

**ZÁPADOČESKÁ UNIVERZITA V PLZNI  
FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ**

**KATEDRA ELEKTROENERGETIKY A EKOLOGIE**

# **DIPLOMOVÁ PRÁCE**

**Hybridní koncepce tepelných čerpadel pro rodinné domy**



## **Abstrakt**

Předkládaná diplomová práce je zaměřena na řešení hybridní koncepce tepelných čerpadel. V první kapitole diplomové práce je uveden teoretický popis fungování tepelného čerpadla, jeho fyzikální princip, základní komponenty a systémová řešení. Druhá kapitola se zabývá návrhem metodiky pro návrh otopné soustavy pro hybridní systémy tepelných čerpadel. Třetí kapitola popisuje vyvinutou aplikaci, která slouží k technicko – ekonomické analýze a srovnání klasického a hybridního systému tepelných čerpadel. V poslední kapitole jsou prezentovány výsledky případových studií návrhu otopného systému pro rodinné domy.

## **Klíčová slova**

Kompresor, výparník, kondenzátor, výměník, expanzní ventil, tepelné čerpadlo, hybridní systém tepelných čerpadel, tepelné čerpadlo vzduch – voda, tepelné čerpadlo země – voda, tepelné čerpadlo voda – voda, topný faktor, sezónní topný faktor, topný výkon.

## **Abstract**

This master thesis deals with the heat pump hybrid concept solutions. First chapter of this thesis contains theoretical description of the heat pump operation, its physical principle, basic components and system solutions. Content of the second chapter is a proposal of heating system design methodology for heat pump systems. Third chapter describes the developed application, which is being used for technical – economic analysis and comparison of classical and hybrid heat pump systems. The last chapter presents the results of case studies for heating system design used for family houses.

## **Key words**

Compressor, evaporator, condenser, exchanger, expansion valve, heat pump, hybrid system of heat pumps, air – water system, ground – water system, water – water system, coefficient of performance, seasonal performance factor, heat output.

## **Prohlášení**

Prohlašuji, že jsem tuto diplomovou práci vypracoval samostatně, s minimálním použitím odborné literatury a pramenů uvedených v seznamu, který je součástí této diplomové práce.

Dále prohlašuji, že veškerý software, použitý při řešení této diplomové práce, je legální.

.....

podpis

V Českých Budějovicích dne 18.6.2020

Bc. Miloslav Šnejdar

## **Poděkování**

Tímto bych rád jmenovitě poděkoval vedoucímu diplomové práce Ing. Martinu Sirovému, Ph.D. za cenné profesionální rady, připomínky, metodické vedení práce a trpělivost, kterou v průběhu zpracování práce projevil. Dále bych chtěl velice poděkovat své rodině, za podporu v celém průběhu mého studia, svým kolegům, přátelům a v neposlední řadě celé Fakultě elektrotechniky ZČU, jakožto mé alma mater.

# Obsah

<b>OBSAH</b> .....	<b>1</b>
<b>ÚVOD</b> .....	<b>2</b>
<b>SEZNAM SYMBOLŮ A ZKRATEK</b> .....	<b>3</b>
<b>1 FYZIKÁLNÍ PRINCIP TEPELNÝCH ČERPADEL</b> .....	<b>6</b>
1.1 ÚČINNOST TEPELNÉHO ČERPADLA.....	7
1.2 TOPNÝ FAKTOR CELÉHO TOPNÉHO SYSTÉMU.....	8
1.3 SEZÓNŇÍ TOPNÝ FAKTOR TEPELNÉHO ČERPADLA.....	11
1.4 VÝPOČET SEZÓNŇÍHO TOPNÉHO FAKTORU.....	12
1.5 FYZIKÁLNÍ VLASTNOSTI PÁRY.....	13
1.6 CHLADIVO – LÁTKA PRO PŘENOS TEPLA V OKRUHU TEPELNÉHO ČERPADLA.....	14
1.7 ZÁKLADNÍ KOMPONENTY TEPELNÉHO ČERPADLA.....	15
1.7.1 <i>Kompresor</i> .....	15
1.7.2 <i>Výměníky tepla</i> .....	16
1.7.3 <i>Expanzní členy</i> .....	19
1.8 SYSTÉMOVÁ ŘEŠENÍ TEPELNÝCH ČERPADEL.....	19
1.8.1 <i>Vzduch, jako zdroj NPT</i> .....	20
1.8.2 <i>Země jako zdroj NPT</i> .....	21
1.8.3 <i>Voda jako zdroj NPT</i> .....	22
1.8.4 <i>Hybridní systémy tepelných čerpadel</i> .....	24
1.9 MONOVALENTNÍ A BIVALENTNÍ PROVOZ TEPELNÉHO ČERPADLA.....	26
<b>2 METODIKA NÁVRHU OTOPNÉ SOUSTAVY S HYBRIDNÍM SYSTÉMEM TEPELNÝCH ČERPADEL</b> .....	<b>27</b>
2.1 BILANCE A VÝPOČET SYSTÉMU S DVĚMA TEPELNÝMI ČERPADLY.....	33
2.2 VÝPOČET POTŘEBNÉHO TEPLA.....	35
2.3 CHARAKTERISTIKA TEPELNÉHO ČERPADLA.....	38
2.4 CHARAKTERISTIKA TEPELNÉ SOUSTAVY.....	40
2.5 BILANCE TEPELNÉHO ČERPADLA.....	42
2.6 VÝPOČTY PRO HODNOCENÍ OTOPNÉ SOUSTAVY.....	48
<b>3 VÝPOČETNÍ APLIKACE PRO OPTIMALIZACI SYSTÉMU</b> .....	<b>51</b>
3.1 VSTUPNÍ ÚDAJE PRO VÝPOČET.....	52
3.2 VÝPOČET PARAMETRŮ TEPELNÉHO ČERPADLA.....	54
3.3 VÝSTUPNÍ DATA APLIKACE.....	55
<b>4 PŘÍPADOVÉ STUDIE TČ APLIKOVANÉ NA RODINNÝ DŮM</b> .....	<b>56</b>
4.1 MODELOVÝ RODINNÝ DŮM.....	56
4.2 ÚVOD DO TECHNICKO – EKONOMICKÉHO ZHODNOCENÍ.....	57
4.3 SYSTÉMY SAMOSTATNĚ FUNGUJÍCÍCH TČ.....	59
4.4 HYBRIDNÍ SYSTÉMY TEPELNÝCH ČERPADEL.....	62
<b>5 ZÁVĚR</b> .....	<b>72</b>
<b>SEZNAM LITERATURY A INFORMAČNÍCH ZDROJŮ</b> .....	<b>73</b>

## Úvod

Předkládaná diplomová práce je zaměřena na problematiku tepelných čerpadel pro rodinné domy, pracujících jako hybridní systém. Popisuje obecné fungování tepelného čerpadla a jeho použití v hybridním systému vytápění a ohřevu TUV v rodinných domech.

Celá práce je rozdělena do čtyř kapitol; první předkládá obecný popis tepelného čerpadla včetně jeho fyzikálního principu a základních komponentů. Druhá kapitola se zabývá konkrétním návrhem metodiky pro optimalizaci a bilanci tepelných čerpadel, která jako celek tvoří hybridní systém. Ve třetí kapitole je poté uveden popis aplikace, která provádí reálné výpočty dle metodiky stanovené v kapitole předešlé. Čtvrtá kapitola je soupisem případových studií, které byly pomocí navržené aplikace zkoumány a vyhodnocovány. Cílem této diplomové práce je potvrdit, případně vyvrátit výhodnost hybridního systému tepelných čerpadel, v porovnání s alternativním zdrojem tepla, ale také v porovnání s klasickými systémy tepelných čerpadel, za tímto účelem byla vyvinuta výpočetní aplikace, jejíž výstupní data byla použita pro technicko – ekonomické zhodnocení, které bude taktéž součástí čtvrté kapitoly.



## Seznam symbolů a zkratek

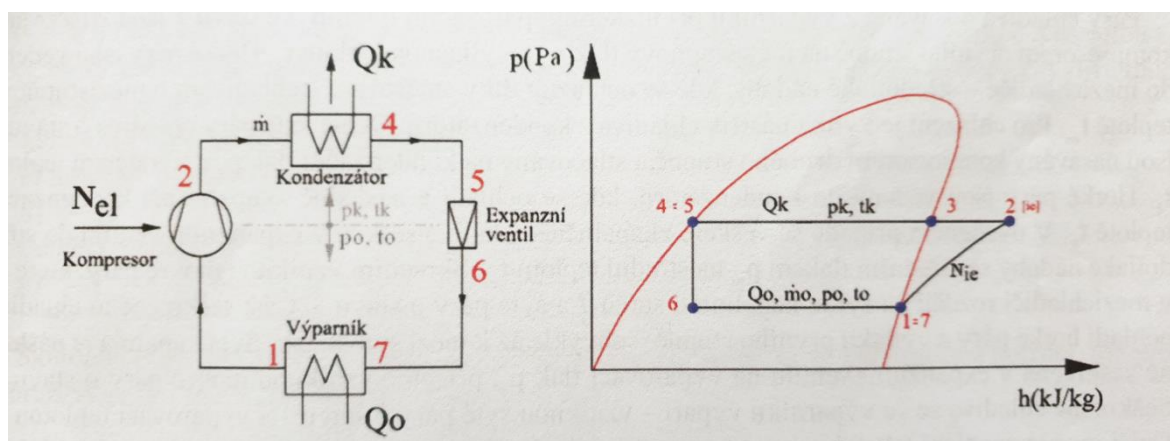
$c$ .....	Měrná tepelná kapacita [ $J/kgK$ ]
$CDS$ .....	Kondenzátor
$COP$ .....	Topný faktor
$COP_{VYT,j}$ .....	Topný faktor pro režim vytápění pro konkrétní teplotní interval [-]
$COP_{TV,j}$ .....	Topný faktor pro režim ohřevu TUV pro konkrétní teplotní interval [-]
$d$ .....	Délka topného období [ $dny$ ]
$D$ .....	Vytápěcí denostupně [ $Kdny$ ]
$DH_j$ .....	Počet hodinostupňů pro konkrétní teplotní interval [ $Kh$ ]
$DZ$ .....	Doplňkový zdroj tepla
$DH_{kum}$ .....	Počet hodinostupňů pro konkrétní časové období [ $Kh$ ]
$e_d$ .....	Součinitel zkrácení doby vytápění vlivem přestávky provozu [-]
$e_i$ .....	Součinitel tepelné ztráty infilrací a tepelných ztrát prostupem [-]
$e_t$ .....	Součinitel snížení teploty v místnosti během dne / noci [-]
$E_d$ .....	Celková elektrická energie pro provoz DZ [ $kWh$ ]
$E_{TC}$ .....	Celková elektrická energie pro provoz TČ [ $kWh$ ]
$E_{TC,TV,j}$ .....	El. energie pro ohřev TUV pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$E_{TC,VYT,j}$ .....	El. energie pro vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$E_{pom}$ .....	Celková elektrická energie pro provoz PZ [ $kWh$ ]
$E_{sys}$ .....	Celková elektrická energie pro provoz otopné soustavy [ $kWh$ ]
$E_{pom,TV,j}$ .....	El. energie PZ pro ohřev TUV konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$E_{pom,VYT,j}$ .....	El. energie PZ pro vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$EVP$ .....	Výparník
$f$ .....	Celková potřeba tepla krytá TČ [-]
$f_{VYT}$ .....	Poměrná část tepla pro vytápění, pro konkrétní teplotní interval [-]
$f_{TV}$ .....	Poměrná část tepla pro ohřev TUV, pro konkrétní teplotní interval [-]
$m$ .....	Teplotní koeficient otopných ploch [-]
$N$ .....	Počet dní provozu otopné soustavy [ $dny$ ]
$NPT$ .....	Nízkopotenciální teplo
$OTS$ .....	Otopná soustava
$P_{pom,TV,j}$ .....	Elektrický příkon všech PZ pro režim ohřevu TUV [ $kW$ ]
$P_{pom,VYT,j}$ .....	Elektrický příkon všech PZ pro režim vytápění [ $kW$ ]

$PZ$ .....	Pomocná zařízení
$SPF$ .....	Sezónní topný faktor
$SPF_{TC}$ .....	Sezónní topný faktor TČ [–]
$SPF_{sys}$ .....	Sezónní topný faktor celé otopné soustavy [–]
$T\check{C}$ .....	Tepelné čerpadlo
$V_{2p}$ .....	Celkové množství potřebné TUV [ $m^3/den$ ]
$Q$ .....	Moment motoru bez pomocné fáze [ $Nm$ ]
$Q_c$ .....	Tepelné ztráty objektu [ $kWh$ ]
$Q_d$ .....	Celkové teplo dodané DZ [ $kWh$ ]
$Q_{d,TV,j}$ .....	Teplo pro ohřev TUV kryté DZ pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{d,VYT,j}$ .....	Teplo pro vytápění kryté DZ pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{k,TV,j}$ .....	Teplo vyhrazené pro ohřev TUV pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{k,VYT,j}$ .....	Teplo vyhrazené pro vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_p$ .....	Celková potřeba tepla [ $kWh$ ]
$Q_{p,VYT}$ .....	Celková potřeba tepla pro vytápění [ $kWh$ ]
$Q_{p,VYT,j}$ .....	Teplo pro vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{p,TV,d}$ .....	Teplo pro ohřev TUV [ $kWh/den$ ]
$Q_{p,TV,r}$ .....	Teplo pro ohřev TUV pro konkrétní teplotní interval [ $kWh/rok$ ]
$Q_{p,TV,j}$ .....	Teplo pro ohřev TUV pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{TC}$ .....	Celkové teplo dodané TČ [ $kWh$ ]
$Q_{TC,TV,j}$ .....	Teplo pro ohřev TUV kryté TČ pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{TC,VYT,j}$ .....	Teplo pro vytápění kryté TČ pro konkrétní teplotní interval [ $kWh$ ]
$Q_{TV,d}$ .....	Celkové denní potřebné teplo pro režim ohřevu TUV [ $kWh$ ]
$Q_{TV,r}$ .....	Celkové roční potřebné teplo pro režim ohřevu TUV [ $kWh$ ]
$t_{em,j}$ .....	Střední teplota okolního vzduchu pro konkrétní teplotní interval [ $^{\circ}C$ ]
$t_{em}$ .....	Střední denní teplota okolního vzduchu pro zahájení topné sezóny [ $^{\circ}C$ ]
$t_{e,N}$ .....	Venkovní výpočtová teplota [ $^{\circ}C$ ]
$t_{es}$ .....	Průměrná teplota venkovního vzduchu během otopné sezóny [ $^{\circ}C$ ]
$t_{in}$ .....	Vnitřní požadovaná teplota pro režim vytápění [ $^{\circ}C$ ]
$t_{k2,j}$ .....	Teplota média na výstupu z CDS pro konkrétní teplotní interval [ $^{\circ}C$ ]
$t_{out}$ .....	Teplota okolního vzduchu [ $^{\circ}C$ ]
$t_{sv1}$ .....	Letní teplota vody na vstupu do CDS pro režim ohřevu TUV [ $^{\circ}C$ ]

$t_{sv2}$ .....	Zimní teplota vody na vstupu do CDS pro režim ohřevu TUV [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{TV}$ .....	Požadovaná teplota TUV [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{TV,k1}$ .....	Teplota vody na vstupu do CDS pro režim ohřevu TUV [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{TV,k2}$ .....	Teplota vody na výstupu z CDS pro režim ohřevu TUV [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{v1,j}$ .....	Teplota média na vstupu do EVP pro konkrétní teplotní interval [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{w1,j}$ .....	Teplota média na vstupu do EVP pro konkrétní teplotní interval [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{w1,N}$ .....	Návrhová teplota vody do OTS pro režim vytápění [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{w2,N}$ .....	Návrhová teplota vody z OTS pro režim vytápění [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$z$ .....	Koeficient celkových ztrát systému TUV [-]
$\Delta t_{TV}$ .....	Přírůstek teploty TUV v případě směšování [ $\text{K}$ ]
$\Delta t_w$ .....	Navýšení teploty za CDS v režimu vytápění [ $\text{K}$ ]
$\varepsilon$ .....	Opravný součinitel [-]
$\eta_o$ .....	Účinnost obsluhy daná možností regulace otopné soustavy [-]
$\eta_r$ .....	Účinnost rozvodů vytápění [-]
$\rho$ .....	Konstanta zohledňující [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$\tau_j$ .....	Doba trvání výpočtového teplotního intervalu [ $h$ ]
$\tau_{k,VYT,j}$ .....	Doba pro využití TČ v režimu vytápění [ $h$ ]
$\tau_{TC}$ .....	Celková doba provozu TČ [ $h$ ]
$\tau_{TC,TV,j}$ .....	Provozní doba TČ při ohřevu TUV pro konkrétní teplotní interval [ $h$ ]
$\tau_{TC,VYT,j}$ .....	Provozní doba TČ pro režim vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $h$ ]
$\Phi_{k,TV,j}$ .....	Topný výkon pro ohřev TUV pro konkrétní teplotní interval [ $\text{kWh}$ ]
$\Phi_{k,VYT,j}$ .....	Topný výkon pro vytápění pro konkrétní teplotní interval [ $\text{kWh}$ ]

# 1 Fyzikální princip tepelných čerpadel

Základní ideou tepelného čerpadla je využití okolního nízkopotenciálního tepla (dále jen NPT) pro vytápění určitého prostoru. NPT rozumíme energii, získanou obecně z vnějších zdrojů například ze vzduchu, případně země nebo vody. Toto NPT je za pomoci pracovní látky (voda, vzduch, nemrznoucí kapalina) dopravováno do primární strany tepelného čerpadla – výparníku. V této části tepelného čerpadla je NPT vzduchu, případně nemrznoucí kapaliny předáno teponosné látce (chladiivu), která je do výparníku nastříkována expanzním členem, toto předání tepla je doprovázeno odpařením původně kapalného chladiva, které je v podobě plynu následně nasáváno kompresorem. Díky kompresoru a fyzikálnímu principu komprese je plynné chladivo stlačeno na určitou hodnotu tlaku, což je doprovázeno zvýšením teploty původně NPT na hodnotu několikanásobně větší. V tomto okamžiku je takto zahřátý plyn přiváděn na sekundární stranu tepelného čerpadla – kondenzátoru. Zde je teplo předáváno opět pracovní látce, kterou může být opět vzduch, voda, případně nemrznoucí kapalina, což je doprovázeno jevem nazývaným kondenzace, při kterém se chladivo dostává do kapalného stavu, aby mohlo být posléze opět pomocí expanzního členu nastříkováno zpět do výparníku. Tento jev se stále opakuje a jeho konečným stavem je zvýšení prostorové teploty v daném prostoru na požadovanou úroveň. Na níže přiloženém obrázku je znázorněn princip okruhu tepelného čerpadla v takzvaném diagramu  $\log p - h$ .



Obrázek 1: Schéma TČ a diagram  $p - h$ , Zdroj: [2]

## 1.1 Účinnost tepelného čerpadla

Nejdůležitějším parametrem takového systému je účinnost tepelného čerpadla, v problematice tepelných čerpadel značena jako COP (Coefficient of Performance), českým ekvivalentem značena jako topný faktor. Nejběžnější náhled na tento parametr, který je často prezentován od jednotlivých výrobců tepelných čerpadel a zároveň chápán laickou veřejností lze vyjádřit následným popisem. Jedná se o bezrozměrné číslo, které se v běžně dostupných systémech tepelných čerpadel pohybuje kolem 2,5 – 5. Praktický náhled na toto číslo lze popsat na konkrétním příkladu, kdy při ceně 4 Kč za 1kWh elektrické energie, zaplatíme při COP dosahující hodnoty 3,5 dle výpočtu (cena za 1kWh/COP) 1,14 Kč, což je poměrně značná úspora. Hodnotu parametru COP lze spočítat jako poměr celkové výstupní tepelné energie tepelného čerpadla a energie potřebné k provozu celého systému, co se týče energie potřebné pro provoz tepelného čerpadla, je třeba započítat příkony veškerých elektrických zařízení, která v systému figurují, to znamená kompresor, ventilátory výparníku, elektrické topné tyče nutné k odtávání venkovního výparníku u systému vzduch – voda, případně topná tělesa určená k výhřevu olejové náplně kompresoru, čímž se zamezuje kondenzaci chladiva v oleji kompresoru, nelze ale opomenout i další komponenty, které zajišťují chod tepelného čerpadla jako celku, například expanzní ventil, regulační a ochranné prvky, jeli součástí tepelného čerpadla oběhové čerpadlo, uvažuje se jen ta část výkonu, odpovídající tlakovým ztrátám výměníků. V podstatě lze z tohoto popisu chápat, že se jedná o celkový elektrický příkon celého zařízení, který je v případě pořízení tepelného čerpadla uveden v technickém listu pro kombinaci vstupní a výstupní teploty. Vztah pro takto popsany topný faktor lze poté zapsat pomocí vzorce níže.

$$COP = \frac{\Phi}{P_C + P_{pom}} \quad (1.1)$$

Na první pohled by se mohlo zdát, že otázka topného faktoru je jedinou klíčovou vlastností tepelného čerpadla, která má za následek ekonomickou návratnost této investice a jejíž nejvyšší hodnota je tak prioritním cílem celého návrhu tepelného čerpadla. Případně, že výrobci uváděná hodnota topného faktoru jako konkrétního čísla, je jakési dogma a lze s touto hodnotou vždy pevně počítat. Taková neznalost problematiky snadno zkreslí náhled na výhodnost systému tepelného čerpadla, proto je velmi důležité dodat, že konkrétní hodnota topného faktoru, je vždy podmíněna okrajovými podmínkami systému jako celku, konkrétně například klimatickými podmínkami, teplotním rozdílem teplotnosných médií na

primární i sekundární straně, konkrétní otopnou soustavou systému a tak dále. Případné nedodržení těchto okrajových podmínek může samozřejmě značně topný faktor ovlivnit. Pro kompletní pochopení vlivu topného faktoru a jeho důležitosti je proto třeba uvést několik upřesňujících informací, ze kterých bude patrné, že hon za co nejvyšším topným faktorem nemusí být vždy ekonomicky výhodnou cestou a při různých úpravách s cílem jeho zlepšení je vždy zapotřebí zvážit ekonomickou náročnost takové úpravy v celkovém kontextu změny hodnoty topného faktoru.

## 1.2 Topný faktor celého topného systému

V první řadě je zapotřebí si uvědomit, že topný faktor, který je prezentován jednotlivými výrobci tepelných čerpadel, je vztažen čistě a jen k tepelnému čerpadlu. Pořízení tepelného čerpadla jako zdroje vytápění pro jakýkoliv objekt má sice zásadní vliv na topný faktor celého objektu, nicméně topný faktor celého vytápěcího systému je závislý i na mnoha jiných faktorech. Topný faktor celého vytápěcího objektu, označen jako  $COP_{SYS}$ , má poté zásadní vliv na efektivitu produkovaného tepla v závislosti na dodané energii, která se na teplo mění, tuto charakteristiku lze vyjádřit následujícím vztahem.

$$COP_{SYS} = \frac{Q}{E} \quad (1.2)$$

Vhodnou úpravou vztahu, kdy jsou jednotlivé energetické veličiny vyjádřeny určitým množstvím, lze nastínit dvě základní úlohy, v nichž pozice topného faktoru názorně ukazuje jeho význam. Pro získání konkrétního množství tepla z konkrétního množství dodané energie při konkrétní hodnotě topného faktoru lze použít vztah níže.

$$\sum Q = \sum E \times \sum COP_{SYS} \quad (1.3)$$

Z tohoto vztahu lze odvodit, že celkové získané množství tepla je přímo úměrné topnému faktoru, nicméně z praktického hlediska je tato úvaha v praxi nevyužívána, jelikož v praxi je větší zájem o získání přehledu o tom, jaký vliv má vyšší hodnota topného faktoru především na úsporu energie, tuto úvahu lze nastínit v dalších vztazích.

$$\sum E = \frac{\sum Q}{COP_{stř}} \quad (1.4)$$

$$E_{\text{úsp}} = \sum Q - \sum E = \sum Q - \frac{\sum Q}{COP_{\text{stř}}} = \sum Q \times \left(1 - \frac{1}{COP_{\text{stř}}}\right) \quad (1.5)$$

Ze vztahu (1.5) výše vyplývá, že potřebná dodaná energie na přeměnu tepla je nepřímo úměrná topnému faktoru a především, že úspora energie se v závislosti na topném faktoru zvyšuje neúměrně a čím více topný faktor roste, tím je jeho váha na celkovou úsporu paradoxně menší, jinými slovy tato závislost není lineární. Tato rovnice tedy ozřejmuje, že případné několikanásobné zvýšení topného faktoru nemá vliv na stejné zvýšení úspory celkové energie dodané pro získání potřebného tepla. Pro výpočty ve vztazích (1.4 a 1.5) byla použita střední hodnota topného faktoru, z důvodu jeho změny v závislosti na daném období topné sezóny, případně změnou teplotního spádu na primární i sekundární straně oběžných médií.

Tento pohled na celkový topný faktor je pro konečnou bilanci velmi důležitý, v návaznosti na jeho vysvětlení výše, bude dobré zmínit ještě jednu poměrně velkou výhodu, kterou přináší volba tepelného čerpadla, respektive volba elektrického zdroje vytápění. Jelikož se výše jedná o celkovou úsporu energií, je v zájmu objektivnosti nutné si uvědomit, že tepelné čerpadlo, jakožto zdroj tepla využívající pro svůj provoz elektrickou energii, navyšuje celkovou spotřebu elektrické energie jako celku. To má v konečném důsledku pozitivní vliv na cenu odebírané celkové elektrické energie, která není samozřejmě tvořena jen spotřebou tepelného čerpadla, ale dalšími spotřebiči, nutnými pro chod objektu. Konečná cena elektřiny pro objekt vytápěný jakýmkoliv elektrickým zdrojem bude v každém případě nižší než v případě zdroje tepla neelektrického. Pro správnou informaci o celkových provozních nákladech vytápěného objektu, je tedy nutno porovnávat kompletní náklady na veškerou energii nutnou k zabezpečení spolehlivého provozu daného objektu. Z výše popsaného vyplývá, že úspory energie lze rozdělit do tří skupin, na které má změna topného faktoru rozdílný vliv. První skupinou je úspora energie, která je potřebná pro zajištění tepla, které je dodáváno pomocí tepelného čerpadla, u této úspory je zřejmé, že její velikost roste pomaleji vůči nárůstu topného faktoru. Oproti tomu úspora energie, pro pokrytí celkového provozu daného objektu, roste vzhledem k nárůstu topného faktoru ještě pomaleji, nejméně ovlivněny topným faktorem celkového vytápěcího systému jsou celkové náklady na dodávanou energii.

Z pohledu tepelného čerpadla tvoří náklady dvě složky, první z nich je složka stálá, která je vázána na hodnotu hlavního jističe a do její sumy se celkový odběr elektrické energie tepelným čerpadlem nepromítá. Druhou složkou je proměnná, její suma je naopak

z často větší části tvořena právě spotřebou tepelného čerpadla. V předchozím textu, který se věnoval názorné ukázce topného faktoru, bylo zmíněno několik hledisek, která mají přímý vliv na hodnotu topného faktoru a mění tak jeho teoretickou hodnotu vyplývající ze vztahu (1.1). Na skutečnosti, které mají vliv na rozdílnou teoretickou a reálnou hodnotu topného faktoru, lze z energetického hlediska nahlížet jako na ztráty, konkrétně pak ztráty na kompresoru. Zde je totiž část elektrické energie přeměněna na teplo posléze vyzářené do okolí. Topný faktor je ovlivňován také druhem použitého chladiva, taktéž technologickým provedením použitého kompresoru a v neposlední řadě provozními podmínkami okruhu tepelného čerpadla, především vypařovací a kondenzační teplotou, stejně tak jako přehřátím na sací straně kompresoru a hodnotou podchlazení kapalného chladiva na straně výtlačné. Nelze ani zapomenout na dva velmi důležité parametry, které topný faktor značně ovlivňují, těmi jsou na jedné straně teplota a průtok média nesoucí NPT a na druhé straně teplota a průtok média zásobující otopnou soustavu. Platí, že topný faktor je udáván při co největším průtoku a zároveň co nejmenším podchlazením média nesoucí NPT na primární straně tepelného čerpadla a zároveň při co nejmenším průtoku a co nejvyšším oteplením topné kapaliny na sekundární straně tepelného čerpadla. I když se v reálných podmínkách běžně pohybuje teplotní spád na sekundární straně do 5 K, výrobci často udávají topný faktor při teplotním spádu 10 K, jelikož jeho hodnota je z výše uvedeného popisu zákonitě vyšší. Jakýkoliv zásah do průtoků na jedné či druhé straně, případně jiný teplotní spád opět na jedné či druhé straně, má za následek snížení topného faktoru. Konkrétní představu vlivu změny teplotního spádu topné vody, která proudí skrz deskový kondenzátor na sekundární straně tepelného čerpadla lze ukázat na změně velikosti plochy topného tělesa, které předává teplo do vytápěné místnosti. Při spádu otopné vody 50/40 °C musela být celková teplosměnná plocha o cca 15 % větší, než při teplotním spádu 50/45 °C. Co se týče vlivu poklesu teploty média na straně sekundární, které je nositelem NPT a jeho vlivu na topný faktor, může to být jedním z důvodů, proč uvažovat o stavbě hybridního systému tepelného čerpadla, a to s jasným cílem, udržet tuto teplotu na co nejvyšší úrovni, čímž se zvýší i hodnota topného faktoru.

Posledním faktorem, který zde bude zmíněn, jakožto faktor ovlivňující celkovou hodnotu topného faktoru bude ohřev užitkové vody pomocí tepelného čerpadla. Tuto přídatnou funkci, která je hojně využívána, je zapotřebí promítnout do celkového topného faktoru vytápěcího systému, opět se zde má na mysli celkový topný faktor celého systému, tedy nejen tepelného čerpadla. U systému, který bude z hlediska výše popsaných skutečností správně vyladěný, lze předpokládat, že nejmenší pokles celkového topného



faktoru bude systém vykazovat v případě celoročního využívání tepelného čerpadla pro ohřev teplé užitkové vody, v případě, že systém bude z nějakého důvodu nekvalitně vyladěn, nemusí být toto tvrzení pravdivé. Je zřejmé, že tento rozšiřující text o topném faktoru jako celkovém ukazateli efektivity celého vytápěcího systému, má širší přesah, než se mohlo na začátku této kapitoly znát, je nutné si uvědomit, že použití kvalitního tepelného čerpadla samo o sobě znamená velkou úsporu, nicméně další úpravy s cílem tuto úsporu ještě zvětšit, to znamená zvednout hodnotu topného faktoru, neznamenají automaticky větší úsporu, ať už celkově potřebné energie daného objektu, nebo celkových nákladů. Každá úprava totiž znamená provedení další investice, není však zárukou, že tato investice bude efektivní, co se návratnosti týče.

### 1.3 Sezónní topný faktor tepelného čerpadla

Vzhledem k nepřesnostem, které do problematiky zanáší parametr COP, tedy topný faktor tepelného čerpadla, bylo zapotřebí tuto charakteristiku zpřesnit. Proto byl zaveden parametr, který poskytuje mnohem přesnější údaj o celkové efektivnosti tepelného čerpadla, je označován jako SCOP, případně SPF, jeho plná definice je uvedena v normě ČSN EN 14825 a v literatuře ho lze najít pod pojmenováním sezónní topný faktor (seasonal coefficient of performance). Hlavním rozdílem oproti dříve využívanému COP, je to, že konečná hodnota parametru SPF odráží měnící se provozní podmínky, ve kterých je tepelné čerpadlo během celého roku provozováno. Tyto změny provozních podmínek byly nastíněny již v popisu parametru COP a stojí za značnou nepřesností tohoto parametru. Jedná se o změny probíhající jak na straně výparníku, tak na straně kondenzátoru, dále v závislosti na změnách potřebného topného výkonu dodávaného tepelným čerpadlem, který se mění dle tepelné ztráty konkrétního objektu. Pro výpočet parametru SPF je celková otopná sezóna rozdělena do jednotlivých teplotních výpočtových intervalů, přičemž konečná hodnota SPF zahrnuje jak efektivitu výroby tepla v době, kdy je tepelné čerpadlo ve standardním chodu, ale také dobu, kdy má tepelné čerpadlo vyšší výkon, než je celková tepelná ztráta vytápěného objektu a dochází tak k jeho opětovnému zapínání a vypínání, což je samozřejmě hodnoceno jako negativní a lze to taktéž zahrnout do celkových ztrát systému. Do celkových energetických ztrát lze dále zařadit například spotřebu energie tepelným čerpadlem při jeho startu, namísto její hodnoty při ustáleném chodu, případně chladnutí jednotlivých výměníků tepla v době, kdy je tepelné čerpadlo vypnuto. Podobných kritérií z hlediska energetických ztrát je do výpočtu zahrnuto mnohem více a některé, jako třeba výkon a topný faktor tepelného čerpadla, jsou získány

laboratorním měřením konkrétního tepelného čerpadla při různých provozních podmínkách, tyto podmínky lze dohledat v normách ČSN EN 14511 – 2.

#### 1.4 Výpočet sezónního topného faktoru

Kompletní postup výpočtu pro určení parametru SPF, je k nalezení v příslušné normě, především ČSN EN 14 825, pro alespoň rámcovou představu, jak se bude výpočet lišit od výpočtu COP, bude níže popsáno několik základních pravidel. Pro výpočet SPF jsou zavedena takzvaná výpočtová tepelná pásma, tyto tepelná pásma uvádějí rozdělení venkovních teplot dle konkrétní lokality. Jednotlivým výpočtovým teplotám okolního vzduchu odpovídají i tepelné ztráty daného objektu, které jsou jedním ze základních parametrů použitých při výpočtu SPF. Samotný výpočet se provádí na základě intervalové metody, která spočívá v rozdělení jednotlivých měsíců v roce na takzvané teplotní výpočtové intervaly s krokem 1 K. Jednotlivým teplotním intervalům je vždy přiřazena doba jeho trvání, tato doba je taktéž využita pro výpočty parametrů, které jsou následně použity v konečném výpočtu SPF. Dalším z řady parametrů, které jsou použity v postupném bilancování tepelného čerpadla a následného výpočtu SPF jsou tabulkové hodnoty topného výkonu a COP, které by měly být k nalezení v každém technickém listu konkrétního tepelného čerpadla. Praxe je bohužel mnohdy taková, že výrobce uvádí nedostatečný počet těchto údajů. V takovém případě nezbyvá nic jiného než si tato data od výrobce vyžádat zvlášť. Tyto hodnoty totiž podléhají správné metodice měření, vycházejícím z normy ČSN 14 511 a pro stanovení SPF jsou zcela zásadní, praktický výpočet SPF, tak jako celá bilance tepelného čerpadla bude ukázána v následující kapitole o metodice návrhu otopné soustavy.

## 1.5 Fyzikální vlastnosti páry

Tepelná čerpadla využívají ke své činnosti schopnosti látek, přetvářet svá skupenství z kapalného na plynné a zpět. Tento proces přeměny kapalné látky do plynné se dá popsat v několika krocích. Pokud je kapalina v běžném stavu, to znamená při pokojové teplotě, dochází k jejímu postupnému vypařování, nicméně toto vypařování je pouze samovolné, cílem je zajistit, aby se kapalina odpařovala v celém svém objemu. Vše začíná při postupném zahřívání kapaliny, pro tento příklad byla jako kapalina zvolena voda, kdy po dostatečném ohřátí, vystoupá hodnota teploty kapaliny na bod varu, při atmosférickém tlaku je tato teplota pro vodu rovna 100 °C. Po dosažení bodu varu se začíná pára odpařovat v celém objemu kapaliny. Pokud kapalina dosáhne bodu varu, nazývá se kapalinou sytou. Pokud dodávka tepla za stálého tlaku pokračuje, teplota syté kapaliny se sice nemění, ale nad hladinou takové kapaliny se začne objevovat pára. V tomto okamžiku mají takto vzniklé páry určitou teplotu a jsou nazývány mokrymi. V praxi se lze s mokrou párou setkat například u známého Papinova hrnce. U mokré páry se zavádí důležitý parametr, který je hojně zmiňován především v problematice kotlů a parních turbín tepelných elektráren, jedná se o pojem suchost mokré páry, nicméně v oblasti tepelných čerpadel se s tímto parametrem mokré páry za normálních okolností nepracuje. Z původní kapaliny je v tomto stavu směs kapaliny a mokré páry, další dodávkou tepla této směsi docílíme kompletní přeměny kapaliny na sytou páru. V případě, že ani v této situaci nepřestaneme dodávat teplo, teplota syté páry roste, páry se takzvaně přehřívají, konečný stav par je v takovém případě nazýván přehřátou párou. Tento proces je základním stavebním kamenem pro fungování přenosu tepla z bodu A do bodu B v problematice tepelných čerpadel. Jako látka, která přechází do plynného stavu, se však nevyužívá voda, ale takzvané chladivo. Chladiv používaných v technice tepelných čerpadel je celá řada, jak bude uvedeno v následujících kapitolách, progres v používání chladiv dosáhl za několik posledních let velkých změn ať už z důvodů ekonomických, tak především z důvodů ekologických.

## 1.6 Chladivo – látka pro přenos tepla v okruhu tepelného čerpadla

Pro přenos tepla z bodu A do bodu B se u tepelných čerpadel používá teplonosných látek, v praxi též nazývaných chladiva. Druhů těchto teplonosných látek je na trhu celá řada, liší se od sebe v mnoha vlastnostech, od rozsahu provozních tlaků a teplot, až po nebezpečné provozní vlastnosti jako jsou například hořlavost, výbušnost případně jedovatost. Pro rozdělení chladiv lze použít několik kritérií, pro účely této práce však plně postačí kritéria dvě. Prvním z nich je dělení na chladiva přírodní a syntetická, jak již název tohoto kritéria napovídá, do první skupiny patří látky, se kterými se lze běžně setkat v přírodě, příkladem takovýchto látek mohou být voda, oxid uhličitý nebo čpavek (amoniak). Z těchto tří příkladů nachází v chladicí technice uplatnění čpavek a oxid uhličitý, použití vody je značně omezeno především kvůli jejímu rozsahu pracovních tlaků.

Do skupin syntetických chladiv lze zařadit uměle vyrobené sloučeniny na bázi molekul přírodního uhlovodíku obohaceného o atomy fluoru chloru, případně bromu, obecně lze tuto skupinu označit jako halogenové uhlovodíky. Dlouhá léta se tato chladiva považovala za ideální látky a jejich rozmach nabral velkých rozměrů. Postupem času se však přišlo na to, že tato chladiva mají neblahý vliv na životní prostředí. Proto bylo jejich používání a výroba koncem devadesátých let minulého století tzv. Montrealským a posléze Kjótským protokolem omezeno s cílem tyto látky z průmyslu odstranit úplně. Vlivem přísnějších požadavků na ochranu životního prostředí došlo k vývoji nových chladiv. Jako parametry hodnocení vlivu těchto látek na životní prostředí jsou používány především parametr GWP (Global warming potential) potenciál globálního oteplování, ODP (Ozon depletion potential) potenciál závislosti ozonové vrstvy a TEWI (Total equivalent warming impal) celkový dopad na ohřev atmosféry. Druhým kritériem, podle kterého lze rozdělit teplonosné látky je dělení na jednosložková a vícesložková. Jednosložková chladiva lze najít především ve skupině přírodních chladiv (oxid uhličitý R774, čpavek R717), ze syntetických chladiv do této skupiny lze zařadit pouze chladivo R134a. Důvodem pro použití vícesložkových chladiv, která najdeme v převážné většině tepelných čerpadel, je vhodný mix vlastností jednosložkových chladiv. Vícesložkové směsi chladiv pak dále dělíme na zeotropická a azeotropická chladiva. Toto dělení je velmi důležité především z praktického hlediska, zeotropická chladiva jakožto představitel vícesložkové skupiny chladiv mohou být tvořena minimálně dvěma složkami, po smíchání jednotlivých směsí se chová nadále jako směs samostatných látek, to znamená, že jednotlivé složky takového chladiva lze poměrně lehce zpět rozdělit. Oproti tomu látky ze skupiny azeotropických

chladičiv se po smíchání jednotlivých složek stávají celistvou látkou, kterou již za běžných pracovních podmínek nelze zpět rozdělit, navíc má takto vzniklá směs naprosto odlišné vlastnosti od původních látek. Tyto výše popsané vlastnosti chladičiv určují rozdílný přístup v jejich praktickém použití, především pak v okamžiku, kdy je chladičivo instalováno do tepelného okruhu čerpadla. Pro jednosložková a azeotropická chladičiva platí, že je lze do okruhu plnit buď v plynném, nebo kapalném stavu. Při částečném úniku takového chladičiva z chladičícího okruhu pak není nutno zbylé chladičivo odsávat, ale lze ho jen doplnit na původní množství. Oproti tomu zeotropická chladičiva nelze instalovat do okruhu jinak než v kapalném stavu a v případě úniku takového chladičiva z tepelného okruhu, je nutné zbylé chladičivo z okruhu odsát a poté doplnit v požadovaném množství zcela nové. Značení chladičiv podléhá mezinárodnímu standardu, ve tvaru RxxxY, kde písmeno R značí, že jde o chladičivo (z anglického Refrigerant), na místě písmen xxx jsou čísla od 1 do 10 a na pozici písmene Y pak písmeno latinské abecedy. Přírodní chladičiva obsahují za písmenem R číslo 7, zeotropická chladičiva mají za písmenem R číslo 4 a azeotropická chladičiva mají na této pozici číslo 5.

## 1.7 Základní komponenty tepelného čerpadla

Technologické schéma každého tepelného čerpadla se skládá ze základních komponentů, které jsou mezi sebou propojeny a tvoří tak kompaktní celek. Základem každého tepelného čerpadla je kompresor, kondenzátor, expanzní člen a výparník. Tyto čtyři základní stavební kameny mohou být případně doplněny o několik dalších komponentů, nicméně tyto čtyři jsou bezpodmínečně nutné pro správnou funkci tepelného čerpadla, schéma okruhu TČ se základními prvky bylo ukázáno na obrázku 2

### 1.7.1 Kompresor

Jedná se o zařízení, které lze nazvat srdcem každého tepelného čerpadla, nebo chladičícího zařízení, jeho princip, jak bude popsáno níže, je totiž tomuto orgánu velice podobný. Skládá se ze dvou částí, elektrické a mechanické, elektrickou část tvoří elektromotor asynchronního typu, buď v jednofázovém zapojení, s pomocným rozběhovým vinutím, nebo pro kompresory s vyššími výkony v trojfázovém zapojení. Z hlediska mechanického, lze tělo kompresoru lze rozdělit na dvě části, které jsou opatřeny přípojnými místy, a to na část sací, která slouží k nasávání par chladičiv ze strany výparníku a část výtlačnou, která vytlačuje páry dál do okruhu tepelného čerpadla, směrem ke kondenzátoru. Poměr mezi tlakem na výtlačku a tlakem na sání kompresoru se označuje

jako kompresní poměr a je to jeden z charakteristických parametrů každého kompresoru. Dalším důležitým parametrem každého kompresoru je sací výkon [ $\text{m}^3/\text{h}$ ], konkrétně se jedná o poměr nasátého objemu par a hodnoty tlaku na sacím vstupu kompresoru. Z hlediska konstrukce a principu stlačování par se mechanická část může dle typu kompresoru lišit, tyto odlišnosti mohou posléze ovlivňovat vhodnost použití kompresoru pro různé aplikace včetně jejich použití pro účely tepelného čerpadla. Mezi nejpoužívanější typ kompresoru v aplikaci tepelných čerpadel pro rodinné domy patří kompresory spadající do skupiny hermetických kompresorů.

Jak již z názvu této třídy kompresorů vyplývá, jedná se o zařízení, kde jak elektrická, tak mechanická část sdílí stejný prostor, který je navíc hermeticky uzavřen od okolního prostředí. Jedná se o hermeticky uzavřenou nádobu, ve které je umístěno vinutí elektromotoru, ten je spojen s kompresorem společnou hřídelí, nádoba obsahuje taktéž olejovou vanu, včetně samotného oleje. Hermetický obal, kterým jsou všechny části uzavřené, zabraňuje úniku chladiva, což je jednou z velkých výhod tohoto řešení, tento obal je opatřen pouze sacím a výtlačným přípojným místem, pro připojení kompresoru do okruhu tepelného čerpadla. Hermetické kompresory mají více možností provedení, mezi nejčastěji používané skupiny těchto kompresorů, a to nejen v případě tepelných čerpadel, patří hermetické pístové kompresory a hermetické spirálové neboli „scroll“ kompresory.

### 1.7.2 Výměníky tepla

Jak již bylo zmíněno v krátkém popisu technologického schématu tepelného čerpadla, patří tepelné výměníky neboli, výparník a kondenzátor, k základním komponentům tvořícím celek tepelného čerpadla. Jedná se o zařízení, které má za úkol předat teplo mezi dvěma látkami tak, aniž by došlo k fyzickému kontaktu těchto dvou látek. Tato výměna tepla mezi dvěma látkami samozřejmě podléhá druhému termodynamickému zákonu, jehož závěrem je tvrzení, že teplo lze předat pouze z prostředí s vyšší teplotou do prostředí s nižší teplotou, nikoliv naopak. V problematice tepelných čerpadel je jednou látkou předávající nebo přijímající teplo chladivo, druhou látkou pak nejčastěji voda, solanka, případně vzduch. Přičemž chladivo přijímá teplo z okolního prostředí ve výparníku, tato strana je značena jako primární a na druhé straně chladivového okruhu jej předává do vnějšího prostředí v kondenzátoru, tato strana je značena jako sekundární. Co se týče parametrů, které charakterizují jednotlivé typy výměníků tepla, je jich celá řada, případný návrh takového výměníku je poměrně složitou operací a v dnešní době je realizován pomocí specializovaných programů, obecně lze říci, že výkon takového

výměníku záleží na jeho ploše, která slouží pro styk dvou látek, dále na velikosti tlakových ztrát v závislosti na celkovém průtoku látky výměníkem, na poměru množství průtoku za čas a v neposlední řadě na teplotním spádu protékajícího média. Celkový návrh takového výměníku je v konečném důsledku jakýmsi kompromisem mezi dvěma parametry, a to celkovou velikostí a cenou. Dělení výměníku na základě jejich provedení lze pro jejich použití u tepelných čerpadel rozdělit na tři skupiny a to lamelové, deskové a trubkové.

Lamelové výměníky lze nalézt výhradně v aplikacích, kde jednou z látek, která přijímá nebo odevzdává teplo je vzduch. V konkrétním případě tepelného čerpadla se tak jedná o systém vzduch – voda, případně vzduch – vzduch. Nejrozšířenější provedení lamelového výměníku se skládá z jedné či více řad trubek, nejčastěji měděných, které procházejí skrz jednotlivé lamely. Aby se docílilo co nejlepšího přestupu tepla z okolí přes lamely, měděné trubky až do teplotnosné látky, je lamelový výměník v naprosté většině osazován ventilátory, které přes výměník prohání okolní vzduch.

Funkce lamelového výměníku jako výparníku spočívá v odebrání tepla chlazené látky, tomto případě vzduchu a jeho následné předání chladivu, při této výměně dochází ke změně skupenství chladiva z kapalného na plynné, této proměně se říká vypařování, proto název výparník. Chladivo v podobě plynu pokračuje výstupem z výparníku dál do následujících částí okruhu. Pokud má lamelový výměník fungovat jako výparník, jeho funkce se neobejde bez funkce odtávání. Při vypařování chladiva v trubkách výparníku, jeli hodnota teploty na povrchu výměníku nižší než hodnota teploty rosného bodu okolního vzduchu, který je v okamžiku odpaření chladiva v trubkách výparníku ochlazován, dochází postupně k srážení vlhkosti. Tato vlhkost při nižších teplotách přechází v námrazu a snižuje tak účinnost přestupu tepla výparníku. Proto je nutné v pravidelných časových intervalech zajistit odtávání výparníku, které námrazu odstraní. Toto odtávání lze provést dvěma způsoby. Prvním z nich je realizován pomocí odtávacích topných tyčí, které jsou vsazeny do lamel výparníku a zajišťují tak pravidelné odmražení. Druhou možností je přepínání režimu tepelného čerpadla, takzvaná reverzace, kdy se z tepelného čerpadla stane chladicí zařízení je poměrně častá. Ovládací systém tepelného čerpadla obrátí režim chodu tak, že se z výparníku na určitou dobu stane kondenzátor a z kondenzátoru naopak výparník. Po uplynutí doby odtávání dojde opět k přehození režimu a tepelné čerpadlo pokračuje ve svém klasickém režimu.

Lamelový výměník lze samozřejmě využít i na sekundární straně tepelného čerpadla, v takovém případě se bude jednat o systém, jehož sekundární strana bude produkovat ohřátý vzduch. Pro správný přestup tepla bude i kondenzátor v tomto případě

osazen vhodným počtem ventilátorů, které napomohou k co nejlepšímu průtoku vzduchu skrz lamely výměníku. Na rozdíl od výparníku však není nutné odtávání. Řešení s lamelovým výměníkem jako kondenzátorem, je sice možné, ale pro vytápění rodinného domu se využívá jen minimálně, v případě použití by bylo nutno ohřátý vzduch rozvádět po jednotlivých místnostech, toto řešení však nebude předmětem této práce. Mnohem častější řešení je volba kondenzátoru jako deskového výměníku, kdy je teplo odebrané chladivu předáno cirkulující kapalině, v drtivém případě otopné vodě.

Dalším typem výměníku, který bývá nedílnou součástí otopné soustavy s tepelným čerpadlem je deskový typ. Deskový výměník je jako celek tvořen jednotlivými deskami, které mají po celé své ploše vylisované miniaturní cesty, které v případě, že se jednotlivé desky poskládají na sebe, vytvoří s cestami na sousední desce miniaturní kanálky, kterými posléze proudí teplotonosná látka. Osazení deskového výměníku na primární stranu tepelného čerpadla je časté u systémů, kde je teplo ze strany primárního zdroje tepla dopravováno pomocí kapaliny, nejčastěji nemrznoucí směsí, typicky tedy u tepelných čerpadel typu země – voda a voda – voda. Princip je takový, že jednou skupinou kanálků uvnitř desek prochází nemrznoucí směs, druhou skupinou kanálků pak chladivo. Pokud u lamelového výparníku bylo nutné zavádět odtávání, u deskového výparníku je bezpodmínečně nutné hlídat teplotu vypařování chladiva. Tu je nutno omezit dle média, které je ochlazováno a zabránit tak zamrznutí deskového výměníku. Z důvodu malé velikosti jednotlivých kanálků uvnitř desek výparníku, je i malé namrznutí příčinou snižující se účinnosti při přestupu tepla, v případě, že dojde k úplnému zamrznutí ochlazovaného média, mlže v konečném důsledku dojít k roztrhnutí spojů na deskách výparníku a k nenávratnému poškození výparníku. V nejhorším případě dojde k úniku chladiva do části ochlazovaného média a k zanášení celého chladicího okruhu vlhkostí, což má za následek kompletní vyřazení tepelného čerpadla z provozu.

Tak jako lamelový typ výměníku, tak i deskový typ mlže být použit jak na primární, tak sekundární straně okruhu tepelného čerpadla. Princip deskového kondenzátoru je obdobný jako výparníku, jen s tím rozdílem, že jednou skupinou kanálků proudí chladivo v kapalném stavu a druhou skupinou kanálku pak otopná voda. Jak již bylo naznačeno výše, jednou z nevýhod deskových výměníků, je snadná možnost ucpaní kanálku, kterým prochází teplotonosná látka, v tomto případě, na straně kondenzátoru otopná voda. Je tedy nutné, zajistit co nejčistší médium, a to umístěním filtrů do obvodu topné vody.

Posledním typem výměníku, používaných například v akumulčních nádržích, je



výměník trubkový, jeho princip je založen na průtoku chladiva trubkami, které jsou stočeny do takzvaného „vlnovce“ a umístěny uvnitř nádrže. Prostor kolem vlnovce je vyplněn cirkulujícím médiem, které přijímá teplo z chladiva, protékajícího trubkami, nejčastěji vodou určenou pro ohřev TUV.

### 1.7.3 Expanzní členy

Expanzním členem, se rozumí prvek v obvodu tepelného čerpadla, který určuje hranici mezi vysokotlakou, tedy kondenzační, nebo také výtlačnou stranou okruhu a nízkotlakou, neboli výparnou, či sací stranou okruhu tepelného čerpadla. Jejich funkcí je zajistit expanzi takového množství kapalného chladiva do výparníku, aby došlo k jeho úplnému odpaření, přičemž množství kapalného. Chladiva nesmí být příliš, z důvodu případného průniku kapaliny do sání kompresoru, ale také ho nesmí být málo, z důvodu neefektivního využití teplosměnné plochy výparníku. Expanzním členem v drtivé většině tepelných čerpadel bývá expanzní ventil. Základní dělení expanzních ventilů lze zvolit dle jejich konstrukce a principu fungování na expanzní ventily mechanické, elektronické a ostatní. Pro potřeby této práce je toto dělení plně dostačující, podrobnosti k expanzním členům jsou pak lehce dohledatelné v příslušné literatuře.

## 1.8 Systémová řešení tepelných čerpadel

Pro bližší náhled na toto téma je vhodné rozdělit tepelné čerpadlo na dvě části, část primární a část sekundární. Sekundární část tepelného čerpadla je stálá z hlediska technologického, v každém případě se bude jednat o okruh několika komponent pracujících jako celek, tento okruh a jeho princip byl popsán výše, včetně jeho základních komponentů, bez kterých by jako celek nemohl fungovat. Kde však hledat rozdíly je část primární, tedy ta část tepelného čerpadla, kterou lze považovat za zdroj NPT. Zdroj v této části může mít různý charakter, ba dokonce k dosažení maximální efektivity může kombinovat několik zdrojů dohromady, a to nejen zdrojů přírodních v následujícím textu budou rozebrány nejprve klasické systémy tepelných čerpadel a poté bude nastíněna možnost takzvaných hybridních systémů, tedy systémů kombinující více druhů primárních zdrojů tepla, včetně těch nízkopotenciálních.

### 1.8.1 Vzduch, jako zdroj NPT

Asi nejčastějším řešením pro běžné domácnosti je právě sběr NPT z okolního vzduchu. Tento sběr probíhá ve výparníku, kdy expandované chladivo přebírá tepelnou energii z vnějšího vzduchu a v podobě par ji přenáší na sekundární stranu tepelného čerpadla. Výparník v takovémto případě bývá často lamelového typu a pro lepší průtok vzduchu je osazen potřebným počtem ventilátorů. Zbytek tepelného čerpadla může být součástí výparníku, v takovém případě se jedná o takzvané kompaktní řešení a je umístěno spolu s výparníkem mimo budovu. Druhou možností je pak oddělený výparník od zbytku tepelného čerpadla, které je ukryto v budově, oddělené provedení je označováno pomocí přeneseného anglického názvu jako split. V prvním případě, kdy je tepelné čerpadlo jako kompaktní zařízení umístěno mimo budovu, je třeba zaručit, aby kondenzátor a potrubí, které je připojeno ke kondenzátoru a odvádí ohřátou vodu do budovy, bylo řádně odizolováno. Je tomu tak z důvodu co nejmenších ztrát tepla, a především z nutnosti chránit kondenzátor i potrubí proti zamrznutí v případě větších mrazů, kdy je tepelné čerpadlo z nějakého důvodu odstaveno. V případě split jednotky, kdy je mimo budovu umístěn jen výparník, přičemž je zbytek tepelného čerpadla včetně kondenzátoru situován do budovy, odpadá nebezpečí zamrznutí sekundárního okruhu v případě vypnutí nebo odstavení tepelného čerpadla. Co se týče hlukových parametrů, jedná se o jednu z nevýhod řešení tepelného čerpadla vzduch – voda. Mimo kompresor, který v případě kompaktního řešení vydává při svém chodu rušivý zvuk, je třeba počítat také s hlučností ventilátorů ve výparníku. Mimo problému s hlukem přináší použití výparníku pro odebírání NPT ještě jeden větší problém, tím může být postupné namrzání lamel výparníku. Intenzita namrzání je dána především vlhkostí vzduchu, tento problém se řeší pravidelným režimem odtávání. Režim odtávání má samozřejmě negativní vliv na účinnost tepelného čerpadla, proto je vyžadováno jeho správné řízení s ohledem na maximální účinnost celého systému. Jednoduchost a nejnižší pořizovací náklady, dělají v našich podmínkách z tohoto systému tepelného čerpadla zatím nejrozšířenější variantu, právě tyto faktory nicméně s sebou přináší i značné omezující faktory, především se jedná o rozsah okolních teplot, při kterých je tento systém použitelný. Systém tepelného čerpadla vzduch – voda, bývá v naprosté většině doplněn o přídavný zdroj tepla pro případ, že venkovní teplota potřebná k získání NPT klesne na hodnotu, tento přídavný systém bývá označován jako bivalentní zdroj tepla a ve většině případů se jedná o elektrické topné tyče, které svým výkonem dokážou pokrýt požadavky na dodávku tepla v případě, že okolní

teplota nedovoluje nebo nestačí k pokrytí této dodávky tepelným čerpadlem.

### 1.8.2 Země jako zdroj NPT

Další variantou, kterou lze na primární straně tepelného čerpadla využít pro získání NPT je geotermální energie, případně pak naakumulovaná energie v zemské půdě. V tomto případě se nabízejí prakticky využitelné dva způsoby provedení. Prvním z nich je vodorovný kolektor, který je umístěn pod povrchem půdy v hloubce kolem 1,5m. Kolektor je tvořen nejčastěji PE hadicemi o vnějším průměru kolem 40 mm a síle stěny cca 3 mm, ty jsou od sebe vzdáleny přibližně 70 cm. Takto vytvořený primární okruh by neměl přesahovat délku 200 m, přičemž se počítá, že okruhů bude za potřebí více. Celková délka jednotlivých okruhů by měla být shodná. Z praktického hlediska je však lepší celkovou plochu kolektoru, to znamená všech okruhů dohromady, vzhledem k potřebnému výkonu spíše předimenzovat, důvodem je fakt, že v době letních měsíců, se do půdy akumuluje posléze využívané teplo, jehož maximální využitelné množství je právě velikostí kolektoru limitováno. Aby byla zajištěna dostatečná dodávka tepla do objektu, celková plocha kolektorů by měla odpovídat přibližně troj až čtyř násobku plochy určené k vytápění. Jako médium proudící uvnitř hadic je zvolena nemrzoucí směs, která zajistí ochranu před zamrznutím ať už ze strany venkovního prostoru, případně vlivem záporné hodnoty vypařovací teploty ve výparníku.

Zajímavou alternativou ke klasicky taženým vodorovným kolektorovým hadicím je systém s názvem přeneseným z anglického originálu – slink kolektor. Jedná se o hadice tažené speciálním způsobem, kdy se hadice klade do výkopu takovým způsobem, aby tvořila překrývající se kruhy. Variant, jak uspořádat uložení slinek je více, asi nejvyužívanější je uložení vodorovné, ve tvaru písmene H, alternativou je pak uložení vertikální, které lze dohledat i pod označením V. Odhadovaný výkon takto položeného kolektoru, při použití obdobných hadic jako u klasicky položeného kolektoru je 1,5kW pro jednu sekci ve variantě H a 1,8 – 2 kW pro variantu V. Velkou výhodou vertikální varianty oproti klasickému zemnímu kolektoru a vodorovné variantě kolektoru typu „slink“ bude úspora celkově zabrané plochy, což je v mnoha případech omezující parametr pro realizaci systému země – voda.

Druhým způsobem, který lze využít k realizaci kolektorového výměníku je zemní hloubkový vertikální kolektor. Na rozdíl od vodorovné varianty, je tento způsob mnohem úspornější, co se týče potřebného místa. Jedná se o výměník, který je tvořen stejně jako v prvním případě, plastovou hadicí, která je zapařována do hlubokého vrtu, jehož průměr

dosahuje přijatelných rozměrů kolem 15 cm. Průměr vrtu je dán počtem hadic, které jsou do něj vloženy, běžný počet hadic se pohybuje od dvou do čtyř, při rozměrech vnějšího průměru od 32 mm do 40 mm a síle stěny 3 mm. Prostor mezi hadicemi je vyplněn plastickou směsí, která pomáhá kompenzaci vnitřního tlaku kapaliny proudící uvnitř hadic. Z hlediska ekonomického, je nejdůležitější potřebná hloubka vrtu, v závislosti na potřebném výkonu a geologickém podloží se hloubka vrtů pohybuje mezi 50 – 120 m. V případě potřeby vyššího výkonu je samozřejmě možné nechat zhotovit vrtů více, vzdálenost mezi jednotlivými vrty je doporučována mezi 5 – 10 m. Pořízení většího počtu vrtů má pochopitelně za následek značné prodražení celého systému, je tedy předem velice důležité realizaci takového systému dobře promyslet. Výhodou realizace tepelného čerpadla země – voda je v podstatě konstantní teplota NPT, proto tepelná čerpadla země – voda zpravidla nepotřebují přídavný zdroj vytápění, který v případě poklesu okolní teploty pod určitou úroveň pomáhá tepelnému čerpadlu dodat potřebné teplo do otopné soustavy, tak jako u tepelných čerpadel vzduch – voda.

### 1.8.3 Voda jako zdroj NPT

Třetí možností, i když z hlediska realizace nejvíce závislým systémem na místních podmínkách je využití vody jako zdroje NPT. Nabízí se několik možností, jak tento typ primárního zdroje realizovat. Jednou z možností je využití takzvané spodní vody, pokud je navíc k dispozici studna s podzemním zdrojem vody stává se z hlediska COP takováto realizace nejlepší možnou variantou pro tepelné čerpadlo. Výhodou spodní vody jakožto primárního zdroje NPT je především stálost její teploty, která se během celého roku pohybuje v rozmezí +10 °C až +8 °C, z tohoto důvodu lze počítat s tím, že potřebný výkon na dodávku tepla od zdroje do vytápěného objektu se bude pohybovat v poměrně ustáleném rozsahu. Z výše popsaného textu by se mohlo zdát, že realizace takového systému je velmi jednoduchá. Celá realizace ale nekončí u ponoření výměníku do vody na dně studny, naopak je třeba dodržet a brát v potaz několik zásadních podmínek, aby takto zvolený systém správně fungoval. Jednou z podmínek je zajistit, aby spodní voda ve studni proudila, toho nelze docílit jen samovolným prouděním vody na dně studny, ale je třeba zajistit, aby se voda do studny nevracela na přímo, nýbrž z druhé, takzvané vsakovací studny. Celý systém funguje tak, že z jedné, níže položené studny se pomocí čerpadla odčerpává voda, která proudí přes v tomto případě deskový výparník, kde předá svou tepelnou energii chladivu, po předání tepelné energie je tato voda vrácena do vsakovací studny, která je umístěna nad první studnou. Z této studny pozvolným vsakováním vody

dojde k jejímu přestěhování zpět do původní studny, kdy během průchodu vody půdou do sebe voda opět naakumuluje tepelnou energii. Takto navrácenou vodu lze opět stejným postupem využít k odčerpání, celý koloběh se neustále opakuje. Pokud by došlo ke zjednodušení takto navrženého systému, kdy by byl a využita voda pouze z původní studny tak, že pod hladinu vody by byl umístěn například trubkový výměník na přímo, tedy bez systému čerpání vody, došlo by za poměrně krátkou dobu k zamrznutí vody ve studni, právě z důvodu rychlého odběru NPT z v podstatě stojaté vody.

Mimo systém tvořený dvěma studnami, se v případě příznivých místních podmínek nabízí i jiné možnosti, jak realizovat primární stranu tepelného čerpadla založenou na odběru NPT z vody. Prvním z nich je přímý odběr tekoucí vody například z potoku nebo řeky. Samozřejmě toto řešení vyžaduje povolení od příslušných úřadů. Princip je shodný se systémem dvou studní, rozdíl je jen v tom, že voda je odebírána z koryta potoka či řeky a po odevzdání tepelné energie ve výparníku je opět do potoka či řeky vracena. V tomto případě je nutné dbát na dodržení minimální teploty proudící vody, kdy její teplota nesmí klesnout na takovou úroveň, aby došlo k zamrznutí vody v deskovém výparníku, což by mělo opět nedozírné následky na funkčnost celého systému. Druhou alternativou k systému dvou studní je nepřímý odběr tepla z tekoucí vody, ten spočívá v tom, že do koryta řeky, případně potoka je umístěn trubkový kolektor, podobný tomu, který je využíván pro sběr tepla z půdy. Výhodou takového řešení je nezávislost na čistotě vody, jelikož kolektorem proudí nemrzoucí kapalina. Dále pak menší výkonové nároky na oběhové čerpadlo a v neposlední řadě odpadá problém s možným zamrznutím vody ve výparníku. Třetí alternativou je pak nepřímý odběr tepla ze stojaté vody. Princip je naprosto shodný s výše uvedeným nepřímým odběrem tepla z tekoucí vody, nicméně tato možnost často naráží na poměrně přísné podmínky vodohospodářů, kdy je třeba dodržovat přísné limity pro podchlazování stojaté vody. Proto je tento systém využíván jen zřídka.

#### 1.8.4 Hybridní systémy tepelných čerpadel

Jak již název napovídá, bude se jednat o tepelná čerpadla a systémy, která kombinují na své primární straně více zdrojů tepla, tepelné čerpadlo může kombinovat dva zdroje NPT. Z výše popsaných klasických systémů tepelných čerpadel vyplývá, že se bude jednat o různé kombinace získávání NPT ze vzduchu, země, nebo vody. Co se týče komplikací při realizaci, nejvýhodnější se bude jevit kombinace zdrojů NPT vzduchu a země, v případě paralelní strany tepelného čerpadla v podobě sběru NPT z vody, bude tato varianta narážet na často nevhodné místní podmínky a také poměrně značné legislativní překážky, nicméně v případě, že jsou pro tuto variantu podmínky vhodné, může se jednat o dobrou a efektivní volbu. Hybridní varianta tepelných čerpadel není zatím ve větší míře komerčně využívána, pravděpodobně je to dáno především konkrétními podmínkami v místě uvažované realizace, kde by navrhované tepelné čerpadlo mělo fungovat, těmi může být například výše zmíněný problém s vodou jako zdrojem NPT pro primární stranu tepelného čerpadla. V případě zemního kolektoru jako jednoho ze dvou primárních zdrojů, například nedostatek potřebné zemní plochy kolem uvažovaného objektu, případně finanční náročností celé realizace. Nicméně i tato varianta tepelných čerpadel může v konečném důsledku znamenat jistý přínos, ať už z hlediska spolehlivosti, nebo efektivity získávání tepla, přičemž nemusí být nutně ekonomicky nevýhodná.

Způsob realizace hybridního systému lze provést dvěma způsoby, z nichž první pracuje se dvěma paralelně připojenými primárními zdroji NPT v kombinaci se společnou stranou kompresoru a druhý, jenž využívá dvě klasická samostatná tepelná čerpadla pracující vždy se svým jedním primárním zdrojem NPT, jedná se tedy o dvě samostatné jednotky s klasickou primární stranou. Obecně je jejich provoz řízen nadřazeným řídicím systémem, který na základě vstupních hodnot zvolí nejefektivnější způsob řízení běhu tepelného čerpadla, a to jak pro variantu jednoho tepelného čerpadla s dvojicí výparníků na paralelní straně, tak pro variantu dvou samostatných tepelných čerpadel. Co se týče sekundární strany hybridního systému, z praktických důvodů je koncipován jako společný, to znamená, že oproti primární straně, která obsahuje buď dva oddělené okruhy, nebo jeden okruh s paralelními výparníky, strana kondenzátoru je společná a je připojena k otopné soustavě pomocí deskového výměníku, kterým tak jako u klasických variant, proudí topná voda zajišťující přenos tepla do celé otopné soustavy.

Nabízí se otázka, proč vůbec investovat do realizace takto složitého systému, zda se tato investice vyplatí a jaká bude její ekonomická návratnost. Je třeba si uvědomit, co bude

hlavní výhodou takto navrženého systému, oproti klasickým systémům tepelných čerpadel s klasickými variantami primárních stran. Základní ideou, proč kombinovat více primárních stran je cíl, dosáhnout co nejvyššího topného faktoru v závislosti na co nejvyšší hodnotě teploty média, které je nositelem NPT na vnější straně výparníku, a navíc mít v případě poruchy jednoho tepelného čerpadla možnost pokračovat alespoň v částečně dodávce tepla druhým tepelným čerpadlem. V případě klasického tepelného čerpadla s jedním zdrojem NPT, se okrajové podmínky pro provoz liší. Konkrétně u systému vzduch – voda, se teplota okolního vzduchu během otopné sezóny pohybuje v rozmezí přibližně 30°C. Tento rozsah je teoretický a počítá s okrajovými podmínkami od hranice 13 °C jakožto hraniční teploty pro zahájení dodávky tepelné energie, až po teplotu -17 °C, což je v našich podmínkách z dlouhodobého hlediska spíše extrémní hodnota.

U každého tepelného čerpadla typu vzduch – voda, dochází s poklesem vnějších teplot ve výše uvedeném rozsahu zároveň k poklesu hodnoty topného faktoru. Tento pokles má za následek nejen snížení výkonu tepelného čerpadla, který tak musí být kompenzován sepnutím bivalentního zdroje, ale také horší efektivitou přeměny elektrické energie na teplo čili snížením topného výkonu. Základní idea hybridního systému bude tedy taková, že v případě poklesu topného faktoru vlivem poklesu teploty okolního vzduchu na určitou úroveň, dojde k přepnutí primární strany tepelného čerpadla a původní vzduchový výparník bude nahrazen výparníkem deskovým, respektive dojde k nahrazení vzduchu, jako nositele NPT, nemrznoucí směsí. V okamžiku, kdy venkovní teplota vzduchu vystoupá opět na hodnotu, která bude znamenat vyšší topný faktor, dojde ke zpětnému přepnutí zpět do výparníku vzduchového. Aby byl popis principu fungování hybridního systému přiblížen konkrétněji, lze jej uvést s konkrétní hodnotou, kdy dojde k přepnutí z jednoho primárního zdroje na druhý, tato hodnota bude značně závislá na parametrech zbudovaného zemního kolektoru. Každý zbudovaný zemní kolektor pro sběr NPT z půdy, bude v provozu vykazovat jisté ustálení teploty proudící nemrznoucí směsí, důležitá pro systém hybridního čerpadla bude nejnižší ustálená teplota nemrznoucí směsí na výstupu z daného kolektoru. Při předpokládané teplotě nemrznoucí směsí na výstupu z kolektoru, tedy na vstupu do deskového výměníku 1 °C, bude právě tato hodnota okrajovou hodnotou pro přechod vypařování v lamelovém výparníku na vypařování do výparníku deskového. V případě, že teplota okolního vzduchu vystoupá zpět na hodnotu zaručující lepší účinnost tepelného čerpadla vzduch – voda, dojde ke zpětnému přepnutí primární strany z deskového výparníku na výparník vzduchový.

## 1.9 Monovalentní a bivalentní provoz tepelného čerpadla

Jak již název tohoto systému napovídá, jedná se o nejjednodušší řešení. Celý systém topení se skládá pouze z tepelného čerpadla, které není doplněno o přídatný bivalentní systém. Tato varianta je vhodná především pro kombinaci země – voda, případně voda – voda, samozřejmě jen v případě, že primární strana tepelného čerpadla splňuje požadavky na dodávku NPT. Nicméně, jak již bylo v části o těchto systémech tepelných čerpadel napsáno, s variantou, kdy by primární část byla dimenzována jen pro částečnou dodávku tepelného výkonu, se spíše nepočítá, je to způsobeno faktem, že budování kolektorů pro sběr NPT, ať už u systému země – voda, nebo voda – voda, je u těchto systémů poměrně finančně náročné. V případě, že je tato varianta primární strany tepelného čerpadla zvolena, předpokládá se, že její výkonové dimenzování je spíše předimenzováno, než opačně a z toho důvodu se nepředpokládá, že by bivalentní zdroj tepla byl potřeba. Monovalentní provoz je vhodný především pro nízkoteplotní otopné soustavy s teplotou vody do 60 °C.

Pokud byla kombinace země – voda, případně voda – voda označena za příklad monovalentního provozu, o tepelném čerpadle v kombinaci vzduch – voda se dá prohlásit, že se jedná o provoz monoenergeticky bivalentní. Popis fungování takového systému je následující, pokud je teplota venkovního vzduchu taková, že výkon tepelného čerpadla stačí k pokrytí potřeb na straně vytápěného prostoru, pracuje na této dodávce čistě jen tepelné čerpadlo. Jakmile dojde k poklesu okolní teploty na úroveň, kdy už samotné tepelné čerpadlo nestačí pro pokrytí potřeb pro požadovanou teplotu uvnitř vytápěného prostoru, dojde k připnutí takzvaného bivalentního zdroje tepla. Tímto zdrojem je některý z dalších elektricky poháněných zdrojů tepla, nejčastěji teda odporové topné tyče, alternativou může být elektrický kotel. Jde o dva zdroje, využívající elektřinu pro získání potřebného výkonu (tepelné čerpadlo s kompresorem a topné elektrické tyče, případně elektrokotel), proto se jedná o bivalentní a zároveň monoenergetický provoz. Ve všech případech, je bivalentní zdroj tepla dimenzován jen na část potřebného výkonu v případě, že tepelné čerpadlo nestačí. Pokud tedy bylo výše zmíněno, že dimenzování systému tepelného čerpadla vzduch – voda je voleno v rozmezí 60 – 70 % celkově potřebného výkonu, zbylá potřebná procenta výkonu pro pokrytí potřebné dodávky tepla jsou pokryta právě jedním z bivalentních zdrojů. Monoenergetický bivalentní provoz se tedy vyznačuje současným během tepelného čerpadla a přídatným bivalentním zdrojem tepla. Jeho využití je vhodné pro nízkoteplotní otopné soustavy s potřebnou teplotou vody kolem 60 °C.



## 2 Metodika návrhu otopné soustavy s hybridním systémem tepelných čerpadel

Návrh otopné soustavy včetně hybridního systému TČ, bude rozdělen do několika kroků. V první řadě bude potřeba navrhnout tepelná čerpadla, která budou zajišťovat dodávku potřebného tepla do otopné soustavy a následně bude provedena volba otopné soustavy. Cílem bude stanovení metodiky, na jejímž základě bude možno stanovit nejefektivnější volbu výkonové řady dvou z nabízených kombinací tepelných čerpadel (vzduch – voda, země – voda, nebo voda – voda) a posléze jejich vhodné řízení, které zajistí co nejefektivnější provoz systému jako celku. Přínosem takto koncipovaného a efektivně řízeného systému TČ bude především spolehlivost, co nejdélší životnost, a také rozumné provozní náklady celého systému.

Prvním krokem pro přípravu návrhu bude zjištění potřebných vstupních dat pro jednotlivé výpočty, které budou posléze na základě těchto dat prováděny. První parametry lze zařadit do skupiny základní. Bude sem patřit návrhová nejnižší lokální teplota okolního vzduchu, která bude vzata z tabulky volně dostupné na webových stránkách Českého hydrometeorologického ústavu. Druhým parametrem budou celkové tepelné ztráty objektu, pro který bude systém koncipován, tyto tepelné ztráty budou odpovídat zmíněné nejnižší lokální teplotě. Důležitou roli ve volbě TČ bude také hodnota teploty vody na sekundární straně TČ, tedy otopné vody, zde bude záležet, na druhu otopné soustavy. Na základě těchto parametrů bude navržena výkonová řada jednoho z dostupných základních systémů TČ. Volba tohoto druhu systému bude důležitá, nejpravděpodobnější a zřejmě nejčastěji použitou variantou bude volba prvního tepelného čerpadla jako systému vzduch – voda, jehož výkon bude dimenzován standardním způsobem, tedy ne na nejnižší teplotu okolního vzduchu, ale zhruba na 70 % maximálního potřebného výkonu, dle tepelných ztrát objektu. Hodnotu 70 % výkonu si s ohledem na provoz TČ lze dovolit, odráží totiž reálné podmínky v celé době topné sezóny, kdy k poklesu teploty na hodnoty odpovídající navrženým tepelným ztrátám nedochází tak často, ale jen přibližně v 10 % času z celé topné sezóny. Případná dimenze systému vzduch – voda pro pokrytí 100 % tepelných ztrát by znamenala navýšení celkové pořizovací ceny TČ, což by vzhledem k procentuální hodnotě zastoupení nejnižších teplot okolního vzduchu přibližně 10 % nebylo efektivní. Z tohoto hlediska se u klasických systémů s jedním zdrojem NPT počítá se zavedením bivalentního zdroje tepla, který v případě nutnosti dodá chybějící topný výkon a náklady na takto dodané teplo vychází ekonomičtěji, než návratnost investice v případě dimenzování TČ na 100 %

tepelných ztrát.

I když v systému hybridního tepelného čerpadla H2 a H3 nebude počítáno s bivalentním zdrojem tepla, bude hodnota bivalence hrát důležitou roli, stejně jako u klasických systémů TČ. Bivalentní hodnota teploty média vstupujícího do výparníku stanovuje za normálních okolností bod, od něž dané tepelné čerpadlo již není schopno pokrýt potřebu tepla a je zapotřebí, aby bylo chybějící teplo dodáno některým z doplňkových zdrojů tepla, nejčastěji elektrických topných tyčí. V případě, hybridního systému tepelných čerpadel H2 a H3 bude však tento jev znamenat připnutí druhého – pomocného tepelného čerpadla, které dodá chybějící tepelný výkon. Dalšími důležitými sledovanými parametry pro určení prioritního tepelného čerpadla budou topný faktor COP a tepelný výkon  $\Phi$ . Oba tyto parametry jsou přímo závislé jak na teplotě média vstupujícího do výparníku, tím může být vzduch, případně nemrznoucí kapalná směs, tak na teplotě média, nejčastěji vody, vystupující z kondenzátoru. Výstupní voda z kondenzátoru je dána volbou otopné soustavy, tudíž lze prohlásit, že je v tomto případě konstantní, samozřejmě v případě využívání tepelného čerpadla pro ohřev TUV, může být teplota této vody dočasně navýšena, nicméně pro účel vytápění lze teplotu této vody považovat za konstantní. To nelze říci o druhé teplotě, zmíněné výše, tedy o teplotě média (vzduch, voda, solanka), vstupujícího do výparníku tepelného čerpadla. U jednotlivých systémů tepelných čerpadel mohou nastat různé situace, na které bude potřeba reagovat, buď připnutím pomocného tepelného čerpadla ( režim H2 a H3). Nebo změnu tepelného čerpadla, které bude aktuálně v provozu za druhé, a to z důvodu jeho aktuálně menší účinnosti (režim H1).

Aby bylo posléze možno sestavit funkční hybridní systém, je nutné po dokončení návrhu první části systému hybridního TČ vzduch – voda, který byl popsán výše zapotřebí navrhnout druhou část, respektive druhý systém tepelného čerpadla, s rozdílným zdrojem NPT než v případě prvním. Oba druhy budou posléze bilancovány samostatně, ale budou také použity k návrhu hybridních systémů H1, H2 a H3. Návrh druhého tepelného čerpadla bude probíhat velmi podobně jako v případě prvním, tedy primární strany vzduch – voda, nicméně s tím rozdílem, že systém bude koncipován jako monovalentní, to znamená, že v případě nutnosti, bude schopen pokrýt dodávku tepla pro 100 % tepelných ztrát i vzhledem k nejnižším teplotám okolního vzduchu. Toto druhé tepelné čerpadlo bude mít pochopitelně odlišné hodnoty topného faktoru a tepelného výkonu, jeho provoz bude teoreticky pokrývat nejchladnější dny během topné sezóny. Vzhledem k charakteristickým vlastnostem systému zemního kolektoru a solanky je předpoklad takový, že minimální

teplota média (solanky) na vstupu do v tomto případě deskového výparníku, neklesne pod určitou hodnotu, zaručující příznivé hodnoty COP a  $\Phi$ . Výpočet této teploty bude nastíněn níže v postupu bilance tepelných čerpadel. Dá se tedy předpokládat, že jakmile dojde k poklesu teploty venkovního vzduchu pod určitou úroveň, bude výhodnější přejít na zdroj NPT ze země. Naopak v případě, že by teplota okolního vzduchu byla vyšší než teplota solanky vstupující do výparníku, vyplatí se z hlediska výsledného topného faktoru přejít na systém vzduch – voda.

Otopná soustava patří k nedílné součásti topného systému každého objektu. Otopné soustavy, používané pro systém tepelných čerpadel mají svá specifika, založena především na vlastnostech a parametrech sekundárních stran tepelných čerpadel. Důležitým parametrem pro sestavení vhodné otopné soustavy je teplotní spád otopné vody, která je ohřívána na sekundární straně tepelného čerpadla, tedy kondenzátoru. Je zapotřebí si uvědomit, že v případě nízkoteplotních čerpadel, má výstupní ohřátá voda proudící ze sekundární strany tepelného čerpadla maximální teplotu mezi 50 – 65 °C, tato teplota je podmíněna vhodnými podmínkami na straně primární, konkrétně pak na hodnotě teploty primárního zdroje NPT. Hodnotě teploty výstupního média z kondenzátoru je třeba přizpůsobit návrh otopné soustavy. Návrh otopné soustavy lze realizovat pro více případů, v případě, že se jedná o novostavbu, počítá se s kvalitním zateplením domu a co nejnižšími tepelnými ztrátami celého objektu, pro tyto případy, se nabízí jako ideální řešení podlahový rozvod topné vody. Jedná se v podstatě o vodní kolektor uložený v podlaze jednotlivých místností, teplota vody potřebné pro vytopení objektu se pohybuje často kolem 35 °C, ale výjimkou nejsou i podlahové rozvody topné vody, jejichž teplota se pohybuje kolem 25 – 30 °C. Tato hodnota se jeví jako vhodná pro otopnou vodu ohřívanou tepelným čerpadlem, jelikož teplotního spádu například 35 – 30 °C bude pomocí tepelného čerpadla dosaženo bez větších problémů i při nízkých venkovních teplotách, bez ohledu na zdroj NPT na primární straně tepelného čerpadla. Hodnota topné vody v otopném systému má pochopitelně vliv na celkový výkon tepelného čerpadla, tím, že je potřebný teplotní spád pro otopnou soustavu typu podlahového kolektoru poměrně nízký, je i potřebný topný výkon tepelného čerpadla v kombinaci s vhodně tepelně izolovaným objektem nižší než u zpravidla rekonstruovaných objektů využívající původní otopnou soustavu s topnými tělesy, kde se vlivem původního zdroje tepla počítalo s mnohem vyšším teplotním spádem. Tyto důvody proto vedou k volbě této varianty především u novostaveb, kde se s kombinací tepelného čerpadla a podlahového topení lze setkat nejčastěji.

Alternativou k podlahovému rozvodu topné vody, pro nízkoteplotní tepelná

čerpadla, jsou takzvaná velkoplošná otopná tělesa. Velkoplošná z toho důvodu, že jejich celkový rozměr je z důvodu nízké teploty otopné vody dodávané nízkoteplotním tepelným čerpadlem větší, vyšší teplosměnná plocha tak kompenzuje nižší hodnotu teploty otopné vody, která jednotlivými tělesy prochází. Volba velikosti takového topného tělesa vychází z výpočtu tepelných ztrát konkrétní místnosti, nelze tedy vycházet pouze z celkových ztrát objektu. Jak již bylo naznačeno výše, velkoplošná topná tělesa jsou alternativou k podlahovému vytápění, jejich nasazení je vhodné jak u novostaveb, tak také u rekonstrukcí. Pro umístění otopných těles do místností platí určitá pravidla, základem je zjistit, které místo v místnosti dosahuje nejnižších teplot, tím bývá nejčastěji obvodová stěna objektu, která je hranicí mezi vnitřním a vnějším prostorem budovy, v případě, že je tato stěna navíc osazena oknem, případně jinou prosklenou plochou, jedná se o ideální místo pro umístění topného tělesa, v tomto případě velkoplošného radiátoru. Výška a umístění radiátoru vychází z místních podmínek, nicméně je třeba, aby radiátor dosahoval svojí teplosměnnou plochou požadovaného výkonu.

V případě, že se jedná o rekonstrukci stávající otopné soustavy, kde je tepelné čerpadlo nasazováno jako náhrada za starší typ zdroje tepla, jeví se velkoplošné radiátory jako vhodné řešení. Je třeba si uvědomit, že původní otopné soustavy, jako v podstatě celý systém vytápění, ve starších, často vícepodlažních domech, byly z důvodu poměrně velkých tepelných ztrát naddimenzovány. Teplota otopné vody ve starších systémech s kupříkladu klasickým spalovacím kotlem na tuhá paliva, byla počítána s teplotním spádem 90/70 °C, u novějších systémů 75/65 °C, pokud bude tedy teplotní spád po výměně spalovacího kotle za tepelné čerpadlo nižší, celkový výkon otopných těles, tedy radiátorů bude též menší, což ale jak bude popsáno níže, nemusí být zásadním problémem pro přechod na vytápění pomocí tepelného čerpadla. Stěžejní otázkou, která by měla být před každou rekonstrukcí vytápění jako celku položena je, zda bude opravdu nutné měnit původní osazená otopná tělesa za nová. Investice do celkového obnovení vytápění se tím značně zvýší, je tedy dobré si tuto změnu velice dobře rozmyslet a propočítat. Základem pro zjištění výhodnosti takového zásahu do vytápění objektu je znalost celkových tepelných ztrát objektu a také tepelných ztrát jednotlivých místností. Celkové ztráty objektu jsou důležité vzhledem ke stanovení celkového výkonu tepelného čerpadla, tepelné ztráty jednotlivých místností jsou poté důležité ke stanovení výkonů jednotlivě rozmístěných otopných těles. Z důvodu snížení teploty topné vody proudící skrz otopná tělesa bude nutné přepočítat výkon, který za nových podmínek budou schopna otopná tělesa dodat. Pro tento přepočet bude zapotřebí znát několik parametrů, z nichž prvním je

součinitel přestupu tepla, dále celková teplosměnná plocha otopného tělesa uvažovaná ze strany vody či vzduchu, hodnota teploty vstupující a vystupující vody do a z otopného tělesa a požadovaná teplota vzduchu v místnosti. Je pochopitelné, že díky menšímu teplotnímu spádu topné vody dojde ke snížení dodávaného výkonu, otázkou je, zda je snížení výkonu tak razantní, aby to znamenalo kompletní rekonstrukci otopné soustavy. V případě, že se jedná o starší objekt, který nemá provedeny žádné úpravy týkající se zateplení, případně je osazen staršími typy oken, nabízí se otázka, zda například kvalitní zateplení celého objektu nesníží případné tepelné ztráty jednotlivých místností na tolik, že přepočtený, nižší výkon otopných těles, po změně teplotního spádu topné vody bude dostačující, přičemž kompletní náklady na zateplení domu mohou vyjít finančně výhodněji než kompletní obměna otopné soustavy. Jak již bylo zmíněno výše, starší objekty, jsou často vybaveny z důvodu nedokonalé izolace a tím pádem i větších tepelných ztrát objektu, otopnými tělesy, která jsou svou plochou naddimenzována. Pokud se povede objekt opatřit lepším zateplením, čímž dojde ke snížení celkových tepelných ztrát, může to znamenat, že původní otopná soustava bude nakonec i tepelnému čerpadlu vyhovovat. Z ekonomického hlediska je tedy dobré, v případě rekonstrukce, uvažovat o výhodnosti budování nové otopné soustavy a vše velmi pečlivě zvážit.

Vhodným doplňkem k realizované otopné soustavě v případě tepelných čerpadel bývá často zmiňována akumulční nádrž. Její výhoda spočívá v tom, že při vhodně zvoleném objemu takové nádrže, lze omezit spínání tepelného čerpadla, což je z hlediska celkové životnosti především kompresoru stěžejní. V případě, že tepelné čerpadlo nedisponuje regulací výkonu, která bývá zpravidla realizována pomocí frekvenčního měniče, je tato nádrž dokonce z důvodu omezení častého spínání kompresoru vyžadována, nicméně to není primárně z důvodu akumulace později využitelného tepla z akumulční nádrže, ale právě z důvodu zamezení opětovného spouštění kompresoru tepelného čerpadla, jelikož akumulční nádrž, díky svému objemu, udrží čerpadlo v chodu po potřebnou dobu tak, aby byl zachován maximální dovolený počet sepnutí tepelného čerpadla, konkrétně kompresoru, zpravidla bývá tento počet roven šesti sepnutím do hodiny. Obecně také platí, že čím menší počet startů a zároveň běh na co nejvyšší výkon je pro kompresor mnohem výhodnější, především z hlediska správného mazání a také ochlazování vinutí elektromotoru. Dalším pozitivem akumulční nádrže je možnost akumulace potřebného množství topné vody, kterou lze využít pro oběh skrz otopná tělesa v době vysokého tarifu dodávky elektrické energie, což bývá standardně dvě hodiny denně. V době nízkého tarifu je čerpadlo zapnuto, dochází k postupnému vyhřátí otopné soustavy

a následně akumulaci tepla v nádrži. Jakmile dojde k přepnutí na vysoký tarif, akumulované teplo vody v nádrži je využito k cirkulaci do otopné soustavy v objektu, tímto způsobem je oddáleno další sepnutí tepelného čerpadla, do doby opětovného sepnutí nízkého tarifu. U tepelných čerpadel, která mají zabudovanu regulaci výkonu, je instalace akumulární nádrže otázkou, je třeba si uvědomit, že mimo přínosných vlastností, má akumulární nádrž i své nevýhody, tyto nevýhody se projevují právě u čerpadel s regulací výkonu. Na rozdíl od tepelného čerpadla bez regulace výkonu, tepelné čerpadlo se zabudovaným frekvenčním měničem, dokáže svůj výkon regulovat na základě okamžitého požadavku na dodávku tepla do systému. Čerpadlo tedy lze udržet v běhu po delší dobu i bez akumulování tepla v nádrži, v takové chvíli se výhodnost akumulární nádrže pomalu vytrácí, nehledě na fakt, že sama akumulární nádrž je určitou investicí jak finančního rázu, tak především v otázce prostoru. Jako teplonosné médium, které bude cyklovat uvnitř otopné soustavy, lze zvolit vodu, v případě, že se sekundární část tepelného čerpadla nachází z části ve studených místech, například u kompaktních tepelných čerpadel, jejichž kondenzátor je umístěn mimo vytápěnou budovu, je lepší zvolit nemrznoucí směs přiměřené koncentrace. Mimo to, že nemrznoucí směs chrání systém před zamrznutím, má i další výhodu, a to především u železných otopných soustav, při vhodné koncentraci nezpůsobuje totiž vytváření rzi na vnitřní straně trubek a topných těles.

## 2.1 Bilance a výpočet systému s dvěma tepelnými čerpadly

Prvním krokem v metodice návrhu bude samostatný návrh dvou systémů tepelných čerpadel. Nejprve bude nutné určit, které z možných systémů bude nejvýhodnější vzhledem k místním podmínkám zvolit. Varianty, které mohou být použity v hybridních systémech tepelných čerpadel jsou známé, jedná se o kombinace běžně provozovaných systémů tepelných čerpadel, které jsou samostatně popsány v předešlém textu této práce. Níže jsou pak uvedeny tři možné kombinace, hybridního systému tepelných čerpadel. Vzhledem k místním podmínkám se jeví jako nejčastější z nich kombinace tepelného čerpadla vzduch – voda a tepelného čerpadla země – voda, nelze ale vyloučit, že například kombinace tepelných čerpadel vzduch – voda a voda – voda, případně voda – voda a země – voda nenajde své využití, i když půjde zřejmě vzhledem k přírodním podmínkám České republiky spíše o méně častá řešení.

Pro samotný návrh tepelného čerpadla bude v této práci využito technické normalizační informace (dále jen TNI) TNI 73 0331, která byla vydána v roce 2014 a jejíž obsahem je popis metody energetického hodnocení provozování tepelného čerpadla v soustavě zajišťující ohřev topné a také užitkové vody (TUV). Samotné hodnocení provozu je založeno na několika faktorech, mezi které patří jak podrobné vlastnosti daného tepelného čerpadla, dále potřebného tepla pro konkrétní budovu a v neposlední řadě z provozních podmínek tepelného čerpadla, kam lze zařadit venkovní teplotu v dané lokalitě, teplotu ohřívání vody na výstupu z kondenzátoru a v případě využití tepelného čerpadla pro ohřev TUV také teplotu přípravy teplé vody. Zjednodušená metoda popsaná v TNI 73 0331 využívá postup výpočtu, který je v souladu s ČSN EN 15316 – 4 – 2 (3) a je nazýván „*intervalovou metodou*“.

Vstupními údaji pro výpočty pomocí intervalové metody jsou hodnoty venkovních teplot vzduchu v lokalitě, ve které je tepelné čerpadlo provozováno. Tyto teploty jsou sumarizovány v podobě tabulky četností jednotlivých teplot s krokem 1 K pro každý měsíc v roce, každé takto zaznamenané četnosti odpovídá údaj o střední teplotě vzduchu a její době trvání. Pro jednotlivé výpočty pomocí této metody nejsou uvažovány některé faktory, jejichž zanedbání do určité, ne však zásadní, míry zkresluje konečný výsledek. Výpočty získané pomocí intervalové metody nelze stavět co do přesnosti na stejnou úroveň s pokročilými výpočetními systémy, jenž do svých výpočtu níže vypsané faktory zahrnují a pracují často s mnohem kratším časovým krokem. Postup výpočtu nezohledňuje rozdílné množství odběru teplé vody během kalendářního roku, střídání jednotlivých tarifů při

dodávce elektrické energie, dále zanedbává tepelné ztráty zásobníku tepla a teplé vody, v potaz se nebere možnost dosáhnouti maximálních provozních teplot tepelného čerpadla a taktéž správnost návrhu zdroje NPT na primární straně tepelného čerpadla vzhledem k jeho reálně poskytovaným teplotám. Výpočet taktéž neuvažuje regulaci výkonu tepelného čerpadla, například použitím frekvenčních měničů pro řízení výkonu kompresorů, případně oběhových čerpadel. Konečné výsledky je tedy nutno brát s jistou rezervou, nicméně lze je využít k následnému hodnocení navrženého projektu jak z hlediska ekonomického, tak energetického. Mezi konkrétní hodnoty, jež budou pomocí intervalové metody a na základě vstupních údajů bilancovány jsou:

1. Potřebné množství tepla pro vytápění
2. Potřebné množství tepla pro ohřev TUV
3. Teplo dodané konkrétním tepelným čerpadlem
4. Teplo dodané doplňkovým zdrojem tepla, případně pomocným TČ
5. Potřeba elektrické energie pro tepelné čerpadlo
6. Sezónní topný faktor
7. Doba provozu tepelného čerpadla

Výsledkem celého výpočtu budou informace charakterizující provoz systému tepelného čerpadla, bude se jednat o konkrétní množství tepla dodaného jak do topné soustavy konkrétního provozu, tak o množství tepla dodaného za účelem ohřátí TUV, dále pak celková potřeba elektrické energie spotřebované provozem tepelného čerpadla a taktéž celková efektivita celého systému tepelného čerpadla, vyjádřena sezónním topným faktorem.

Jelikož cílem této práce je stanovit koncepci hybridních tepelných čerpadel, na rozdíl od standardního výpočtu dle TNI 73 0331, bude celá metodika obsahovat výpočty dva. Na základě prvotní volby dvou klasických systémů tepelných čerpadel, dojde k bilanci dle popisu výše pro obě varianty tepelných čerpadel. Následně bude na základě jejich rozdílných topných faktorů určeno, kdy je výhodné dané tepelné čerpadlo provozovat.



## 2.2 Výpočet potřebného tepla

Základním parametrem, který bude využit v metodice návrhu a postupné bilanci tepelného čerpadla, bude hodnota potřebného tepla pro vytápění a pro ohřev teplé vody. Jako první krok bude proveden výpočet pro získání celkové hodnoty tepla, které bude potřeba dodat tepelným čerpadlem pro účel vytápění daného objektu. Hodnota získaného tepla pro vytápění bude posléze rozpočítána na zvolený interval, a to buď roční, nebo měsíční. Výpočet tepla pro vytápění bude proveden dle následujícího vzorce.

$$Q_{p,VYT} = \frac{\varepsilon}{\eta_0 - \eta_r} \times \frac{24 \times Q_c \times D}{(t_{is} - t_e)} \times 3,6 \times 10^{-3} \quad (2.1)$$

$$\varepsilon = e_i \times e_t \times e_d \quad (2.2)$$

$$D = d \times (t_{is} - t_e) \quad (2.3)$$

kde

$Q_{p, vyp}$	Celková potřeba tepla pro vytápění [MWh/rok]
$\varepsilon$	Opravný součinitel
$e_i$	Nesoučasnost tepelné ztráty infilrací a tepelné ztráty prostupem
$e_t$	Snížení teploty v místnosti během dne, respektive noci
$e_d$	Zkrácení doby vytápění u objektu s přestávkami v provozu
$\eta_0$	Účinnost obsluhy, vyjadřuje možnost regulace celé soustavy
$\eta_r$	Účinnost rozvodu vytápění
$Q_c$	Tepelná ztráta objektu [kW]
$D$	Vytápěcí denostupně [Kdny]
$d$	Délka topného období [dny]
$t_{is}$	Průměrná vnitřní výpočtová teplota [°C]
$t_e$	Průměrná teplota během otopného období [°C]

Ve vzorci pro výpočet celkového množství tepla, jsou uvedeny některé parametry, u nichž bude vhodné uvést alespoň stručný popis. První z nich jsou dva parametry týkající se účinnosti otopného systému, parametry  $\eta_0$  a  $\eta_r$ . V prvním případě se jedná o účinnost regulace topného systému, v případě klasické kotelny na tuhá paliva nabývá tento parametr hodnoty 0,9, pro automaticky regulované systémy lze hodnotu upravit na číslo 1, v druhém

případě se jedná o celkovou účinnost rozvodů dané otopné soustavy, nabývá hodnot mezi 0,95 a 0,98 dle provedení.

Parametr  $\varepsilon$  neboli opravný součinitel, je možno určit na základě zkušeností, k nalezení je též v odborné literatuře, jeho maximální hodnota je 1, to platí pro případ vytápění bez přerušování a může nabývat hodnoty až například 0,6 pro kamenné stavby s minimální dobou vytápění. V případě, že je tento parametr počítán dle rovnice (1.2), jedná se o součin tří konstant  $e_i$ ,  $e_t$  a  $e_d$ . Všechny tři součinitelé se volí v závislosti na četnosti využívání topného systému, maximální hodnota všech součinitelů nabývá čísla 1 pro nepřetržitý provoz, bez snižování teploty během dne a bez přestávek v provozu. Dle rovnice (1.1) byla stanovena celková hodnota tepla určeného pro vytápění daného objektu, v následujícím kroku bude toto teplo rozděleno dle intervalu pomocí poměrného přepočtu a bude vztaženo k jednotlivým teplotním výpočtovým intervalům v závislosti na vývoji okolní teploty v dané lokalitě.

$$Q_{p,VYT,j} = \frac{DH_j}{DH} = Q_{p,VYT} \times \frac{\tau_j \times (t_{out} - t_{em,j})}{\sum_j \tau_j \times (t_{out} - t_{em,j})} = Q_{p,VYT} \times f_{VYT,j} \quad (2.4)$$

kde

$Q_{p,VYT}$	Celkové teplo potřebné pro vytápění (viz rovnice 1.1) dle zvoleného intervalu [kWh]
$DH_j$	Počet hodinostupňů vztažených ke zvolenému výpočtovému intervalu [Kh]
$DH$	Počet hodinostupňů za otopnou sezónu, nebo za zvolený měsíc [Kh]
$\tau_j$	Doba trvání výpočtového teplotního intervalu [h]
$t_{out}$	Venkovní teplota vzduchu [°C]
$t_{em,j}$	Střední teplota ve zvoleném teplotním intervalu [°C]
$f_{VYT,j}$	Poměrná část z potřebného tepla na vytápění, v čase (roční, případně zvolený měsíc), za zvolený teplotní výpočtový interval. Hodnota je uvedena v příloze A technické normy TNI 73 0351

Obdobný způsob výpočtu bude zvolen pro určení potřebného množství tepla pro přípravu teplé užitkové vody. Nejprve bude potřeba vypočítat celkové potřebné množství dodávaného tepla a posléze jej bude nutno rozdělit poměrovým přepočtem do jednotlivých teplotních intervalů, a to buď poměrem doby trvání výpočtových intervalů teplot a době trvání celého kalendářního roku, nebo případně přepočtem pro jednotlivé měsíce. Postup

výpočtu roční potřeby tepla pro TUV bude zahrnovat nejprve výpočet denního množství a následný dopočet pro roční potřebu.

$$Q_{TV,d} = (1 + z) \times \frac{\rho \times c \times V_{2p} \times (t_{TV,tk2} - t_{TV,tk1})}{3600} \quad (2.5)$$

$$Q_{TV,r} = Q_{TV,d} \times d + 0,8 \times Q_{TV,d} \times \frac{t_{TV,tk2} - t_{sv1}}{t_{TV,tk2} - t_{sv2}} \times (N - d) \quad (2.6)$$

kde

$Q_{TV,d}$	Celkové denní teplo potřebné pro ohřev TUV [kWh]
$z$	Koeficient celkových ztrát systému TUV
$\rho$	Objemová hmotnost [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]
$c$	Měrná tepelná kapacita [ $\text{J}/\text{kgK}$ ]
$V_{2p}$	Celková hodnota potřebné TUV [ $\text{m}^3/\text{den}$ ]
$t_{TV,k1}$	Teplota vody před ohřátím [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{TV,k2}$	Teplota vody po ohřátí [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$Q_{TV,r}$	Celkové roční teplo potřebné pro ohřev TUV [kWh]
$d$	Délka topného období [dny]
$t_{sv1}$	Teplota vody před ohřátím v letním období [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$t_{sv2}$	Teplota vody před ohřátím v zimním období [ $^{\circ}\text{C}$ ]
$N$	Počet dní, kdy je otopná soustava v provozu [dny]

Rozdělení potřebného množství tepla pro ohřev TUV do jednotlivých teplotních výpočtových intervalů, bude provedeno obdobně jako v případě potřebného tepla pro vytápění, konkrétně dle rovnice (1.7).

$$Q_{p,TV,j} = Q_{p,TV} \times \frac{\tau_j}{\sum_j \tau_j} = Q_{p,TV} \times f_{TV,j} \quad (2.7)$$

kde

$Q_{p,TV}$	Celkové teplo potřebné pro ohřev TUV (viz rovnice 1.5 a 1.6) dle zvoleného intervalu [kWh]
$\tau_j$	Doba trvání výpočtového teplotního intervalu [h]
$f_{TV,j}$	Poměrná část z potřebného tepla na ohřev TUV, v čase (roční, případně

zvolený měsíc), za zvolený teplotní výpočtový interval. Hodnota je uvedena v příloze A technické normy TNI 73 0351

Součtem výše vypočtených hodnot potřebného tepla pro vytápění a ohřev TUV lze vyjádřit celkové množství potřebného tepla viz následující rovnice.

$$Q_r = Q_{VYT,r} + Q_{TV,r} \quad (2.8)$$

Tímto by byl dokončen výpočet základních vstupních hodnot, kterými bezpochyby celková potřeba tepla na jednotlivé úkony je. Ve vzorcích jsou použity některé parametry, jejichž hodnota je dána tabulkou, jedná se o tabulku, která je formou přílohy uvedena v technické informaci TNI 73 0331, na jejímž základě je tato metodika postavena. Tuto tabulku bude možno taktéž najít v jedné z příloh této diplomové práce což umožní snadné dohledání potřebné hodnoty kdykoliv to bude třeba.

### 2.3 Charakteristika tepelného čerpadla

Mimo samotný výpočet potřebného množství dodaného tepla, je nutné zajistit údaje o tepelném čerpadle, které budou využity při dalším bilancování celé soustavy. Hlavními parametry potřebnými pro charakteristiku tepelného čerpadla jsou, tepelný výkon  $\phi$  a topný faktor (dále jen COP). Oba tyto údaje jsou výrobcem tepelného čerpadla povinně uváděny a vycházejí z měření, které je definováno v normě ČSN EN 145 11. Hlavními parametry, při kterých jsou COP a topný výkon měřeny, je teplota oběžného média na primární straně tepelného čerpadla (voda, solanka, vzduch) značena  $t_{v1}$ , lze jí také říkat teplota média na vstupu do výparníku a teplota oběžného média na sekundární straně tepelného čerpadla  $t_{k2}$ , neboli výstupní voda z kondenzátoru. Pro jednotlivé typy tepelných čerpadel je jasně stanoven minimální počet hodnot, při kterých je nutno měření provádět. Tento počet se liší na typu tepelného čerpadla, pro kombinaci voda – voda je minimální počet hodnot 5, u čerpadel typu země voda jde o 7 údajů a pro kombinaci vzduch voda je minimální počet hodnot topného výkonu a COP stanoven na 12. Je nutno upozornit, že tyto doporučená množství hodnot jsou minimální, pro přesnější bilanci tepelného čerpadla je vhodné mít těchto údajů co nejvíce. Tabulka (1) uvedená níže, vychází z ČSN EN 145 11, udává údaje o naměřených hodnotách  $\phi$  a COP při zkušebních podmínkách měření, tyto hodnoty jsou označeny světle šedou barvou, tmavě šedá barva odkazuje na podmínky nominální. V případě, že výrobce neuvádí více tabulkových hodnot, je doporučeno pro

zjištění dalších hodnot  $\varphi$  a COP, především z důvodu měnících se podmínek během roku, provést interpolaci dvou sousedních hodnot, případně na základě přílohy B, která je k nalezení v TNI 73 0351 využít doporučené regrese.

$t_k/t_{v1}$	voda – voda		země – voda			vzduch – voda				
	10 °C	15 °C	-5 °C	0 °C	5 °C	-15 °C	-7 °C	2 °C	7 °C	12 °C
35 °C										
45 °C										
55 °C										
65 °C										

Tabulka (1)

Je dobré připomenout některé faktory, které ovlivňují dva výše zmíněné parametry tepelného čerpadla. V prvním případě se jedná o pomocné komponenty, které sice nejsou součástí systému tepelného čerpadla, ale jsou nezbytné pro jeho správné fungování. Jde o elektricky poháněné komponenty (oběhová čerpadla, různé prvky regulace, ventily a podobně). Aby byla splněna norma ČSN EN 14511, musí být spotřeba elektrické energie těchto takzvaně pomocných zařízení zahrnuta do výpočtu COP a  $\varphi$  již od výrobce. Dalším faktorem ovlivňujícím oba parametry tepelného čerpadla, je teplota vstupního média do výparníku, jak již bylo zmíněno v předešlé kapitole. Z tohoto důvodu je pro účely výpočtu provozních parametrů tepelných čerpadel nutné, pro jednotlivé teplotní výpočtové intervaly, tuto teplotu definovat. Níže jsou tedy uvedeny jednotlivé teploty vztahující se k různým teplotním zdrojům tepelného čerpadla, z nichž lze stanovit teplotu média na vstupu do výparníku, označovanou jako  $t_{v1}$ , tato definice je v souladu s normou ČSN EN 15316 – 4 – 2.

Zdroj tepla	Teplota na vstupu do výparníku $t_{v1}$
Vzduch (venkovní)	$t_{v1,j} = t_{em,j}$
Spodní voda (čerpací studna)	$t_{v1,j} = \text{průměrná teplota za rok}$
Zemský masiv	$t_{v1,j} = \max(0 \text{ °C}; \min(0,15 \times t_{em,j} + 1,5 \text{ °C}; 4,5 \text{ °C}))$

Tabulka (2)

kde

$t_{v1,j}$  Vstupní teplota média do výparníku (výstupní teplota média ze zdroje tepla) ve zvoleném teplotním intervalu [°C]

$t_{em,j}$  Střední teplota venkovního vzduchu ve zvoleném teplotním intervalu [°C]

## 2.4 Charakteristika tepelné soustavy

Pro následnou bilanci celého systému je nezbytné definovat některé parametry tepelné soustavy. V prvním kroku bude definován vztah pro stanovení teploty pro přípravu teplé vody do systému TUV, teplota bude značena jako  $t_{TV}$ , přičemž je nutné ji určit pro každý výpočtový teplotní interval  $t_{k2,j}$ , určení bude provedeno pomocí vztahu níže.

$$t_{k2,j} = t_{TV} + \Delta t_{TV} \quad (2.9)$$

kde

$t_{k2,j}$  Teplota na výstupu z kondenzátoru tepelného čerpadla v daném teplotním intervalu [°C]

$t_{TV}$  Požadovaná teplota teplé užitkové vody [°C]

$\Delta t_{TV}$  Přírůstek teploty, se kterým je počítáno v případě směšování vratné vody ze systému [K]

Pokud je systém vytápění bez směšování vratné vody, volí se hodnota  $\Delta t_{TV}$  nulová, v případě, že je směšování využito, volí se  $\Delta t_{TV}$  5 K.

Pro bilancování soustavy použité za účelem vytápění, je nutno zavést tři parametry. Jedná se o teploty přívodní a vratné vody z otopné soustavy  $t_{w1,N}$  a  $t_{w2,N}$  a také koeficientem charakterizujícím otopné plochy, které v systému převažují, tzn. V případě kombinace podlahových otopných soustav a otopných těles, bude brán v potaz koeficient převažujících ploch, značen bude jako  $m$ . Pro co nejvyšší efektivitu vytápění se zavádí takzvané ekvitermní řízení, které adaptuje hodnotu teploty přívodní otopné vody  $t_{w1,j}$  na základě aktuální střední hodnoty teploty okolního vzduchu ve výpočtovém intervalu  $t_{em,j}$ .

Pro určení této teploty se zavádí následující vztah.

$$t_{w1,j} = t_{in} + \frac{t_{w1,N} - t_{w2,N}}{2} \times \frac{t_{in} - t_{em,j}}{t_{in} - t_{e,N}} + \left( \frac{t_{w1,N} + t_{w2,N}}{2} - t_{in} \right) \times \left( \frac{t_{in} - t_{em,j}}{t_{in} - t_{e,N}} \right)^{1/m} \quad (2.10)$$

kde

$t_{in}$	Vnitřní teplota vzduchu [°C]
$t_{e,N}$	Venkovní výpočtová teplota [°C]
$t_{w1,N}$	Návrhová teplota vody do otopné soustavy [°C]
$t_{w2,N}$	Návrhová teplota vody z otopné soustavy [°C]
$t_{em,j}$	Střední teplota venkovního vzduchu ve zvoleném teplotním intervalu [°C]
$m$	Teplotní koeficient otopných ploch

Následující tabulka uvádí orientační hodnoty koeficientu teplosměnných ploch použitých v otopných soustavách.

Typ otopné plochy	$m$
Sálavé velkoplošné vytápění (podlahové, stropní, stěnové atd.)	1,1
Otopná tělesa (radiátory)	1,3
Konvektory, teplovzdušné vytápění	1,4

**Tabulka (3)**

Pro výpočet teploty otopné vody v jednotlivých teplotních výpočtových intervalech, která je požadována na výstupu z kondenzátoru tepelného čerpadla  $t_{k2,j}$  v režimu vytápění, se využije následující rovnice.

$$t_{k2,j} = t_{w1,j} + \Delta t_w \quad (2.11)$$

kde

$t_{k2,j}$	Teplota za kondenzátorem ve zvoleném výpočtovém teplotním intervalu [°C]
$t_{w1,j}$	Teplota přívodní vody do otopné soustavy ve zvoleném výpočtovém teplotním intervalu [°C]
$\Delta t_w$	Zvýšení teploty přívodní vody do otopné soustavy [°C]

Parametr  $\Delta t_w$  charakterizuje hodnotu teploty, o kterou je potřeba zvýšit hodnotu otopného média za kondenzátorem, toho je využito v případě nepravidelného nabíjení akumulární nádrže, která bývá součástí otopné soustavy. V běžných podmínkách klasického systému je tato hodnota volena na 2 K.

## 2.5 Bilance tepelného čerpadla

V první fázi bilancování bude nutno definovat jednotlivé výpočtové teplotní intervaly. Dle TNI 73 0351, respektive dle přílohy A v této technické informaci, budou teplotní intervaly zvoleny s krokem 1 K, přičemž každý z intervalů zahrnuje informaci o střední teplotě okolního vzduchu a její době trvání. Tato teplota, jak již bylo naznačeno v předešlém textu, bude využita pro určení některých provozních parametrů tepelného čerpadla, konkrétně vstupní teploty do výparníku a teploty na výstupu z kondenzátoru. Běžný způsob pořadí výpočtu je takový, že je nejprve provedena bilance systému pro ohřev užitkové vody, je to dáno prioritou využití během celého kalendářního roku, následně je provedena bilance systému pro vytápění, který je využíván jen v části kalendářního roku, tudíž je jeho priorita v pohledu na celý rok menší. Pokud by nastala situace, kdy je z nějakého důvodu přiřazena vyšší priorita systému vytápění, dojde ve výpočtu pouze k prohození pořadí mezi systémem ohřevu TUV a systémem vytápění.

V prvním kroku bude nutno určit dostupné teplo, které bude využito pro ohřev užitkové vody, pro daný výpočtový teplotní interval. Pro zjištění této hodnoty tepla je nejprve nutné určit pro každý výpočtový teplotní interval hodnotu tepla, které je potřeba na přípravu teplé vody, to bude provedeno pomocí rovnice (1.7). Další hodnotou v pořadí určenou pro případ ohřevu teplé vody bude tepelný výkon čerpadla a jeho topný faktor, obě hodnoty budou určeny pomocí teplotních charakteristik pro konkrétní tepelné čerpadlo daných tabulkou (1), a budou vztaženy ke konkrétní vstupní teplotě média do výparníku a konkrétní výstupní teplotě média z kondenzátoru. Rovnice určující dostupnou hodnotu tepla, dodaného tepelným čerpadlem pro přípravu TUV, pro daný teplotní výpočtový interval je uvedena níže.

$$Q_{k,TV,j} = \Phi_{k,TV,j} \times \tau_j \quad (2.12)$$

kde

$Q_{k,TV,j}$	Teplo pro ohřev TUV, pro daný teplotní výpočtový interval [kWh]
$\Phi_{k,TV,j}$	Topný výkon využitý pro přípravu TUV, pro daný teplotní výpočtový



interval [kW]

$\tau_j$  Doba trvání teplotního výpočtového intervalu [h]

Následně lze určit množství tepla, které bude hrazeno tepelným čerpadlem a bude využito pro potřeby zajištění dodávky TUV, bude se jednat o minimální hodnotu určenou z intervalu ohraničeném hodnotami dostupného tepla, vypočteném v rovnici (1.12) a požadavku na potřebné teplo pro ohřev TUV v rovnici (1.7).

$$Q_{TC,TV,j} = \min(Q_{k,TV,j}; Q_{p,TV,j}) \quad (2.13)$$

kde

$Q_{TC,TV,j}$  Množství tepla pro ohřev TUV, pokrytého pomocí tepelného čerpadla [kWh]

V dalším kroku bude pro konkrétní teplotní výpočtový interval stanovena doba provozu tepelného čerpadla, tato doba zahrnuje provoz tepelného čerpadla za účelem ohřevu TUV.

$$\tau_{TC,TV,j} = \frac{Q_{TC,TV,j}}{\Phi_{k,TV,j}} \quad (2.14)$$

kde

$\tau_{TC,TV,j}$  Provozní doba tepelného čerpadla v režimu ohřevu TUV, pro zvolený teplotní výpočtový interval [h]

Následně je provedeno určení potřebné elektrické energie pro provoz tepelného čerpadla v režimu ohřevu TUV, opět pro zvolený teplotní výpočtový interval. Hodnota topného faktoru je, jak již bylo naznačeno výše, přejata z tabulky (1).

$$E_{TC,TV,j} = \frac{Q_{TC,TV,j}}{COP_{TV,j}} \quad (2.15)$$

kde

$E_{TC,TV,j}$  Elektrická energie potřebná pro provoz tepelného čerpadla za účelem dodání potřebného tepla pro ohřev TUV. [kWh]

Následná rovnice uvádí způsob zjištění takzvané pomocné z pravidla elektrické energie.

Tato energie je spotřebována na provoz pomocných zařízení, která jsou součástí systému tepelného čerpadla, jedná se například o oběhová čerpadla, případně elektrické ventily.

$$E_{pom,TV,j} = P_{pom,TV,j} \times \tau_{TC,TV,j} \quad (2.16)$$

kde

$E_{pom, TV, j}$	Pomocná elektrická energie spotřebovaná pro provoz pomocných zařízení, využitých pro zajištění dodávky tepla pro ohřev TUV ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu. [kWh]
$P_{pom, TV, j}$	Potřebný elektrický příkon všech pomocných zařízení, která jsou v provozu pro zajištění dodávky tepla pro ohřev TUV ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu. [kW]
$\tau_{TC, TV, j}$	Provozní doba tepelného čerpadla v režimu ohřevu TUV, pro zvolený teplotní výpočtový interval [h]

Pokud nastane situace, kdy je hodnota dostupného tepla z tepelného čerpadla v režimu ohřevu TUV a konkrétním teplotním výpočtovým intervalu nižší než potřeba tepla na přípravu TUV, bude zapotřebí toto chybějící teplo pokrýt z doplňkového zdroje tepla, a to dle rovnice níže.

$$Q_{d,TV,j} = Q_{p,TV,j} - Q_{TC,TV,j} \quad (2.17)$$

kde

$Q_{d, TV, j}$	Hodnota doplňkového množství tepla, dodaného doplňkovým zdrojem tepla, pro zvolený teplotní výpočtový interval. [kWh]
----------------	---

Druhým režimem, který bude potřeba prostřednictvím tepelného čerpadla obsloužit a dodat potřebné množství tepla bude režim vytápění. Opět se bude jednat o výpočty, které budou přiřazeny k jednotlivým teplotním výpočtovým intervalům. V první řadě bude s využitím rovnice (1.4) stanovena hodnota tepla, potřebného pro režim vytápění. Podobně jako v režimu ohřevu TUV, budou z teplotních charakteristik daného tepelného čerpadla tabulkou (1), určeny hodnoty tepelného výkonu a topného faktoru na základě teploty média na vstupu do výparníku a teploty média na výstupu z kondenzátoru. Pokud by se jednalo o kombinovanou přípravu teplé vody a vytápění, vyšší prioritu bude mít zajištění dodávky tepla pro ohřev TUV, a to jak vzhledem k době provozu tepelného čerpadla, tak z hlediska dostupnosti celkového tepla z dodaného tepelným čerpadlem. Z tohoto hlediska je nutné nejprve stanovit zbývající dobu pro provoz tepelného čerpadla za účelem vytápění, aby bylo posléze možné určit zbývající teplo využitelné pro režim vytápění. Zbývající doba pro využití tepelného čerpadla za účelem vytápění se stanoví dle rovnice níže.

$$\tau_{k,VYT,j} = \tau_j - \tau_{TC,TV,j} \quad (2.18)$$

kde

$\tau_{k,VYT,j}$  Zbývající provozní doba TČ, využitelná k režimu vytápění. [h]

Následně lze stanovit potřebné teplo pro vytápění, vztažené ke zvolenému teplotnímu výpočtovému interval.

$$Q_{k,VYT,j} = \Phi_{k,VYT,j} \times \tau_{k,VYT,j} \quad (2.19)$$

kde

$Q_{k,VYT,j}$  Množství tepla, potřebného pro pokrytí potřeby vytápění. [kWh]

Obdobně jako v případě dodaného tepla pro ohřev TUV, teplo dodané pro potřebu vytápění bude vyjádřeno jako minimální hodnota z intervalu reprezentovaného hodnotou dostupného tepla pro potřebu vytápění, charakterizováno rovnicí (1.4) a hodnotou potřebného tepla pro vytápění vztaženého ke konkrétnímu teplotnímu výpočtovému intervalu.

$$Q_{TC,VYT,j} = \min(Q_{k,VYT,j}; Q_{p,VYT,j}) \quad (2.20)$$

kde

$Q_{TC, VYT, j}$  Teplo, které dodá tepelné čerpadlo pro potřebu vytápění, vztaženo k danému teplotnímu výpočtovému intervalu. [kWh]

V dalším kroku bude uvedena rovnice pro určení provozní doby tepelného čerpadla v režimu vytápění, pro zvolený teplotní výpočtový interval.

$$\tau_{TC,VYT,j} = \frac{Q_{TC,VYT,j}}{\Phi_{k,VYT,j}} \quad (2.21)$$

kde

$\tau_{TC, VYT, j}$  Doba provozu tepelného čerpadla v režimu vytápění, pro zvolený teplotní výpočtový interval. [h]

Elektrická energie, potřebná pro provozování tepelného čerpadla v režimu vytápění bude vypočtena dle rovnice níže.

$$E_{TC,VYT,j} = \frac{Q_{TC,VYT,j}}{COP_{VYT,j}} \quad (2.22)$$

kde

$E_{TC, VYT, j}$  Elektrická energie pro provoz tepelného čerpadla v režimu vytápění. [kWh]

Následující rovnice uvádí výpočet elektrické energie všech pomocných zařízení, ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu, zařazených do soustavy tepelného čerpadla, v uvažovaném režimu vytápění.

$$E_{pom,VYT,j} = P_{pom,VYT,j} \times \tau_{TC,VYT,j} \quad (2.23)$$

kde

$E_{pom,VYT,j}$  Elektrická energie pomocných zařízení v soustavě tepelného čerpadla v režimu vytápění, ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu. [kWh]

$P_{pom,VYT,j}$  Elektrický příkon všech pomocných zařízení, která jsou v provozu v soustavě tepelného čerpadla v režimu vytápění, pro zvolený teplotní výpočtový interval. [kW]

$\tau_{TC,VYT,j}$  Provozní doba tepelného čerpadla v režimu vytápění [h]

Pokud nastane situace, kdy je ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu hodnota tepla dodávaného tepelným čerpadlem nižší než hodnota tepla potřebného pro zajištění potřebného vytápění, je toto chybějící teplo nutno nahradit záložním zdrojem vytápění.

Toto doplňkové teplo lze určit z následné rovnice.

$$Q_{d,VYT,j} = Q_{p,VYT,j} - Q_{TC,VYT,j} \quad (2.24)$$

kde

$Q_{d,VYT,j}$  Teplo dodané doplňkovým zdrojem tepla ve zvoleném teplotním výpočtovém intervalu. [kWh]

## 2.6 Výpočty pro hodnocení otopné soustavy

Poslední fází výpočtu bude stanovení výsledků, které budou vyplývat z výše uvedených rovnic. Výše byla provedena metodika výpočtu hlavních provozních parametrů tepelného čerpadla, přičemž jednotlivé parametry popisují celkovou energetickou bilanci systému s tepelným čerpadlem, které je provozováno jednak za účelem ohřevu TUV, ale také za účelem vytápění. Tyto parametry byly vždy počítány pro daný teplotní výpočtový interval, zbývá tedy provést součty hodnot pro všechny teplotní výpočtové intervaly, čímž dojde k získání ročních, případně měsíčních hodnot.

První veličinou získanou součtem hodnot v jednotlivých intervalech bude celkové roční, případně měsíční dodávané teplo prostřednictvím tepelného čerpadla, tato hodnota bude zahrnovat teplo využívané jak pro ohřev TUV, tak teplo pro vytápění.

$$Q_{TC} = \sum_j Q_{TC,TUV,j} + \sum_j Q_{TC,VYT,j} \quad (2.25)$$

kde

$Q_{TC}$  Celkové teplo, dodané prostřednictvím tepelného čerpadla, za zvolené roční, případně měsíční období. [kWh]

Dalším parametrem bude celková potřeba elektrické energie, upotřebené pro provoz tepelného čerpadla ať už v režimu ohřevu TUV, nebo pro dodávku tepla za účelem vytápění.

$$E_{TC} = \sum_j E_{TC,TUV,j} + \sum_j E_{TC,VYT,j} \quad (2.26)$$

kde

$E_{TC}$  Celková elektrická energie spotřebovaná tepelným čerpadlem, za zvolené roční, případně měsíční období. [kWh]

Celková pomocná elektrická energie, upotřebená pro zajištění provozu všech pomocných zařízení v soustavě tepelného čerpadla, která jsou využívána ať už v režimu ohřevu TUV, nebo v režimu vytápění.

$$E_{pom} = \sum_j E_{pom,TV,j} + \sum_j E_{pom,VYT,j} \quad (2.27)$$

kde

$E_{pom}$  Celková pomocná energie, spotřebovaná pomocnými zařízeními v soustavě tepelného čerpadla, za zvolené roční, případně měsíční období. [kWh]

Celkové množství tepla, které bylo do systému dodáno prostřednictvím doplňkového zdroje tepla. Dle zvoleného časového úseku buď roční, případně měsíční, a to v režimu ohřevu TUV, nebo v režimu vytápění.

$$Q_d = \sum_j Q_{d,TV,j} + \sum_j Q_{d,VYT,j} \quad (2.28)$$

kde

$Q_d$  Celkové teplo dodané do systému tepelného čerpadla, pomocí doplňkového zdroje tepla, za zvolené roční, případně měsíční období. [kWh]

Celková provozní doba tepelného čerpadla jak v režimu ohřevu TUV, tak v režimu vytápění.

$$\tau_{TC} = \sum_j \tau_{TC,TV,j} + \sum_j \tau_{TC,VYT,j} \quad (2.29)$$

kde

$\tau_{TC}$  Celková provozní doba tepelného čerpadla, za zvolené roční, případně měsíční období. [h]

Pomocí následující rovnice lze stanovit pokrytí dodávky potřebného tepla tepelným čerpadlem, jak za účelem ohřevu TUV, tak za účelem vytápění. Tato hodnota může být posléze použita pro vyhodnocení přínosu tepelného čerpadla a určení ať už finanční, či energetické úspory, dané provozem a využíváním systému tepelného čerpadla. Dle období

použitého ve výpočtech parametrů, které jsou následně použity v rovnici níže lze zvolit časové období.

$$f = \frac{Q_{TC,TV} + Q_{TC,VYT}}{Q_{p,TV} + Q_{p,VYT}} = \frac{Q_{TC}}{Q_p} \quad (2.30)$$

kde

f Celková potřeba tepla, krytá provozem tepelného čerpadla, za zvolené roční, případně měsíční, nebo jiné období. [-]

Sezónní topný faktor systému tepelného čerpadla

$$SPF_{TC} = \frac{Q_{TC}}{E_{TC}} [-] \quad (2.31)$$

Případně celkový topný faktor, zahrnující veškerá pomocná zařízení a jejich spotřebu, stejně tak případný provoz doplňkových zdrojů tepla.

$$SPF_{sys} = \frac{Q_{TC} + Q_d}{E_{TC} + E_{pom} + E_d} [-] \quad (2.32)$$

kde

$Q_d$  Celkové teplo dodané do systému tepelného čerpadla, pomocí doplňkového zdroje tepla, za zvolené roční, případně měsíční období. [kWh]

$E_d$  Celková energie potřebná pro provoz doplňkového zdroje tepla, v případě topných patron se bude jednat o energii elektrickou. [kWh]



### 3 Výpočetní aplikace pro optimalizaci systému

Pro návrh aplikace byl zvolen program Microsoft Excel, pro potřeby bilance dvou tepelných čerpadel tvořících hybridní systém, je jeho prostředí a funkce plně dostačující, další výhodou je jeho masová rozšířenost a použití bez nutnosti instalace. Aplikace je koncipována tak, že po doplnění nutných vstupních dat, provede pomocí výpočtu celkovou bilanci dvou tepelných čerpadel a porovná jejich jednotlivé provozní parametry, na jejichž základě určí výhodnost provozu jednoho, nebo druhého tepelného čerpadla, a především pak ukáže, jak moc výhodná, nebo nevýhodná může být případná investice do hybridního systému tepelných čerpadel. Součástí této aplikace je také ekonomická bilance, která porovná náklady na provoz systému ve všech kombinacích, tedy v případě provozu pouze jednoho, nebo druhého tepelného čerpadla, a také obou tepelných čerpadel fungujících jako hybridní systém. V případě hybridního systému jsou k dispozici tři režimy označené jako H1, H2 a H3. Všechny tyto režimy mají společný cíl, a to zajistit co možná největší výhodnost provozu takového systému. Režim H1 funguje čistě na základě porovnání hodnoty SPF, kdy je v provozu tepelné čerpadlo, které má tento parametr vyšší, což se během roku i během jednotlivých dní v měsíci mění. Idea druhého režimu vychází z nahrazení doplňkového zdroje tepla využívaného v případě samostatného provozu jednoho, nebo druhého tepelného čerpadla. V tomto režimu se zvolí jedno ze dvou tepelných čerpadel a bez ohledu na to, zda je jeho SPF vyšší nebo ne, se určí jako hlavní tepelné čerpadlo, v případě, že toto čerpadlo nebude schopno zajistit požadovanou dodávku tepla, dojde ke spuštění druhého tepelného čerpadla, které jak již bylo naznačeno nahradí funkci doplňkového zdroje tepla (nejčastěji elektrických topných tyčí). V aplikaci lze porovnat situaci, kdy je hlavním tepelným čerpadlem tepelné čerpadlo č. 1 a tepelné čerpadlo č. 2 plní funkci pomocného a druhý případ, kdy si obě tepelná čerpadla prohodí role hlavního a pomocného TČ. Třetí režim hybridního systému vychází z režimu H2 s tím rozdílem, že hlavní tepelné čerpadlo je určeno na základě vyššího SPF, jedná se tak o kombinaci systému H1 a H2. V režimu H2 a H3 budou v provozu obě tepelná čerpadla a nabízí se zajímavá otázka, zda tento provoz bude výhodnější než provoz jednoho TČ s doplňkovým zdrojem tepla.

Součástí ekonomické bilance jednotlivých systémů je výpočet provozních nákladů v jednotlivých měsících a roce, dále celková úspora a jako poslední jsou vypočteny budoucí náklady na provoz všech variant tepelných čerpadel, bilance budoucích nákladů je provedena pomocí funkce „Budoucí hodnota investice“, kdy je brána v potaz

předpokládaná životnost celého systému, dále úspora v provozních nákladech a úroková sazba vztažená na investici v podobě pořízení systému. Veškeré ekonomické bilance jsou prováděny ve vztahu k alternativnímu zdroji tepla a také ve vztahu k jednotlivým variantám systémů tepelných čerpadel.

### 3.1 Vstupní údaje pro výpočet

Zadání vstupních údajů je rozděleno na čtyři skupiny, jedná se o parametry potřebné pro bilanci systému pro vytápění, parametrů pro bilanci systému pro ohřev TUV, obecné parametry, kam jsou zařazena ekonomická vstupní data, dále parametry obou tepelných čerpadel, především pak jejich COP a topný faktor  $\Phi$  a jako poslední lze zvolit druh otopné soustavy. První část výpočtů ať už za účelem vytápění, nebo za účelem ohřevu TUV, vyžaduje určení celkového množství potřebného tepla, které bude prostřednictvím systému tepelných čerpadel dodáváno. V případě výpočtu celkového potřebného tepla pro vytápění je nezbytné zadat jako první vstupní parametr výpočtovou oblast, ta je charakterizována nejnižší návrhovou teplotou okolního vzduchu, při které má daný objekt nejvyšší tepelné ztráty, tato teplota je pro každou oblast specifická a je dána tabulkou, která vychází z normy ČSN 38 3350. Po zvolení dané lokality se automaticky vyplní odpovídající venkovní výpočtová teplota  $t_e$ . Následuje zadání tepelné ztráty objektu, odpovídající výše zmíněné výpočtové teplotě v dané lokalitě, pro který je systém navrhován a poté hodnoty tří teplot, dvě z nich se týkají parametrů otopné vody kolující otopnou soustavou, jedná se o teplotu na výstupu z kondenzátoru, respektive teplotu přívodní vody do otopné soustavy a teplotu výstupní vody z otopné soustavy, neboli na vstupu do kondenzátoru tepelného čerpadla, třetí teplota je návrhová teplota, která udává informaci o tom, jaká teplota je požadována ve vytápěném prostoru. Následuje řada součinitelů, které reflektují nedokonalosti celého systému a snaží se svým zásahem do výpočtu přiblížit výsledek co nejvíce reálným podmínkám. Jedná se o opravný součinitel  $\varepsilon$ , který reflektuje různé typy ztrát, například ztráty infilrací a prostupem, snížení teploty v místnosti v závislosti během dne a noci a zkrácení doby vytápění v závislosti na době provozu daného objektu. Tento součinitel lze určit například měřením, výpočtem, z literatury, nebo na základě zkušeností. Pro běžný rodinný dům lze počítat s  $\varepsilon = 0,6 - 0,9$ . Dalšími korekčními parametry jsou účinnost  $\eta_o$  volena 0,9 pro běžnou kotelnou na tuhá paliva, případně 1 pro tepelná čerpadla a účinnost  $\eta_r$ , neboli možnost regulace otopné soustavy a účinnost rozvodu vytápění, volena mezi 0,95 – 0,98. Takto zadané parametry jsou dostačující pro výpočet celkového potřebného tepla pro vytápění. Celková potřeba tepla je v aplikaci vypočtena pro každý

měsíc zvlášť a následně rozdělena dle jednotlivých teplotních výpočtových intervalů, dle četnosti teplot v daném měsíci.

Obdobně bude potřeba zadat vstupní data pro výpočet celkového tepla, které tepelné čerpadlo bude dodávat za účelem ohřevu TUV. Tento výpočet tepla bude opět proveden pro každý měsíc zvlášť a následně dle TNI 73 0351, stejně tak jako v předchozím případě, bude celkové teplo potřebné pro ohřev TUV v jednotlivých měsících rozděleno do jednotlivých teplotních výpočtových intervalů. Pro výpočet celkového množství potřebného tepla pro ohřev TUV bude potřeba zadat teploty na sekundární straně tepelného čerpadla, tj. teplota na vstupu do kondenzátoru  $t_{TV,k1}$  a teplota na výstupu z kondenzátoru  $t_{TV,k2}$ . Tyto hodnoty nejsou nijak předvyplněny a jsou ponechány čistě na rozhodnutí uživatele, lze jen doporučit hodnotu teploty na výstupu z kondenzátoru, která se bude lišit dle druhu otopné soustavy, pro podlahové vytápění běžně 35 °C, pro velkoplošná otopná tělesa pak minimálně 55 °C, dle charakteristiky vytápěného objektu. Teplota  $t_{TV,k1}$  poté odráží teplotní spád otopné soustavy, z pravidla bývá 10 K. Parametry os, tedy počet osob v domácnosti a  $u_{2p}$ , koeficient, který určuje množství teplé vody na osobu. Normovaná hodnota  $u_{2p}$  je 0,082 m<sup>3</sup> na osobu a den, což je poměrně hodně, proto byl i tento parametr ponechán na zvážení uživatele a jeho případná korekce je dovolena. Následující dva parametry hustota  $\rho$  a měrná tepelná kapacita  $c$  jsou konstantami a charakterizují vlastnosti média kolujícího v otopné soustavě, nejčastěji to bývá voda. Dalším parametrem je opět korekční součinitel v podobě koeficientu energetických ztrát v systému TUV, značen jako  $z$  a volen 0,5 pro nové stavby až po 2 – 4 pro starší stavby. V případě, že otopná soustava obsahuje trubkový výměník umístěn v akumulární nádrži a využívá tak cirkulaci topné vody, lze toto zohlednit zadáním parametru  $\Delta t_{TV}$ , čímž bude zohledněn teplotní rozdíl na výměníku mezi vratnou vodou ze systému a ohřívanou vodou ve výměníku. Parametr zvýšení teploty vody pro zamezení cyklování je vhodné vyplnit v případě, že otopná soustava obsahuje tzv. nárazovou nádrž, z pravidla zařazenou v případě použití tepelného čerpadla bez regulace výkonu. V případě výpočtu celkového tepla v jednotlivých měsících je vhodné zohlednit rozdílnou teplotu na vstupu do kondenzátoru v letním a zimním období, k tomu slouží parametry  $t_{sv1}$  a  $t_{sv2}$ .

Pro správnou bilanci tepelného čerpadla je nutno započítat příkony všech pomocných zařízení, která jsou součástí celého systému (oběžná čerpadla, klapky, ventily atd), výkon těchto zařízení je zohledněn v parametrech  $P_{POM1}$ ,  $P_{POM2}$  a  $P_{POM3}$ . Nutno dodat, že veškeré parametry, které je potřeba vyplnit jsou označeny modrou barvou, mimo hodnot v tabulkách COP a  $\Phi$ , které je pochopitelně potřeba vyplnit také.

### 3.2 Výpočet parametrů tepelného čerpadla

Samotný výpočet kopíruje předchozí postup, uvedený v kapitole 2.2.1 a vychází z TNI 73 0351, využívá takzvanou intervalovou metodu, kdy jsou jednotlivé parametry rozpočítávány na předem specifikované teplotní výpočtové charakteristiky. Tyto klimatické údaje jsou velmi důležitou součástí celé bilance, aplikace přejímá tyto teplotní výpočtové intervaly plně z TNI 73 0331, a lze je nalézt v tabulce jednotlivých měsíců, která je uvedena jako příloha A výše zmíněné normy. Důležitou součástí výpočtu je určení parametrů COP a  $\Phi$ . Pokud tyto údaje nebudou správně určeny pravděpodobně bude celý výpočet chybný, tudíž bylo potřeba postupovat striktně dle doporučení TNI 73 0351.

Každé tepelné čerpadlo, by ve svém technickém listě mělo mít uvedeno doporučené množství hodnot COP a  $\Phi$ , bohužel praxe je často jiná, nemálo výrobců ve svých podkladech tato data uvádí v nedostatečném množství. Parametry COP a  $\Phi$  jak již bylo několikrát zmíněno podléhají závislosti na teplotách vstupního média do výparníku  $t_{v1}$  a výstupu média z kondenzátoru  $t_{k2}$ . Aby bylo možno stanovit spojitý průběh těchto hodnot v závislosti na těchto dvou parametrech, bylo nutno provést takzvanou lineární regresi, jejímiž vstupními hodnotami jsou data z tabulek COP a  $\Phi$ . Zavedení této funkce do výpočtu umožnilo určení parametrů COP a  $\Phi$  nej pro tabulkové hodnoty doplněné o tabulek ve vstupních údajích, ale i pro různé teploty, což je stěžejní pro bilancování celého systému. V návaznosti na těchto parametrech lze posléze dopočítat zbytek potřebných hodnot pro úplnou bilanci systému. V zájmu uživatele využívající aplikaci pro optimalizaci je zadat informace o COP a  $\Phi$  co nejpřesněji, pro zadání těchto údajů je v aplikaci k dispozici tabulka pro TČ 1 a TČ 2. Pokud uživatel nevyplní tato pole v plné míře, celý výpočet bude zkrácen a výstupní data budou nerelevantní. Pokud se tento problém z nějakého důvodu nepovede vyřešit a potřebná data o tepelných čerpadlech získat, obsahuje aplikace alespoň částečnou pomoc. Tato pomoc spočívá v možnosti automatického vyplnění hodnot  $\Phi$  u příslušného tepelného čerpadla. Aby bylo možné tuto operaci provést, je potřeba zjistit hodnotu topného faktoru pro kombinaci  $t_{v1} = -5 \text{ °C}$  a  $t_{k2} = 35 \text{ °C}$  a tuto hodnotu vyplnit do příslušného políčka tabulky. Jakmile je tato hodnota doplněna, stačí stisknout tlačítko TČ1, případně TČ2 a přepočítání se automaticky provede. Tímto stylem si lze například modelovat jednotlivé výkonové řady tepelných čerpadel, v závislosti na hodnotě celkových topných ztrát, samozřejmě s určitým zkrácením, jelikož hodnota COP zůstává nezměněna, případná chyba nebude v tomto ohledu nijak zásadní.

### 3.3 Výstupní data aplikace

Výsledkem výše popsaných postupů jsou data o bilanci dvou samostatných tepelných čerpadel a spolupracujících tepelných čerpadel v režimech hybridního systému, který reaguje na změny okolní teploty a rozkládá provoz tepelných čerpadel v závislosti na jeho efektivnosti. Výstupními parametry pro bilancování jednotlivých tepelných čerpadel jsou především parametry o potřebném a dodaném teple pomocí tepelného čerpadla, případně záložního zdroje tepla, a to jak v případě tepla potřebného pro vytápění, tak pro potřebu TUV. Poté následují parametry hodnotící spotřebu elektrické energie celého systému, sezónní topné faktory a doby běhu jednotlivých kombinací tepelných čerpadel. Všechny tyto informace lze najít v položce menu „Roční bilance“, záložka „Bilance“ a lze je pomocí výběrového tlačítka filtrovat na základě jednotlivých měsíců, případně celého roku. Změnu jednotlivých výstupních hodnot lze pohodlně pozorovat v přidružených grafech, které automaticky reagují na změnu období.

V následující záložce „Rozpočet“ si lze zobrazit kompletní přehled o nákladech na vytápění a ohřev TUV pro jednotlivé varianty tepelných čerpadel, dále pak úsporu nákladů na vytápění a ohřev TUV oproti alternativnímu zdroji tepla, jehož náklady byly zadány ve vstupních datech (parametr  $N_{P,CZK}$ ) a v neposlední řadě celkovou ekonomickou návratnost jednotlivých variant.

Ve zbylých dvou záložkách je poté možnost vidět grafické znázornění měsíčních a ročních nákladů (záložka „Náklady“), celkovou úsporu a návratnost jednotlivých variant (záložka „Efektivita“).

Další položkou v postranním menu je „Denní bilance“, v tomto listu lze pomocí posuvníku simulovat změnu venkovní teploty vzduchu a na základě této změny poté pozorovat jejich vliv na jednotlivé parametry všech variant tepelných čerpadel, tedy samostatných TČ bez otopné soustavy, TČ včetně otopné soustavy a hybridních systémů H1, H2 a H3.

## 4 Případové studie TČ aplikované na rodinný dům

### 4.1 Modelový rodinný dům

Případové studie tepelných čerpadel byly již částečně zmíněny v předešlém textu, půjde o výčet celkem čtyř variant systému tepelného čerpadla, mezi které bude patřit samostatné tepelné čerpadlo č. 1 (TČ1), s primární stranou volenou na základě výhodnosti místních podmínek, tepelné čerpadlo č. 2 (TČ2), opět voleno na základě výhodnosti místních podmínek, hybridní systém č. 1 (H1) vycházející z volených samostatných tepelných čerpadel, který jako stěžejní parametr mezi volbou aktuálně provozovaného tepelného čerpadla bere v potaz SPF, hybridní systém č. 2 (H2), který bere v potaz možnost spolupráce dvou tepelných čerpadel, jejichž výkonová dimenze počítá s chodem obou systémů a konečně hybridní systém č. 3 (H3), který kombinuje vlastnosti hybridního systému H1 a H2. Pro následné technicko – ekonomické zhodnocení těchto případových studií bude zapotřebí sestavit studii modelového rodinného domu, na které se pozdější zhodnocení bude vztahovat.

Dům je situován v Jihočeském kraji, nedaleko lokality Českého Krumlova, kde venkovní výpočtová teplota pro tuto lokalitu činí  $-15^{\circ}\text{C}$ . Co se týče charakteristiky objektu, jedná se o statek starý přibližně 100 let, který prošel rekonstrukcí, při které byly provedeny stavební úpravy v podobě rozšíření obytných prostor o podkroví, garáž a tělocvičnu, ale také úpravy podlah, kdy došlo k realizaci podlahového vytápění. Tím, že došlo k navýšení užité plochy, došlo zároveň i ke zvýšení tepelné ztráty objektu z 7kW na 12kW, z toho důvodu je potřeba uvažovat o výměně zdroje tepla, jelikož původní 9kW elektrokotel se z hlediska dodávaného tepla stal nevhodným, naopak co se týče otopné soustavy, vzhledem k zateplení podlahy byly ponechány původní radiátory, bude tedy nutno zajistit vyšší spád než v případě podlahového vytápění. Celková tepelná ztráta vypočítaná dodavatelem projektu objektu po rekonstrukci činí 12 kW, přičemž roční provozní náklady na vytápění a ohřev TUV prostřednictvím elektrického kotle byly stanoveny na 40 000 Kč.

Co se týče parametrů, které budou určovat celkovou skladbu tepelných čerpadel, ať už se bude jednat o samostatné tepelné čerpadlo, nebo o hybridní systém, půjde o celkem běžné hodnoty. Návrhová teplota vnitřních prostor bude  $23^{\circ}\text{C}$ , prostor bude obýván čtyřmi lidmi a vzhledem k realizaci nové otopné soustavy bude potřeba teplotního spádu cca  $5^{\circ}\text{C}$ , při teplotách oběžného média  $30^{\circ}\text{C}$  na vstupu do kondenzátoru a  $35^{\circ}\text{C}$  na jeho výstupu. Co se týče tepelných čerpadel, pro kompletní bilanci bude uvažováno několik variant,

v první řadě samostatné tepelné čerpadlo vzduch – voda s výkonem 12kW, jako druhé tepelné čerpadlo bude zvolen systém země – voda s obdobným výkonem 12kW. Zajímavé bude porovnání těchto dvou systémů, jak z hlediska celkového sezónního topného faktoru (SPF), tak především provozních nákladů, úspory a v neposlední řadě předpokládaných nákladů v horizontu předpokládané životnosti jednotlivých tepelných čerpadel. Po provedení bilance a následného zhodnocení jednoduchých systémů tepelných čerpadel a hybridního systému H1, bude provedena nová výkonová dimenze těchto čerpadel, kdy bude jejich výkon ponížěn tak, aby byly celkové tepelné ztráty modelového domu 12 kW kryty součtem dodaného tepelného výkonu od obou tepelných čerpadel, tím bude vytvořena modelová situace pro bilanci hybridního systému tepelných čerpadel H2 a H3. Ač bude v aplikaci provedena bilance všech výše popsaných systémů tepelných čerpadel, hlavní pozornost bude soustředěna na potvrzení, či vyvrácení výhodnosti hybridního systému. Zajímavé bude sledovat především to, jak se vlastnosti hybridního systému promítnou do celkových nákladů na provoz, případné úspory provozních nákladů oproti referenčnímu zdroji tepla a v neposlední řadě budoucích nákladů za předpokládanou životnost systému.

## 4.2 Úvod do technicko – ekonomického zhodnocení

V této kapitole bude provedeno, jak již název napovídá technicko – ekonomické zhodnocení a srovnání všech systémů tepelných čerpadel, které byly popsány v předešlém textu této práce. Zhodnocení a srovnání bude vycházet z výstupních dat aplikace popsané v kapitole 3., popis a princip metodiky, na jejíž bázi aplikace funguje pak lze dohledat v kapitole 2. Pro všechny případové studie platí to, že jak systém klasických tepelných čerpadel, tak systém hybridní bude hradit dodávku tepla pro vytápění i pro ohřev TUV. Toto technicko – ekonomické zhodnocení je vztaženo na případ modelového rodinného domu popsaného v předešlé kapitole 4. V první řadě bude zhodnoceno fungování jednotlivých tepelných čerpadel, tedy TČ vzduch – voda a země – voda fungujících samostatně včetně bivalentního zdroje tepla, v případě samostatných systémů tepelných čerpadel se bude jednat o elektrické topné tyče. Následovat bude pohled na jednotlivé varianty hybridních systémů, a nakonec celkové zhodnocení všech variant.

V první řadě je důležité zmínit vstupní parametry jednotlivých variant, a to at' parametry, potřebné pro bilanci tepelného čerpadla z technického hlediska, tedy vstupní parametry potřebné pro výpočet tepla na vytápění objektu a ohřev TUV, tak také parametry pro provedení ekonomické bilance, tedy především pořizovací cenu jednotlivých variant.

Tyto parametry určené na začátku jednotlivých bilancí zůstanou nejprve pro všechny systémy stejné, v případě hybridních systémů nicméně dojde později k mírným úpravám výkonových parametrů, čímž bude názorně ukázána variabilita hybridního systému tepelných čerpadel oproti klasickému systému tepelného čerpadla. Jednotlivé ekonomické bilance všech systémů TČ budou porovnány s takzvanou referenční hodnotou, která vychází z alternativního zdroje tepla, který může sloužit jako případná alternativa vůči tepelnému čerpadlu, v případě rekonstrukcí jako současný zdroj tepla. Výše uvedený případ rodinného domu obsahuje taktéž charakteristiku navrženého alternativního zdroje tepla, kterým je elektrokotel, náklady na jeho celoroční provoz byly odhadnuty na 40 000 Kč a pořizovací cena na 50 000 Kč. Ukázkou zadaných vstupních dat použitých ve výpočtu tepla pro vytápění, ohřev TUV a následnou ekonomickou bilanci lze vidět na obrázcích níže.

Výpočet potřebného tepla pro vytápění objektu					
Lokalita:	České Budějovice	$t_{w1,N}$ :	35	$\eta_r$ :	0,99
$t_{e,N}$ :	-15	$t_{w2,N}$ :	30	$P_{POM1}$ :	20
$t_{em}$ :	13	$t_{is}$ :	23,0	$P_{POM2}$ :	20
$t_{es}$ :	-1,3	$\epsilon$ :	1	$P_{POM3}$ :	20
$Q_c$ :	12	$\eta_o$ :	1		

Obrázek 3: Vstupní data bilance TČ (vytápění)

Výpočet potřebného tepla pro ohřev TUV					
$t_{tv,k1}$ :	10	$c$ :	4186	$t_{svz}$ :	5
$t_{tv,k2}$ :	45	$z$ :	0,9	$Q_{TUV,d}$ :	25,36
$os$ :	4	$\Delta t_{TV}$ :	0	$V_{2p}$ :	0,328
$u_{2p}$ :	0,082	$\Delta t_W$ :	5		
$p$ :	1000	$t_{svl}$ :	10		

Obrázek 4: Vstupní data pro bilanci TČ (TUV)

Obecné			
$E_{CZK}$ :	2,6	$N_{p,CZK}$ :	40000
		$x$ :	15
$N_{TČ1,CZK}$ :	30000	$y$ :	2,5%
		$N_{pa,CZK}$ :	50000
$N_{TČ2,CZK}$ :	50000		

Obrázek 5: Vstupní data pro ekonomickou bilanci systému H3



### 4.3 Systémy samostatně fungujících TČ

Pořizovací náklady na systém 12 kWh TČ vzduch – voda byly stanoveny na 80 000 Kč včetně DPH. Cena jedné kWh elektrické energie na 2,6 Kč/kWh. V případě použití samostatně pracujícího tepelného čerpadla vzduch – voda, které bude z hlediska výkonu navrženo na 12 kW, jsou výsledky bilance následující. Celková hodnota potřebného tepla pro vytápění a TUV za rok je 48,913 MWh, tepelné čerpadlo vzduch – voda je schopno dodat 48,288 MWh za rok, přičemž chybějících 0,625 MWh je potřeba hradit z doplňkového zdroje tepla (elektrických topných tyčí). Na dodávku takového množství tepla je zapotřebí 11,826 MWh elektrické energie, včetně energie potřebné pro provoz pomocných zařízení (oběhová čerpadla atd. a doplňkového zdroje tepla). Hodnota celkového sezónního topného faktoru za rok je pro samostatné tepelné čerpadlo vzduch – voda 4,08 a celková roční doba běhu je 3315 hodin.

V případě srovnání ekonomických výsledků provozování tohoto systému s alternativním zdrojem tepla, bylo zjištěno, že tepelné čerpadlo vzduch – voda je schopno dodat potřebné roční množství tepla na vytápění a ohřev TUV za 30 746 Kč (obrázek 6), což je o 9 254 Kč (obrázek 7 méně), v porovnání budoucích nákladů na provoz takového systému vychází, že v případě samostatného TČ vzduch – voda budou předpokládané náklady na provoz 667 207 (obrázek 8) Kč oproti tomu pomocí alternativního zdroje 789 692 Kč, to znamená rozdíl 122 485 Kč při zvolené době životnosti 15 let.

Pořizovací náklady na systém 12 kWh TČ země – voda byly stanoveny na 100 000 Kč včetně DPH. Cena jedné kWh elektrické energie zůstává stejná jako v případě předešlého TČ, stejně tak i potřebné teplo, které má tepelné čerpadlo země – voda dodat bude shodné s předešlým údajem. Drobná změna nastává v případě tepla, které bude potřeba dodat doplňkovým zdrojem tepla, tedy elektrickými topnými tyčemi. Tato hodnota bude díky lepšímu topnému faktoru čerpadla nižší a její hodnota bude 0,205 MWh, což je o 0,42 MWh méně. Na dodávku potřebného množství tepla prostřednictvím TČ země – voda, bude zapotřebí 11,225 MWh elektrické energie, opět včetně energie potřebné pro provoz pomocných zařízení (oběhová čerpadla atd. a doplňkového zdroje tepla). Hodnota celkového sezónního topného faktoru za rok je pro samostatné tepelné čerpadlo země – voda 4,34 a celková roční doba běhu je 3650 hodin, důvodem delší doby běhu oproti tepelnému čerpadlu vzduch – voda je fakt, že TČ země – voda pracuje s horším COP v letních dnech, kdy vstupní teplota do výparníku nedosahuje tak vysokých teplot.

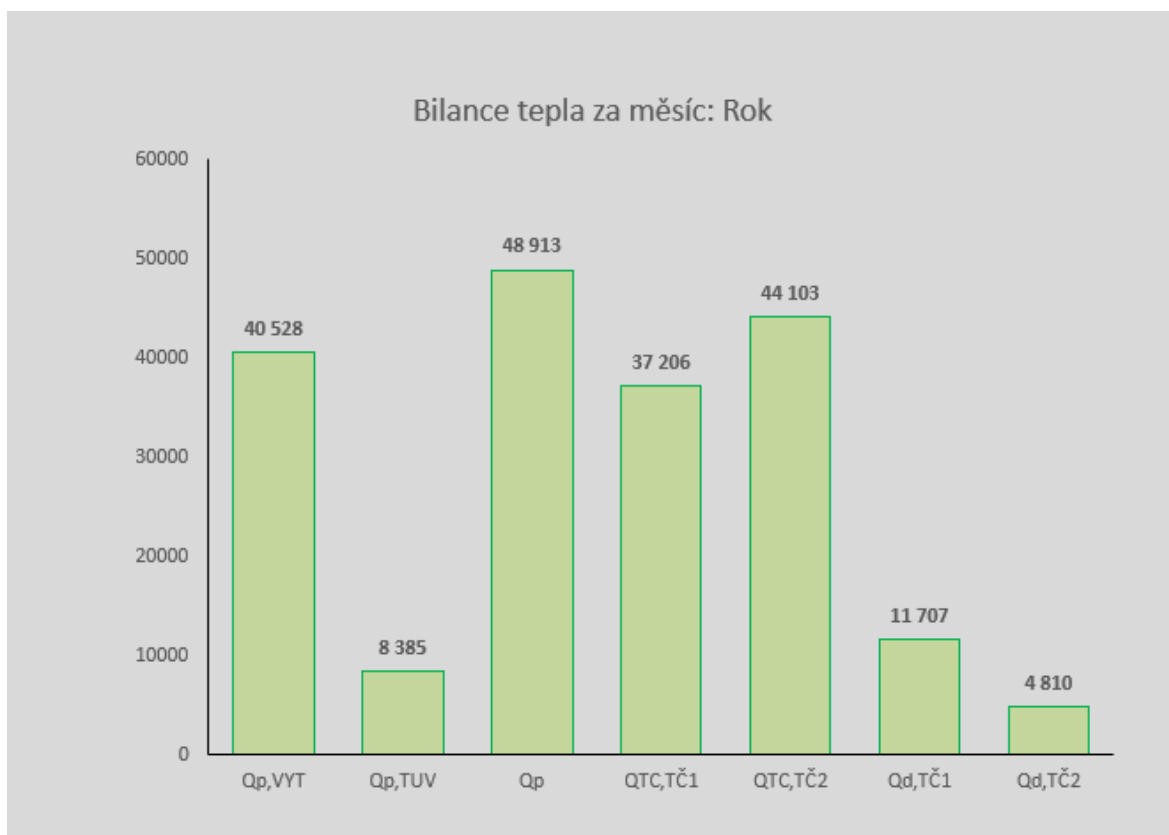
V případě srovnání ekonomických výsledků provozování tohoto systému

s alternativním zdrojem tepla, je vidět, že tepelné čerpadlo země – voda je schopno dodat potřebné roční množství tepla na vytápění a ohřev TUV za 29 185 Kč, což je o 10 815 Kč méně, v porovnání budoucích nákladů na provoz takového systému lze konstatovat, že v případě samostatného TČ země – voda budou předpokládané náklady na provoz 668 181 Kč, oproti tomu pomocí alternativního zdroje zůstává částka stejná jako v předešlém případě 789 692 Kč, to znamená rozdíl 121 511 Kč při stejně zvolené době životnosti, tedy 15 let.

Rok

Měsíc	TČ1 / TČ2			TČ1	TČ2	TČ1	TČ2	
	$t_{em}$	$Q_{p,VYT}$	$Q_{p,TUV}$	$Q_p$	$Q_{TC,TČ1}$	$Q_{TC,TČ2}$	$Q_{d,TČ1}$	$Q_{d,TČ2}$
Leden	-0,07	5474	786	6260	4164	5501	2096	759
Únor	-3,18	5611	710	6322	3410	4966	2912	1356
Březen	4,50	4387	784	5171	4318	5005	852	166
Duben	8,41	3353	712	4065	3487	3897	578	168
Květen	12,91	2396	683	3079	2800	2976	279	103
Červen	15,28	1776	614	2390	2154	2266	236	123
Červenec	18,33	1110	573	1683	1051	1099	632	584
Srpen	18,11	1164	589	1753	1393	1483	360	270
Září	13,15	2266	654	2920	2739	2852	181	68
Říjen	9,44	3215	736	3952	3594	3844	358	108
Listopad	4,99	4134	757	4891	4033	4673	858	218
Prosinec	-0,76	5642	786	6428	4064	5541	2364	887
<b>Rok</b>	<b>8,43</b>	<b>40528</b>	<b>8385</b>	<b>48913</b>	<b>37206</b>	<b>44103</b>	<b>11707</b>	<b>4810</b>

Obrázek 9: Tabulka bilance tepla



Obrázek 10: Grafy bilance tepla

#### 4.4 Hybridní systémy tepelných čerpadel

V předešlé kapitole byly popsány bilance samostatně fungujících systémů tepelných čerpadel vzduch – voda, případně země – voda. V této podkapitole bude provedena stejná bilance pro hybridní systém tepelných čerpadel, a to dle již dříve popsaných režimů H1, H2 a H3 viz kapitola 3. Co se týče potřebného množství tepla a ekonomických nákladů na pořízení obou čerpadel, zůstávají jejich hodnoty shodné jako u jednotlivých systémů tepelných čerpadel, nicméně už nyní lze nastínit, že ekonomické vstupní parametry doznají určitých změn v závislosti na dimenzování výkonů jednotlivých tepelných čerpadel tvořících celkový hybridní systém.

Prvním z hybridních systémů je hybridní systém H1, tento systém kombinuje běh obou tepelných čerpadel z předešlé bilance, přičemž o tom, které čerpadlo bude v aktuálních podmínkách provozováno, bude rozhodnuto na základě aktuálně vyššího sezónního topného faktoru prvního, případně druhého tepelného čerpadla. Pořizovací náklady na tento hybridní systém  $2 \times 12$  kWh TČ vzduch – voda a země – voda pochopitelně narostou a to na 180 000 Kč včetně DPH. Cena jedné kWh elektrické energie zůstává stejná jako v případě předešlé bilance, tedy 2,6 Kč/kWh. Na dodávku potřebného množství tepla prostřednictvím takto koncipovaného hybridního systému dvou tepelných čerpadel, bude zapotřebí 10,875 MWh elektrické energie, opět včetně energie potřebné pro provoz pomocných zařízení a v případě nutnosti doplňkových zdrojů tepla. Hodnota celkového sezónního topného faktoru za rok je pro hybridní systém H1 4,49 a celková roční doba běhu je 3358 hodin.

Při pohledu na ekonomické výsledky provozování tohoto systému v porovnání s alternativním zdrojem tepla, je vidět, že došlo k mírnému snížení provozních nákladů a to na 29 185 Kč za dodávku tepla pro vytápění i ohřev TUV, což je o 11 724 Kč méně, pokud dojde ke srovnání hybridního systému H1 a jednotlivých samostatně fungujících systémů tepelných čerpadel, vychází hybridní systém, co se týče nákladů na provoz, přibližně o 1 000 Kč méně než tepelné čerpadlo země – voda a přibližně o 2 500 Kč méně než samostatný systém vzduch – voda. Při porovnávání budoucích nákladů na provoz takového systému lze vidět, že v případě hybridního systému H1 budou předpokládané náklady na provoz 767 728 Kč oproti tomu pomocí alternativního zdroje zůstává částka stejná jako v předešlém případě 789 692 Kč, to znamená sice mírný rozdíl ve prospěch hybridního systému, nicméně při pohledu na stejné náklady u jednotlivých systému tepelných čerpadel vychází tento parametr značně nevýhodně, tedy zhruba o 100 000 Kč více. Je to

samozřejmě dáno mnohem vyšší pořizovací cenou celého systému, z tohoto důvodu bude vhodnější uvažovat o jinak koncipovaném hybridním systému, tento systém je značen jako H2 a H3.

Hybridní systém H2 kombinuje běh obou tepelných čerpadel, přičemž výkon použitých tepelných čerpadel bude vzhledem k fungování tohoto systému možné upravit tak, aby došlo ke snížení vstupních pořizovacích nákladů a celý systém vykazoval lepší výsledky ve finanční bilanci. Více informací o fungování hybridního režimu H2 lze najít v kapitole 3, zde postačí zmínit, že hlavní výsadou tohoto systému je možnost společného běhu obou použitých tepelných čerpadel, k čemuž bude docházet prakticky po celou dobu chodu. Vzhledem k tomu, že tepelná ztráta objektu zůstává nezměněna a její hodnota činí 12 kW, bude hybridní systém H2 navržen tak, aby součet výkonů obou tepelných čerpadel dokázal pokrýt nároky na dodávku tepla i pro výpočtovou teplotu  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Výkon prvního tepelného čerpadla vzduch – voda bude snížen z původních 12 kW na 5 kW, lze předpokládat, že pořizovací náklady klesnou, předpokládaná cena tohoto systému je 30 000 Kč. Co se týče druhého tepelného čerpadla země – voda, jeho výkon opět dozná změny, bude snížen na 7 kW, tím bude dosaženo snížení pořizovacích nákladů na předpokládanou částku 50 000 Kč. Ostatní ekonomické parametry systému zůstávají shodné s předešlými situacemi. Nutno poznamenat, že v případě hybridního systému H2 lze volit mezi dvěma variantami, první varianta počítá s hlavní tepelným čerpadle vzduch – voda a v případě potřeby bude zapojeno do provozu pomocné tepelné čerpadlo země – voda, druhá varianta je přesně opačná, tedy hlavní tepelné čerpadlo země – voda, pomocné tepelné čerpadlo vzduch – voda. Na dodávku potřebného množství tepla prostřednictvím takto koncipovaného hybridního systému dvou tepelných čerpadel, bude zapotřebí 11,125 MWh elektrické energie v případě první varianty a 11 179 MWh v případě druhé. Tentokrát se jedná čistě o energii využitou k provozu tepelných čerpadel a pomocných zařízení, nikoliv případných doplňkových zdrojů tepla, ty nejsou pochopitelně v této variantě uvažovány. Hodnota celkového sezónního topného faktoru pro první variantu H2 je za rok 4,37 a pro druhou variantu H2 4,35. Celková roční doba běhu je pro první variantu 5906 h, z toho je 1482 h určeno pro běh pomocného tepelného čerpadla, u druhé varianty je doba běhu hlavního tepelného čerpadla 5 658 h z toho 867 h je určeno pro provoz pomocného tepelného čerpadla.

Ekonomické výsledky provozování tohoto systému v porovnání s alternativním zdrojem tepla, jsou následující. Došlo k mírnému snížení provozních nákladů oproti systémům samostatných tepelných čerpadel a to na 28 924 Kč z původních 30 746 Kč u

tepelného čerpadla vzduch – voda a z 29 185 Kč u systému země – voda. Následkem toho je i úspora nákladů na dodávku tepla vůči referenčnímu zdroji tepla nižší, činí 11 076 Kč u varianty jedna hybridního systému H2 a 10 935 Kč u varianty druhé. Při porovnávání budoucích nákladů na provoz takového systému lze vidět, že v případě hybridního systému H2 budou předpokládané náklady na provoz 634 526 Kč pro první variantu a 637 047 Kč pro druhou variantu. To je při porovnání s původně samostatným tepelným čerpadlem vzduch – voda o 32 681 Kč méně, v porovnání vůči samostatnému tepelnému čerpadlu země – voda pak o 33 655 Kč méně, v případě druhé varianty hybridního systému H2 jsou poté čísla podobná. Zde se tedy poprvé ukazuje, že hybridní systém v případě menších vstupních pořizovacích nákladů může co do výhodnosti dosahovat podobných čísel jako samostatné tepelné čerpadlo. Nicméně hybridní systém H2 není posledním bilancovaným, tím bude až systém H3, u něho lze, vzhledem k jeho fungování, očekávat ještě o něco lepší výsledky než u hybridního systému H2.

Stejně jako hybridní systém H2, tak i hybridní systém H3 kombinuje chod obou tepelných čerpadel, rozdíl spočívá v určení hlavního a pomocného tepelného čerpadla, zatímco v případě hybridního režimu H2 není hlavní a pomocné čerpadlo rozlišeno na základě výhodnosti provozu, u režimu H3 tomu tak není, hlavní tepelné čerpadlo je voleno na základě vyššího sezónního topného faktoru, v případě, kdy toto tepelné čerpadlo nedokáže pokrýt aktuální potřebu tepla, dojde k zapnutí pomocného tepelného čerpadla. Co se týče vstupních dat, jsou stejná jako v případě hybridního režimu H2, díky tomu, že je hlavní tepelné čerpadlo určeno na základě SPF, jsou výsledky bilance lepší než v případě H2. Na dodávku potřebného množství tepla prostřednictvím takto koncipovaného hybridního systému dvou tepelných čerpadel, bude zapotřebí 10,851 MWh elektrické energie. Opět se jedná čistě o energii využitou k provozu tepelných čerpadel a pomocných zařízení, nikoliv případných doplňkových zdrojů tepla, ty jsou nahrazeny stejně jako u systému H2 pomocným tepelným čerpadlem. Hodnota celkového sezónního topného faktoru pro první variantu H3 je za rok 4,44, což je nejvyšší hodnota ze všech uvažovaných variant. Celková roční doba běhu je pro první variantu 5816 h.

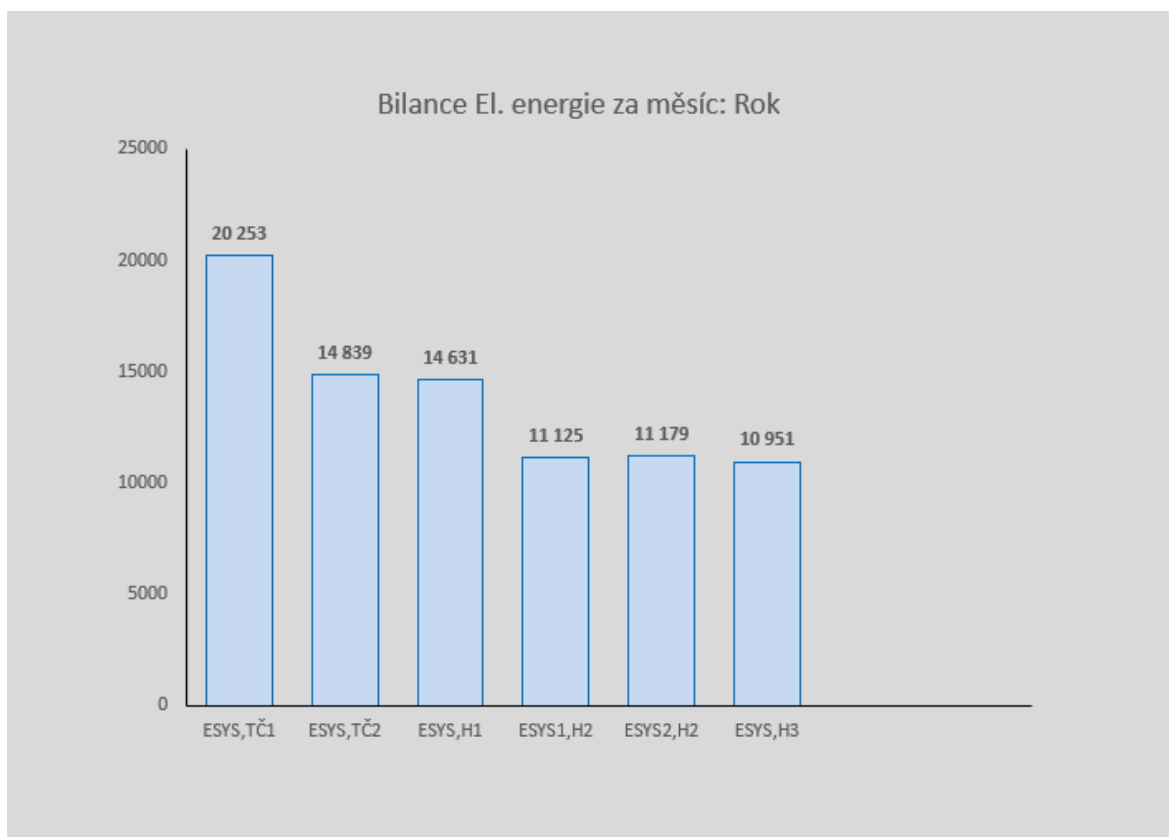
Ekonomická stránka provozování hybridního systému H3 v porovnání s alternativním zdrojem tepla, je následující. Došlo opět k mírnému snížení provozních nákladů oproti systémům samostatných tepelných čerpadel a to na 28 472 Kč (obrázek 11), to je nejvíce z uvažovaných variant. Taktéž je pochopitelně nejvyšší i úspora nákladů na dodávku tepla vůči referenčnímu zdroji tepla za celý rok, činí 11 528 Kč (obrázek 12). A konečně srovnání budoucích nákladů na provoz systému H3 činí 626 430 Kč (obrázek

13). To je při porovnání s původně samostatným tepelným čerpadlem vzduch – voda o 40 777 Kč méně, v porovnání vůči samostatnému tepelnému čerpadlu země – voda pak o 41 751 Kč méně. Stejně tak jako u varianty H2 se ukazuje, že hybridní systém v případě menších vstupních pořizovacích nákladů může co do výhodnosti dosahovat podobných čísel jako samostatné tepelné čerpadlo. Menších vstupních nákladů by pochopitelně nebylo možné dosáhnout bez snížení výkonů jednotlivých tepelných čerpadel tvořící hybridní systém. Čili ač se na začátku mohlo zdát, že podobný systém nemůže dosahovat pozitivních výsledků, ukazuje se, že vlivem správně dimenzovaných výkonů tepelných čerpadel, lze poměrně dobrých výsledků dosáhnout. Další výhodou hybridního režimu, který oproti samostatně provozovanému tepelnému čerpadlu, přináší je možnost využití jednoho, případně druhého tepelného čerpadla i v situaci, kdy z nějakého důvodu jedno, či druhé TČ nelze provozovat, samozřejmě se nejedná o plnohodnotnou zálohu, vzhledem k poddimenzování obou tepelných čerpadel, přesto na případné překlenutí výpadku jednoho ze dvou systémů využitelnou.

Rok

	TČ1	TČ2	H1	H2	H2	H3
Měsíc	$E_{SYS,TČ1}$	$E_{SYS,TČ2}$	$E_{SYS,H1}$	$E_{SYS1,H2}$	$E_{SYS2,H2}$	$E_{SYS,H3}$
Leden	3135	2036	2036	1516	1475	1474
Únor	3826	2540	2540	1571	1533	1533
Březen	1843	1292	1284	1179	1166	1158
Duben	1353	1039	1021	901	911	893
Květen	871	761	731	651	681	650
Červen	677	622	593	490	525	490
Červenec	847	843	813	324	355	324
Srpen	643	608	579	356	391	356
Září	748	691	662	605	638	605
Říjen	1134	957	933	853	874	850
Listopad	1781	1269	1259	1113	1105	1094
Prosinec	3394	2181	2180	1565	1526	1525
Rok	20253	14839	14631	11125	11179	10951

Obrázek 14: Tabulka potřebné el. energie pro režim H2 a H3



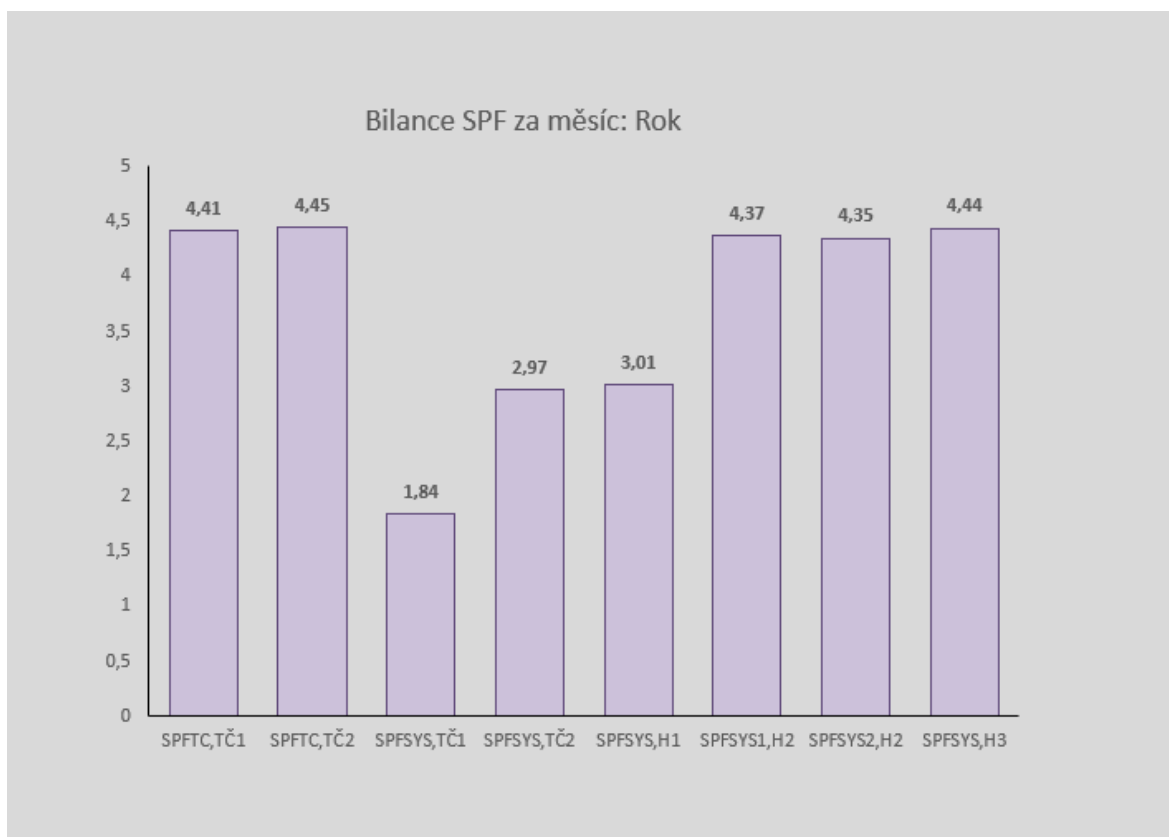
Obrázek 15: Grafy potřebné el. energie pro režim H2 a H3



Rok

	TČ1	TČ2	TČ1	TČ2	H1	H2	H2	H3
Měsíc	SPF <sub>TC,TČ1</sub>	SPF <sub>TC,TČ2</sub>	SPF <sub>SYS,TČ1</sub>	SPF <sub>SYS,TČ2</sub>	SPF <sub>SYS,H1</sub>	SPF <sub>SYS1,H2</sub>	SPF <sub>SYS2,H2</sub>	SPF <sub>SYS,H3</sub>
Leden	4,06	4,36	2,00	3,07	2,70	4,12	4,24	4,24
Únor	3,79	4,24	1,65	2,49	1,96	3,94	4,04	4,04
Březen	4,42	4,50	2,81	4,00	3,90	4,39	4,44	4,47
Duben	4,56	4,53	3,00	3,91	3,82	4,51	4,46	4,55
Květen	4,80	4,58	3,54	4,05	4,07	4,73	4,52	4,74
Červen	4,95	4,59	3,53	3,84	3,82	4,88	4,55	4,88
Červenec	4,95	4,29	1,99	2,00	1,35	4,93	4,50	4,93
Srpen	4,97	4,44	2,73	2,89	2,56	4,92	4,48	4,92
Září	4,90	4,63	3,90	4,23	4,31	4,83	4,58	4,83
Říjen	4,70	4,58	3,49	4,13	4,12	4,63	4,52	4,65
Listopad	4,43	4,50	2,75	3,85	3,71	4,39	4,43	4,47
Prosinec	4,00	4,33	1,89	2,95	2,54	4,07	4,18	4,18
Rok	4,41	4,45	1,84	2,97	3,01	4,37	4,35	4,44

Obrázek 16: Tabulky SPF pro režim H2 a H3

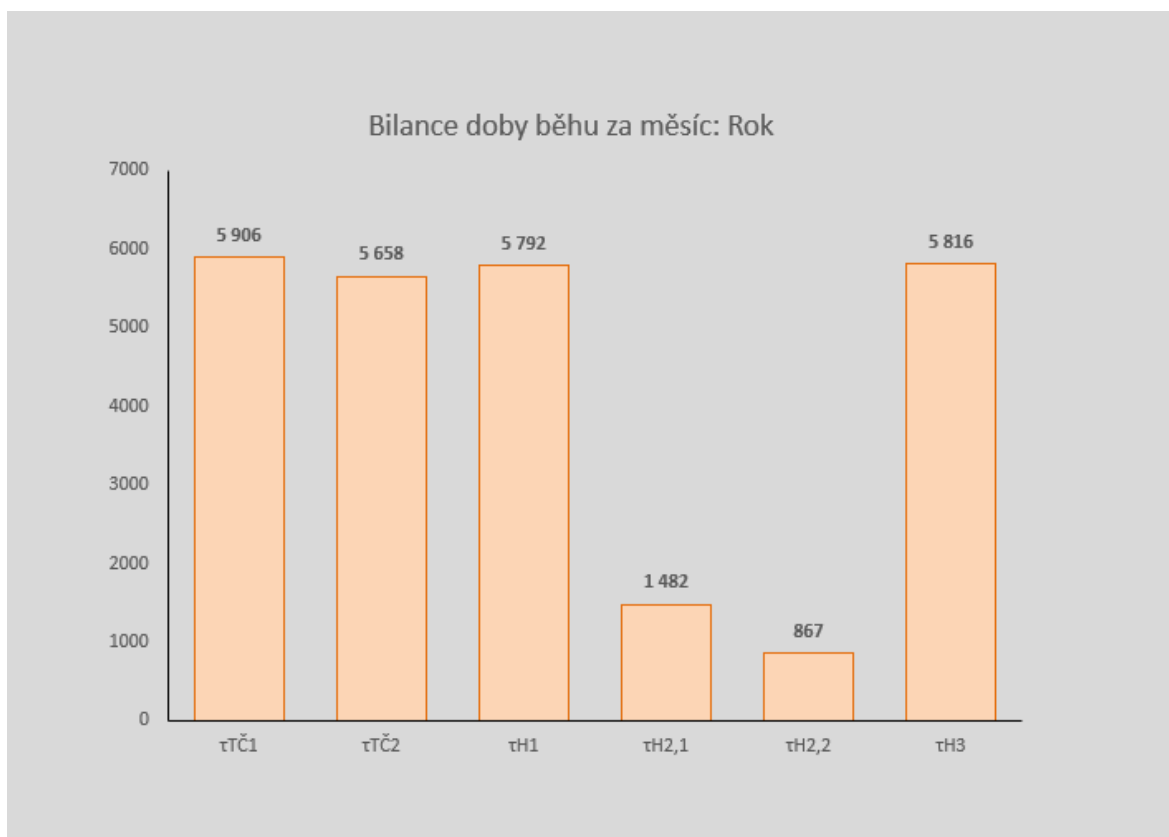


Obrázek 17: Grafy SPF pro režim H2 a H3

Rok

	TČ1	TČ2	H1	H2	H2	H3
Měsíc	$\tau_{TČ1}$	$\tau_{TČ2}$	$\tau_{H1}$	$\tau_{H2,1}$	$\tau_{H2,2}$	$\tau_{H3}$
Leden	739	716	719	272	150	719
Únor	666	654	657	368	272	657
Březen	688	641	667	110	29	667
Duben	531	497	518	74	29	524
Květen	396	375	394	35	17	396
Červen	290	284	289	30	18	290
Červenec	133	139	133	67	67	133
Srpen	180	186	180	45	38	180
Září	378	358	371	23	10	378
Říjen	527	487	520	46	18	526
Listopad	640	599	619	110	39	619
Prosinec	737	723	726	303	179	726
Rok	5 906	5 658	5 792	1 482	867	5 816

Obrázek 18: Tabulky doby běhu pro režim H2 a H3



Obrázek 19: Grafy doby běhu pro režim H2 a H3

## Provozní náklady [Kč]

Měsíc	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>
Leden	4 142	3 761	3 759	4 055	3 760	3 759
Únor	5 095	3 957	3 955	4 395	3 912	3 909
Březen	3 069	3 008	2 985	3 069	3 008	2 985
Duben	2 342	2 348	2 300	2 342	2 348	2 300
Květen	1 684	1 759	1 676	1 684	1 759	1 676
Červen	1 265	1 357	1 264	1 265	1 357	1 264
Červenec	948	1 317	948	873	968	873
Srpen	916	1 018	916	916	1 014	916
Září	1 561	1 649	1 560	1 561	1 649	1 560
Říjen	2 210	2 256	2 190	2 210	2 256	2 190
Listopad	2 904	2 846	2 817	2 904	2 846	2 817
Prosinec	4 610	3 908	3 906	4 245	3 893	3 891
Rok	30 746	29 185	28 276	29 521	28 772	28 140

Obrázek 20: Tabulka provozních nákladů pro režim TČ1 a TČ2

## Provozní náklady [Kč]

Měsíc	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>
Leden	8 152	5 295	5 293	3 942	3 834	3 833
Únor	9 947	6 605	6 603	4 085	3 987	3 985
Březen	4 792	3 359	3 338	3 064	3 031	3 011
Duben	3 518	2 701	2 655	2 343	2 367	2 321
Květen	2 263	1 978	1 900	1 693	1 770	1 690
Červen	1 761	1 618	1 541	1 274	1 365	1 274
Červenec	2 203	2 192	2 115	843	924	843
Srpen	1 673	1 580	1 505	926	1 017	926
Září	1 945	1 797	1 722	1 573	1 659	1 572
Říjen	2 948	2 488	2 426	2 219	2 272	2 209
Listopad	4 630	3 301	3 273	2 894	2 872	2 845
Prosinec	8 826	5 671	5 668	4 069	3 967	3 964
Rok	52 657	38 582	38 040	28 924	29 065	28 472

Obrázek 21: Tabulka provozních nákladů pro režim H2 a H3

## Úspora [Kč]

	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>	Ref
TČ1		- 1 561	- 2 471	- 1 226	- 1 975	- 2 607	19 254
TČ2	1 561		- 910	335	- 414	- 1 046	20 815
TČ <sub>H1</sub>	2 471	910		1 245	496	- 136	21 724
TČ <sub>H2</sub>	1 226	- 335	- 1 245		- 749	- 1 381	20 479
TČ <sub>H2</sub>	1 975	414	- 496	749		- 632	21 228
TČ <sub>H3</sub>	2 607	1 046	136	1 381	632		21 860

## Budoucí náklady [Kč]

	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>	Ref
TČ1	667 207	974,58	100521,53	122847,77	109421,73	98086,84	301804,67
TČ2	-974,58	668 181	99546,95	121873,19	108447,16	97112,26	300830,09
TČ <sub>H1</sub>	-100521,53	-99546,95	767 728	22326,24	8900,20	-2434,69	201283,14
TČ <sub>H2</sub>	-122847,77	-121873,19	-22326,24	790 054	-13426,04	-24760,93	178956,90
TČ <sub>H2</sub>	-109421,73	-108447,16	-8900,20	13426,04	776 628	-11334,89	192382,94
TČ <sub>H3</sub>	-98086,84	-97112,26	2434,69	24760,93	11334,89	765 293	203717,83
Ref	-301804,67	-300830,09	- 201 283	- 178 957	- 192 383	- 203 718	969 011 Kč

Obrázek 22: Tabulka úspor a budoucích nákladů pro režim TČ1 a TČ2

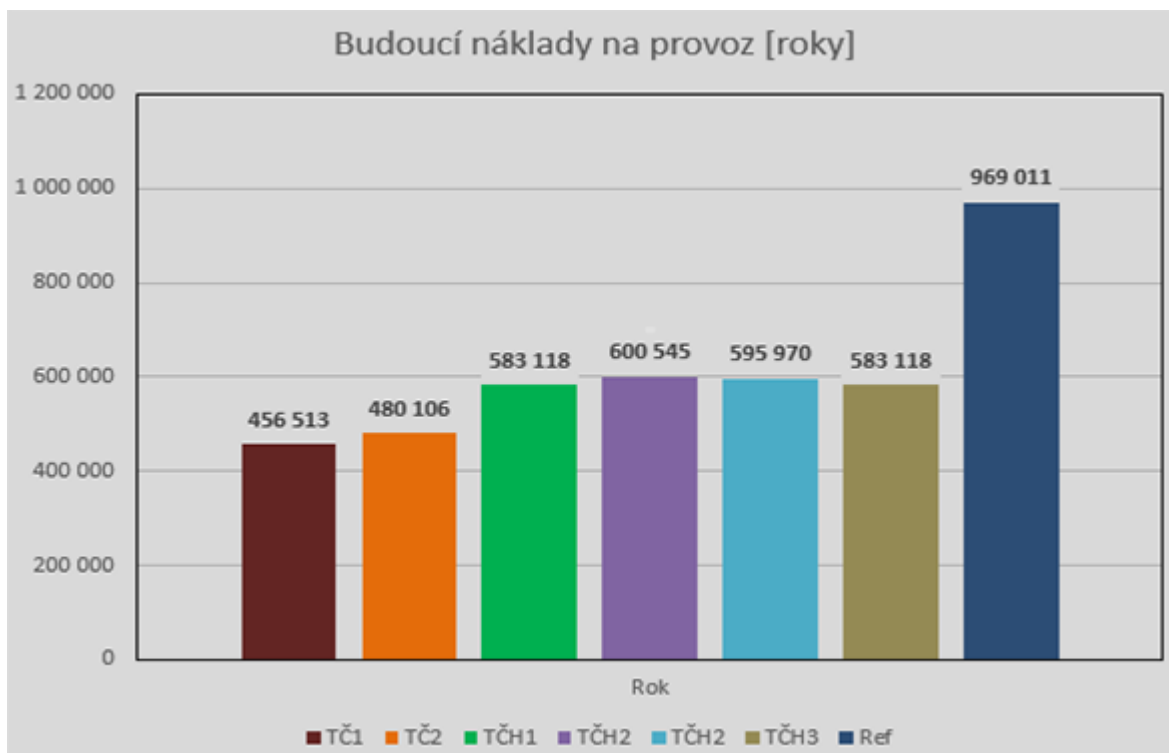
## Úspora [Kč]

	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>	Ref
TČ1		- 14 075	- 14 617	- 23 733	- 23 592	- 24 185	- 12 657
TČ2	14 075		- 542	- 9 658	- 9 518	- 10 110	1 418
TČ <sub>H1</sub>	14 617	542		- 9 116	- 8 975	- 9 567	1 960
TČ <sub>H2</sub>	23 733	9 658	9 116		141	- 451	11 076
TČ <sub>H2</sub>	23 592	9 518	8 975	- 141		- 592	10 935
TČ <sub>H3</sub>	24 185	10 110	9 567	451	592		11 528

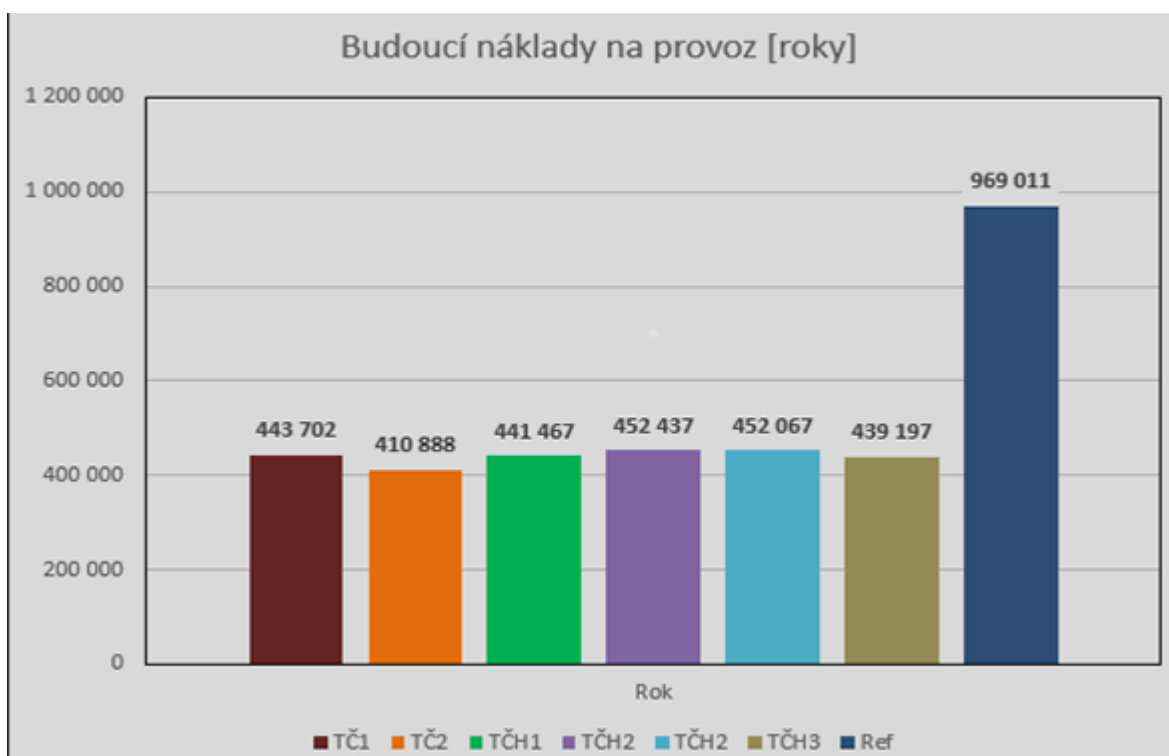
## Budoucí náklady [Kč]

	TČ1	TČ2	TČ <sub>H1</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H2</sub>	TČ <sub>H3</sub>	Ref
TČ1	987 691	-223422,69	-189698,70	-353164,92	-350644,02	-361260,87	-197999,15
TČ2	223422,69	764 268	33723,99	-129742,23	-127221,33	-137838,18	25423,54
TČ <sub>H1</sub>	189698,70	-33723,99	797 992	-163466,22	-160945,33	-171562,17	-8300,45
TČ <sub>H2</sub>	353164,92	129742,23	163466,22	634 526	2520,89	-8095,95	155165,77
TČ <sub>H2</sub>	350644,02	127221,33	160945,33	-2520,89	637 047	-10616,84	152644,88
TČ <sub>H3</sub>	361260,87	137838,18	171562,17	8095,95	10616,84	626 430	163261,72
Ref	197999,15	-25423,54	8 300	- 155 166	- 152 645	- 163 262	789 692 Kč

Obrázek 23: Tabulka úspor a budoucích nákladů pro režim H2 a H3



Obrázek 24: Budoucí náklady pro režimy TČ1 a TČ2



Obrázek 25: Budoucí náklady pro režimy H2 a H3

## 5 Závěr

Jak bylo nastíněno v úvodu této diplomové práce, celá práce byla rozdělena do čtyř hlavních kapitol, nejprve byl v první kapitole uveden základní popis tepelného čerpadla, jednotlivých systémů tepelných čerpadel, jejich fyzikální princip včetně popisu základních komponentů tepelného čerpadla.

Druhá kapitola se již věnuje konkrétnímu představení metodiky, na jejímž základě byla posléze vyvinuta výpočetní aplikace pro bilanci tepelných čerpadel. Je zde zmíněn kompletní postup výpočtů pro jednotlivé fáze bilancování tepelných čerpadel, od výpočtu potřebného tepla pro vytápění daného objektu, dále výpočet tepla pro potřeby ohřevu TUV a následnou kompletní bilanci tepelného čerpadla.

V kapitole třetí je pak uveden popis výše zmíněné aplikace pro optimalizaci systému vytápění s tepelným čerpadlem. Jsou popsána potřebná vstupní pro jednotlivé výpočty, zmíněn je i samotný průběh výpočtu a v neposlední řadě i výstupní data, která jsou závěrem jednotlivých výpočtů popsány v kapitole č. 2.

Čtvrtá kapitola využívá poznatky nabyté v předešlých kapitolách a aplikuje je na konkrétní příklad modelového rodinného domu. Výsledkem je technicko – ekonomické zhodnocení jednotlivých případových studií systémů tepelných čerpadel, kdy z výsledků bilancí jednotlivých systémů vyplynulo, že při vhodné dimenzi výkonů jednotlivých tepelných čerpadel, může být hybridní systém z hlediska nákladů, úspor, účinnosti, a především budoucích nákladů vztažených na předpokládanou dobu životnosti přínosem. Z výše popsaných skutečností a z výstupních dat aplikace, využité k hodnocení jednotlivých případových studií lze prohlásit, že teoretické předpoklady, o výhodnosti instalace hybridního systému tepelných čerpadel, o kterých se dalo v úvodu spekulovat se potvrdily. Z tohoto hlediska považuji práci za smysluplnou a věřím, že může být přínosem nejen pro zájemce z řad odborné veřejnosti, ale že může posloužit i jako relevantní náhled na tuto problematiku pro širší veřejnost.

## Seznam literatury a informačních zdrojů

- [1] ŽERAVÍK, Antonín. *Stavíme tepelné čerpadlo*. Kroměříž: Žeravík A., 2003. 312 s. il.; ISBN 80-239-0275-X – Signatura: C 313.216
- [2] BROŽ, Jiří, ČEJKA, Zdeněk, FENCL, Zdeněk, FORMÁNEK, Marian, HERDA, Michal, CHYSKÝ, Pavel, KLAZAR, Luděk, MUSIL, Lubor, Petrák, Miroslav, ZAHRÁDKA, Ivan. *Chladicí a klimatizační technika*. Praha: Svaz chladicí a klimatizační techniky, 2012.
- [3] [www.tzbinfo.cz](http://www.tzbinfo.cz) [online]
- [4] TNI 73 051, *Energetické hodnocení soustav s tepelnými čerpadly – Zjednodušený výpočtový postup*. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 1. 7. 20