according to Fig. 2a

bíhá v softwaru AMR Control a prostředí MS Excel. Měření byl výměník s označením NELA (viz obr. 6) [3], zapojený dle schématu na obr. 2a.

Certifikaci rekuperačních výměníků je možné provádět např. dle PHI (Passive House Institute) [5]. Ta zavádí okrajové podmínky pro zkoušení rekuperačních výměníků. Metodika stanovuje pro vyhodnocení teplotu t_{MIX} = 40 °C a objemový průtok V_{MIX} = 8 l/min. Měření realizovaná v laboratoři probíhala pro různé průtoky mícháné vody V_{MIX} = 4 až 17 l/min s krokem 0,5 l/min a pro různé teploty mícháné vody t_{MIX} = 30 až 42 °C s krokem 2 K a zahrnovala tak i požadavky PHI. Po nastavení požadovaného průtoku mícháné vody a ustálení teploty mícháné vody byly odečítány hodnoty jednotlivých teplot v intervalu 10 s. Průtoky studené, teplé a mícháné vody byly odečítány v intervalu 1 minuty. Jeden měřicí cyklus trval 10 minut.

Vyhodnocení měření je znázorněno na obr. 7. Experiment potvrdil, že s klesajícím průtokem sprchovou hlavici (tj. průtokem vody v odpadním potrubí) účinnost výměníku roste. To je dáno tím, že při nižším průtoku V_{MIX} zároveň výrazně klesá průtok studené vody V_{SV} v rekuperačním výměníku (zapojení dle obr. 2a) a teplota předehřáté vody t_p roste, výměník je potom svou plochou předimenzovaný. Předmětem dalšího výzkumu bude zjištění závislosti účinnosti rekuperačního výměníku na průtoku V_{MIX} dle zapojení obrázku 2b, kdy je průtok studené vody V_{SV} v rekuperačním výměníku stejný jako průtok odpadní vody V_{MIX}.

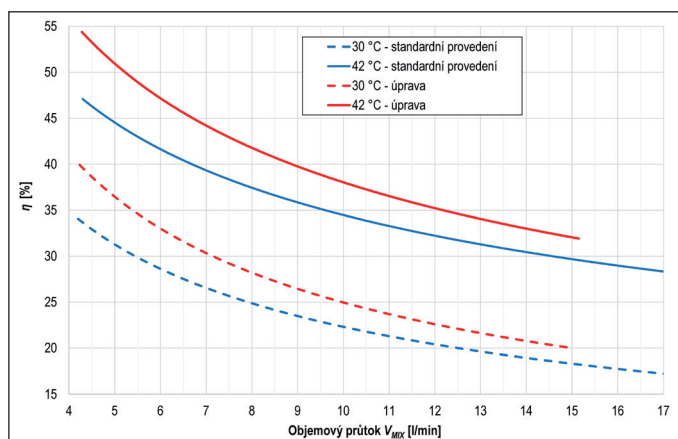
Pro vyhodnocení k certifikaci dle PHI je možné z obr. 7 odečíst účinnost výměníku η = 35,3 %. To řadí tento výrobek podle tab. 1 do hodnocení pHc – certifikovatelný výrobek dle PHI.

Další měření bylo provedeno pro úpravu výšky umístění nerezového výměníku ode dna plastové vaničky s ohledem na měřenou

Tab. 1 Hodnocení výrobků pro zpětné využití odpadního tepla dle PHI

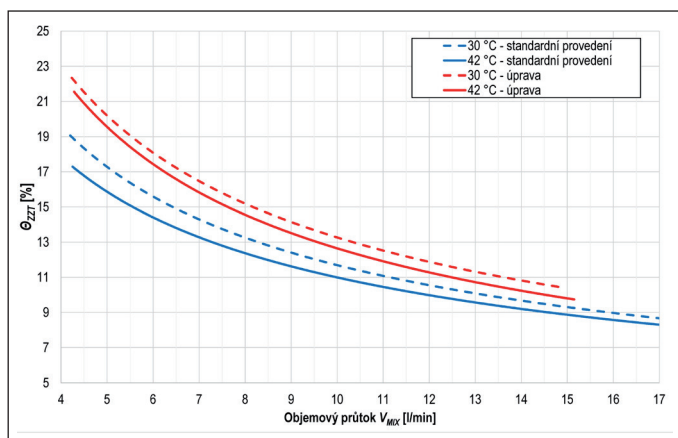
Tab. 1 Rating of the products for waste heat recovery according to the PHI

η _{stationár} [%]	Klasifikace	Označení
≥ 60	phA+	Velmi pokročilý výrobek
≥ 50	phA	Pokročilý výrobek
≥ 40	phB	Základní výrobek
≥ 30	phC	Certifikovatelný výrobek
< 30	-	Necertifikovatelný výrobek



Obr. 8 Grafická závislost účinnosti výměníku NELA na teplotě t_{MIX} a průtoku sprchovou hlavicí, zapojení dle obr. 2a – porovnání provedených úprav pozice výměníku v plastové vaničce

Fig. 8 Plot of the dependence of the NELA heat exchanger efficiency on the temperature t_{MIX} and flow through the showerhead, connection according to Fig. 2a – comparison of the executed adjustment of the heat exchanger position in the plastic tank

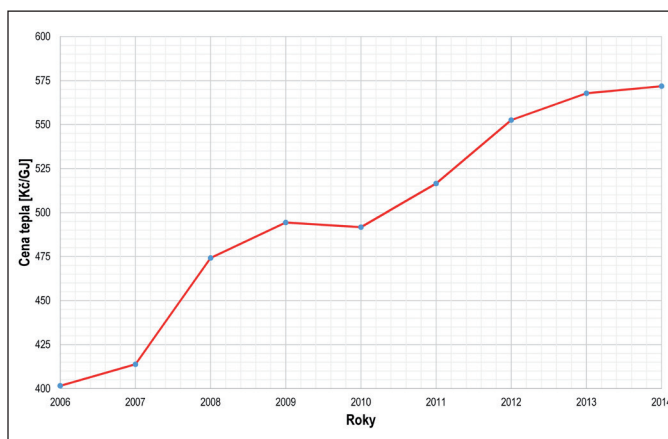


Obr. 9 Grafická závislost poměrné úspory tepla Θ_{ZZT} výměníku NELA na průtoku

Fig. 9 Plot of the dependence of the relative heat saving Θ_{ZZT} of the heat exchanger NELA on the flow rate

výšku hladiny vody ve výměníku a úpravu vtoku odpadní vody do vaničky rekuperačního výměníku. (Pozn.: Bez bližších informací.) Výsledky, resp. změnu účinnosti, je možné odečíst z obr. 8, ve kterém jednotlivé křivky ohraničují rozsahy účinnosti η pro teploty t_{MIX} od 30 až do 42 °C. Z pohledu srovnání se standardním provedením výměníku NELA došlo těmito relativně jednoduchými úpravami ke zlepšení účinnosti výměníku pro hodnocení dle PHI z původních 35,3 % na 40,8 %, což posouvá tento výrobek do hodnocení pHB – základní výrobek.

Na obr. 9 je uvedena grafická závislost poměrné úspory tepla rekuperačního výměníku NELA ve standardním provedení a po úpravě. Pro objemový průtok $V_{MIX} = 8$ l/min je možné odečíst poměrnou úsporu tepla Θ_{ZZT} v rozsahu od 12,0 do 13,2 % pro standardní provedení a v rozsahu od 14,5 do 15,3 % po úpravě.



Obr. 10 Vývoj průměrné ceny tepla vč. DPH pro konečného spotřebitele v ČR (zdroj: www. eru.cz)

Fig. 10 Development of the average price of heat incl. VAT for final customer in the Czech Republic (source: www. eru.cz)

NÁVRATNOST REKUPERAČNÍHO VÝMĚNÍKU

Otázkou je, zda při relativně nízké hodnotě poměrné úspory tepla může být investice do systému zpětného získávání tepla z odpadní vody návratná. Pro srovnání je uvažováno pouze s cenou sprchového výměníku (cca 6 800 Kč) a termostatické sprchové baterie (cca 2 500 Kč). Přířizovací náklady na připojení potrubí studené vody a kanalizace jsou zanedbány, neboť jsou srovnatelné s konvenčním zapojením sprchového koutu bez výměníku.

Cena tepla je samozřejmě závislá na typu zdroje tepla. Pro vyhodnocení ekonomické návratnosti instalace výměníku NELA bylo uvažováno s průměrnou cenou tepla pro konečné spotřebitele v ČR dle Energetického regulačního úřadu. Na obr. 10 je znázorněna cena tepla za období od roku 2006 do roku 2014. Průměrný meziroční nárůst ceny tepelné energie je cca 4,6 %, přičemž průměrná cena tepla pro konečného spotřebitele byla v roce 2014 v ČR cca 570 Kč/GJ. Uvedená cena tepla a meziroční nárůst byly použity v dalších výpočtech.

V příkladu je uvažováno s rodinou o počtu 4 osob, kdy četnost sprchování je 1 sprcha/os.den. Průtok sprchovou hlavicí je vypočítán z potřeby tepla na sprchu a průměrné doby sprchování (viz tab. 2). Průběh poměrné úspory tepla pro standardní provedení výměníku NELA a po jeho úpravě je znázorněn na obr. 9. Doby návratnosti pro jednotlivé případy je možné predikovat dle grafu na obr. 11.

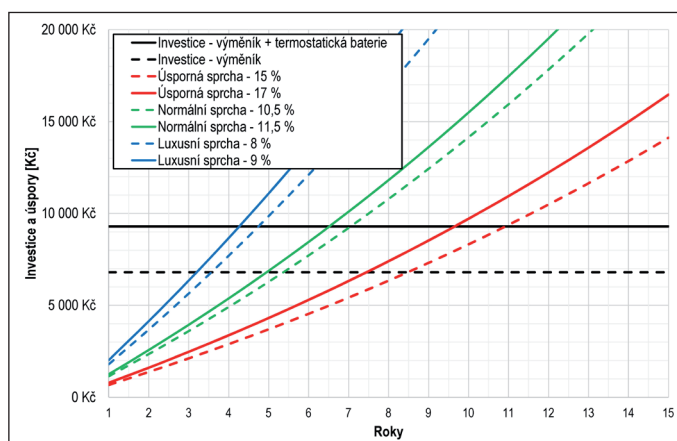
Z obr. 11 je vidět, že doba návratnosti výrazně závisí na množství odebraného tepla ve sprše. Zatímco při úsporném režimu (tj. 1,47 kWh/sprchu) by byla doba návratnosti průměrně mezi 7,5 až 11 lety (dle investice), tak u luxusní sprchy (tj. 7,33 kWh/sprchu) by se doba návratnosti pohybovala okolo 3 až 4,5 let. Pro normální sprchu lze odečíst průměrnou dobu návratnosti okolo 5 až 7 let.

Tab. 2 Okrajové podmínky pro stanovení doby návratnosti instalace rekuperačního výměníku s termostatickou sprchovou hlavicí ($t_{TV} = 55$ °C, $t_{SV} = 10$ °C, 4 osoby = 4 sprchy/den)

Tab. 2 Boundary conditions for the payback period determination of the recuperative heat exchanger installation with the thermostatic shower head ($t_{TV} = 55$ °C, $t_{SV} = 10$ °C, 4 people = 4 showers/day)

Typ sprchy	Potřeba tepla [kWh/sprchu]	Potřeba tepla [kWh/rok]	Průtok sprchovou hlavicí V_{MIX} [l/min]	Doba sprchování $\Delta\tau$ [min/sprcha]	Poměrná úspora tepla Θ_{ZZT} [%] (obr. 9)
Úsporná sprcha	1,47	2 150	6	7	15,0 – 17,0
Normální sprcha	3,56	5 200	12	8,5	10,5 – 11,5
Luxusní sprcha	7,33	10 700	20	10,5	8,0* – 9,0*

*odhad dle trendu křivek na obr. 9



Obr. 11 Doba návratnosti instalace rekuperačního výměníku typ NELA

Fig. 11 Payback period of the NELA recuperative heat exchanger installation

Příklad byl zpracován pro běžný rodinný dům obsazený 4 osobami. Je zřejmé, že doba návratnosti výrazně závisí na odebraném množství tepla při sprchování a počtu sprchových cyklů. To znamená, že např. pro bytovací zařízení (hotely, penzióny, studentské koleje, autokempy apod.) by s rostoucím počtem využívaných sprch výrazně klesala doba návratnosti, naopak u rodinných domů vybavených například vanou bude při méně častém použití sprchy doba návratnosti vyšší.

ZÁVĚR

Je zřejmé, že při současném trendu snižování potřeby tepla na vytápění roste význam ostatních energií potřebných pro provoz domu. Do popředí zájmu tak vystupuje potřeba tepla pro přípravu teplé vody, která se může pohybovat v rozmezí od 50 do 70 % z celkové potřeby tepla v domě. Jednou z možností, jak snížit energetickou náročnost přípravy teplé vody, je využití rekuperace tepla z odpadní vody. Příspěvek ukázal, jakých úspor lze dosáhnout relativně jednoduchým a levným zařízením. Kromě uvedených energetických úspor a ekonomické návratnosti je nutné u takovýchto systémů zdůraznit také dva možné problémy. V případě návrhu centrální rekuperace s možností využití odpadní vody od více zařizovacích předmětů je nutností oddělená kanalizační síť v domě pro šedou a černou vodu. Druhým možným problémem je čištění takových rekuperačních systémů. V případě použití jednoduchého deskového výměníku jako lokálního rekuperátoru je z praxe ověřeno, že tyto problémy jsou minimální a jsou srovnatelné se stejnou potřebou čištění jako např. u zápachové uzávěry sprchy.

Kontakt na autory: Roman.Vavricka@fs.cvut.cz; Tomas.Matuska@uceeb.cvut.cz

Poděkování: Tato práce vznikla za finanční podpory MŠMT v rámci programu NPU I č. LO1605. Autoři děkují firmě Ivan SAKAL – Technologie pro úspory energie za spolupráci a pomoc při návrhu a technickém řešení měřící trati v laboratořích Ústavu techniky prostředí.

Použité zdroje:

- [1] VAVŘIČKA, R. Metody návrhu zásobníku teplé vody – 1. část. *Vytápění, větrání, instalace*. 2011, č. 3, s. 108–112. ISSN 1210-1389.
- [2] VRÁNA, J. Nová evropská norma ČSN EN 806-2 pro navrhování vnitřních vodovodů (I). In: TZB-Info [online] [31. 10. 2005]. Dostupné z: <http://www.tzb-info.cz/2817-nova-evropska-norma-csn-en-806-2-pro-navrhovani-vnitřnich-vodovodu-i>
- [3] Firemní podklady. Ivan SAKAL – Technologie pro úspory energie. Dostupné z: <http://sakal-ovt.cz/cs/>
- [4] Firemní podklady. ReTherm. Dostupné z: www.retherm.com
- [5] Passivhaus Institut (PHI). Darmstadt, Germany. 2015. Dostupné z: http://www.passiv.de/downloads/03_zertifizierungskriterien_ww_wrg_de.pdf
- [6] KUČERA, R. Hodnocení hluku v bytové zástavbě. *Topenářství, instalace*. 2014, č. 5, s. 28 – 34. ISSN 1211-0906.
- [7] LERL, Z. Stanovení účinnosti ZT. *Vytápění, větrání, instalace*. 2015, č. 3, s. 134–136. ISSN 1210-1389.
- [8] ZMRHAL, V., DUŠKA, M. Potřeba energie pro větrání obytných budov. *Vytápění, větrání, instalace* 2012, č. 1, s. 2–7. ISSN 1210-1389.
- [9] HEMZAL, K. ZT – známé principy v nových aplikacích. *Vytápění, větrání, instalace*. 2004, č. 4, s. 143–145. ISSN 1210-1389.
- [10] ČSN EN ISO 13 790: 2009. Energetická náročnost budov – Výpočet spotřeby energie na vytápění a chlazení.
- [11] ČSN EN 12 056-2: 2001. Vnitřní kanalizace – Gravitační systémy – část 2: Odvádění splaškových odpadních vod – Navrhování a výpočet.
- [12] DIN 4708 - Zentrale Wassererwärmungsanlagen, 1994; part 1 – Begriffe und Berechnungsgrundlagen; part 2 - Regeln zur Ermittlung des Wärmebedarfs zur Erwärmung von Trinkwasser in Wohngebäuden; part 3 - Regeln zur Leistungsprüfung von Wassererwärmern für Wohngebäude. ■

Kvalita vzduchu ve školách

Jakmile se modernizuje nebo staví nová školní budova, vzniká diskuse na téma kvalita vzduchu. Třída se 30 žáky totiž vytváří za hodinu cca 2,5 kWh a 500 l CO₂, které je nutno odvést větráním, aby nedocházelo k přehřátí a zhoršování kvality vzduchu. Navzdory velkému významu tohoto problému ukazují zkoušky, že znalosti systémů větrání pro školní budovy nejsou v praxi dostačující. Nejde vždy jen o techniku, ale i o komunikaci se všemi zúčastněnými. Včasné vtažení učitelů a žáků do plánování se pozitivně projevuje v implementaci účinné techniky větrání.



Tematická informace BINE „Větrání ve školách“ (1/2015) poskytuje přehled o stavebně-fyzikálních požadavcích na různé techniky, jejich optimálních výsledcích a energetické bilanci. Dalším důležitým aspektem je akustická situace. Autorkami informace BINE jsou prof. Runa Hellwigová a prof. Martina Hacklová, které se dlouhá léta zabývají koncepcemi větrání na vysoké škole v Augsburgu a ve Fraunhoferově ústavu pro stavební fyziku (IBP). Kapitulu o akustických požadavcích připojil dr. Christian Nocke z Akustikbüro Oldenburg. Tematickou informaci lze získat zdarma po vyžádání na www.bine.info.

Pramen: HLH 66 (2015), č. 8

(AB)

Informace denně již 13 let zdarma!

