

Ing. Jan SEDLÁŘ  
 ČVUT v Praze,  
 Univerzitní centrum  
 energeticky efektivních budov

# Tepelné čerpadlo s dochlazovačem pro přípravu teplé vody

## Heat Pump with Subcooler for Hot Water Preparation

Recenzent  
 doc. Ing. Tomáš Matuška, Ph.D.

Příspěvek prezentuje simulační analýzu zemního tepelného čerpadla s dochlazovačem pro zvýšení účinnosti přípravy teplé vody. Proto byl vytvořen matematický model tepelného čerpadla s dochlazovačem pro simulační prostředí TRNSYS. Dochlazovač teoreticky zvyšuje tepelný výkon tepelného čerpadla od 10 do 25 % bez nárůstu příkonu. Byly provedeny simulace pro porovnání provozu standardního tepelného čerpadla a identického tepelného čerpadla s dochlazovačem v soustavě přípravy teplé vody. Průměrná reálná úspora elektrické energie při přípravě teplé vody je 9 %, sezónní topný faktor je o 10 % vyšší.

**Klíčová slova:** tepelné čerpadlo, dochlazovač, příprava teplé vody, výkon systému

The paper presents simulational analysis of the ground heat pump with subcooler for increasing the efficiency of the hot water preparation. The mathematical model of the heat pump with subcooler was created for simulation environment TRNSYS. In theory the subcooler increases the heat output of the heat pump by 10 to 25 % without increase of the power input. Simulations were performed to compare operation of a standard heat pump and identical heat pump with subcooler in the system of heat water preparation. The average electric energy saving for the hot water preparation is 9 %, the seasonal heating performance factor is 10 % higher.

**Key words:** heat pump, subcooler, hot water preparation, output of the system

## ÚVOD

Tepelná čerpadla se stala v České republice populárním zdrojem tepla pro vytápění i přípravu teplé vody. Z legislativního pohledu patří mezi obnovitelné zdroje energie a jsou proto předmětem dotační podpory. Nově instalovaný výkon každoročně roste (viz tab. 1) a udržení tohoto trendu lze předpokládat i v dalších letech.

Tab. 1 Nově instalovaný topný výkon tepelných čerpadel v České republice [1]

Typ	2009	2010	2011	2012
Vzduch-vzduch [MW]	0,8	1,8	0,6	0,7
Vzduch-voda [MW]	23,3	33,0	52,3	57,8
Země-voda [MW]	28,9	26,7	27,1	26,1
Voda-voda [MW]	1,7	1,6	1,9	1,5
Celkem [MW]	54,7	63,1	81,9	86,1

Tepelná čerpadla dosahují vysoké efektivity v nízkoteplotních otopných soustavách s rozšířenými otopnými plochami a nízkou kondenzační teplotou. Při přípravě teplé vody na 50 až 55 °C však tepelná čerpadla pracují s vysokou kondenzační teplotou. Sezónní topný faktor přitom významně klesá, často pod minimální hodnotu ( $SPF = 2,67$ ) danou evropskou směrnicí [2]. Otopné období trvá ve střední Evropě přibližně od října do května, zatímco příprava teplé vody probíhá celoročně. Současný trend snižování potřeby tepla na vytápění vede ke zvýšení poměrného množství energie potřebné na přípravu teplé vody v celkové energetické bilanci budov. Efektivní příprava teplé vody tepelným čerpadlem je proto klíčová pro další vývoj oboru. Jednou ze slibných možností, jak zvýšit topný faktor při přípravě teplé vody, je použití dochlazovače kapalného chladiva za kondenzátorem.

Tento příspěvek popisuje rozdíl mezi standardním tepelným čerpadlem a tepelným čerpadlem s dochlazovačem. Pro zjištění provozních charakteristik byl vytvořen numerický model obou tepelných čerpadel

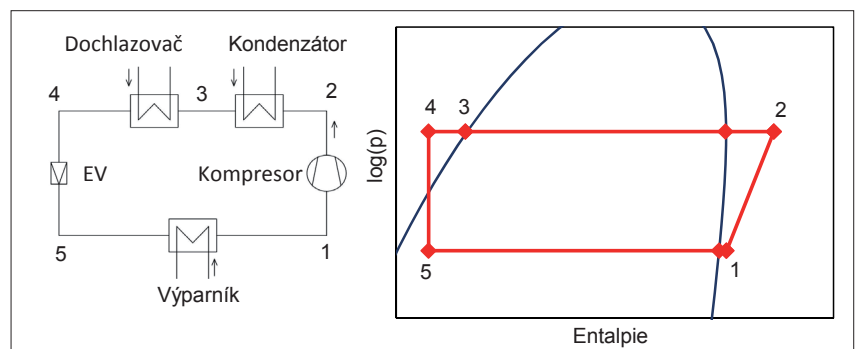
pro simulační prostředí TRNSYS [3]. Pro zjištění přínosu dochlazovače byla provedena simulační analýza systému přípravy teplé vody s oběma tepelnými čerpadly.

## DOCHLAZOVAČ

Většina tepelných čerpadel je založena na levotočivém Rankinově oběhu s kompresorem, výparníkem, kondenzátorem a expanzním ventilem. Dochlazovač je tepelný výměník umístěný ve vnitřním oběhu chladiva za kondenzátorem. Relativně teplé kapalně chladivo vystupující z kondenzátoru v něm předává část citelného tepla a tím zvyšuje tepelný výkon odvedený na kondenzační straně. Schéma zapojení a  $p$ - $h$  diagram oběhu chladiva jsou na obr. 1.

Topný výkon dochlazovače nesnižuje výkon kondenzátoru a zároveň nemá vliv na příkon kompresoru (teplo přivedené do výparníku se zvětší o výkon dochlazovače, vypařovací teplota se sníží a vzroste kompresní poměr a nepatrně i příkon kompresoru, uvedený jev je ale málo významný). Topný faktor tepelného čerpadla s dochlazovačem je

$$COP = \frac{\dot{Q}_k + \dot{Q}_d}{P_k} \quad (1)$$



Obr. 1 Schéma zapojení a  $p$ - $h$  diagram tepelného čerpadla s dochlazovačem

kde je

$COP$	topný faktor tepelného čerpadla [-]
$Q_k$	topný výkon kondenzátoru [kW]
$Q_d$	topný výkon dochlazovače [kW]
$P_k$	elektrický příkon kompresoru [kW]

Teplo odvedené z dochlazovače je na nižší teplotní hladině než teplo odvedené z kondenzátoru. Efektivně lze proto dochlazovač využívat na nízkoteplotní aplikace, jako jsou temperování chladných prostor, předehřev studené vody, vytápění bazénů atd.

Přínos dochlazovače je závislý na více faktorech. Nejdůležitější jsou kondenzační teplota, teplota na vstupu do dochlazovače, typ chladiva a součin velikosti teplosměnné plochy a součinitele prostupu tepla dochlazovače ( $UA$  hodnota) a dalších výměníků. Pro zjištění přínosu dochlazovače je nezbytné provést komplexní výpočet celého termodynamického oběhu tepelného čerpadla.

## POPIS MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA

Matematický model tepelného čerpadla v sobě obsahuje popis hlavních vlastností jednotlivých komponent. Model byl vyvinut pro tepelná čerpadla země-voda, ale může být modifikován a rozšířen i na tepelná čerpadla vzduch-voda. Každá komponenta je popsána rovnicemi pro ustálený stav. Pro zjednodušení se přistoupilo například k předpokladu adiabatické expanze chladiva v expanzním ventilu. Uvedený jev dobře popisuje expanzní ventil umístěný přímo na vstupu do výparníku. Dále je průtok chladiva expanzním ventilem nastaven přesně tak, aby bylo dosaženo požadované přehřátí na výstupu z kompresoru. Tlakové ztráty ve výměnících a potrubí jsou zanedbány.

### Model kompresoru

Kompresor je srdcem tepelného čerpadla. Jeho úkolem je nasát páry chladiva o nízkém tlaku z výparníku a stlačit je na kondenzační tlak. Kompresor ke svému pohonu spotřebovává elektrickou energii. Ideální kompresor pracuje s ideální kompresí (izotermická nebo izoentropická), bez mechanických ztrát, s ideálním plynem (dokonale stlačitelný, nevázný) apod. Pro reálný kompresor nic z předchozího neplatí. Nejjednodušší popis reálného kompresoru je odchylkou (účinností) od ideálního.

Model kompresoru určuje hmotnostní průtok chladiva, výtlačnou teplotu, respektive entalpii chladiva na výtlaku, a příkon pro danou teplotu a tlak na sání kompresoru a tlak kondenzační. Nejprve je v modelu určen hmotnostní průtok chladiva

$$\dot{m}_{ch} = \dot{V} \lambda_{dop} \rho_{ch,s} \quad [\text{kg/s}] \quad (2)$$

kde je

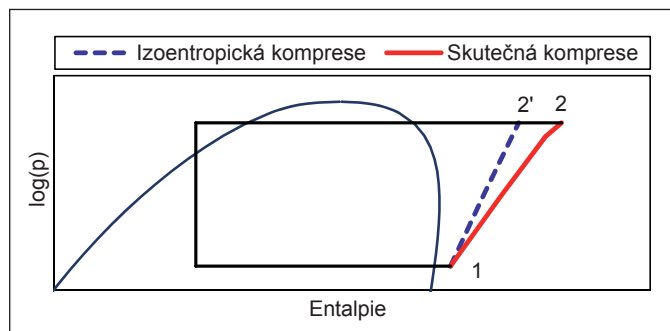
$V$	výkonnost kompresoru [ $\text{m}^3/\text{s}$ ]
$\lambda_{dop}$	dopravní součinitel [-]
$\rho_{ch,s}$	hustota chladiva na sání kompresoru [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]

Výkonnost kompresoru  $V$  je daná geometrií kompresní komory kompresoru a otáčkami při tlakovém poměru jedna. Dopravní součinitel kompresoru (nebo také dopravní účinnost) je určen empirickým vztahem [4] v závislosti na tlakovém poměru  $\sigma$

$$\lambda_{dop} = C_1 + C_2 \sigma \quad (3)$$

kde je

$C_1, C_2$	konstanty konkrétního kompresoru [-]
$\sigma$	tlakový poměr [-]



Obr. 2 Diagram  $p$ - $h$  oběhu tepelného čerpadla s izoentropickou a skutečnou kompresí

Pro většinu kompresorů lze použít lineární náhradu. Jednotlivé konstanty jsou určeny lineární regresi z podkladů výrobce. Izoentropická účinnost je určena jako podíl izoentropického a skutečného příkonu

$$\eta_{ie} = \frac{P_{ie}}{P_{sk}} = \frac{h_2' - h_1}{h_2 - h_1} \quad (4)$$

kde je

$\eta_{ie}$	izoentropická účinnost [-]
$P_{ie}$	izoentropický příkon kompresoru [kW]
$P_{sk}$	skutečný příkon kompresoru [kW]
$h_2'$	entalpie po izoentropické kompresi [kJ/kg]
$h_2$	entalpie po reálné kompresi [kJ/kg]
$h_1$	entalpie na sání kompresoru [kJ/kg]

Rozdíl mezi izoentropickou a skutečnou kompresí je znázorněn na obr. 2. Pro reálný kompresor je hodnota izoentropické účinnosti pro jednotlivé provozní stavy určena empirickou rovnicí [4] v závislosti na tlakovém poměru  $\sigma$

$$\eta_{ie} = D_1 + D_2 \sigma + D_3 \sigma^2 + D_4 \sigma^3 + D_5 \sigma^4 \quad (5)$$

Jednotlivé konstanty jsou určeny nahrazením regresi z podkladů výrobce kompresoru. Entalpii na výtlaku  $h_2$  lze určit ze vztahu (4).

### Model výměníků tepla

Za ustáleného stavu musí ve výměníku platit rovnost mezi teplem přivedeným, odvedeným a sdíleným přes teplosměnnou plochu. Uvedený stav je obecně popsán následujícími vztahy. Na straně chladiva platí

$$\dot{Q}_{hx,ch} = \dot{m}_{ch} (h_{ch,in} - h_{ch,out}) \quad (6)$$

na straně kapaliny

$$\dot{Q}_{hx,liq} = \dot{m}_{liq} c_{p,liq} (t_{liq,out} - t_{liq,in}) \quad (7)$$

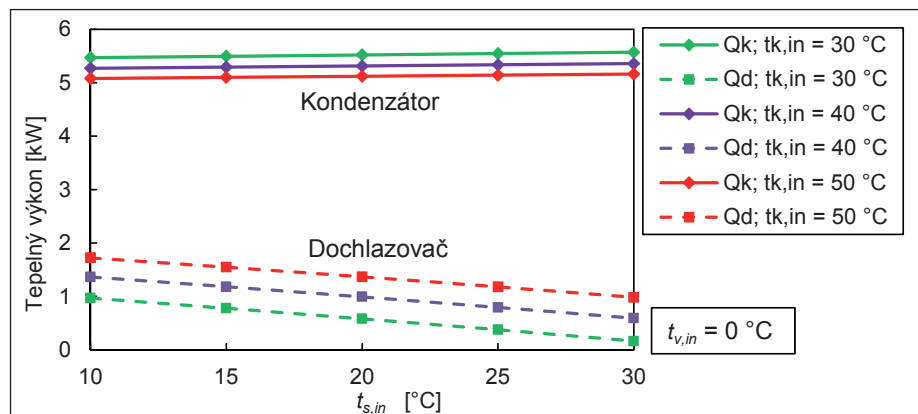
pro prostup tepla platí

$$\dot{Q}_{hx} = UA \frac{\delta_1 - \delta_2}{\ln \frac{\delta_1}{\delta_2}} \quad (8)$$

kde je

$Q_{hx,ch}$	tepelný výkon výměníku na straně chladiva [kW]
$Q_{hx,liq}$	tepelný výkon výměníku na straně kapaliny [kW]
$Q_{hx}$	tepelný výkon výměníku [kW]

$U$	součinitel prostupu tepla [kW/m <sup>2</sup> K]
$A$	teplosměnná plocha [m <sup>2</sup> ]
$m_{liq}$	hmotnostní průtok kapaliny [kg/s]
$\delta_1$	teplotní spád na straně výměníku s větším rozdílem teplot [K]
$\delta_2$	teplotní spád na straně výměníku s menším rozdílem teplot [K]
$h_{ch,in}$	entalpie chladiva na vstupu do výměníku [kJ/kg]
$h_{ch,out}$	entalpie chladiva na výstupu z výměníku [kJ/kg]
$t_{liq,in}$	teplota teplotonosné látky na vstupu do výměníku [°C]
$t_{liq,out}$	teplota teplotonosné látky na výstupu z výměníku [°C]
$c_{p,liq}$	měrná tepelná kapacita za konstantního tlaku teplotonosné látky [kJ/kgK]



Obr. 3 Topný výkon kondenzátoru a dochlazovače

Od výrobce výměníků je známa velikost teplosměnné plochy  $A$  a součinitel prostupu tepla  $U$  při daných podmínkách (teploty, průtoky). Model výměníku zjednodušeně uvažuje konstantní součinitel prostupu tepla  $U$  pro všechny provozní stavy – je zanedbán významný vliv průtoku a méně významný vliv teploty (v následujících simulacích se průtok na straně kapaliny nemění). Faktor zanesení teplosměnné plochy je zanedbán.

Předchozí popis platí pro jednofázové výměníky tepla. Ve výparníku a kondenzátoru ale probíhá fázová změna na straně chladiva. Jejich popis je proto komplikovanější. Kondenzátor je v modelu rozdělen do sekcí chlazení par, kondenzace chladiva a podchlazení kapalného chladiva. Výparník se dělí na část vypařování a část přehřívání chladiva. Pro každou sekci musí platit zvlášť předchozí rovnice a zároveň součet  $UA$  jednotlivých sekcí musí být roven celkovému  $UA$  výměníku.

Model tepelného čerpadla iteračně mění vypařovací a kondenzační teplotu (respektive tlak) a teplotu na výstupu z dochlazovače, dokud není s dostatečnou přesností zajištěna rovnost předchozích bilancí u všech výměníků v tepelném oběhu. Vstupní a okrajové podmínky jsou přitom beze změny.

## POPIS MODELU TEPELNÉHO ČERPADLA

S rozvojem energeticky úsporných budov se významně redukovala potřeba tepla na vytápění a příprava teplé vody se stává dominantní. Použití dochlazovače může zvýšit efektivitu přípravy teplé vody tepelným čerpadlem. K posouzení přínosu dochlazovače použitého v přípravě teplé vody konkrétním tepelným čerpadlem byl vytvořen model tepelného čerpadla s chladivem R410a, kompresorem o výkonnosti 4 m<sup>3</sup>/h a výměníky tepla ve dvou

modifikacích: s dochlazovačem a bez něj. Standardní tepelné čerpadlo má v nominálních podmínkách B0/W35 tepelný výkon 5,5 kW a topný faktor 4,45. Tepelné čerpadlo s dochlazovačem má v podmínkách B0/W35/W<sub>0</sub>15 celkový tepelný výkon 6,3 kW a topný faktor 5,01.

## Tepelný výkon při konstantní vypařovací teplotě

Topný výkon kondenzátoru závisí především na vypařovací teplotě. Tepelné čerpadlo provozované v nízkoteplotním vytápění má vysoký topný faktor. Při přípravě teplé vody vzroste kondenzační teplota a topný faktor výrazně klesá. Výkon dochlazovače je závislý především na kondenzační teplotě a na teplotě vody na jeho vstupu  $t_{d,in}$ . Závislost je zřejmá z obr. 3. Teplota na vstupu do výparníku je uvažována konstantní  $t_{v,in} = 0$  °C. Teplotní rozdíl vody na vstupu a výstupu z kondenzátoru je v nominálních podmínkách 5 K při průtoku 900 kg/h.

Topný výkon kondenzátoru mírně klesá se vzrůstající kondenzační teplotou. Výkon dochlazovače významně závisí na teplotním rozdílu mezi kondenzační teplotou a teplotou na vstupu do dochlazovače. Průtok vody dochlazovačem je uvažován 200 kg/h.

## Chladicí výkon výparníku při konstantní kondenzační teplotě

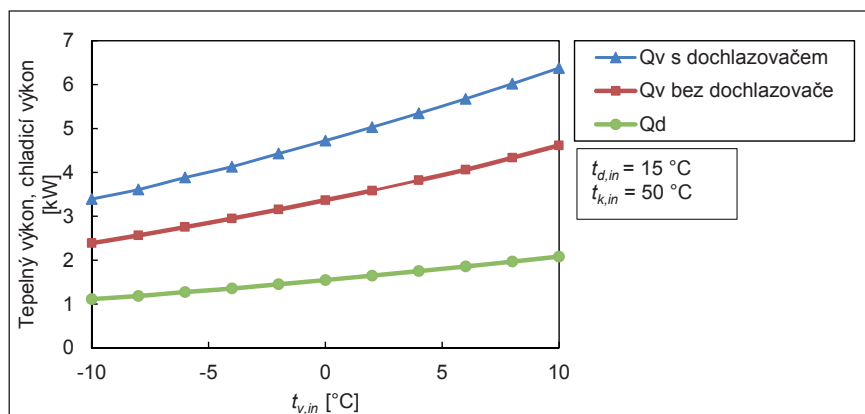
Chladicí výkon výparníku závisí na kondenzační teplotě. S rostoucí kondenzační teplotou příkon výparníku klesá. Pro stejnou kondenzační a vypařovací teplotu má tepelné čerpadlo s dochlazovačem vyšší chladicí výkon výparníku (viz obr. 4). Rozdíl je přibližně roven

topnému výkonu dochlazovače. Tomu musí být uzpůsoben nízkopotenční zdroj tepla a průtok nemrznoucí směsi výparníkem. Pro simulace je pro standardní tepelné čerpadlo nominální rozdíl teplot na výparníku 3 K při průtoku 1200 kg/h. Pro tepelné čerpadlo s dochlazovačem je uvažován stejný průtok.

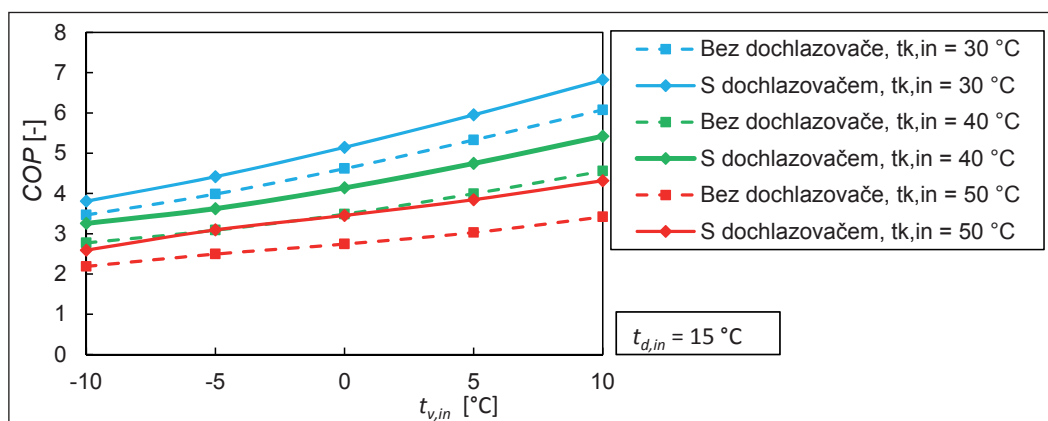
## Porovnání topného faktoru

Topný faktor tepelného čerpadla závisí na mnoha faktorech (kondenzačním tlaku, vypařovacím tlaku, tlakové ztrátě na sání kompresoru atd.). Obr. 5 ukazuje rozdíl mezi topným faktorem standardního tepelného čerpadla a tepelného čerpadla s dochlazovačem při různé teplotě na vstupu do kondenzátoru a výparníku. Teplota vody na vstupu do dochlazovače je uvažována konstantní.

Topný faktor se zvyšuje s rostoucí vypařovací teplotou a klesá s rostoucí kondenzační teplotou. Přírůstek topného faktoru zařazením dochlazovače je vyšší pro větší teplotní gradient mezi kondenzační tep-



Obr. 4 Tepelný příkon výparníku a topný výkon dochlazovače



Obr. 5 Topný faktor standardního tepelného čerpadla a s dochlazovačem

lotou a teplotou na vstupu do dochlazovače. Zvětšení topného faktoru *COP* použitím dochlazovače se pohybuje od 10 do 25 % při daných podmínkách.

### POUŽITÍ DOCHLAZOVAČE PŘI PŘÍPRAVĚ TEPLÉ VODY

V simulačním prostředí TRNSYS byl vytvořen model soustavy pro přípravu teplé vody tepelným čerpadlem. Dále byla vytvořena nová komponenta tepelného čerpadla země-voda ve standardním provedení i s dochlazovačem. Obě tepelná čerpadla jsou pro objektivní porovnání složena ze stejných komponent (viz tab. 2), pouze tepelné čerpadlo s dochlazovačem má navíc právě dochlazovač. Zásobník teplé vody byl modelován komponentou Type340 [5], zemní vrt s hloubkou 110 m byl modelovaný komponentou type451[6].

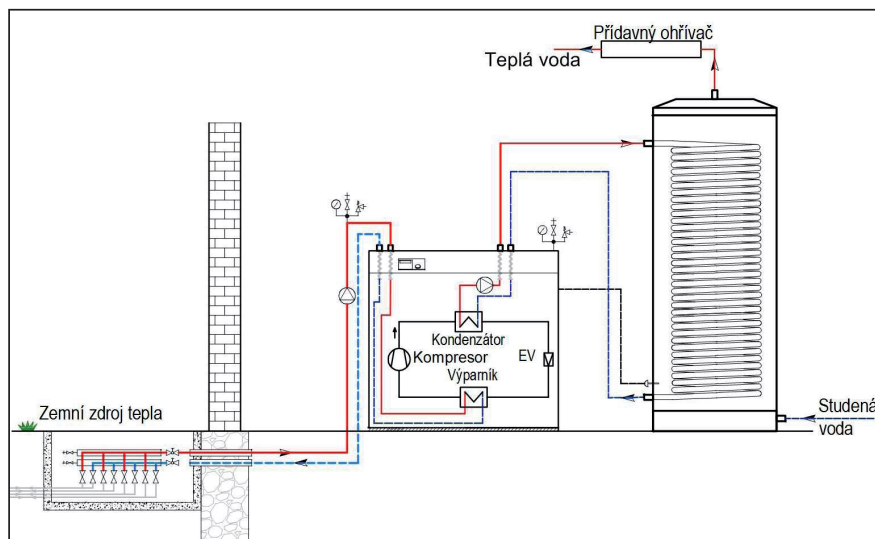
Tab. 2 Komponenty modelů tepelného čerpadla

Komponenta	Standardní TČ	TČ s dochlazovačem
Kompresor	ZH05K1P-TFM	ZH05K1P-TFM
Kondenzátor	B25Tx30	B25Tx30
Výparník	B25Tx30	B25Tx30
Dochlazovač	-	B8Tx10

Oba systémy přípravy teplé vody používají zásobník teplé vody a standardní napojení tepelného čerpadla na vestavěný trubkový výměník tepla v zásobníku. Objem zásobníku je 300 l. Teplota studené vody je konstantně 10 °C po celý rok. Požadovaná teplota teplé vody je 55 °C. Spotřeba teplé vody je 160 l/den (typická spotřeba pro dům se čtyřmi osobami). Profil odběru teplé vody odpovídá normě ČSN EN 15 450 [7] pro domácnost s vanou.

### Soustava bez dochlazovače

Referenční soustava pro přípravu teplé vody pracuje se standardním tepelným čerpadlem napojeným na jeden vnitřní trubkový výměník v zásobníku vody. Teplosměnná plocha výměníku je 4,8 m<sup>2</sup>. Voda v zásobníku se ohřívá teplem z kondenzátoru podle teploty na čidle umístěném v jeho spodní části. Pokud teplota na výstupu ze zásobníku poklesne pod požadovanou hodnotu, je voda dohřívána doplňkovým ohřivačem. Schéma zapojení je na obr. 6.



Obr. 6 Referenční systém přípravy teplé vody

### Soustava s dochlazovačem

Varianta přípravy teplé vody tepelným čerpadlem s dochlazovačem uvažuje zapojení kondenzátoru do horní části zásobníku a dochlazovače do dolní. Teplosměnná plocha trubkového výměníku v horní části je 3,0 m<sup>2</sup>, teplosměnná plocha dolního pak 1,8 m<sup>2</sup>. Celková teplosměnná plocha v zásobníku je tedy stejná jako u referenční varianty. Horní část zásobníku je ohřívána podle teploty senzoru horní části. Voda v dolní části je přehřívána

vána dochlazovačem podle senzoru teploty ve spodní části. Hydraulické schéma zapojení je na obr. 7.

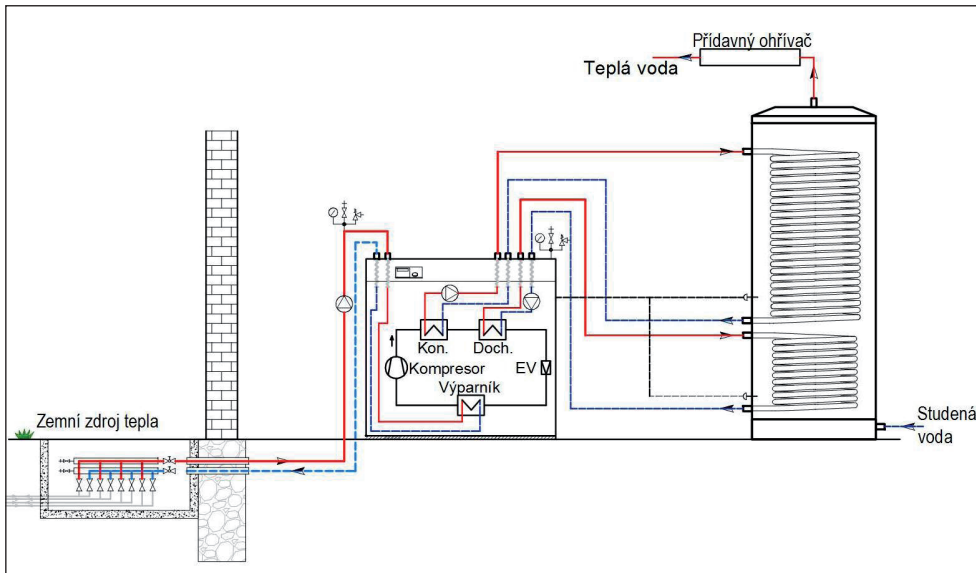
### VÝSLEDKY SIMULACÍ A HODNOCENÍ

Byly provedeny celoroční simulace obou variant přípravy teplé vody. Výsledky jsou v tab. 3. U obou variant se uvažuje stejná potřeba teplé vody. Sezónní topný faktor (*SPF*) byl stanoven jako poměr mezi užitou energií pro pokrytí potřeby tepla a celkovou spotřebou elektrické energie (tepelné čerpadlo, přídavný ohřivač vody).

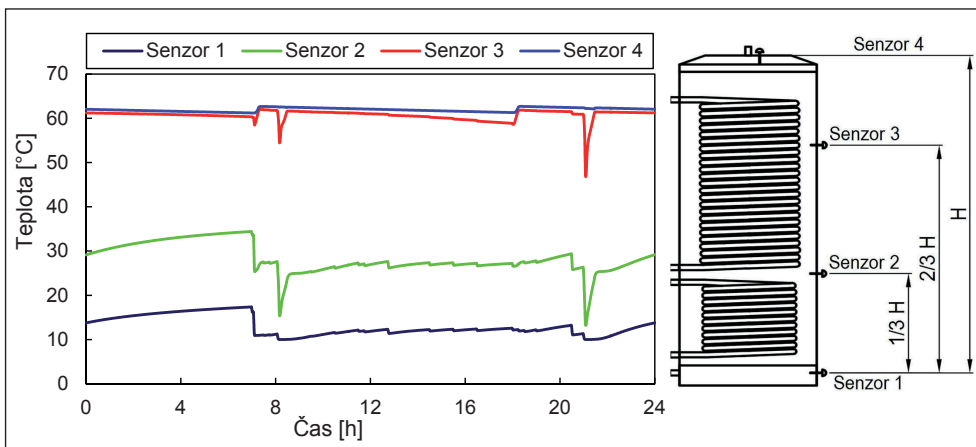
Tab. 3 Výsledky celoročních simulací obou variant přípravy teplé vody

Výsledek	Referenční varianta	Varianta s dochlazovačem
	[kWh/rok]	
Potřeba tepla pro přípravu teplé vody	2897	2897
Tepelné ztráty akumulační nádoby	141	149
Teplu dodané kondenzátorem	3026	2353
Teplu dodané dochlazovačem	0	693
Spotřeba elektřiny na pohon TČ	943	871
Teplu dodané doplňkovým zdrojem	12	0
Sezónní topný faktor (SPF)	3,03	3,33





Obr. 7 Systém přípravy teplé vody tepelným čerpadlem s dochlazovačem



Obr. 8 Denní profil teplot uvnitř zásobníku vody

Spotřeba elektrické energie tepelného čerpadla s dochlazovačem je o 9 % nižší. Díky zvýšení topného výkonu tepelného čerpadla s dochlazovačem již není potřeba doplňkový zdroj a sezónní topný faktor je o 10 % vyšší. Přínos dochlazovače je tedy v celoroční simulaci znatelně horší, než je jeho potenciál (okolo 22 %) s pevně stanovenou teplotou na vstupu do dochlazovače 15 °C. Zhoršení je způsobeno především realisticky proměnlivou kondenzační teplotou a teplotní diferencí na dochlazovači. Navíc, pokud je voda ve spodní části tanku již přehřátá na teplotu okolo 30 °C, je přínos dochlazovače již minimální.

Tepelný zisk z dochlazovače může být zvýšen optimalizací zásobníku teplé vody (objem, umístění čidel a výměníků). Základem pro další optimalizaci je denní teplotní profil teplot v zásobníku, který je dalším výstupem ze simulací (viz obr. 8).

## VÝSLEDKY SIMULACÍ A HODNOCENÍ

Byl vytvořen model tepelného čerpadla s dochlazovačem pro použití v simulačním prostředí TRNSYS. Model byl použit pro zjištění charakteristik tepelného čerpadla s dochlazovačem pro reálný kompresor a výměníky tepla při definovaných teplotních podmínkách. Porovnáním charakteristik tepelného čerpadla standardní konstrukce a s dochlazovačem byla zjištěna úspora od 10 do 25 %.

Skutečný přínos dochlazovače v reálném provozu byl zjišťován na základě celoroční analýzy soustavy přípravy teplé vody pro typickou rodinu v rodinném domě. Soustava byla vytvořena a analyzována v simulačním prostředí TRNSYS jak pro systém se standardním tepelným čerpadlem, tak s tepelným čerpadlem s dochlazovačem. Dochlazovač snížil spotřebu elektřiny tepelného čerpadla o 9 %.

Další analýzy dochlazovače budou zaměřeny na jeho použití při kombinovaném vytápění a přípravě teplé vody. Zároveň bude postupně zpřesňován model tepelného čerpadla na základě experimentů provedených na zkušebním zařízení.

Dochlazovač zvyšuje nejen topný výkon tepelného čerpadla, ale i jeho chladicí výkon, to musí být bráno v potaz při dimenzování zdroje tepla a průtoku nemrznoucí směsi výparníkem.

Kontakt na autora: Jan.Sedlar@fs.cvut.cz

## PODĚKOVÁNÍ

Výzkum, který vedl k těmto výsledkům, získal finanční prostředky ze sedmého rámcového programu TRP/2007-2011 Evropské unie na základě grantové dohody č. 282825 – MacSheep a projektu OP VaVpl č. CZ.1.05/2.1.00/03.0091 – Univerzita centrum energeticky efektivních budov.



## Použité zdroje:

- [1] Bufka, A. *Tepelná čerpadla v roce 2012, 2013*, Ministerstvo průmyslu a obchodu České republiky, dostupné z: <http://www.mpo.cz/>.
- [2] Směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/28/ES, o podpoře využívání energie z obnovitelných zdrojů, 2009.
- [3] Klein, S.A., aj. *TRNSYS 17: A Transient System Simulation Program*, Solar Energy Laboratory, 2010, Universita Wisconsin, Madison, USA, dostupné z: <http://sel.me.wisc.edu/trnsys>.
- [4] Duprez, M. E., Dumont, E., Frere, M., *Modelling of reciprocating and scroll compressors*, 2007, International Journal of Refrigeration, roč. 30, s. 873–886.
- [5] Drueck, H. *Multiport Store Model for TRNSYS, Type 340*, 2006, Transsolar GmbH, Stuttgart, Německo.
- [6] Wetter, M., Huber, A. *TRNSYS Type 451: Vertical Borehole Heat Exchanger EWS Model, Version 3.1 – Model Description and Implementing into TRNSYS*, 1997, Transsolar GmbH, Stuttgart, Německo.
- [7] ČSN EN 15450. *Tepelné soustavy v budovách - Navrhování tepelných soustav s tepelnými čerpadly*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2011. ■