

ČESKÉ VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V PRAZE

FAKULTA ELEKTROTECHNICKÁ

KATEDRA ELEKTROENERGETIKY



Diplomová práce

Měření chodu tepelného čerpadla
na reálné aplikaci

Vypracoval: Jakub Krčil

6. ledna 2017

Vedoucí práce: Ing. Lubomír Musálek

České vysoké učení technické v Praze
Fakulta elektrotechnická

katedra elektroenergetiky

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

Student: **Jakub Krčil**

Studijní program: Elektrotechnika, energetika a management
Obor: Elektroenergetika

Název tématu: **Měření chodu tepelného čerpadla na reálné aplikaci**

Pokyny pro vypracování:

1. Seznamte se s prací a řízením tepelného čerpadla.
2. Sestavte model otopné soustavy s přípravou TUV s tepelným čerpadlem.
3. Provedte měření na reálném objektu a výsledky porovnejte s modelem.

Seznam odborné literatury:

- [1] Brož K.: Vytápění. Vyd. 2. Praha: Vydavatelství ČVUT, 2002.
- [2] Najman R.: Nonlinear aspects of heat pump utilization, Acta Polytechnica vol. 50, August 2010, ČVUT Praha.
- [3] Firemní materiály o tepelných čerpadlech

Vedoucí: Ing. Lubomír Musálek

Platnost zadání: do konce zimního semestru 2017/2018



doc. Ing. Zdeněk Müller, Ph.D.
vedoucí katedry

prof. Ing. Pavel Ripka, CSc.
děkan

V Praze dne 18. 4. 2016

Prohlášení:

Prohlašuji, že jsem předloženou práci vypracoval samostatně a že jsem uvedl veškeré použité informační zdroje v souladu s Metodickým pokynem o dodržování etických principů při přípravě vysokoškolských závěrečných prací.

V Praze dne:

.....

Jakub Krčil

Poděkování:

Rád bych na tomto místě poděkoval všem, kteří přispěli pomocí ke vzniku této práce. Jmenovitě pak vedoucímu své práce Ing. Lubomíru Musálkovi za pomoc a ochotu.

Abstrakt:

Tato diplomová práce je zaměřena na tepelná čerpadla a jejich využití k vytápění a přípravě teplé vody.

Cílem je zpracovat model otopné soustavy založený na skutečném provozu tepelného čerpadla a porovnat hodnoty se skutečnými hodnotami naměřenými při provozu.

Abstract:

This diploma thesis is focused on heat pump and their usage in heating and hot water preparation.

The goal in this thesis is to create a model of heating system based on a real heat pump and compare its values with measured values in real operation.

1	TEPELNÁ ČERPADLA	- 8 -
1.1	HISTORIE TEPELNÝCH ČERPADEL	- 8 -
1.2	ZAJIŠTĚNÍ KVALITY TEPELNÝCH ČERPADEL.....	- 11 -
1.3	LEGISLATIVA TEPELNÝCH ČERPADEL	- 14 -
1.3.1	SEZNAM DŮLEŽITÝCH NOREM PRO TEPELNÁ ČERPADLA	- 14 -
1.3.2	ENERGETICKÝ ŠTÍTEK.....	- 14 -
1.3.3	POŽADAVKY NA ENERGETICKÝ ŠTÍTEK PRO TEPELNÁ ČERPADLA	- 15 -
1.3.4	TARIFY PRO TEPELNÁ ČERPADLA.....	- 18 -
1.3.5	PROGRAM NOVÁ ZELENÁ ÚSPORÁM	- 18 -
1.4	PRINCIP FUNKCE TEPELNÝCH ČERPADEL	- 20 -
1.5	POPIS PRACOVNÍHO CYKLU TEPELNÉHO ČERPADLA	- 22 -
1.5.1	CARNOTŮV CYKLUS	- 23 -
1.5.2	RANKINŮV CYKLUS	- 24 -
1.5.3	SKUTEČNÝ PRACOVNÍ CYKLUS TEPELNÉHO ČERPADLA	- 25 -
1.6	ZÁKLADNÍ ROVNICE TEPELNÉHO ČERPADLA	- 26 -
1.6.1	BILANČNÍ ROVNICE	- 26 -
1.6.2	TOPNÝ FAKTOR OBECNĚ.....	- 27 -
1.6.3	TOPNÝ FAKTOR	- 28 -
1.6.4	PRŮMĚRNÝ SEZÓNŇNÍ TOPNÝ FAKTOR.....	- 30 -
1.6.5	SEZÓNŇNÍ TOPNÝ FAKTOR V REÁLNÉM PROVOZU	- 32 -
1.7	ZÁKLADNÍ KONSTRUKČNÍ ČÁSTI TEPELNÝCH ČERPADEL	- 32 -
1.7.1	KOMPRESOR	- 33 -
1.7.2	PARALELNÍ PRÁCE KOMPRESORŮ	- 36 -
1.7.3	VÝMĚNÍKY TEPLA	- 37 -
1.7.4	KONDENZÁTOR	- 40 -
1.7.5	VÝPARNÍK	- 40 -
1.7.6	EXPAZNÍ VENTIL	- 40 -
1.7.7	PŘÍSLUŠENSTVÍ.....	- 42 -
1.8	CHLADIVA.....	- 42 -
1.8.1	ZNAČENÍ CHLADIV	- 42 -
1.8.2	HODNOTÍCÍ UKAZATELE CHLADIV	- 43 -
1.8.3	ROZDĚLENÍ CHLADIV PODLE FYZIKÁLNÍCH VLASTNOSTÍ	- 46 -
1.8.4	ROZDĚLENÍ CHLADIV PODLE CHEMICKÉHO SLOŽENÍ.....	- 46 -
1.8.5	NEJČASTĚJI POUŽÍVANÁ CHLADIVA	- 47 -
1.8.6	CHLADIVA A LEGISLATIVA	- 48 -
1.9	ROZDĚLENÍ TEPELNÝCH ČERPADEL PODLE ZDROJE TEPLA	- 51 -
1.9.1	TČ ZEMĚ (ZEMNÍ KOLEKTOR) - VODA	- 51 -
1.9.2	TČ ZEMĚ (ZEMNÍ VRT) - VODA.....	- 52 -
1.9.3	TČ VODA (RYBNÍK, TEKOUcí VODA) - VODA.....	- 53 -
1.9.4	TČ VODA (PODZEMNÍ) - VODA	- 53 -
1.9.5	TČ VZDUCH - VODA.....	- 55 -
1.9.6	TČ VZDUCH - VZDUCH.....	- 56 -
1.10	ZPŮSOBY PROVOZU TEPELNÝCH ČERPADEL.....	- 56 -
1.10.1	MONOVALENTNÍ PROVOZ.....	- 56 -
1.10.2	MONOENERGETICKÝ PROVOZ	- 57 -
1.10.3	ALTERNATIVNĚ BIVALENTNÍ PROVOZ	- 57 -
1.10.4	PARALELNĚ BIVALENTNÍ PROVOZ	- 57 -
1.10.5	ČÁSTEČNĚ PARALELNĚ BIVALENTNÍ PROVOZ	- 58 -
2	TEPELNÁ ZTRÁTA BUDOVY	- 58 -
2.1	NÁVRHOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA VE VYTÁPĚNÉM PROSTORU	- 58 -
2.1.1	NÁVRHOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA PROSTUPEM TEPLA.....	- 59 -

2.1.2	SOUČINTEL PROSTUPU TEPLA	- 59 -
2.2	NÁVRHOVÁ TEPELNÁ ZTRÁTA VĚTRÁNÍM	- 60 -
2.2.1	HYGIENICKÉ MNOŽSTVÍ VZDUCHU	- 61 -
2.2.2	INFILTRACE VZDUCHU PLÁŠTĚM BUDOVY	- 62 -
2.2.3	VZTAHY PRO VÝPOČET PŘIROZENÉ A NUCENÉ VÝMĚNY VZDUCHU	- 63 -
2.3	PŘERUŠOVANÉ VYTÁPĚNÍ PROSTORU	- 64 -
3	NÁVRHOVÝ TEPELNÝ VÝKON TEPELNÉ SOUSTAVY BUDOV	- 65 -
3.1	ZJEDNODUŠENÁ METODA NÁVRHU TEPELNÉHO VÝKONU SOUSTAVY	- 66 -
4	PŘÍPRAVA TEPLÉ VODY	- 68 -
4.1	PROVOZNÍ TEPLOTA ROZVODU VODY	- 69 -
4.1.1	UMÍSTĚNÍ UZAVÍRACÍCH ARMATUR	- 70 -
4.1.2	VEDENÍ POTRUBÍ	- 70 -
4.2	DENNÍ POTŘEBA TEPLÉ VODY	- 71 -
5	VÝSLEDKY	- 72 -
5.1	SPECIFIKACE OBJEKTU	- 72 -
5.2	SPECIFIKACE TEPELNÉHO ČERPADLA	- 73 -
5.3	VÝPOČET SCOP NA DANÉ INSTALACI	- 76 -
5.4	MODEL OTOPNÉ SOUSTAVY	- 77 -
5.5	MĚŘENÍ	- 81 -
6	ZÁVĚR	- 81 -
7	SEZNAM POUŽITÉ LITERATURY	- 83 -
7.1	KNIŽNÍ ZDROJE	- 83 -
7.2	ZDROJE Z INTERNETU	- 83 -
7.3	OSTATNÍ ZDROJE	- 83 -
7.4	NORMY	- 84 -
8	PŘÍLOHY	- 84 -
8.1	MODEL TČ V PROGRAMU WOLFRAM MATHEMATICA	- 84 -
8.2	KATALOVOVÉ LISTY K TEPELNÉMU ČEPADLU	- 86 -

<i>Obr. 1: Graf vývoje počtu instalací tepelných čerpadel v ČR. Zdroj:[6]</i>	- 10 -
<i>Obr. 2: Graf vývoje nainstalovaného výkonu tepelných čerpadel v ČR. Zdroj:[6]</i>	- 10 -
<i>Obr. 3:Původní označení D-A-CH. Zdroj:[7]</i>	- 12 -
<i>Obr. 4: Označení Q-Labelu. Zdroj:[7]</i>	- 12 -
<i>Obr. 5: Ohřívání vody tepelným čerpadlem pouze pro přípravu teplé vody. Zdroj:[4]</i>	- 15 -
<i>Obr. 6: Tepelné čerpadlo pro vytápění vnitřních prostor a ohřev vody. Zdroj:[4]</i>	- 16 -
<i>Obr. 7: Tepelné čerpadlo pro vytápění vnitřních prostor. Zdroj:[4]</i>	- 16 -
<i>Obr. 8: Ohříváč s tepelným čerpadlem pro vytápění a přípravu teplé vody. Zdroj:[4]</i>	- 16 -
<i>Obr. 9: Toky energií tepelných čerpadel. Zdroj [5]</i>	- 21 -
<i>Obr. 10: Schéma termodynamického oběhu tepelného čerpadla. Zdroj [5]</i>	- 22 -
<i>Obr. 11: Znázornění pracovního cyklu tepelného čerpadla dle Carnotova cyklu. Zdroj []</i>	- 23 -
<i>Obr. 12: T-S diagram idealizovaného Rankinova cyklu. Zdroj:[9]</i>	- 24 -
<i>Obr. 13: P-h diagram idealizovaného Rankinova cyklu. Zdroj [9]</i>	- 25 -
<i>Obr. 14: P-h diagram skutečného oběhu chladiva v tepelném čerpadle. Zdroj [9]</i>	- 26 -
<i>Obr. 15: Základní konstrukční blokové schéma tepelného čerpadla.</i>	- 33 -
<i>Obr. 16: Princip funkce spirál kompresoru typu scroll. Zdroj [4]</i>	- 35 -
<i>Obr. 17: Kompresor scroll. Zdroj [4]</i>	- 36 -
<i>Obr. 18: Konstrukce deskového výměníku. Zdroj [10]</i>	- 38 -
<i>Obr. 19: Principiální schéma termostatického expanzního ventilu. Zdroj [11]</i>	- 41 -
<i>Obr. 20: Tepelné čerpadlo země-voda. Zdroj [11]</i>	- 51 -
<i>Obr. 21: Tepelné čerpadlo země-voda. Zdroj [11]</i>	- 52 -
<i>Obr. 22: Tepelné čerpadlo voda-voda. Zdroj [11]</i>	- 53 -
<i>Obr. 23: Tepelné čerpadlo voda-voda. Zdroj [11]</i>	- 54 -
<i>Obr. 24: Tepelné čerpadlo vzduch-voda. Zdroj [11]</i>	- 56 -
<i>Obr. 25: Monovalentní provoz. Zdroj [13]</i>	- 56 -
<i>Obr. 26: Alternativně bivalentní provoz. Zdroj [13]</i>	- 57 -
<i>Obr. 27: Paralelně bivalentní provoz. Zdroj [13]</i>	- 57 -
<i>Obr. 28: Částečně paralelně bivalentní provoz. Zdroj [13]</i>	- 58 -

<i>Tabulka 1: Minimální hodnoty COP pro přidělení Značky kvality EHPA. Zdroj:[7]</i>	- 13 -
<i>Tabulka 2: Maximální výše podpory pro tepelná čerpadla. Zdroj [8]</i>	- 20 -
<i>Tabulka 3: Zkušební podmínky pro výpočet COP. Zdroj [14]</i>	- 29 -
<i>Tabulka 4: Minimální hodnoty COP tepelného čerpadla pro získání značky Q-Label. Zdroj [14]</i> ..	- 29 -
<i>Tabulka 5: Skupiny chladiv na základě číselného označení. Zdroj [1]</i>	- 43 -
<i>Tabulka 6: Běžné průměrné ztráty chladiva za rok. Zdroj [16]</i>	- 45 -
<i>Tabulka 7: Vnitřní výpočtová teplota. Zdroj [17]</i>	- 61 -
<i>Tabulka 8: Minimální vyžadovaná hygienická intenzita výměny vzduchu. Zdroj [17]</i>	- 62 -
<i>Tabulka 9: Intenzita výměny vzduchu n_{50}. Zdroj [17]</i>	- 62 -
<i>Tabulka 10: Stínící činitel e. Zdroj [17]</i>	- 63 -
<i>Tabulka 11 Výškový korekční činitel ϵ. Zdroj [17]</i>	- 63 -
<i>Tabulka 12: Zátopový součinitel pro nebytové prostory s nočním útlumem nejvýše 12 hodin. Zdroj [17]</i>	- 64 -
<i>Tabulka 13: Zátopový součinitel pro obytné prostory s nočním útlumem nejvýše 8 hodin. Zdroj [17]</i> ...	- 65 -
<i>Tabulka 14: Hodnoty pro $f_{\Delta\theta}$. Zdroj [17]</i>	- 66 -
<i>Tabulka 15: Hodnoty pro f_k. Zdroj [17]</i>	- 67 -
<i>Tabulka 16: Třídy nejvyššího přípustného provozního přetlaku. Zdroj:[18]</i>	- 69 -
<i>Tabulka 17: Specifické potřeby vody v různých budovac. Zdroj: [19]</i>	- 72 -

1 Tepelná čerpadla

Tepelné čerpadlo je zařízení, které při dodání vnější energie dokáže tepelnou energii o nízké teplotě získané okolního prostředí - vzduchu, vody, země převést na vyšší teplotní hladinu. Nezbytnou vnější energii dodávanou tepelnému čerpadlu pro jeho provoz bývá zpravidla elektrická energie, která je využívána především k pohánění kompresoru, ale i dalších jeho částí. Z tohoto hlediska se může o tepelném čerpadle částečně hovořit jako o alternativním zdroji tepla, pokud pomineme, že spotřebovaná elektrická energie nutně nemusí být z obnovitelného zdroje.

1.1 Historie tepelných čerpadel

Princip fungování tepelného čerpadla je známý již poměrně dlouhou dobu. Základní kámen problematiky položil S. N. L. Carnot v roce 1824, kdy publikoval dílo „Úvahy o hybné síle ohně a strojích vyvolávajících tuto sílu“. Zde, v návaznosti na práci jeho otce, mimo jiné popsal cyklus čtyř po sobě následujících vratných procesů, který po něm byl později i pojmenován jako Carnotův cyklus. Z jeho práce pak vyšel i anglický fyzik William Thomson (lord Kelvin), který v roce 1852 popsal přímo právě princip tepelného čerpadla ve své druhé větě termodynamické.

Další snahy o vývoj v této oblasti nesměřovaly přímo k tepelným čerpadlům jakožto topným zařízením, nýbrž k výrobě chladicí techniky. V takovém případě se však jedná rovněž o tepelné čerpadlo, jenže pracující v opačném směru. V průběhu 19. století se postupně jako chladiva využívala voda, dietyléter (sestrojil J. Perkins 1834), metyléter, oxid uhličitý, oxid siřičitý a v roce 1859 vzniklo první zařízení pracující se čpavkem, který se jako chladivo používá dodnes. Chladicí technika se do domácností začala postupně dostávat až ve dvacátých letech 20. století a první chladicí systém byl posléze nainstalován až roku 1924 ve Švýcarsku. Zásadním bodem ve vývoji chladicí techniky byl rok 1932, kdy se poprvé použilo chladivo s obchodním názvem freon, s jehož využitím přišla na trh americká firma Kinetic Chemicals Inc.. To odstartovalo rozmach v používání chladiv na bázi chlorovaných uhlovodíků. Tato skupina chladiv byla bezpečná a nejedovatá a taktéž chemicky stálá a měla velmi dobré termodynamické vlastnosti. V té době ovšem ještě nebyl znám jejich negativní účinek vzhledem k životnímu prostředí. Freonů se tak hojně používalo až do osmdesátých let 20. století, kdy se zjistily a prokázaly negativní účinky chloru na ozónovou vrstvu. Následovalo postupné snižování výroby a využívání freonů a snaha se upnula k hledání alternativní méně škodlivé látky se stejnými nebo podobnými vlastnostmi. Od doby, kdy se začalo freonů užívat jako chladiva, jich bylo vyrobeno statisíce tun a využití našly i mimo chladicí techniku a tepelná čerpadla.

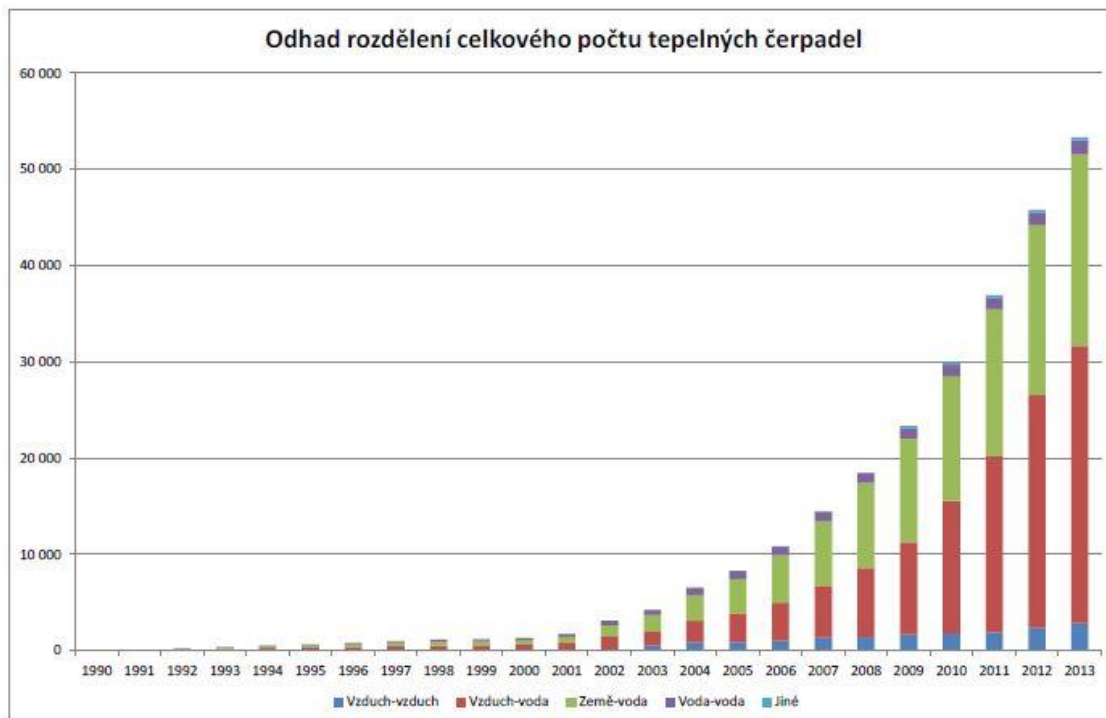
První tepelné čerpadlo fungující jako zdroj tepla zkonstruoval americký vynálezce Robertem C. Webber na konci čtyřicátých let 20. století. Původně prováděl pouze experimenty s hlubokým zamrazením a při nich zjistil, že výstupní potrubí je velmi horké. Toto teplo tedy využil napojením trubek k bojleru pro teplou vodu. Díky značné produkci tepla mohl horkou vodu také napojit na

potrubní smyčku a přes větrák vháněl teplý vzduch do místnosti. Dále se mu podařilo teplem zásobovat i s využitím zemského tepla pomocí zemních kolektorů.

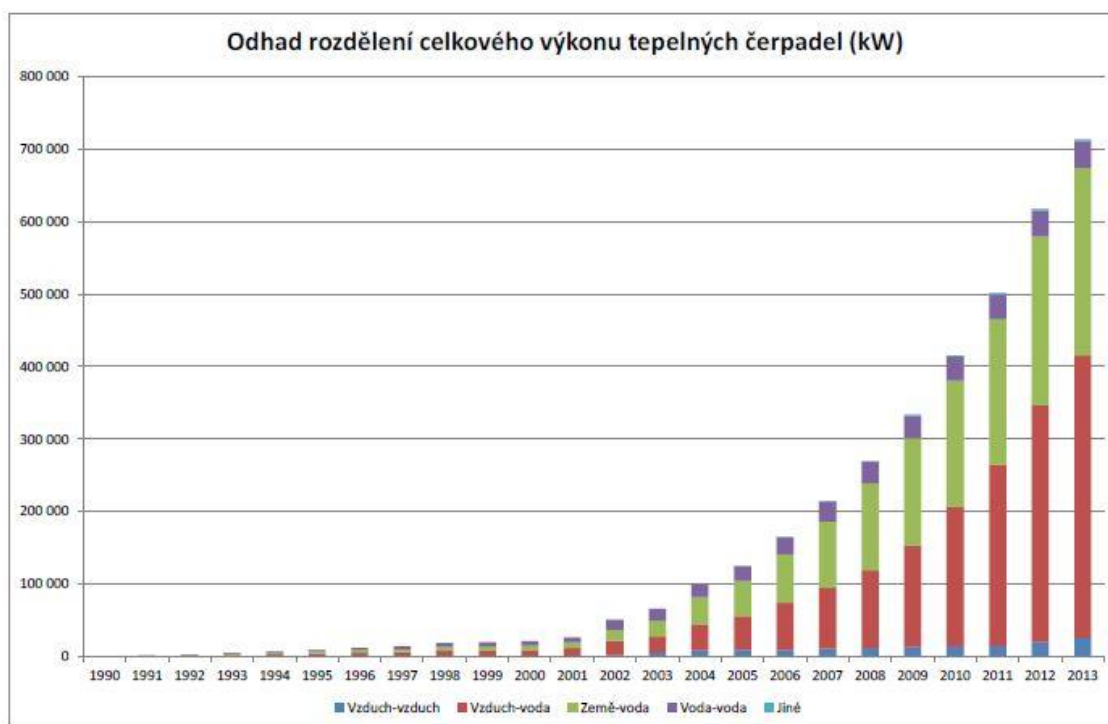
Nízké ceny energií poměrně dlouhou dobu bránily širšímu uplatnění tepelných čerpadel s ohledem na jejich pořizovací cenu. Situace se ale postupně měnila v průběhu osmdesátých let 20. století, když začalo docházet k růstu cen paliv. Při hledání úsporných opatření v rámci vytápění se tak tepelná čerpadla stala z ekonomického hlediska daleko zajímavějšími. Dalším hlediskem hovořícím ve prospěch tepelných čerpadel bylo hledisko ekologické. Tepelná čerpadla tak zaznamenala prudký nárůst v počtu instalací, který ovšem trval pouze několik málo let.

Následné rychlé snížení zájmu o tepelná čerpadla mělo dvě hlavní příčiny. Jednalo se o technické nedořešení možných provozních stavů, které mohou nastat při provozu. Princip zařízení vychází z přenášení tepla z jedné strany na druhou, přičemž vstupní a výstupní parametry se mění. Tato první generace tepelných čerpadel tak nedokázala optimálně zvládat požadavky. Také zde často docházelo k poruchám a tak zůstala dalece za očekáváním. Druhou zásadní příčinou byla nevhodná instalace zařízení. Připojení tepelného čerpadla k původnímu topnému systému s vidinou stejných výsledků ve vytápění objektu se nemohlo shledat s předpokládaným výsledkem. Tepelná čerpadla následně procházela postupným technologickým vývojem s cílem dosáhnout odpovídající kvality. Další nárůst v počtu instalací přišel až úplným koncem 20. století a od té doby počet instalací stále roste.

V České republice se instalace tepelných čerpadel začaly objevovat zhruba od roku 1990. Před tímto rokem bylo v ČR nainstalováno pouze několik tepelných čerpadel, která však sloužila hlavně k demonstračním účelům než k praktickému využívání. Postupem času se jednalo o desítky a následně stovky instalací ročně. Tepelná čerpadla pocházela převážně ze západních zemí, ale na trhu se začali objevovat i čeští výrobci. Příčinou pomalého růstu instalací bylo ekonomické hledisko. Při nízké ceně paliva se tepelným čerpadlem ušetří méně peněz a tak v počátcích návratnost investice, která byla často i více než 20 let, přesahovala životnost zařízení. Zásadní nárůst v počtu instalací tepelných čerpadel se datuje od roku 2000. S rostoucí kvalitou tepelných čerpadel a rostoucí cenou paliv se začala ekonomika provozu zlepšovat a poptávka začala vzrůstat. Tyto faktory ovlivnily samozřejmě i návratnost, která se snížila v České republice pod hranici 10 let a v západních zemích ještě více. Okolo roku 2000 také vznikaly programy pro podporu tepelných čerpadel. Státní fond životního prostředí stanovil podmínky pro přidělení dotace na instalaci tepelného čerpadla. Vznikla Asociace pro využití tepelných čerpadel (AVČT), která pomáhala s jednáním s orgány státní správy. Zavedly se se speciální sazby za elektrickou energii pro tepelná čerpadla v rodinných domech. Dokonce i přímo některá města poskytovala dotace na instalaci tepelného čerpadla.



Obr. 1: Graf vývoje počtu instalací tepelných čerpadel v ČR. Zdroj:[6]



Obr. 2: Graf vývoje nainstalovaného výkonu tepelných čerpadel v ČR. Zdroj:[6]

1.2 Zajištění kvality tepelných čerpadel

S nárůstem počtu instalací tepelných čerpadel v České republice postupně vzrostla i nabídka. Na českém trhu jsou nyní k dostání tepelná čerpadla od desítek různých výrobců z celého světa. Počet výrobků registrovaných v oficiální databázi Státního fondu životního prostředí ČR v rámci programu Zelená úsporám s nárokem na státní dotaci se pak šplhá do stovek. Přestože podmínkou pro zápis do seznamu je měření dle normy EN 14 511, u většiny těchto výrobků docházelo k měření i ve vlastních laboratořích, která nebyla vyhovující jak po stránce přístrojů, tak po stránce kvalifikovaného personálu, aby přinesla korektní informace o skutečných parametrech výrobku. Tudíž u řady výrobků nelze s jistotou potvrdit reálnou technickou úroveň a kvalitu, jež úzce souvisí s energetickou efektivností a tím i s úsporami, a musíme se spokojit s možnými zavádějícími či nepravdivými údaji. Situace na trhu tepelných čerpadel se tím mohla proto pro zákazníka zdát poněkud nepřehledná. Dlouhou dobu totiž neexistoval v České republice žádný závazný hodnotící předpis pro zařazení do určité kategorie, jako tomu je například u ledničky nebo pračky.

Potřeba provádět objektivní a spolehlivé hodnocení kvality tepelných čerpadel vyústila v roce 1998, kdy byl vytvořen systém ověřování kvality D-A-CH dle EN 255 platný pro německy hovořící země D-Německo, A-Rakousko, CH-Švýcarsko. Systém se osvědčil a dokázal dobře rozlišovat kvalitní tepelná čerpadla od těch nekvalitních. V návaznosti na systém hodnocení D-A-CH rozšířila a sjednotila Evropská asociace tepelných čerpadel (EHPA - European heat pump association) hodnotící kritéria a dala vzniknout nové metodice hodnocení kvality pro tepelná čerpadla všech systémů, platné pro všechny její členy. V rámci této metodiky, již v souladu dle EN 14 511, je tak možné objektivní a správné vzájemné porovnání a hodnocení jednotlivých tepelných čerpadel. EHPA také vytvořila novou značku kvality s názvem European Quality Label for Heat Pumps (Značka kvality tepelných čerpadel). Ta se v České republice přiděluje od roku 2010, kdy se ČR stala členem EHPA. Objektivnost a správnost hodnocení zajišťují specializované zkušebny s akreditací od EHPA, které disponují špičkovou technickou i personální úrovní. Výsledná měření od těchto zkušeben se považují za nezpochybnitelná.



Obr. 3: Původní označení D-A-CH. Zdroj:[7]



Obr. 4: Označení Q-Labelu. Zdroj:[7]

Značku kvality tepelných čerpadel uděluje dle pravidel EHPA v České republice národní komise zřízená Českou Asociací pro využití tepelných čerpadel. Mohou jí získat výrobci tepelných čerpadel pro vytápění s elektrickým pohonem, s ohřevem nebo bez ohřevu teplé vody, s tepelným výkonem až do 100kW, kde je primárním zdrojem tepelné energie vzduch, země nebo voda. Pro přidělení značky kvality musí výrobce nebo distributor na vlastní náklady splnit kritéria testu EHPA, který provádí akreditované zkušebny nebo testovací laboratoře a dále musí výrobce či distributor zajistit definované úrovně služeb.

Značka kvality:

- Poskytuje ochranu spotřebiteli, že označený výrobek má garantované kvalitativní parametry, využívá nejmodernějších technologií a má zajištěny stále propracovanější dlouhodobé výhody.
- Podporuje současnou koncepci tepelných čerpadel jako energeticky efektivních, spolehlivých a vysoce kvalitních výrobků.
- Podporuje zařazení tepelných čerpadel mezi inovační technologie pro získávání obnovitelného vnějšího tepla šetrného k životnímu prostředí.
- Napomáhá chránit existující trh tepelných čerpadel před nekvalitními výrobky.
- Poskytuje přesvědčivé argumenty (institucionální a finanční) všem institucím i investorům usilujícím o čerpání státních příspěvků.

Základní požadavky pro přidělení Značky kvality EHPA:

- Shoda výrobku s mezinárodními a národními normami, předpisy a nařízeními.
- Minimální hodnoty energetického efektu vyjádřené topným faktorem COP) definované pro jednotlivé systémy takto:

Tabulka 1: Minimální hodnoty COP pro přidělení Značky kvality EHPA. Zdroj:[7]

EN 14 511:			
NZT - Médium OS	Označení	Teploty medií NZT/OS [°C]	Hodnota COP [-]
Země - Voda	B/W	0/35	4,3
Voda - Voda	W/W	10/35	5,1
Vzduch - Voda	A/W	2/35	3,1
EN 14825:			
NZT - Médium OS	Označení	Teploty medií NZT/OS [°C]	Hodnota COP [-]
Vzduch-vzduch	A/A	-	<3,4
EN 15879-1:			
NZT - Médium OS	Označení	Teploty medií NZT/OS [°C]	Hodnota COP [-]
Země* - Voda	E/W	4/35	4,3

NZT	nízkopotenciální zdroj tepla
Médium OS	teplonosná látka otopné soustavy
Země*	přímé odpařování pracovní látky tepelného čerpadla v zemním tepelném výměníku
A	air/vzduch
W	watter/voda
B	brine/půda, zemní masiv

- Potvrzení energetických parametrů tepelného čerpadla uváděných výrobcem EHPA akreditovanou zkušebnou.
- Potvrzení technických parametrů týkajících se hlučnosti dle EN 12102.
- Existence prodejní a distribuční sítě, plánování, autorizovaný servis a provozní dokumenty v místním jazyce země, kde je tepelné čerpadlo distribuováno.
- Existence fungující sítě péče o zákazníka v oblasti servisu, která umožňuje 24 hodinovou reakční dobu na řešení stížnosti spotřebitelů.
- Minimálně dvouletá plná záruka, která musí obsahovat prohlášení o tom, že na tepelné čerpadlo budou náhradní díly k dispozici po dobu nejméně deseti let.

1.3 Legislativa tepelných čerpadel

1.3.1 Seznam důležitých norem pro tepelná čerpadla

- ČSN EN 14511 – Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru.
- ČSN EN 15316-4-2 Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení energetických potřeb a účinností soustavy - Část 4-2: Výroba tepla na vytápění, tepelná čerpadla.
- ČSN EN 14825 - Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Zkoušení a klasifikace za podmínek částečného zatížení a výpočet při sezonním nasazení.

1.3.2 Energetický štítek

Energetický štítek je zavedené jednoduché srovnávací kritérium, které nakupujícímu dává informaci o energetické náročnosti výrobku. Od jejich zavedení se energetické štítky se dlouhou dobu používaly především u domácích spotřebičů, jako jsou pračky a ledničky. Následovalo přidělování energetického štítku pro žárovky a zářivky. Energetický štítek byl také zaveden i pro hodnocení energetické náročnosti budov. S přiřazení energetického štítku nutně souvisí i technické požadavky na výrobek a jejich minimální míra splnění, aby bylo výrobek vůbec možné uvést na trh. Podle novely evropské směrnice 2005/32/ES z roku 2009 byly stanoveny nové rámce pro určení požadavků na ekodesign. Ekodesign je proces navrhování a vývoje výrobku tak, aby vedle funkčnosti, ekonomické efektivnosti, technické proveditelnosti apod., kladl důraz i na dosažení co možná nejmenšího negativního dopadu daného výrobku na životní prostředí v rámci celého jeho životního cyklu. Nové znění směrnice o ekodeignu 2009/125/ES má za cíl nadále snižovat energetickou spotřebu a zvyšovat energetickou účinnost výrobků. V roce 2010 byla přijata další směrnice 2010/30/ES hovořící o nutnosti uvádět spotřebu energie na energetickém štítku výrobků spojených se spotřebou energie.

Z výše zmíněných směrnic vychází Nařízení Komise 811 až 814, k jejichž přijetí došlo v roce 2013 a které nastavují pravidla pro energetické štítkování a uvádění výrobků na trh v Evropské unii a mají znatelný přímý nebo nepřímý podíl na produkci skleníkových plynů. Tyto nařízení se vztahují i na zdroje tepla pro vytápění vnitřních prostor a pro přípravu teplé vody. V platnost vstupují nařízení od 26. září 2015. Cílem těchto nařízení je zjednodušit orientaci spotřebitele v nabídce ohříváčů teplé vody a zdrojů tepla pro vytápění jako jsou spalovací zařízení na fosilní paliva (kromě pevných paliv), elektrokotle, ohříváče vody (elektrické, plynové, případně kombinované se solárními zařízeními) a dále zamezit uvádění nekvalitních výrobků na evropský trh. Mezi spotřebiče, kterých se tato nařízení týkají, spadají i tepelná čerpadla a ohříváče vody na bázi tepelných čerpadel.

Subjekty odpovědní za kompletní dokumentaci a splnění požadavků dle nařízení mají:

- výrobce z Evropského hospodářského prostoru (EHP), který vyrábí tepelná čerpadla;
- dovozce tepelných čerpadel pro EHP ze zemí mimo EHP;
- autorizovaný zástupce z EHP zastupující výrobce pocházejícího mimo EHP.

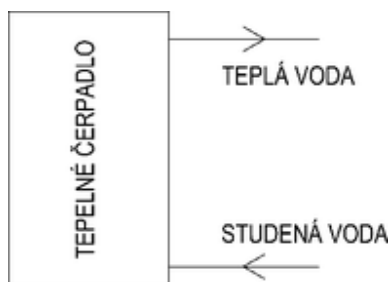
Dohled nad dodržováním pravdivých údajů uváděných na energetickém štítku mají na starost příslušné státní orgány.

1.3.3 Požadavky na energetický štítek pro tepelná čerpadla

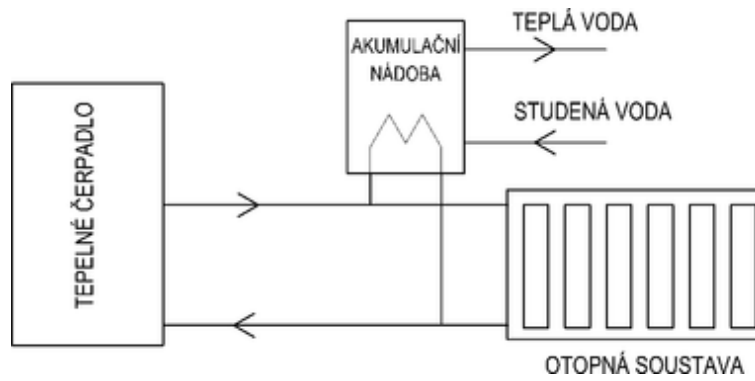
Jelikož tepelná čerpadla jsou zařízení určená k vytápění a ohřevu teplé vody a přestože využívají nízkopotenciální energii z okolí, vzhledem k tomu, že zároveň spotřebovávají elektrickou energii s nezanedbatelným negativním vlivem na životní prostředí, jako taková musí splňovat požadavky na ekodesign. Povinnost štítkování platí pro všechna tepelná čerpadla pro vytápění a kombinovaná a pro přípravu teplé vody do topného výkonu 70 kW. Požadavky na ekodesign pak platí až do výkonu 400 kW včetně. Energetické nároky u ekodesignu se plánují zpřísnit v září roku 2017 a požadavky na hladinu hluku pak v září 2018.

Směrnice rozlišuje tepelná čerpadla na různé kategorie podle způsobu zapojení. Jedná se o tepelná čerpadla pro vytápění vnitřních prostor nebo pro přípravu teplé vody (ohříváče vody) a tepelná čerpadla kombinovaná pro přípravu teplé vody a vytápění. Na tepelná čerpadla s kombinovanou funkcí vytápění i ohřevu teplé vody jsou kladeny požadavky pro minimální energetickou účinnost pro obě funkce zároveň. Zvláštní samostatnou kategorií jsou nízkoteplotní tepelná čerpadla, která při jmenovitých podmínkách nedokáží dodávat teplou vodu o více než 52 °C (pro venkovní návrhovou teplotu -7 °C) a nejsou tedy určena pro přípravu teplé vody. V případě, že tepelné čerpadlo nemá samostatný přívod studené vody, nelze zařadit mezi ohříváče vody a ani mezi kombinované ohříváče.

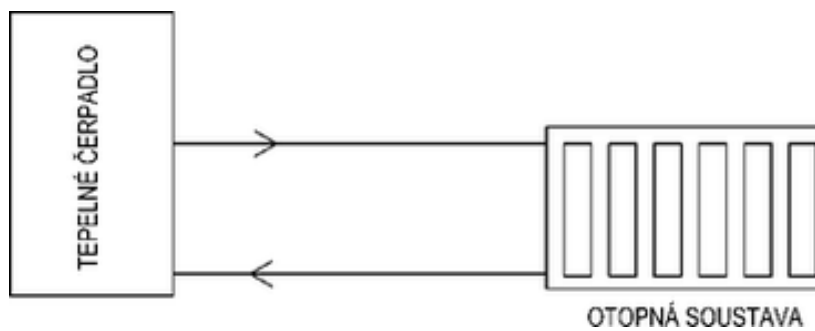
Schématické znázornění rozdílů mezi jednotlivými typy zapojení tepelných čerpadel podle Nařízení Komise 811/2013 a EU 812/2013.



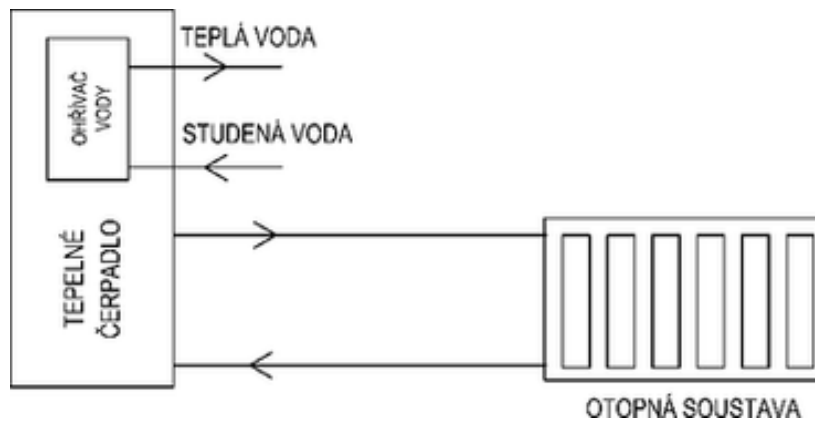
Obr. 5: Ohřívání vody tepelným čerpadlem pouze pro přípravu teplé vody. Zdroj:[4]



Obr. 6: Tepelné čerpadlo pro vytápění vnitřních prostor a ohřev vody. Zdroj:[4]



Obr. 7: Tepelné čerpadlo pro vytápění vnitřních prostor. Zdroj:[4]



Obr. 8: Ohříváč s tepelným čerpadlem pro vytápění a přípravu teplé vody. Zdroj:[4]

Druhy tepelných čerpadel podle zdroje tepla:

- voda-voda;
- solanka-voda;
- vzduch-voda.

Podle druhu tepelného čerpadla jsou pro každé z nich předepsány přesné požadavky na průběh zkoušky. Pro štítkování a na ekodesign výrobků jsou legislativně dané závazné evropské normy, které je nutné dodržovat. V legislativně schválených nařízeních existují ještě navíc jisté okrajové testovací a hodnotící podmínky a při zkouškách tepelných čerpadel ne v některých případech nepostupuje dle normy, ale podle úpravy původní normy jejím nadřazeným legislativním předpisem. Konkrétní nařízení zabývající se především štítkováním jsou Nařízení Komise 811/2013 a 812/2013. První z nich tedy Nařízení Komise 811/2013 stanovuje pravidla pro označování zdrojů tepla pro vytápění a kombinovaných zdrojů tepla pro vytápění a přípravu teplé vody a rozlišuje mezi běžným tepelným čerpadlem a nízkoteplotním. Druhé tedy Nařízení Komise 812/2013 obsahuje informace ohledně způsobu štítkování zdrojů tepla pro přípravu teplé vody. Obě tyto nařízení vzájemně souvisí a prolínají se a vyznačují se podobnou strukturou. Hodnocení efektivity u zdrojů tepla se provádí na základě zařazení do třídy energetické účinnosti od A+++ až G vyjádřené graficky na štítku podle dosažené hodnoty sezónní energetické účinnosti vytápění neboli SCOP (Seasonal coefficient of performance). Pro ohřivače vody je kritériem pro zařazení do třídy energetické účinnosti rovněž graficky na štítku na základě dosažené hodnoty energetické účinnosti při ohřevu vody. Kombinovaná zařízení pro vytápění a ohřev vody mají i kombinovaný štítek s uvedením třídy energetické účinnosti pro vytápění a pro ohřev vody. Zbýlá nařízení, která se týkají i tepelných čerpadel se zabývají požadavky ekodesignu pro uvádění zdrojů tepla a ohřivačů vody na trh v Evropské unii a jde konkrétně o Nařízení Komise 813/2013 a 814/2013.

Hodnotící kategorie tepelných čerpadel pro vytápění a kombinovaných tepelných čerpadel:

- sezónní energetická účinnost vytápění;
- energetická účinnost ohřevu vody (u kombinovaných tepelných čerpadel);
- hladina akustického výkonu.

Hodnotící kategorie tepelných čerpadel pro přípravu teplé vody:

- energetická účinnost ohřevu vody;
- užitečný objem zásobníku nebo množství smíšené vody na teplotu 40 °C;
- hladina akustického výkonu;
- statická tepelná ztráta zásobníku.

Aby mohlo být tepelné čerpadlo uvedeno na evropský trh, musí splňovat požadavky týkající se minimální energetické účinnosti pro vytápění a ohřev teplé vody a dále nesmí překročit maximální hladinu akustického výkonu. K Nařízením Komise 811-814/2013 byly vydány doplňující Sdělení Komise 2014/C 207/02 a Sdělení Komise 2014/C 207/03, které udávají příslušné normy pro potřeby štítkování a ekodesignu a definují podrobné výpočtové postupy pro určení sledovaných parametrů. Pro

ověřování všech požadavků kladených na výrobky na trhu tepelných čerpadel slouží v každém členském státu individuálně příslušný orgán, který má danou problematiku na starost. Ověřuje se vždy jeden náhodně zvolený výrobek z dané modelové řady tepelných čerpadel. Zkoušený model se považuje za vyhovující na základě toho, zda splňuje či nespĺňuje požadavky na ekodesign a také jestli odchylka mezi hodnotami výsledků zkoušky a hodnotami, které uvádí výrobce, nepřesahují limit stanovený v Nařízení komise 813/2013 nebo 814/2013. Limit pro odchylku sezónního topného faktoru pro vytápění i pro přípravu teplé vody je stanovený na maximálně 8%. V případě že daný model tepelného čerpadla nesplní podmínky a je důvodné podezření, že i ostatní výrobky z modelové řady nejsou vyhovující, přistupuje se k výběru dalších třech náhodně vybraných modelů a jejich opětovnému přezkoušení. Pokud dojde i tentokrát k situaci, kde tepelná čerpadla podmínky nespĺňují, je prohlášeno, že model tepelného čerpadla nevyhovuje a výsledky měření se oznámí zbylým členským státům Evropské unie.

1.3.4 Tarify pro tepelná čerpadla

Pro domácnosti i pro podnikatele (odběratele kategorie D a kategorie C) platí dvoutarifová sazba pro vytápění s tepelným čerpadlem a operativním řízením doby platnosti nízkého tarifu po dobu 22 hodin. Pro instalace uvedené do provozu do 31. března 2005 platí tarif D55d a C55d, ve vytápěném objektu musí být řádně nainstalován a používán systém vytápění s tepelným čerpadlem, jehož výkon odpovídá tepelným ztrátám vytápěného objektu. Pro vytápění s tepelným čerpadlem uvedeným do provozu od 1. dubna 2005 platí tarif D56d a C56d. Pro tyto sazby platí, že tepelný výkon čerpadla musí krýt minimálně 60 % tepelných ztrát vytápěného objektu.

1.3.5 Program Nová zelená úsporám

Program Nová zelená úsporám je programem Ministerstva životního prostředí ve spolupráci se Státním fondem životního prostředí ČR. Jedná se o státem přidělovanou finanční podporu při rekonstrukci a na výstavbu energeticky úsporných rodinných a bytových domů a dále o podporu při výměně nevyhovujících zdrojů vytápění a využívání obnovitelných zdrojů energie. Cílem programu Nová zelená úsporám je hlavně zlepšení stavu životního prostředí díky snížení produkce emisí znečišťujících látek a skleníkových plynů, mimo to také celková úspora spotřebované energie, stimulace ekonomiky nebo snaha o zlepšení kvality bydlení občanů České republiky. Peníze na program jdou ze státního rozpočtu ČR a pocházejí z prodeje emisních povolenek EUA (European Union Allowance) dle zákona č. 383/2012 Sb., o podmínkách obchodování s povolenkami na emise skleníkových plynů, ve znění pozdějších předpisů v rámci EU ETS v období 2013 – 2020.

Opatření podporovaná v rámci programu Nová zelená úsporám vedoucím ke snížení energetické náročnosti budov se provádějí především formou zateplení obvodových plášťů a výměnou výplní stavebních otvorů (oken a dveří). Podpora také probíhá pro výstavbu nových budov s velmi nízkou energetickou náročností blízkou se k pasivnímu standardu. Další podporovanou oblastí je výměna neekologických zdrojů tepla za ekologicky šetrnější a efektivnější zdroje jako například výměna za kotel na biomasu, plynový kondenzační kotel nebo tepelné čerpadlo a dále také instalace technologií využívajících obnovitelné zdroje energie a rekuperace tepla z odpadního vzduchu jako například solární termické a fotovoltaické systémy a jednotky nuceného větrání s rekuperací. Výše dotace se následně odvíjí na základě míry snížení energetické náročnosti budovy.

Členění programu podle typu dotovaného objektu:

- podprogram Nová zelená úsporám – rodinné domy
- podprogram Nová zelená úsporám – bytové domy

V každém podprogramu jsou definovány oblasti podpory, které jsou označeny velkými písmeny. Tyto oblasti a následně jejich podoblasti vymezují jednotlivé možnosti dotací.

Podpora pro rodinné domy:

A. Snížování energetické náročnosti stávajících rodinných domů

- dotace na zateplení obálky budovy - výměnou oken a dveří, zateplením obvodových stěn, střechy, stropu, podlahy
- podporována jsou dílčí i komplexní opatření

B. Výstavba rodinných domů s velmi nízkou energetickou náročností

- dotace na výstavbu nových rodinných domů s velmi nízkou energetickou náročností

C. Efektivní využití zdrojů energie

- dotace na výměnu původního hlavního zdroje na tuhá fosilní paliva nedosahující parametrů 3. emisní třídy za efektivní ekologicky šetrné zdroje
- na výměnu elektrického vytápění za systémy s tepelným čerpadlem
- na výměnu plynového vytápění za systém s plynovým tepelným čerpadlem nebo za jednotku kombinované výroby elektřiny a tepla využívající jako palivo zemní plyn.
- na instalaci solárních termických a fotovoltaických systémů
- na instalaci systémů nuceného větrání se zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu

Podpora pro bytové domy:

A. Snižování energetické náročnosti stávajících bytových domů

- dotace na zateplení obálky budovy - výměnou oken a dveří, zateplením obvodových stěn, střechy, stropu, podlahy. Tato opatření lze vhodně kombinovat s výměnou neekologických zdrojů tepla za efektivní, ekologicky šetrné zdroje, instalací technologií využívajících obnovitelné zdroje energie a zpětného získávání tepla z odpadního vzduchu a další.

C. Efektivní využití zdrojů energie

- na výměnu původního hlavního zdroje na tuhá fosilní paliva nedosahující parametrů 3. emisní třídy za efektivní ekologicky šetrné zdroje
- na výměnu elektrického vytápění za systémy s tepelným čerpadlem
- na výměnu plynového vytápění za plynová tepelná čerpadla
- na instalaci solárních termických a fotovoltaických systémů
- na instalaci systémů nuceného větrání se zpětným získáváním tepla z odpadního vzduchu

Podporována jsou tepelná čerpadla s elektrickým pohonem, která splňují požadavky na ekodesign dle bodu 1b), 2b), 3 a 5 přílohy č. II nařízení Komise (EU) č. 813/2013, kterým se provádí směrnice Evropského parlamentu a Rady 2009/125/ES, pokud jde o požadavky na ekodesign ohřívачů pro vytápění vnitřních prostorů a kombinovaných ohřívачů. [8]

Tabulka 2: Maximální výše podpory pro tepelná čerpadla. Zdroj [8]

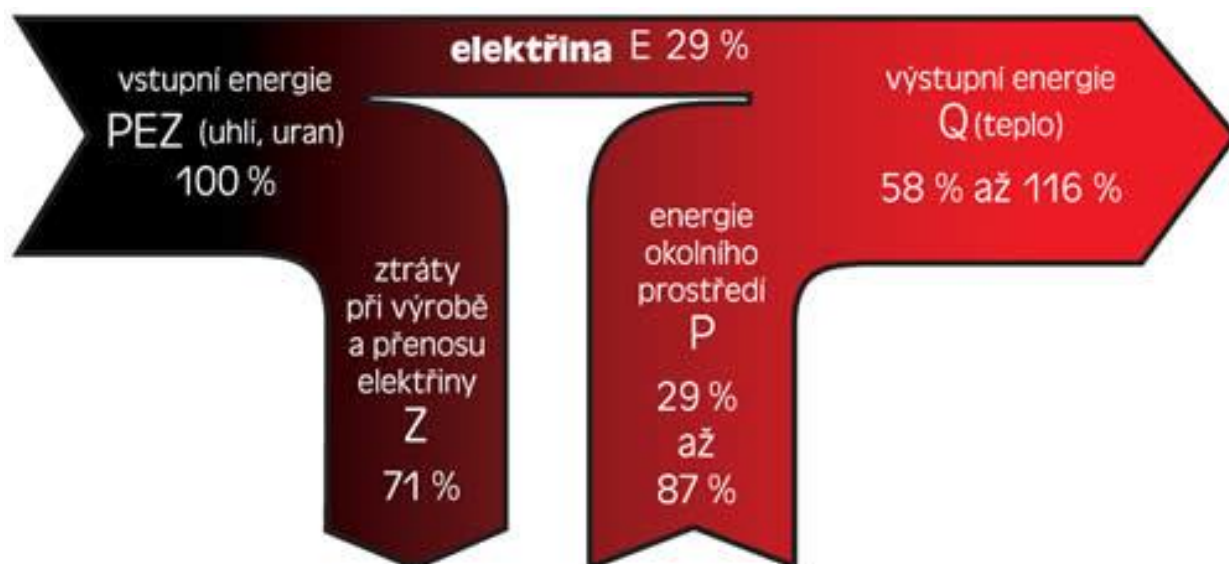
Typ tepelného čerpadla	Výše podpory podle podoblasti C1 v Kč	Výše podpory podle podoblasti C2 v Kč
Tepelné čerpadlo voda-voda	100 000	80 000
Tepelné čerpadlo země-voda	100 000	80 000
Tepelné čerpadlo vzduch-voda	75 000	60 000

1.4 Princip funkce tepelných čerpadel

Tepelné čerpadlo funguje na základě hermeticky uzavřeného okruhu proudícího chladiva, které na jedné straně z okolního zdroje - vzduch, voda nebo země teplo odebírá, přečerpá ho na vyšší teplotní úroveň a na druhé ho předává otopnému systému. Okruh chladiva odebírá a předává teplo pomocí tepelných výměníků. Výměníkem tepla rozumíme zařízení, které slouží k přenosu tepla z jednoho média na druhé bez přímého vzájemného kontaktu. Vzhledem k pevně daným fyzikálním

zákonitostem je na základě druhého termodynamického zákona jasně stanovené, že teplo nikdy nemůže samovolně přejít z chladnějšího tělesa na teplejší.

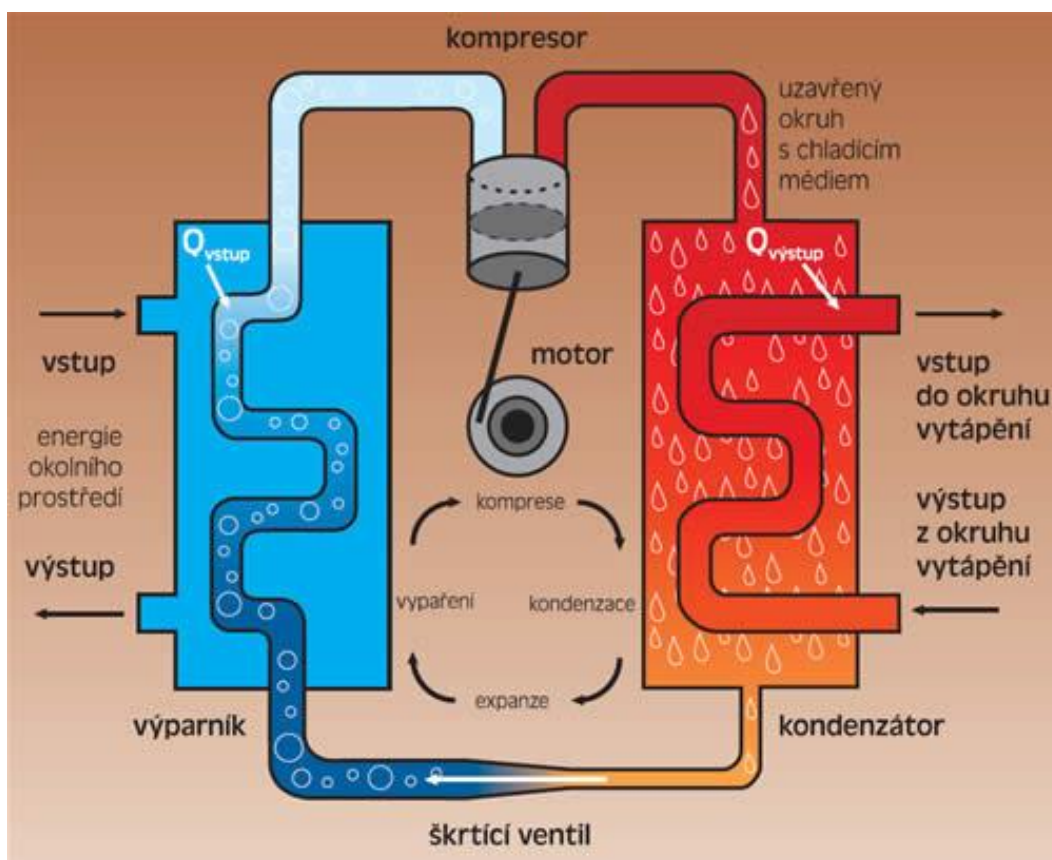
Teplo odebírané na primární straně tepelného čerpadla označujeme jako nízkopotenciální. Nízkopotenciální energie se vyskytuje ve všem okolo nás a vzniká působením slunečního záření ale i působením energie zemského jádra a radioaktivního rozpadu ve středu Země. Jedná se o tepelnou energii o nízké teplotě, která je pro potřeby vytápění nebo ohřevu teplé vody příliš chladná a nelze použít přímo. Aby se získané nízkopotenciální teplo dalo využít, je nutné ho převést na vyšší teplotní hladinu. Toho dosáhneme jedině tak, že tepelnému čerpadlu dodáme určité množství vnější energie vyšší kvality (elektrická, mechanická nebo vysokoteplotní tepelná). Touto vnější energií bývá zpravidla elektrická energie, která se využívá k pohánění motoru kompresoru uvnitř tepelného čerpadla, kompresor však v principu lze pohánět jakýmkoli motorem.



Obr. 9: Toky energií tepelných čerpadel. Zdroj [5]

Nízkopotenciální teplo se přivádí do výměníku tepla na vstupní neboli primární stranu tepelného čerpadla. Na základě zdroje, z kterého odebíráme nízkopotenciální teplo, se určuje odpovídající teplonosné médium (vzduch, voda, nemrzoucí směs) a způsob jeho dopravy do výměníku. Tomuto výměníku říkáme výparník. Do druhé části výparníku je pod velkým tlakem vháněno tryskou expanzního ventilu chladivo v kapalném stavu. Protože je tlak ve výparníku za expanzním ventilem nižší, dochází k rychlému vypařování chladiva. Na žádanou skupenskou změnu chladiva z kapaliny na páru se spotřebuje tepelná energie, které říkáme výparné teplo, a dochází tím k ochlazení chladiva ve výparníku na teplotu výrazně nižší, než je teplota nízkopotenciálního zdroje. Díky tomu lze i pomocí relativně chladné teploty přivedeného teplonosného média z okolního zdroje ohřívat podchlazené plynné chladivo. Následně je chladivo ohřáté tepelnou energií získanou z nízkopotenciálního zdroje, ale stále ještě studené, nasáno kompresorem. Kompresor stlačením

dodává plynnému chladivu energii ve formě práce a tím je uvolněna tepelná energie původně využitá pro změnu skupenství a dochází tak silnému zahřátí chladiva. V kompresoru se navíc během stlačení přidává k energii nesené plynem ještě další část energie ve formě ztrátového tepla elektromotoru kompresoru a tepla vzniklého třením pohyblivých ploch kompresoru. Stlačené plynné chladivo se z výtlaku kompresoru přivádí do sekundárního výměníku. Tento výměník se nazývá kondenzátor. Teplota chladiva vstupujícího do kondenzátoru z výtlaku kompresoru je vyšší než teplota topné vody proudící v jeho druhé polovině. V kondenzátoru tak dochází ke zkapalnění chladiva a tím k předání tepla chladnější topné vodě. Ven z kondenzátoru je chladivo již v kapalném stavu vedeno opět do expanzního ventilu a celý cyklus se spojitě opakuje stále dokola.



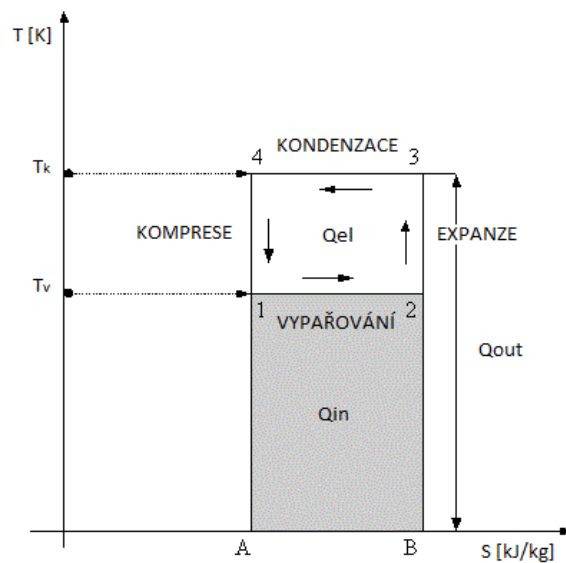
Obr. 10: Schéma termodynamického oběhu tepelného čerpadla. Zdroj [5]

1.5 Popis pracovního cyklu tepelného čerpadla

Termodynamický oběh je obecně definován jako proces, ve kterém prochází pracovní látka změnami stavu, než se vrátí do výchozího stavu. V případě tepelného čerpadla tento cyklus vykonává chladivo a termodynamický oběh tepelného čerpadla se dělí na čtyři základní děje. Jsou jimi vypařování, komprese, kondenzace a expanze.

1.5.1 Carnotův cyklus

Pracovní cyklus tepelného čerpadla lze při zjednodušení přirovnat ke Carnotovu cyklu. Carnotův cyklus je oběh, který má ze všech oběhů probíhajících mezi stejnými mezními teplotami T_{\max} a T_{\min} největší tepelnou účinnost. Jedná se o levotočivý cyklus zahrnující dvě změny expanzní a to adiabatickou a izoentropickou a dvě změny kompresní a to rovněž adiabatickou a izoentropickou. Jakýmkoliv skutečným oběhem se můžeme nanejvýš ke Carnotovu oběhu přiblížit. Z toho vyplývá, že popis pracovního cyklu tepelného čerpadla Carnotovým oběhem je pouze teoretický a že takový cyklus v reálném zařízení nedá uskutečnit.



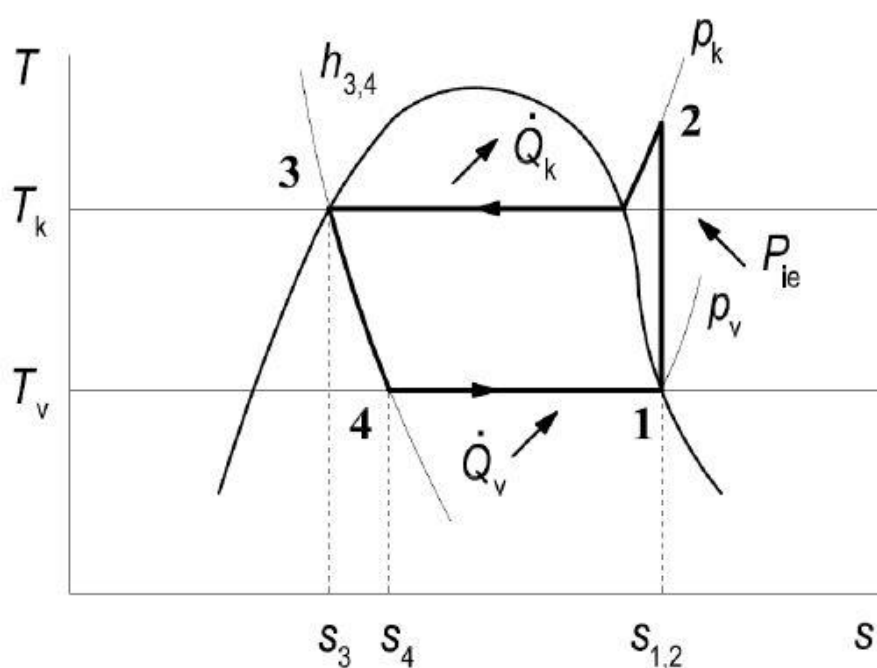
Obr. 11: Znárodnění pracovního cyklu tepelného čerpadla dle Carnotova cyklu. Zdroj []

- T teplota [K];
S entropie [kJ/kg];
1-2 izoentropické vypařování (při stálé teplotě);
2-3 adiabatická (izoentropická) komprese (za stálého tlaku);
3-4 izoentropická kondenzace (při stálé teplotě);
4-1 adiabatická (izoentropická) expanze (za stálého tlaku).

Plocha označená na obrázku jako Q_{in} úměrně zobrazuje množství energie získané z nízkopotenciálního zdroje tepla a plocha Q_{el} úměrně zobrazuje množství energie dodané ze sítě pro kompresi během pracovního cyklu. Jejich součet Q_{out} se pak rovná celkové tepelné energii, kterou tepelné čerpadlo dodává topnému systému.

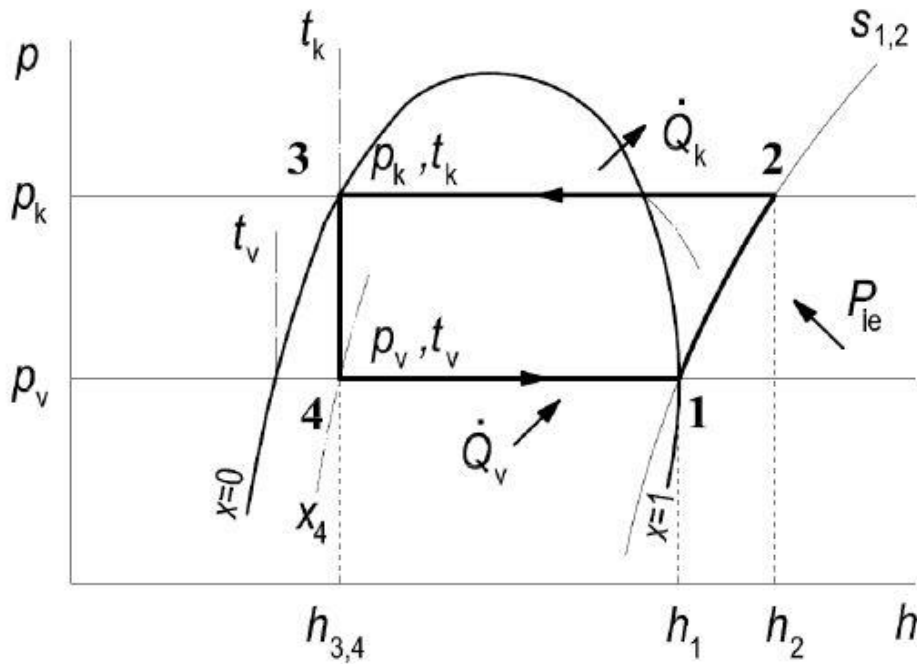
1.5.2 Rankinův cyklus

Popis pracovního cyklu tepelného čerpadla idealizovaným Rankinovým cyklem odpovídá realitě uvnitř tepelného čerpadla mnohem více než teoretickým Carnotovým cyklem. Přestože se jedná o idealizovaný cyklus, nemá od popisu skutečného pracovního cyklu tepelného čerpadla daleko. Idealizovaný Rankinův cyklus totiž oproti skutečným podmínkám předpokládá, že nedochází k žádnému podchlazení nebo přehřátí chladiva, tedy že krajní stavy chladiva zůstávají na mezi sytosti, že nedochází k žádným tlakovým ztrátám v oběhu chladiva (potrubí, výměníky), že je tepelné čerpadlo dokonale tepelně izolované a nedochází tak k žádné výměně tepla s okolím a hlavně že se jedná o izoentropickou tudíž bezztrátovou kompresi.



Obr. 12: T-S diagram idealizovaného Rankinova cyklu. Zdroj:[9]

- T teplota [K];
- S entropie [kJ/kg];
- 1-2 izoentropická komprese (syté páry na přehřátou);
- 2-3 izobarická kondenzace (přehřáté páry na mez sytosti a následně na mez syté kapaliny);
- 3-4 izoentalpická expanze (na mokrou páru snížením tlaku, nekoná se práce);
- 4-1 izobarické vypařování (na mez syté páry).



Obr. 13: P-h diagram idealizovaného Rankinova cyklu. Zdroj [9]

- p tlak [kPa];
h entalpie [kJ/kg];
1-2 izoentropická komprese (syté páry na přehřátou);
2-3 izobarická kondenzace (přehřáté páry na mez syté kapaliny);
3-4 izoentalpická expanze (na mokrou páru snížením tlaku, nekoná se práce);
4-1 izobarické vypařování (na mez syté páry).

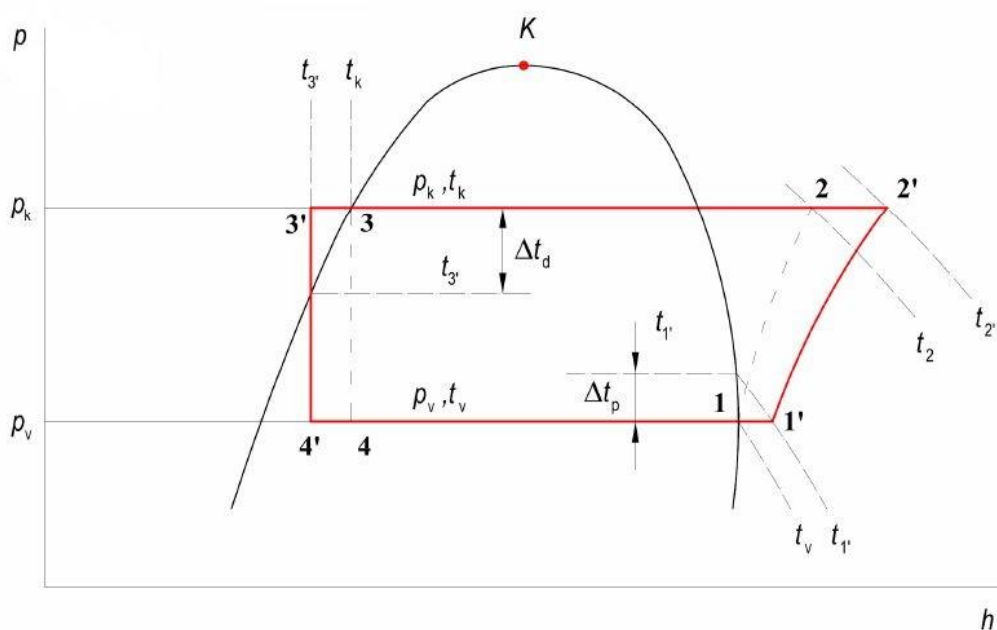
1.5.3 Skutečný pracovní cyklus tepelného čerpadla

Skutečný oběh se od Rankinova oběhu liší tím, že dochází jednak k podchlazení chladiva a zároveň k i přehřívání jeho par. Dále tím, že při reálné kompresi dochází namísto izoentropického tedy bezztrátového děje k izoentalpickému ději. Podchlazení i přehřívání chladiva jsou v pracovním cyklu žádoucí a dochází k nim záměrně.

Podchlazením chladiva se dostáváme do místa pod křivkou meze syté kapaliny. Podchlazení je výhodné pro správné fungování expanzního ventilu. Podchlazením zajišťujeme přítok kapalného chladiva a tím se stabilizuje funkce, minimalizuje se kavitace a celkově se i prodlužuje životnost celého expanzního ventilu.

Přehříváním par chladiva nasávaných kompresorem se zvyšuje tepelný výkon předávaný otopnému systému. Dále díky přehřívání par dochází na sání kompresoru k nižšímu opotřebení, čímž se prodlužuje jeho životnost. K přehřátí dochází funkcí termostatického expanzního ventilu, přívodem

tepla z okolí, odpadním teplem z motoru uvnitř kompresoru nebo vnitřní rekuperací tepla ve výměníku za výparníkem.



Obr. 14: P-h diagram skutečného oběhu chladiva v tepelném čerpadle. Zdroj [9]

p tlak [Pa];

h entalpie [kJ/kg];

1'-2' polytropická komprese (přehřáté páry);

2'-3' izobarická kondenzace (přehřáté páry za mez sytosti kapaliny);

3'-4' izoentalpická expanze (na mokrou páru snížením tlaku, nekoná se práce);

4'-1' izobarické vypařování (za mez syté páry).

1.6 Základní rovnice tepelného čerpadla

Základní matematické vztahy vycházejí z prvního a druhého termodynamického zákona a také z rovnice popisující topný faktor ε_T .

1.6.1 Bilanční rovnice

Tepelná bilance okruhu tepelného čerpadla lze vyjádřit dvěma rovnicemi:

$$\dot{Q}_k = P_{ie} + \dot{Q}_v$$

\dot{Q}_k je otopný výkon v kondenzátoru [kW];

\dot{Q}_v je tepelný výkon odebíraný z okolí do výparníku [kW];

P_{ie} je elektrická energie dodaná kompresoru [kW].

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}}$$

ε_T je topný faktor tepelného čerpadla [-].

První rovnice vyjadřuje první větu termodynamickou, která říká, že součet všech energií v izolovaném systému je konstantní a dále pak také, že energii nelze z ničeho vyrobit a lze ji pouze přeměňovat. Rovnice tedy vyjadřuje, že získaný topný výkon tepelného čerpadla Q_k je dán součtem tepla od nízkopotenciálního zdroje Q_v a elektrického příkonu P_{ie} dodávaného do systému kompresorem.

Druhá rovnice vyjadřuje druhou větu termodynamickou, která říká, že teplo nemůže samo o sobě přecházet z prostředí o teplotě nižší do prostředí s teplotou vyšší. Není tedy možné sestavit tepelný stroj, nezpůsobující žádné jiné změny, než produkování práce odjímáním ekvivalentního množství tepla ze zdroje o stálé teplotě. Tato fakta potvrzují nutnost přivádět energii z jiného zdroje. V souladu s výše uvedeným pak platí druhá rovnice, která vyjadřuje účinnost tepelného čerpadla, která se nazývá topný faktor tepelného čerpadla ε_T . Topný faktor podle bilančního vztahu znásobuje dodaný elektrický příkon tepelnému čerpadlu P_{ie} . Výsledkem tohoto součinu je celkový dodaný topný výkon Q_k .

1.6.2 Topný faktor obecně

Topný faktor tepelného čerpadla je bezrozměrná veličina, uvádějící poměr kolikrát větší bude získaný vytápěcí výkon oproti vynaloženému energetickému příkonu. O topném faktoru tak můžeme prohlásit, že se jedná o jakési měřítko efektivity provozu. Označuje se většinou ε_T nebo COP (Coefficient of Performance). Vedle pořizovacích nákladů, výkonu nebo druhu zdroje nízkopotenciálního tepla se tak jedná o jeden z nejdůležitějších parametrů pro výběr tepelného čerpadla. V případě topného faktoru se nejedná o pevně danou hodnotu a jeho hodnota během roku zpravidla kolísá. Na hodnotu topného faktoru mají vliv různé faktory. Topný faktor asi nejvíce ovlivňuje rozdíl mezi teplotou odebíranou z nízkopotenciálního zdroje a teplotou při které odevzdáváme teplo otopné soustavě. Proto pro správné porovnání dvou tepelných čerpadel nestačí pouhá hodnota topného faktoru, ale je nutné znát i podmínky, při kterých byl naměřen. Dále může mít na topný faktor vliv také to, do jaké otopné soustavy se teplo dodává, což ovšem opět souvisí s požadavkem na dodávanou teplotu.

Topný faktor počítaný na základě Carnotova cyklu:

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}} = \frac{T_k}{T_k - T_v}$$

ε_T je topný faktor tepelného čerpadla [-];

T_k je kondenzační teplota ($T_k = \theta_k + 273,15$) [K];

T_v je výparná teplota ($T_v = \theta_v + 273,15$) [K].

Ze vztahu pro Carnotův cyklus jasně plyne, že na velikost topného faktoru tepelného čerpadla má zásadní vliv velikost výparné a kondenzační teploty, potažmo teploty dodávané nízkopotenciálním zdrojem a teplotou při které dodáváme teplo do otopného systému. Nejefektivněji proto bude tepelné čerpadlo pracovat při co nejmenším rozdílu těchto teplot.

Topný faktor počítaný na základě Rankinova cyklu:

$$\dot{Q}_v = \dot{M}_{ch} \cdot (h_1 - h_4)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_4)$$

$$P_{ie} = \dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_1)$$

$$\dot{Q}_k = \dot{Q}_v + P_{ie}$$

\dot{M}_{ch} - hmotnostní průtok chladiva [kg/h]

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}} = \frac{\dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_4)}{\dot{M}_{ch} \cdot (h_2 - h_1)} = \frac{h_2 - h_4}{h_2 - h_1}$$

Topný faktor počítaný na základě skutečného oběhu tepelného čerpadla:

$$\varepsilon_T = \frac{\dot{Q}_k}{P_{ie}} = \frac{h_{2'} - h_{4'}}{h_{2'} - h_{1'}}$$

1.6.3 Topný faktor

Podmínky pro správné určení topného faktoru tepelného čerpadla stanovuje norma ČSN EN 14511. Topný faktor se v souladu s normou stanovuje v předepsaných laboratorních podmínkách pro danou sadu vstupních podmínek u výparníku a výstupních u kondenzátoru pro zachycení dostatečného provozního rozsahu. K největšímu počtu měřených provozních podmínek dochází u zkoušek tepelných čerpadel, která mají jako zdroj nízkopotencionální energie vzduch, protože u vzduchu dochází na vstupu do výparníku ke změně teplot v největším rozsahu. Naopak nejmenší počet zkoušek měřených provozních podmínek je u tepelných čerpadel voda-voda.

Tabulka 3: Zkušební podmínky pro výpočet COP. Zdroj [14]

	voda-voda		země-voda			vzduch-voda				
T_k/T_v	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										

V tabulce je názorná ukázka možná kombinace hodnot kombinací teplot pro vstup do výparníku a výstup z kondenzátoru pro měření definované dle ČSN EN 14511. Vyznačená políčka v tabulce označují kombinace, jejichž minimální hodnotu stanovuje norma.

Tabulka 4: Minimální hodnoty COP tepelného čerpadla pro získání značky Q-Label. Zdroj [14]

ČSN EN 14 511:			
NZT - Médium OS	Označení	Teploty medií NZT/OS [°C]	Hodnota COP [-]
Země - Voda	B/W	0/35	4,3
Voda - Voda	W/W	10/35	5,1
Vzduch - Voda	A/W	2/35	3,1

Tabulka s požadavky na minimální hodnotu COP neodpovídá přesnému znění normy ČSN EN 14511, kde je stanoveno pro tepelné čerpadlo vzduch-voda jako výchozí hodnota minimálního topného faktoru pro podmínky A7/W35. Z historického hlediska se ovšem stále setkáváme i s používáním kritéria pro podmínky A2/W35. Tyto podmínky jsou stanoveny i pro získání značky kvality tepelných čerpadel (European Quality Label for Heat Pumps) přidělovanou EHPA (European heat pump association) prostřednictvím národní komise zřízenou Českou Asociací pro využití tepelných čerpadel a dále se tyto podmínky v návaznosti na značku kvality převzaly pro program Ministerstva životního prostředí Zelená úsporám a jeho nástupce Nová zelená úsporám. Samotná hodnota topného faktoru je dnes již z hlediska důležitosti málo podstatná kvůli zavedení směrnic na ekodesign a nařízení komise na štítkování, které stanovují podmínky na základě průměrného sezónního topného faktoru (SCOP).

Zkoušky tepelných čerpadel, zejména u typů se vzduchem jakožto zdrojem nízkopotenciálního tepla, probíhají na základě změřeného poměru středního tepelného výkonu a středního elektrického příkonu za stanovený zkušební časový úsek. Během tohoto času je také potřeba provést několik cyklů na odtávání na straně výparníku tepelného čerpadla. Na celkovém počítaném elektrickém příkonu se tak podílejí kromě příkonu kompresoru ještě nároky na odtávání, elektrická energie spotřebovaná na

provoz regulačních a zabezpečovacích prvků a příkon nutný na vyrovnání tlakových ztrát vznikajících ve výparníku a kondenzátoru tepelného čerpadla při průtoku chladiva. Pokud tedy má tepelné čerpadlo zabudované i oběhové čerpadlo, do elektrického příkonu pro výpočet COP se bere pouze ta jeho část, která odpovídá tlakovým ztrátám výměníků.

Zjednodušený výpočet topného faktoru na základě teoretického topného faktoru:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_k}{P_{ie}} = \eta_{T\check{c}} \cdot \frac{T_k}{T_k - T_v}$$

$\eta_{T\check{c}}$ je porovnávací činitel tepelného čerpadla (0,4 až 0,6 obvykle se počítá s 0,5).

Výpočet topného faktoru se započítáním příkonu ostatních komponentů:

$$\varepsilon_T = \frac{Q_k}{P_{ie} + P_{aux}}$$

P_{aux} je elektrický příkon potřebný pro překonání tlakové ztráty výparníku a kondenzátoru, odtávání výparníku a vlastní regulaci tepelného čerpadla.

1.6.4 Průměrný sezónní topný faktor

Průměrný sezónní topný faktor je dalším způsobem vyjádření efektivity tepelného čerpadla. Označujeme ho pomocí zkratky SCOP (Seasonal coefficient of performance). Na rozdíl od topného faktoru COP, který vyjadřuje provozní efektivitu tepelného čerpadla pouze pro jednu kombinaci provozních podmínek, SCOP udává souhrnnou efektivitu tepelného čerpadla na základě měnících se podmínek během celého roku. Při provozu tepelného čerpadla totiž dochází ke změně teplotních podmínek během roku jak na primární straně u výparníku, kde se získává teplo z nízkopotenciálního zdroje, tak na straně sekundární u kondenzátoru, kde se teplo předává topnému systému, na základě změny odběrového výkonu, který pokrývá tepelné čerpadlo svým tepelným výkonem nebo je popřípadě doplněno o záložní zdroj podle toho, jak je dimenzován výkon tepelného čerpadla vzhledem k odběru.

Sezónní průměrný topný faktor SCOP je přesně definovaný normou ČSN EN 14825. Hodnota SCOP se určuje z celoroční bilance tepla produkovaného tepelným čerpadlem a pokrytím potřeby tepla v objektu definovaného návrhovou tepelnou ztrátou v otopné sezóně se standardizovanými provozními a klimatickými podmínkami. Výpočet se provádí pro daný počet dní v topné sezóně podle definovaného klimatického pásma rozděleného do teplotních intervalů po 1 K. SCOP současně zahrnuje kromě efektivity produkce tepla v aktivním chodu tepelného čerpadla také ztráty vlivem cyklování, případnou potřebnou energii pro provoz záložního zdroje tepla, ztráty spojené s vychlazením výměníků když tepelné čerpadlo neběží, energie pro udržení kompresoru na správné

pracovní teplotě a další. K výpočtu SCOP je třeba mít sadu laboratorně naměřených hodnot výkonu a topného faktoru tepelného čerpadla pro různé kombinace provozních podmínek v souladu s ČSN EN 14511 a ČSN EN 14825. Pro mezilehlé hodnoty dochází k jejich interpolaci.

Pro výpočet SCOP jsou definována tři klimatická pásma:

- teplejší – Atény s návrhovou venkovní teplotou +2 °C a délce otopné sezóny 3590 hodin;
- průměrná – Štrasburk s návrhovou venkovní teplotou –10 °C a délce otopné sezóny 4910 hodin;
- chladnější – Helsinky s návrhovou venkovní teplotou –22 °C a délce otopné sezóny 6446 hodin.

Výpočet SCOP se vztahuje ke konkrétní návrhové tepelné ztrátě budovy, kterou bude tepelné čerpadlo zásobovat teplem. Je proto nutné znát ještě bod bivalence a naměřit jeho hodnotu v certifikované zkušebně. Bod bivalence je bod ve kterém topný faktor a topný výkon tepelného čerpadla odpovídá tepelné ztrátě budovy tedy jejímu odběrovému tepelnému výkonu. Zvolená návrhová tepelná ztráta budovy ovlivňuje SCOP tepelného čerpadla v závislosti na potřebě dohřevu záložním zdrojem tepla, kterým bývá zpravidla elektrokotel. S klesající návrhovou ztrátou bude klesat hranice pro dohřev záložním zdrojem, ale porostou energetické ztráty vlivem cyklování a naopak.

Obecný vzorec pro výpočet SCOP:

$$SCOP = \frac{Q_H}{Q_{HE}}$$

Q_H je referenční roční požadavek na vytápění [kWh];

Q_{HE} je roční spotřeba elektrické energie [kWh].

Referenční požadavek na vytápění se vypočítá ze vztahu:

$$Q_H = P_{designh} \cdot H_{HE}$$

$P_{designh}$ je navrhované tepelné zatížení [kW];

H_{HE} je počet hodin v aktivním režimu vytápění podle přílohy normy ČSN EN 14825 [h].

Roční spotřeba elektrické energie se vypočítá ze vztahu:

$$Q_{HE} = \frac{Q_H}{SCOP_{on}} + H_{TO} \cdot P_{TO} + H_{SB} \cdot P_{SB} + H_{CK} \cdot P_{CK} + H_{OFF} \cdot P_{OFF}$$

$H_{TO,SB,CK,OFF}$	je počet hodin ve vypnutém stavu termostatu, v pohotovostním režimu, v režimu zahřívání klikové skříně a ve vypnutém režimu;
$P_{TO,SB,CK,OFF}$	je příkon ve vypnutém stavu termostatu, v pohotovostním režimu, v režimu zahřívání klikové skříně a ve vypnutém režimu;
$SCOP_{on}$	je průměrný topný faktor v sezonním aktivním režimu.

Výsledná hodnota SCOP se používá pro klasifikaci tepelných čerpadel pro zařazení do odpovídající třídy účinnosti na energetickém štítku. K tomu dochází na základě Nařízení Komise 811/2013 a zároveň pro porovnání s minimálními požadavky na ekodesign podle Nařízení Komise 813/2013.

1.6.5 Sezónní topný faktor v reálném provozu

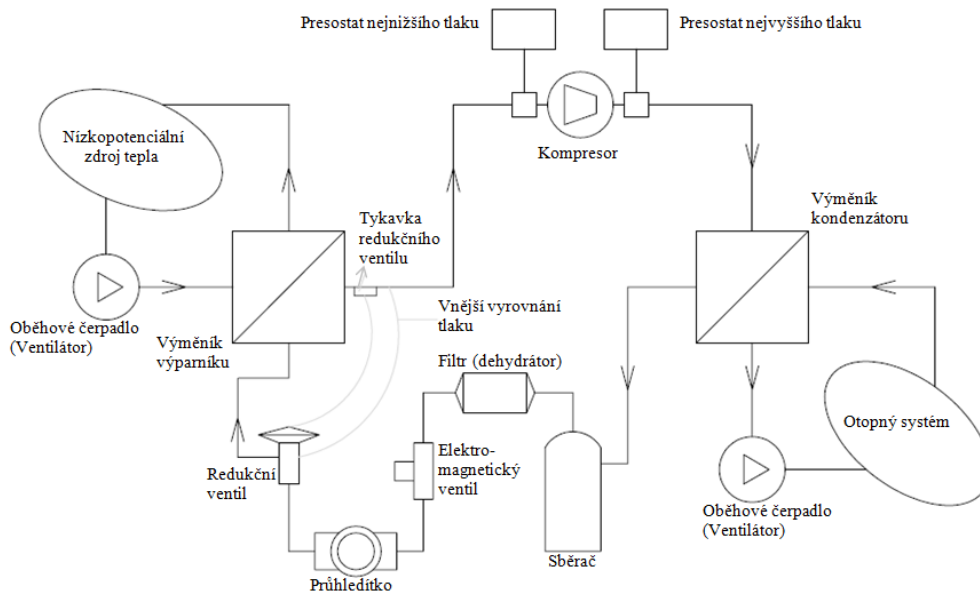
Naměřený sezónní topný faktor v reálném provozu se značí SPF (Seasonal performance factor). Jedná se o přímé měření na instalaci tepelného čerpadla zásobující teplem obytný prostor. Vzhledem k tomu, že se jedná o konkrétní měření, dokáže zachytit změnu podmínek na primární i sekundární straně daleko přesněji, než v případě laboratorních měření, která vychází z výpočtu na základě standardizovaných provozních a klimatických podmínek. Jedná se tak o nejpřesnější vyhodnocení efektivity tepelného čerpadla.

$$SPF = \frac{Q_{T\check{C}}}{P_{T\check{C},CELK}} = \frac{Q_{VYT} + Q_{TV}}{P_{T\check{C}} + P_{ZZ} + P_{pom}}$$

$Q_{T\check{C}}$	je tepelný výkon dodaný tepelným čerpadlem za celý rok [kWh];
$P_{T\check{C},CELK}$	je celkový elektrický příkon dodaný tepelnému čerpadlu za celý rok [kWh];
Q_{VYT}	je tepelný výkon dodaný pro vytápění [kWh];
Q_{TV}	je tepelný výkon dodaný pro ohřev teplé vody [kWh];
$P_{T\check{C}}$	je elektrický příkon tepelného čerpadla [kWh];
P_{ZZ}	je elektrický příkon záložního zdroje [kWh];
P_{pom}	je elektrický příkon pomocných zařízení (oběhové čerpadlo, regulace) [kWh].

1.7 Základní konstrukční části tepelných čerpadel

Tepelné čerpadlo se skládá ze čtyř hlavních základních částí tvořících chladicí okruh. Jsou jimi výparník, kompresor, kondenzátor a expanzní ventil. Tímto okruhem proudí pracovní látka s nízkým bodem varu obecně pojmenovaná chladivo, která odebírá nízkopotenciální teplo venkovního prostředí a předává ho otopné soustavě.



Obr. 15: Základní konstrukční blokové schéma tepelného čerpadla.

1.7.1 Kompresor

Kompresor je bezpochyby nesmírně důležitou součástí tepelného čerpadla. Díky kompresoru dochází k nasávání par chladiva z výparníku, jejich stlačení na vyšší tlak uvnitř kompresoru, čímž dochází zároveň k silnému zahřátí, a následně předání chladiva kondenzátoru, kde chladivo zkapalní a tím předá teplo otopné soustavě. Hodnota tlaků a teplot chladiva v sacím a výtlačném potrubí kompresoru je závislá na konkrétním typu chladiva a na pracovních podmínkách tepelného čerpadla. Tlaky a teploty se nejčastěji v sacím potrubí pohybují v rozmezí 0,1-0,5 MPa a -20-10 °C a ve výtlačném potrubí bývají tlaky a teploty 0,5-2,5 MPa a 60-100 °C. Součástí kompresorů také bývají vestavěné ochranné prvky proti nárůstu tlaku pomocí přetlakových ventilů. Pro mechanickou práci motoru kompresoru se u tepelných čerpadel využívá nejčastěji elektrická energie, ale motor lze pohánět i jinými způsoby. U kompresorů je také nehledě na typ důležitý jejich sací výkon, jedná se o objem par nasátých z výparníku v závislosti na tlaku v sacím hrdle.

Mezi nejdůležitější podmínky kladené na kompresory tepelných čerpadel patří schopnost provozu v celém určeném rozsahu teplot a tlaků (až jednotky MPa), dostatečný sací výkon, dobrá provozní spolehlivost, snadná údržba, dlouhá životnost, vysoká účinnost, co nejnižší spotřeba elektrické energie a nízká pořizovací cena.

Obecně jsou kompresory vyráběné v různých velikostech a s různými druhy zapouzdření. Typy zapouzdření jsou hermetické, polohermetické a otevřené. V oblasti tepelných čerpadel se dnes nejčastěji používají kompresory spirálové neboli scroll, které díky svým výhodnějším vlastnostem vytlačily kompresory pístové, a nejvíce se využívá typu zapouzdření s hermetickým pouzdrém.

Hermetické provedení kompresorů:

Jedná se o kompresor, kde je jako celek ve společné nádobě a na společné hřídeli elektromotor i kompresor. Olejová náplň uvnitř nádoby je také pro oba společná. Velikou výhodou tohoto provedení je dokonalá těsnost, kde ven z nádoby vede jen sací a výtlačné potrubí a díky tomu nemůže docházet k úniku chladiva.

Polohermetické provedení kompresorů:

Polohermetické provedení je specifické tím, že sice má elektromotor i kompresor na jedné hřídeli, tudíž je není potřeba navzájem utěšňovat, ale kompresor, ventilová deska i kliková skříň jsou přístupné přes demontovatelná víka. Kompresory tohoto typu bývají nejčastěji pístové a používají se pro velká chladicí zařízení.

Otevřené provedení kompresorů:

V otevřeném provedení se jedná o samotný kompresor, jehož hřídel je utěsněná pouze ucpávkou sloužící proti úniku chladiva a je vyvedená ven ze skříně. Pohon pro takový kompresor může kromě elektromotoru obstarávat i spalovací nebo jiný motor. Toto provedení se využívá například pro klimatizační jednotky do automobilů.

Hermetický pístový kompresor

Jedná se o nejčastěji používaný typ kompresoru zejména v malých provedeních, které mají příkon v rozmezí desítek wattů až do několika set. Tento typ se používá prakticky běžně u všech typů chladniček nebo mrazících pultů. Hermetický pístový kompresor je vyráběný už desítky let, tudíž je technologie jeho výroby velice dobře zvládnutá od zpracování konstrukce a podobně. Díky tomu dosahují tyto kompresory vysoké životnosti, nezřídka přes 20 let a více. Moderní provedení konstrukce také výrazně snižuje jejich hlučnost, která je ovšem stále vyšší než u typů kompresorů scroll. Kompresor je často přímo do výrobce dodáván s tlumícím krytem hlučnosti, který současně slouží i jako tepelná izolace.

Chlazení elektromotoru zde obstarávají páry nasátého chladiva. Elektromotor a kompresor mají společnou olejovou náplň. U pístových kompresorů by nemělo dojít při práci k nasátí kapaliny, což by mělo s největší pravděpodobností za následek poškození. Přestože někteří výrobci udávají, že jejich výrobky díky velkému vnitřnímu objemu chránícím před kapalinovým rázem, nasátí kapaliny snesou, v provozu se těmito situacím snažíme vyhnout pomocí ochranných opatření jako například zařazením odlučovače kapalného chladiva do sacího potrubí.

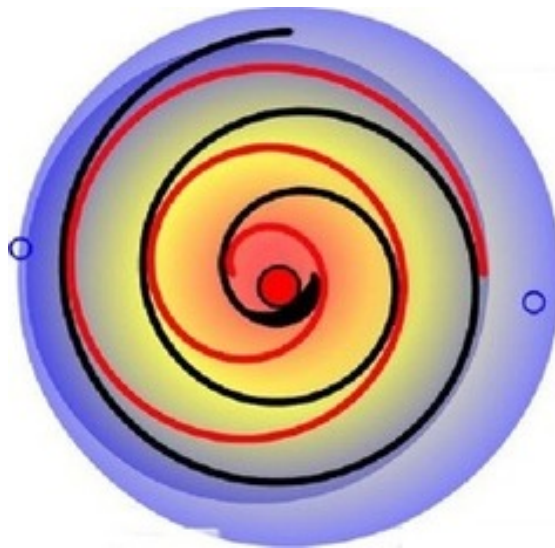
Pístové kompresor s menším výkonem bývají obvykle jednofázové s pomocnou fází sloužící pro rozběh a pro kompresory s vyšším výkonem se používají trojfázové asynchronní motory. Výkonnější druhy kompresoru mají navíc ještě i vnitřní tepelnou ochranu vinutí motoru a také přetlakovou pojistku spojující výtlač se sáním v případě překročení tlaku. U většiny pístových

kompresorů nezáleží na smyslu otáčení. Účinnost těchto kompresorů se pohybuje u malých strojů kolem 50 – 70 % a u stojů velkých přibližně 55 – 80 %.

Hermetický spirálový kompresor (scroll)

Tento typ kompresoru je z hlediska délky jeho vyrábění a používání modernější, přestože jeho princip byl patentován už na začátku dvacátého století. V současnosti se jedná o nejrozšířenější typ kompresoru používaných pro tepelná čerpadla.

Základem konstrukce kompresoru scroll jsou dvě do sebe vložené spirály. První je horní pevná s otvorem v jejím středu spojeným s výtlačnou trubicou. Druhá spodní nevykonává otáčivý pohyb, ale krouživý uvnitř horního dílu pomocí excentru, který je na hřídeli motoru. Mezi těmito spirálami se tak v místech s odlišným zakřivením vytvářejí plynové kapsy, které jsou neustále posouvány směrem do středu spirál a tím dochází ke stlačování jejich objemu. Stlačováním objemu plynu ve vzduchových kapsách narůstá tlak a teplota až do bodu, kdy se dostanou do středu horní spirály k otvoru spojeným s výtlačnou trubicou.



Obr. 16: Princip funkce spirál kompresoru typu scroll. Zdroj [4]

Kompresory scroll bývají v porovnání s pístovými kompresory stejné výkonové hladiny dražší a to zhruba až o polovinu ceny. Na druhou stranu však dosahují téměř sto procentní objemové účinnosti, což je v porovnání s pístovými značně vyšší. Pístové kompresory totiž nevytlačují celý objem stlačovaného chladiva do potrubí ven směrem k výparníku a nevytlačena část chladiva při vratném pohybu pístu znovu expanduje ve válci a tím se rovněž snižuje energetická účinnost. Kompresory scroll navíc vytvářejí nižší vibrace, čímž zajišťují i tišší provoz.



Obr. 17: Kompresor scroll. Zdroj [4]

Jejich konstrukce je jednodušší zejména díky nižšímu počtu pohyblivých dílů a jsou odolné vůči nasání kapalného chladiva. U typu scroll nedochází k žádnému vratnému pohybu. Vyrábí se zpravidla hermeticky uzavřené a chlazení obstarávají páry podchlazeného chladiva. Při provozu kompresoru scroll je velice důležité dodržet smysl otáčení hnacího motoru, protože při obráceném chodu nedává žádný tlak a mohl by se i poškodit.

1.7.2 Paralelní práce kompresorů

Paralelní práce kompresorů se využívá u tepelných čerpadel s vyššími nároky na výkon a také v případech, kdy je potřeba výkon tepelného čerpadla přepínat. Jedná se o paralelní spojení dvou nebo více kompresorů.

Největší úskalí paralelní práce kompresorů je ve vracení oleje, protože u každého kompresoru dochází k tomu, že část oleje opouští kompresor společně s chladivem. Olej sice uzavřeným okruhem chladiva přes sací potrubí přichází do kompresoru zpět, ovšem takto může dojít k jeho nerovnoměrnému rozložení a tak se během provozu může po nějaké době stát, že v jednom z paralelně pracujících kompresorů dojde k poklesu hladiny oleje. Pokud se kompresor nebude dostatečně promazávat, může dojít k jeho poškození. U kompresorů nedosahují nikdy úplně stejného sacího tlaku a rychlosti proudění plynu v jejich potrubí ani dva stejné výrobky a i malý rozdíl tlaků se dokáže znatelně projevit na výšce hladiny oleje. Zejména u kompresorů s menším výkonem je zapotřebí, aby jejich skříně byly propojeny vyrovnávacím olejovým potrubím. Vyrovnávací potrubí musí být dostatečného průměru a jeho střed se musí nacházet ve výšce hladin oleje, aby mohlo současně dojít i k vyrovnání sacích tlaků. Kompresory vyšších výkonů mají pro vyrovnávání sacích tlaků navíc další samostatné vyrovnávací potrubí. Rovněž je zapotřebí aby vyrovnávací potrubí dokázalo odolávat vibracím. Kompresory určené pro paralelní chod mívají často už připravené vývody a tyto kompresory také mívají olejoznaky.

1.7.3 Výměníky tepla

Výměníkem tepla rozumíme konstrukční prvek, který umožňuje výměnu tepla mezi dvěma médii, bez toho aniž by došlo k jejich fyzickému kontaktu. Při výměně tepla ve výměníku stále platí, jako pro každou výměnu tepla, druhá věta termodynamická, která stanovuje, že teplo se předává pouze z prostředí s vyšší teplotou do prostředí s nižší teplotou. Aby mohl tedy výměník správně fungovat, musí vždy mezi médii uvnitř něj existovat teplotní rozdíl.

U tepelných čerpadel výměníky tepla slouží k předání tepla z okolního zdroje z vnějšího prostředí okruhu chladiva a následně z okruhu chladiva do otopného systému uvnitř budovy. Výměníky používané v tepelných čerpadlech se nazývají výparník a kondenzátor.

Nejdůležitější parametry výměníků jsou jejich teplosměnná plocha, na které se média stýkají, nebo závislost tlakových ztrát na průtoku média, která není lineární. Přenesený tepelný výkon výměníkem také závisí i na hmotnostním průtoku a teplotním spádu.

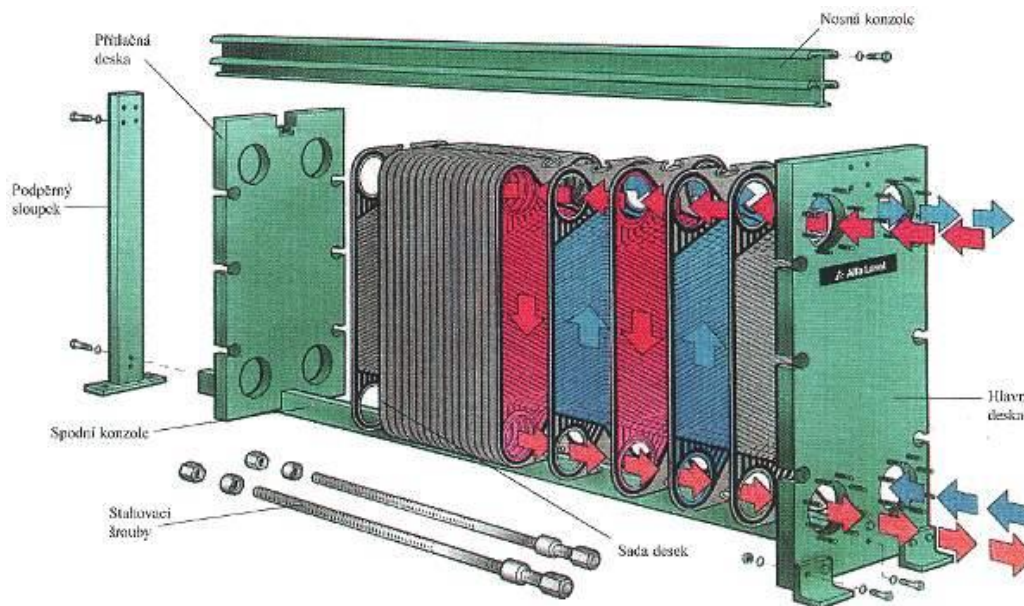
Při návrhu výměníků pro tepelná čerpadla se na základě vstupních požadovaných parametrů jako druh médií, přenášený výkon, teplotě nebo tlakové ztrátě zvolí vhodný typ výměníku, který je vždy kompromisem mezi parametry, cenou a velikostí. Tepelných výměníků existuje celá řada, ale na tepelná čerpadla se používají při přenosu médií kapalina- chladivo a naopak deskové a trubkové výměníky a pro média vzduch-chladivo lamelové výměníky doplněné o ventilátor.

Deskové výměníky

Deskové výměníky se mohou rozdělit do dvou skupin na pájené a rozebíratelné. V obou případech se jedná o stejný princip, kde se využívá sady desek z nerezových plechů se speciálně tvarovanými prolisy. Desky jsou řazené do svazku tak, že při složení vytvoří dvě skupiny kanálek, kde odděleně střídavě proudí teplé a chladné teplotné médium. Tím dochází k zintenzivnění prostupu tepla díky turbulencím.

Rozebíratelné mají svazek stažen svorníkem mezi pevnou čelní a zadní přitlačnou desku a mezi jednotlivými deskami mají těsnění. U tepelných čerpadel se ale s rozebíratelnými deskovými výměníky nesetkáme.

U pájených nebo svařovaných desek je výměník spojen na mnoha místech čistou mědí nebo niklem, tudíž může být přímo v kontaktu s teplotným médiem. Takto provedené deskové výměníky tvoří kompaktní celek, který dokáže zvládat vysoké tlaky, které se běžně podle konstrukce pohybují v rozmezí 1,6 až 3,2 MPa. Počet desek se u pájených či svařených deskových výměníků nedá změnit a nelze je rozebírat. Vývody z výměníku ven bývají uzpůsobeny k přišroubování, ale je možné i připájení potrubí a navíc nemusí být stejného průměru ani provedení.



Obr. 18: Konstrukce deskového výměníku. Zdroj [10]

Při použití deskových výměníku ve funkci výparníku s vyšším počtem desek, obvykle větším než 30, je zapotřebí opatřit výměník v provedení s distributorem chladiva. Distributor neboli rozdělovač chladiva není samostatný díl a je tvořen přímo velikostí otvorů a tvarováním desek už při výrobě.

Deskové výměníky dokáží i při malých rozměrech díky velké teplosměnné ploše přenášet vysoký výkon a mají vysokou účinnost. Další výhodou je jejich vysoká kompaktnost, snadná montáž a schopnost snést vysoké tlaky. Díky materiálům z kterých se vyrábějí, jsou i chemicky odolné a dají se dobře tepelně izolovat. Některé deskové výměníky jsou přímo od výrobce dodávány s tepelně izolačním obalem. Nevýhodu přinášejí vyšší tlakové ztráty, které se dají částečně snížit použitím většího počtu desek, který se ovšem promítne na vyšší ceně výměníku. Další možnou nevýhodu mohou přinášet poměrně malé mezery mezi deskami, kam se mohou snadno dostat nečistoty a dané místo ucpat. Kvůli tomu se deskové výměníky příliš nehodí pro využití s otevřeným primárním okruhem. V případech svařených a pájených výměníků je čištění od nečistot značně obtížné. U deskových výměníků dokonce i přes vyšší cenu převládají jejich klady nad zápory a proto jsou u tepelných čerpadel velice často používány.

Trubkový výměník tepla

Trubkové výměníky jsou nejstarším a stále často používaným typem výměníků. Existuje u nich řada druhů provedení. Z názvu vyplývá i princip, který spočívá v jedné trubce většího průměru, ve které je na základě druhu provedení umístěna další menší trubka. Uvnitř vnitřní menší trubky obvykle proudí chladivo. V tomto provedení se také mohou do výměníku přivádět znečištěné kapaliny, protože ve vhodném konstrukčním provedení je možné jej rozebrat a vyčistit.

Nejjednodušším provedením trubkového výměníku je typ zvaný trubka v trubce. V tomto provedení se, jak plyne z názvu, jedná o vnější plášť o větším průměru, v němž se nachází vnitřní vystředěná trubka menšího průměru. Platí, že vnitřní trubkou proudí chladivo a vnější proudí voda nebo solanka. V tomto provedení může být místo jedné vnitřní trubky i svazek několika slabších trubek. Výhody tohoto typu jsou snadná výroba, snadná výměna trubky v případě poškození a snadné čištění. Nevýhodou pak je problém s tepelnou dilatací, který však lze řešit vhodnou konstrukční úpravou.

Dalším typem provedení trubkového výměníku je spirálově svinutá vnitřní trubka, nebo paralelně spojený svazek několika trubek, uvnitř válcové nádoby většího průměru. Tímto provedením se docílí velké teplosměnné plochy. Opět platí, že nejčastěji vnitřní trubkou nebo jejich svazkem proudí chladivo a vnější nádobou pak voda nebo solanka. Tento typ může být souproudý nebo protiproudý ale i složitěji uspořádaný. Nádoby bývají zpravidla z nerez, což ovšem takovýto výměník činí poměrně drahým. Na tomto provedení je výhodné dobré využití vnitřního prostoru mezi pláštěm nádoby, nízká hmotnost, jednoduchá konstrukce a velice malé tlakové ztráty v primárním okruhu vody nebo solanky.

Posledním typem výměníku je výměník trubkový se šroubovitě vinutou spirálou. Trubky uvnitř něj mohou být i ve více řadách. Výhodou je snadná výroba a dobré obtékání při příčném protiproudu, nevýhodou pak horší využití prostoru.

Lamelové výměníky

Lamelové výměníky bývají složené z jedné ale častěji z více řad měděných trubek, které bývají opatřeny nejčastěji hliníkovými lamelami s cílem zvětšit jejich teplosměnnou plochu. Díky většímu teplosměnnému povrchu je vyšší i přenos tepla. Okruh trubek může být pouze jeden, ale u větších výměníků je paralelně spojeno víc sekcí. Lamelové výměníky se obvykle používají v součinnosti s ventilátorem, který přes ně vhání vzduch.

Pokud se lamelový výměník používá v systému tepelného čerpadla vzduch-voda jako výparník a má trubky spojené do více sekcí tak se na jejich vstup přidává rozdělovač vstřikováním chladiva. Na výstupní straně se pak sekce spojují do společné větší trubky. Rozdělovač se používá za účelem rovnoměrné distribuce chladiva lamelovým výměníkem za výstupem expanzního ventilu. Ve funkci kondenzátorů lamelové výměníky rozdělovač nepotřebují.

Ventilátory

Ventilátory slouží ke vhánění vzduchu na výměník. Většina ventilátorů je běžněm v axiálním provedení a vyskytují se i ventilátory radiální. Na základě velikosti konstrukce vnější jednotky tepelného čerpadla se neřídka používají i dva ventilátory naráz. U ventilátorů se hledí nejen na jejich výkon, ale i na míru hluku, který vydávají. Elektromotory u ventilátorů bývají jednofázové asynchronní s rozběhovými kondenzátory, ale i třífázové asynchronní motory, někdy navíc s přidanou regulací otáček, čehož lze využít právě ke snížení hluku zejména v noci.

1.7.4 Kondenzátor

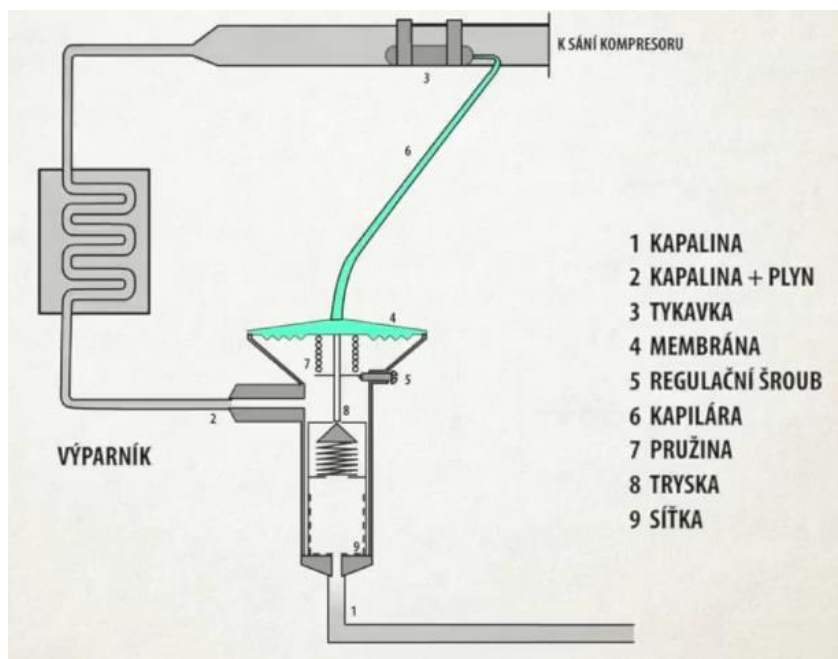
Kondenzátor je výměník tepla, který zajišťuje předání tepla od chladiva topnému systému. Tím, že se teplo předá, chladivo kondenzuje. Konstrukce kondenzátorů musí vyhovovat působení nežádoucích vlivů, jako jsou tlakové rozdíly nebo koroze. Nejčastěji proto bývá kondenzátor vyrobený z mědi nebo nerezavějící oceli a jeho konstrukce také závisí na použitém nosiči tepla (vzduch nebo voda). Konstrukce výměníků kondenzátoru je typově, materiálně i technologicky shoduje s tepelnými výměníky používanými ve výparníku.

1.7.5 Výparník

Výparník je výměník tepla, do kterého se z okolí (země, voda, vzduch) předává nízkopotencionální teplo. Toto teplo se předává chladivu, které se následně odpařuje. Výparník stejně jako kondenzátor musí konstrukčně vyhovovat působení chladiva, ať už se jedná o vlivy mechanických tlaků nebo chemického působení (koroze) a také odpovídat nosiči nízkopotencionálního tepla (voda, vzduch).

1.7.6 Expanzní ventil

Expanzní ventil nebo přesněji pro tepelná čerpadla termostatický expanzní ventil slouží především k regulaci množství vstříkovaného zkondenzovaného chladiva směrem do výparníku, aby byl výparník ideálně plněn chladivem a systém pracoval v optimálním režimu, protože množství proudícího chladiva přímo definuje tepelný výkon. Obecně platí, že konstrukční provedení expanzního ventilu má každý výrobce tepelných čerpadel až na malé detaily téměř stejné. Nejdůležitější částí expanzního ventilu je tryska, skrz kterou proudí chladivo a která je ovládána vzájemným působením několika sil. Síly působící na trysku zespodu jsou vytvářeny jednak konstantní silou pružiny a tlakem ve výparníku, které působí na uzavírání trysky, a shora působící silou vytvářenou tlakem vhodného média v tykavce, která naopak trysku otevírá. Velikost trysky se odvíjí na základě požadovaného výkonu a druhu chladiva v tepelném čerpadle.



Obr. 19: Principiální schéma termostatického expanzního ventilu. Zdroj [11]

Tykavka termostatického expanzního ventilu je teplotní čidlo. Jedná se o malou nádobku naplněnou vhodným médiem, které při zvyšování teploty zvyšuje svůj tlak. Volba média do tykavky záleží na zvoleném druhu chladiva. Tlak média z tykavky je pomocí kapiláry přiveden na membránu termostatického expanzního ventilu. Tlak nad membránou závislý na teplotě roste se zvyšující se teplotou a tlak pod membránou roste společně s vypařovací teplotou ve výparníku. Tento rozdíl tlaků odpovídá zároveň přehřátí chladiva a určuje společně se silou pružiny, zda se bude tryska ventilu otevírat či zavírat. Při vzrůstu přehřátí chladiva ve výparníku dochází k opačnému otevírání ventilu.

Tykavka se připojuje na rovnou část sacího potrubí těsně za výparníkem. Je nutné, aby byla dobře tepelně spojená s potrubím a zároveň je potřeba zajistit, aby nedocházelo k teplotnímu ovlivnění od okolního vzduchu. K upevnění se používá spona se šroubem. Na potrubí vedoucím vodorovně se tykavka umísťuje k potrubí v místech odpovídajícím 4 nebo 8 hodinám na klasickém hodinovém ciferníku a u svislého potrubí se tykavka dává na sestupnou část. Při umístění tykavky zespodu potrubí hrozí, že v místech dotyku bude proudit mazací olej kompresoru, kvůli kterému by mohlo dojít k nežádoucímu ovlivnění funkce tykavky.

Konstantní sílu pružiny lze ovlivnit regulačním šroubem na ventilu. Regulačním šroubem upravujeme sílu až při provozu postupným pootáčením ve stejných časových intervalech, dokud nedocílíme nastavení správného přehřátí chladiva. Po konečném nastavení regulačního šroubu následuje jeho hermetické uzavření speciální záslepou maticí, aby kolem jeho uspávky nedocházelo k unikání chladiva.

1.7.7 Příslušenství

Obvod tepelného čerpadla neobsahuje pouze zmíněné hlavní čtyři konstrukční části. Obsahuje také prvky sloužící k regulaci efektivity, bezpečnému provozu, dlouhé životnosti nebo kontroly různých parametrů.

Tlaky v nízko i vysokotlaké části se hlídají pomocí presostatů, teplotu sledují termostaty, čistotu chladiva zajišťuje filtr, sběrač slouží k oddělení kapalně a plynné fáze chladiva, elektromagnetický ventil reaguje na vypnutí kompresoru a uzavírá potrubí, aby nedocházelo k přívodu kapalného chladiva do výparníku, mezi další patří například manometry, kapiláry, průhledítka (pro sledování toku kapaliny v potrubí), řídicí jednotka a další.

1.8 Chladiva

Chladivo je obecné označení pro každou látku, která má vhodné vlastnosti díky kterým dokáže z jednoho prostředí odebírat a jinam předávat tepelnou energii. Chladivo je pracovní médium a nositelem energie obíhající uvnitř okruhu tepelného čerpadla. V okruhu tepelného čerpadla se díky chladivu teplo na jedné straně ve výparníku přijímá, kompresorem se přečerpá na vyšší teplotní úroveň a na druhé odevzdává v kondenzátoru. Chladiva tepelných čerpadel musí splňovat celou řadu fyzikálních a chemických specifických vlastností, z nichž je jednoznačně nejdůležitější velmi nízký bod varu za normálního tlaku. Dále je na základě platné legislativy zapotřebí, splnění určitých ekologických a provozních ekonomických podmínek.

Jako první chladiva se u tepelných čerpadel začali používat freony. Název freon je původně obchodní označení pro chemické sloučeniny fluorovaných a chlorovaných uhlovodíků firmy Du-Pont. Ostatní společnosti používaly jiné názvy a v České republice to byl název Ledon pro chladivo s označením R11. Z dnešního pohledu jsou tyto látky považovány za jednoho z hlavních viníků v poškození ozonové vrstvy a tvorby skleníkového efektu. Proto se od nich ve využívání jako chladiv upustilo a je snaha používat se jiné látky, šetrnější k životnímu prostředí. V současné době se nejvíce používají fluorované uhlovodíky a jejich směsi. Tato chladiva jsou již bez chloru a nenarušují tedy ozónovou vrstvu.

1.8.1 Značení chladiv

U značení chladiv znamená písmeno R chladivo z anglického výrazu pro chladivo refrigerant a písmeno C je cyklický, také z anglického výrazu cyclic. Tabulka popisuje skupiny podle číselného označení.

Tabulka 5: Skupiny chladiv na základě číselného označení. Zdroj [1]

R10 až R50	skupina na bázi metanu
R110 až R170	skupina na bázi ethanu
R216 až R290	propanová skupina
RC316 až RC318	skupina cyklických uhlovodíků
R400 až R411B	zeotropní směsi chladiv
R500 až R509	azeotropní směsi chladiv
R600 až R620	ostatní organické sloučeniny
R630 až R631	sloučeniny dusíku
R702 až R764	anorganická chladiva
R1112 až R1270	nenasyčené uhlovodíky

1.8.2 Hodnotící ukazatele chladiv

GWP

Zkratka GWP, z anglického global warming potencial, je ukazatel označující vliv dané látky, kterou je v tomto případě chladivo, na globální oteplování. Globálním oteplováním se v tomto případě myslí schopnost látek zachytit teplo v atmosféře tak, že odražené teplo od země už nepustí pryč z atmosféry. Hodnota GWP nám udává, kolikrát více daná látka přispívá k vytvoření skleníkového efektu než oxid uhličitý. Velikost GWP ovlivňují jednak radiační vlastnosti plynu, ale i jeho životnost v atmosféře.

Vztah pro výpočet GWP:

$$GWP_x = \frac{\int_0^{TH} a_x \cdot [x(t)]}{\int_0^{TH} a_r \cdot [r(t)]}$$

- TH délka počítaného časového intervalu [s];
 a_x radiační účinnost látky x [W/m^2kg];
 a_r radiační účinnost referenční látky CO_2 [W/m^2kg];
 $x(t)$ časově závislý rozklad počítané látky [-];
 $r(t)$ časově závislý rozklad referenční látky [-].

Pro víceprvkové časově stabilní látky většinou platí, že mají hodnotu GWP vyšší než jednosložkové plyny.

Výpočet GWP v případě, že se jedná o směs:

$$\text{GWP} = \sum (\text{látka } x\% \cdot \text{GWP}_x + \text{látka } y\% \cdot \text{GWP}_y + \dots + \text{látka } n\% \cdot \text{GWP}_n)$$

x,y,n - procentuelně vyjádřené hmotnostní podíly dané látky ve směsi.

ODP

Je zkratka ukazatele odvozená z anglického ozone depletion potential odpovídající relativnímu číslu, které udává potenciál k poškození ozónové vrstvy vzhledem k referenčnímu chladivu. Referenčním chladivem je CCl₃F s označením R11, jehož ODP se tím pádem rovná jedna. Všechny látky s ODP>0 spadají mezi regulované látky. Čím více se ODP blíží k nule tím méně je škodlivé. Referenční chladivo R11 patří do skupiny plně halogenizovaných uhlovodíků, jejichž používání je v současnosti už zakázané Montrealským protokolem.

TEWI

Ukazatel TEWI, z total equivalent warming impact, označuje celkový potenciál globálního oteplování vyjádřený v ekvivalentu kilogramů CO₂. Tento způsob posuzuje přímý vliv emisí chladiva a zároveň nepřímý vliv oxidu uhličitého.

Ukazatel zahrnuje:

- přímý účinek na globální oteplování vlivem úniků chladiva za životnost zařízení, včetně ztrát při konečné likvidaci a zpětné rekuperaci chladiv;
- nepřímý účinek z emisí CO₂ při spalování paliv pro výrobu energie použité k pohonu zařízení během celé životnosti zařízení.

Ukazatel TEWI tedy nezahrnuje jen samotné chladivo, ale i účinnost celého zařízení pracujícího s daným chladivem. Potíž v takovém případě spočívá hlavně v obtížném stanovení a odhadnutí potřebných podkladů.

Podklady pro stanovení TEWI:

- provozní doba;
- životnost zařízení;
- reálná efektivita zařízení (chladicí/topný faktor);
- účinnost zařízení, kterého je součástí (např. provozní účinnost celé klimatizace).

Výpočet hodnoty TEWI zařízení s chladivem podle ČSN EN 378-1 vztahem:

TEWI = vliv ztrát netěsností + vliv ztrát při rekuperaci + vliv spotřeby energie

$$TEWI = (GWP \cdot L_{rok} \cdot n) + [GWP \cdot m \cdot (1 - \alpha_{rekuperace})] + (n \cdot E_{rok} \cdot \beta)$$

GWP	potenciál globálního oteplování použitého chladiva [-];
L_{rok}	únik chladiva netěsnostmi [kg/rok];
n	provozní doba zařízení [rok];
m	náplň chladiva [kg];
$\alpha_{rekuperace}$	faktor rekuperace (od 0 do 1);
E_{rok}	spotřeba energie [kWh/rok];
β	emisní faktor CO ₂ vztažený na jednotku použité energie [kg/kWh].

Přímé emise (vliv ztrát při rekuperaci + vliv ztrát netěsnostmi) se u chladicích zařízení a tepelných čerpadel vyskytují ve 4 skupinách:

- zvyšující se netěsnosti při běžném provozu;
- netěsnosti vlivem poruchy zařízení při normálním provozu;
- ztráty při servisu a údržbě;
- ztráty na konci životnosti zařízení.

Hodnota úniku chladiva netěsnostmi L_{rok} v sobě zahrnuje ztráty netěsnostmi při provozu a také i únik chladiva při poruše. Velikost této hodnoty je značně ovlivněna stářím, konstrukcí, zpracováním a provozním prostředím daného zařízení.

Tabulka 6: Běžné průměrné ztráty chladiva za rok. Zdroj [16]

Druh aplikace		Roční ztráta chladiva [%/rok]
Tepelná čerpadla	Domácí aplikace	3,5
	Jiné	3,8
Chlazení	Chlazení v supermarketu	servisované 12, jinak 15
	Chladiče	7
	Kontejnerové chlazení	2
	Transportní	30
Klimatizace	Chladiče	7
	Střešní jednotky	5
	Splitové systémy	4
	Nástěnné jednotky	2

Hodnoty faktoru rekuperace $\alpha_{\text{rekuperace}}$ se pohybují v rozmezí 70 % až 95 % a závisí na množství náplně. Pro velké systémy s náplní nad 100 kilogramů chladiva se faktor rekuperace volí 95 % a u menších systémů se doporučuje zvolit pro výpočet hodnotu 70%.

Hodnota emisního faktoru CO₂ β je pro elektrickou energii, která je nejčastějším typem pohonu chladicích zařízení a tepelných čerpadel, je v ČR 0,95 kg/kWh a v celé EU má hodnotou 0,46 kg/kWh. Spotřeba elektrické energie se odvíjí na základě mnoha faktorů a není snadné jí paušalizovat. U tepelných čerpadel by pro její odvození bylo možné statisticky použít obecně hodnoty vypočtené z Nařízení Komise 811/2013 a 812/2013 pro konkrétní aplikace. Hodnoty energetické spotřeby domácích chladicích zařízení se získají výpočtem podle Nařízení Komise 643/2009. Pro klimatizace a pokojové ventilátory odvozením z Nařízení Komise 206/2012.

1.8.3 Rozdělení chladiv podle fyzikálních vlastností

Chladiva v tepelných čerpadlech se podle jejich fyzikálních vlastností, konkrétně tepelných vlastností a poměru složek, dělí na azeotropní a zeotropní.

- Azeotropní chladiva se chovají jako kapaliny. Během jejich přeměny z páry na kapalinu se složení par a kapaliny nemění. Azeotropní chladiva mohou být jednosložková i vícesložková.
- Zeotropní paliva jsou často směsi obvykle 2 až 4 druhů chladiv, která mají během přeměny z páry na kapalinu proměnné složení. V případě, že nasycené páry složek mají velmi malý rozdíl teplot, nazýváme takovou směs jako blízce azeotropní.

1.8.4 Rozdělení chladiv podle chemického složení

Na základě chemického složení se chladiva tepelných čerpadel dají rozdělit do pěti skupin CFC, HCFC, HCF, HC a HFO. Skupiny CFC a HCFC jsou zástupci freonů, chladiva skupiny HCF obsahují pouze fluor a skupina HC jsou čisté uhlovodíky.

Freony se dělí na tvrdé a na měkké. Tvrdé freony se označují jako CFC a jsou to plně halogenizované uhlovodíky a jejich směsi, což znamená, že všechny jejich atomy vodíku jsou plně nahrazeny chlorem a fluorem, případně bromem. Používání všech tvrdých freonů jako chladiv je už v dnešní době zákony a nařízeními v nových zařízeních zakázáno. Mají velice nepříznivý vliv jak na poškozování ozonové vrstvy vysokým koeficientem ODP, tak na skleníkový efekt koeficientem GWP. Měkké freony se považují za méně škodlivé, protože setrvávají kratší dobu v atmosféře, a označují se HCFC. Jsou to uhlovodíky, ve kterých se vyskytují i atomy vodíku. Od používání těchto freonů je snaha ustoupit. Nemají až tak nepříznivý vliv na ozonovou díru, ale mají stále velice výrazný nepříznivý vliv na skleníkový efekt.

Další chladiva, jejichž molekuly obsahují pouze uhlík, vodík a fluor bez přítomnosti chloru, se označují HFC. Jedná se o uměle vytvořené látky normálně se v přírodě nevyskytující. Tyto látky jsou velice málo chemicky reaktivní a jejich dopad na ozonovou vrstvu ODP je téměř nulový. Některé mohou ovšem mít vysokou hodnotu koeficientu GWP a tím i značný vliv na skleníkový efekt. Mezi ty s extrémně vysokým koeficientem GWP patří málo používané zcela fluorované uhlovodíky.

Předposledním druhem chladiv jsou přírodní uhlovodíky a jejich směsi, označované HC. Neobsahují žádné halogenidy. Jedná se zejména o propan. Nemají vůbec žádný vliv na ozonovou díru a jen minimální vliv na skleníkový efekt. Negativním vlivem však je jejich hořlavost a výbušnost.

Poslední skupinou jsou hydrofluoro-olefiny s označením HFO, což jsou nová chladiva na bázi nenasyčených uhlovodíků alkenů, původně olefinů, s jednou dvojitou vazbou mezi atomy uhlíku v molekule. Jejich předností je, že se vyznačují se velmi nízkým koeficientem GWP. Potenciálně představují náhradu za HFC.

1.8.5 Nejčastěji používaná chladiva

K nejpoužívanějším chladivům patří v dnešní době například chladiva R407C, R410A a R134A. Vlastnosti každého používaného chladiva sebou přináší určité výhody i nevýhody. Pro stejný výkon se liší například velikostí kompresoru. Další rozdíl je v provozních tlacích uvnitř chladicího okruhu. Na základě velikosti těchto tlaků se odvíjí i nároky na pevnost jednotlivých částí zařízení při jeho návrhu. V souvislosti s rozdílnými tlaky chladiva a nároky na pevnost se pro různé komponenty bude lišit i jejich cena. Rozdíly jsou pak i v topném faktoru, který se bude lišit i v závislosti na vypařovací teplotě. U některého chladiva může být v chladném období nižší a naopak pro teplé období vyšší.

Chladivo R134A

Toto chladivo patří do skupiny měkkých freonů HFC, tudíž je bez obsahu chloru. Označujeme takto tetrafluorethan $C_2H_2F_4$. Chladivo se používá pouze s oleji POE. Bod varu tohoto chladiva je při atmosferickém tlaku $-26,3\text{ }^{\circ}\text{C}$. Hodnota ODP je 0,00 a hodnota GWP je 1.600.

Chladivo R134A je nejedovaté, nehořlavé a nevýbušné. Ve formě kapaliny i ve formě plynu nemá žádnou barvu. Vůči kovům není agresivní. Dosahuje nižších kompresních tlaků než zakázané chladivo R12. V oblasti nízkých teplo dosahuje horších parametrů než R12, ale naopak pro oblast střeňích a vyšších teplot je o něco lepší. Nejčastěji se toto chladivo využívá v tepelných čerpadlech voda-voda a v chladících a mrazících boxech.

Chladivo R407C

Chladivo patří také mezi chladiva ze skupiny HFC. Jedná se o směs R32/R125/R143A v poměru 23/25/52%. Má vysoký teplotní skluz s hodnotou asi 6 K a tudíž se jedná o chladivo, které řadíme mezi zeotropní směsi. Chladivo se používá pouze s oleji POE. Bod varu tohoto chladiva je při atmosferickém tlaku -43,8 °C. Hodnota ODP je 0,00 a hodnota GWP je 1.980.

Chladivo R407C má termodynamické vlastnosti podobné zakázanému chladivu R22, ale má o něco vyšší tlaky. Během provozu může docházet k jeho rozkladu. Omezení přináší i vysoká hodnota teplotního skluzu, kvůli které je nutné jím chladicí okruh plnit pouze v kapalně formě. Vysoký teplotní skluz lze omezit díky využití deskových výměníků s velkým poměrem délky a šířky. Nejčastěji se toto chladivo používá u tepelných čerpadel země-voda.

Chladivo R410A

Chladivo patří rovněž do skupiny HFC. Je to směs R32/R125 v poměru 50/50%. Teplotní skluz má hodnotu asi 0,1 K a to znamená, že chladivo řadíme mezi téměř azeotropní směsi. Chladivo se používá pouze s oleji POE. Bod varu tohoto chladiva je při atmosferickém tlaku -51,6 °C. Hodnota ODP je 0,00 a hodnota GWP je 2.340.

Chladivo R410A je nehořlavé, nevybušné a nejedovaté. Jeho termodynamické vlastnosti jsou podobné zakázanému chladivu R22 a chladivu R407C. Oproti těmto chladivům dosahuje vyššího chladicího faktoru, ale je potřeba dosáhnout vyššího tlaku a to až 4 MPa. K dosažení vyšších tlaků se využívají modifikované kompresory a kondenzátory uzpůsobené pro vyšší provozní tlaky. Díky vyšším tlakům systémy využívající chladivo R410A mají při stejném výkonu menší rozměry.

1.8.6 Chladiva a legislativa

V dnešní době platí na základě mezinárodní dohody o ochraně ozónové vrstvy a dále platné legislativy zákaz jakéhokoliv užívání freonů. Nejdříve došlo k zakazu užívání tvrdých freonů čili chladiv na bázi plně halogenových uhlovodíků značených CFC. U takzvaně měkkých freonů, což jsou částečně halogenované uhlovodíky značené HCFC vyšel tento zákaz v platnost k datu 31. 12. 2014. K používání chladiv se vztahuje regulace na základě nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 517/2014 týkající se fluorovaných skleníkových plynů. Toto nařízení nahrazuje a ruší původní nařízení (ES) č. 842/2006. Tyto regulace stanovují omezování v používání chladiv na základě hmotnosti náplně a vypočteného potenciálu globálního oteplování *GWP*. Cílem tohoto nařízení, které vstoupilo v platnost od 1. 1. 2015, je chránit životní prostředí snížením emisí z těchto látek. U regulace se snahou o přechod na chladiva s nulovým dopadem na poškozování ozónové vrstvy Země došlo výrobním průmyslem k adekvátnímu přijetí a postupně docházelo k jejich realizaci, ale snahy

v omezování chladiv postupným zpřísněním maximální hodnoty *GWP* jsou přijímány rozporuplně, protože úniky chladiv přispívají k celkovému globálnímu oteplování v minimální míře.

Lépe vypovídajícím kritériem pro vzájemné porovnání dopadu chladiv v různých zařízeních je ukazatel TEWI, který vychází v normy ČSN EN 378 a zohledňuje také vliv provozu zařízení na produkci emisí CO₂. Výpočtem TEWI lze přímo odhadnout skutečný příspěvek zařízení pracujícího s chladivou ke globálnímu oteplování.

Pro instalace, servis, údržbu, oprava, kontrolu těsnosti, vyřazení z provozu, znovu získání fluorovaných skleníkových plynů je nezbytné pro každou fyzickou či právnickou osobu mít pro tyto zákroky dle nařízení Evropského parlamentu a Rady (EU) č. 517/2014 certifikát. Certifikáty vydané před uvedením v platnost zůstávají platné i nadále platné v plném rozsahu za podmínek v nich stanovených.

Nařízení Evropského parlamentu, kterým se musí řídit každá fyzická nebo právnická osoba:

- vyrábí, používá, znovuzískává, sbírá, recykluje, regeneruje nebo zneškodňuje fluorované skleníkové plyny;
- dováží nebo vyváží fluorované skleníkové plyny nebo výrobky a zařízení obsahující tyto plyny;
- uvádí na trh fluorované skleníkové plyny nebo výrobky a zařízení, které tyto plyny obsahují nebo jejichž provoz je na těchto plynech závislý;
- provádí instalaci, servis, údržbu, opravy, kontroly netěsností nebo vyřazení z provozu zařízení, která obsahují fluorované skleníkové plyny nebo jejichž provoz je na těchto plynech závislý;
- je provozovatelem zařízení, které obsahují fluorované skleníkové plyny nebo jehož provoz je na těchto plynech závislý;
- vyrábí, dováží, vyváží, uvádí na trh nebo zneškodňuje plyny uvedené v příloze II tohoto nařízení;
- uvádí na trh výrobky nebo zařízení obsahující plyny uvedené v příloze II tohoto nařízení.

Historie omezování používání chladiv

Důvod pro omezování používání některých druhů chladiv byl nejprve s cílem ochrany ozónové vrstvy a následně se přidalo i omezování používání skleníkových plynů.

Nejvýznamnější dokumenty o restrikci chladiv:

- **Vídeňská úmluva** - Dohoda o ochraně ozónové vrstvy.

První dohodou mezi státy k přijetí právních opatření a spolupráci při jejich provádění k ochraně ozónové vrstvy byla právě Vídeňská úmluva. Byla podepsána v rámci programu OSN pro životní prostředí 22. března 1985 a v platnost následně vstoupila 22. září 1988. V té době ještě ČSFR přistoupila k Úmluvě roku 1990 a platnosti v naší legislativě nabyla 1. ledna 1991.

- **Montrealský protokol** - Protokol uvádějící látky, které porušují ozónovou vrstvu.

Jedná se o prováděcí protokol k Vídeňské úmluvě a byl přijat 16. září 1987. Podstatou Montrealského protokolu je regulovat a postupně omezovat výrobu a dovoz stanovených látek. Na základě tohoto protokolu je možné učinit i opatření ke zmírnění negativních dopadů regulací na ekonomiku jednotlivých států. Chladiva, kterých se týká omezení Montrealským protokolem, jsou R11, R12, R113, R114, R115 a halony obsahují bróm R12B1, R13B1, R114B2. Všechna tato chladiva spadají mezi plně halogenované uhlovodíky obecně označovány jako tvrdé freony. Kvůli stále se zhoršujícímu stavu ozónové vrstvy byly k Montrealskému protokolu přijaty ještě Londýnský a Kodaňský dodatek.

- **Londýnský dodatek** - Pozměňuje a doplňuje Montrealský protokol.

K přijetí došlo 29. června 1990 a rozšířil skupinu regulovaných plně halogenovaných chlorfluoruhlodíků (CFC) místo původně 5 na 15 látek a rozhodl o termínu jejich úplného vyloučení z používání v roce 2000. Používáním se zde myslí užívání ve výrobním procesu a obecně se netýká provozu starých zařízení se zmíněnými plyny. Není výjimkou, že mnoho průmyslově vyspělých států omezení nastavují nad rámec těchto úmluv.

- **Kodaňský dodatek (1992)** – Dodatek k Montrealskému protokolu o látkách, které porušují ozónovou vrstvu.

Dodatek stanovuje datum ukončení výroby a užití halonů pro nová zařízení ke dni 1. ledna 1994 a plně halogenovaných uhlovodíků k 1. únoru 1996. Dále také postupný útlum měkkých freonů HCFC, které nejsou plně halogenovány, od 1. ledna 1996 ve vyspělých zemích s úplným zákazem po roce 2030.

- **Montrealský dodatek** - Doplňuje Montrealský protokol, který rozšiřuje změny z Kodaňského dodatku i na rozvojové země.
- **Pekingský dodatek** - Doplňuje Montrealský protokol, který rozšiřuje možnosti kontroly výroby a obchodu s HCFC látkami.

Celkový počet států podepsaných pod Montrealským protokolem, je 197, čímž se stal nejúspěšnějším ekologickým protokolem v historii. K Protokolu jsou od začátku připojeny i země jako Čína a USA. Díky úspěchu protokolu dochází neustále k jeho doplňování a obnovování. Poslední, zatím ještě neschválený, dodatek byl předložen společně USA, Mexikem a Kanadou (tzv. Severoamerický dodatek). Te si klade za cíl rozšířit regulované látky i o fluorované uhlovodíky HFC.

1.9 Rozdělení tepelných čerpadel podle zdroje tepla

Podle zdroje odkud získávají teplo lze rozdělit tepelná čerpadla na několik skupin. V názvech systémů tepelných čerpadel vždy první slovo znamená zdroj nízkopotenciálního tepla, druhé slovo médium, do kterého se teplo předává.

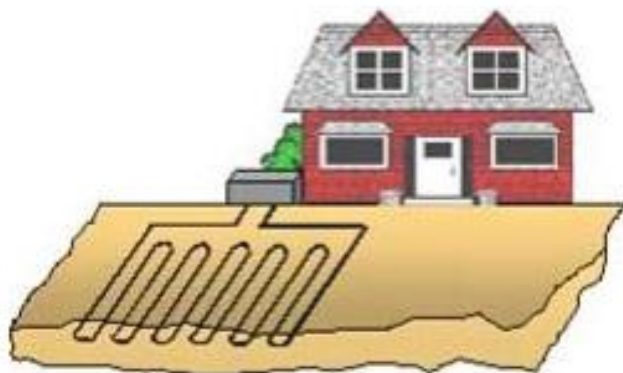
1.9.1 TČ země (zemní kolektor) - voda

Toto tepelné čerpadlo využívá teplo ze svrchní vrstvy země, která je i při mrazech dostatečně dobrým zdrojem nízkopotenciálního tepla.

V hloubce asi 1,2 -1,5 m ve vzdálenosti 60 -80 cm od sebe leží polyetylenové hadice naplněné solankou. Hadice jsou obvykle vedeny přímo do objektu v hloubce, kde neklesá teplota pod bod mrazu. Délka takového jednoho okruhu by neměla přesahovat 200 m a okruhy by měly být stejně dlouhé. Plocha, odkud odebíráme teplo, by měla být zhruba 3-4krát větší než plocha vytápěná. Dosažený výkon se pohybuje mezi 20-25 W/m².

Výhodná je nízká pořizovací cena, dlouhá životnost a možnost využití jako monovalentního zdroje. Také dosahuje dobrých hodnot tepelného faktoru. Není nutné výkonné čerpadlo. Vyznačuje se tichým chodem.

Nevýhodné je z důvodu potřeby rozsáhlé plochy při postavení. To má také vliv na ochlazování této plochy a může se negativně podepsat na pěstování vegetace na této ploše.



Obr. 20: Tepelné čerpadlo země-voda. Zdroj [11]

1.9.2 TČ země (zemní vrt) - voda

Jde o tepelné čerpadlo s plastovým polyetylénovým výměníkem uloženým v hloubkovém vrtu odebírající nízkopotencionální energii z hloubky země, kde se teplota během roku téměř nemění. Tyto vrty mají malý průměr okolo 13-22 cm a hloubku od 50 až 130 m. Po vsunutí výměníku se musí zasypat vhodnou hmotou, nejčastěji se používá cementová nebo jílovcementová směs, důvodem je riziko narušení a znečištění spodní vody netěsným vrtem. Vrty jsou považovány za vodní dílo a musí ho povolit stavební a vodoprávní úřad.

Hloubka vrtu závisí zejména na geologických podmínkách podloží. Jednotlivé druhy hornin mají různou tepelnou vodivost a jejich složení v místě vrtu je zásadní pro správný návrh vrtu pro požadovaný výkon tepelného čerpadla. V případě potřeby vyššího výkonu je možné udělat vrtů víc, vždy je ale lepší jeden hlubší. Doporučená vzdálenost pak je alespoň 5-10 m, aby se vrty vzájemně neovlivňovali. Obecně platí, že na 1 kW výkonu je potřeba vrt 12-18 m hluboký.

Teplota v zemi pod hranicí 10 m je v podmínkách České republiky je stabilní a dosahuje 10-12 °C a každých 100 m tato teplota stoupne o 1-2 °C. Přesto teplota teplotonosného média (solanky) může v zimních měsících klesnout pod 0 °C, přesto tepelná čerpadla se zemními vrty pracují s průměrným tepelným faktorem přes 3.

Výhodou je možnost využití jako monovalentního zdroje vytápění a velice dobrý a stabilní tepelný faktor. Malé nároky na prostor.

Nevýhodou jsou poměrně vysoké investiční náklady na zhotovení vrtů.



Obr. 21: Tepelné čerpadlo země-voda. Zdroj [11]

1.9.3 TČ voda (rybník, tekoucí voda) - voda

Tepelné čerpadlo tohoto typu odebírá nízkopotencionální energii z tekoucí nebo stojaté vody, která je na povrchu. Jedná se o rybníky, jezera, přehrady, řeky nebo potoky.

Pro přímý odběr tekoucí vody je potřeba získat povolení majitele či správce povodí. Teplu získáváme pomocí výměníku, který je buď zapuštěný do břehu, nebo se nachází přímo ve vodě. Teplota povrchových vod během roku může klesnout až pod 4 °C, což může způsobit zamrznutí v primárním výměníku. Proto je potřeba zajistit vyšší průtok, který ale vyžaduje výkonnější oběhové čerpadlo. Podmínkou je, aby voda vrácená zpět do toku měla alespoň 2 °C. Nevýhodou je náročnost na čistotu toku, možnost znečištění toku a riziko poškození výměníku průchodem ledu vlivem zamrznání hladiny.

Nepřímý odběr z tekoucí vody se provádí pomocí kolektorů na dně toku. V primárním uzavřeném okruhu je potřeba mít nemrznoucí médium. Výhodné je, že odpadá závislost na čistotě tekoucí vody a na čerpání postačí čerpadlo s malým výkonem. Mizí i problém s možným zamrznutím vody ve výparníku.

Nepřímý odběr ze stojaté vody se provádí položením výměníku na dno stojaté vody. Dosahuje dobrých topných faktorů, protože u dna se drží voda o teplotě 4°C, protože při této teplotě má největší hustotu. Ochlazování stojaté vody však nesmí překročit určitou nastavenou hranici, aby neohrožovalo živočichy. Tento způsob nepatří mezi více rozšířené.



Obr. 22: Tepelné čerpadlo voda-voda. Zdroj [11]

1.9.4 TČ voda (podzemní) - voda

Tepelné čerpadlo voda-voda odebírá nízkopotencionální teplo z vody, která může buď přímo protékat výměníkem na primární straně (otevřený primární okruh), nebo pomocí kolektorů (uzavřený

primární okruh), a předává ho topné vodě. Tento typ často bývá hodnocen jako nejlepší díky vysokému dosahovanému topnému faktoru.

Pro tepelné čerpadlo odebírající teplo z podzemní vody se používá odebírání tepla například ze studny. Je ale třeba vyhloubit studny dvě, čerpací a vsakovací, které by měly být alespoň 10 m od sebe. Vzájemná poloha studen by měla splňovat podmínku, aby tok podzemních vod směřoval od čerpací studny směrem k vsakovací studně. Pro čerpací studnu je důležité, aby bylo velké proudění spodních vod do ní vstupujících, které odebírají teplo širšímu okolí a dobře studnu teplem zásobují. Vyčerpaná voda se do země vrací druhou vsakovací studnou, která musí mít dostatečnou kapacitu na odváděnou vodu.

Tento systém tepelného čerpadla vyžaduje dobrou čistotu vody ve studni a její chemické složení, aby se nezanášel výměník. Ochlazení vody průtokem tepelného čerpadla by nemělo přesahovat 3-5 °C, protože by mohlo dojít k zamrznutí vody ve výparníku. Je také potřeba tepelné čerpadlo odstavit v případě, že dojde k výpadku zdrojové vody, jinak hrozí zamrznutí výměníku a tím i možnost jeho poškození.

Výhodou je velmi vysoký a stabilní tepelný faktor, který dosahuje hodnot 4-5. To má na svědomí fakt, že podzemní voda má během celého roku poměrně stálou teplotu v mezích 8-10 °C. Pro místa s termálními prameny může teplota čerpané podzemní vody dosahovat až 20 °C. Dále také nízké provozní náklady a možnost monovalentního provozu vytápění.

Nevýhodné jsou vysoké investiční náklady na pořízení. Je třeba vyhloubit dvě studny s hloubkou zhruba 10 až 30 m, na které je potřeba stavební povolení. Pro provozování tepelného čerpadla je nutný souhlas příslušného orgánu životního prostředí. Časem se kvůli provozu čerpadla, v důsledku pohybu spodních vod, může začít studna zanášet. Její využití vzhledem k náročnosti na vhodné geologické podmínky a faktory ovlivňující životní prostředí se vidí velice zřídka.



Obr. 23: Tepelné čerpadlo voda-voda. Zdroj [11]

1.9.5 TČ vzduch - voda

Tepelné čerpadlo vzduch-voda využívá jako zdroj tepla okolní atmosféru, která je dobrým zdrojem z hlediska neomezeného množství energie. Okolní vzduch ohříváný sluncem je k dispozici všude a zdarma. Jedná se asi o nejekologičtější typ tepelného čerpadla.

Na primární straně je trubkový výparník doplněný ventilátorem pro zlepšení přenosu tepla ze vzduchu. Konstrukce tohoto tepelného čerpadla je obvykle dvoudílná (tzv. split). Venkovní a vnitřní část jsou spojeny izolovanými měděnými trubkami, v kterých proudí chladivo. Ventilátory mají podle konstrukce výparníku odpovídající horizontální nebo vertikální osu a běžně malý příkon. Pokud je potřeba zajistit v systému velký výkon, využívá se více ventilátorů.

Dalšímu provedením tepelného čerpadla vzduch voda se říká kompaktní. Jedná se o tepelné čerpadlo naplněné už od výrobce chladivem celé v jednom celku. Sekundárním výměníkem pak proudí topná voda, která tepelně izolovaným potrubím proudí do domu. Tato kompaktní tepelná čerpadla mohou být i přímo v budově například ve sklepení či půdě. Pokud je instalováno v budově, vzduch se k nim přivádí tepelně izolovaným potrubím a musí být zajištěno, aby se do sání nedostával chladný vzduch z výfuku.

U tepelného čerpadla vzduch-voda dochází na výparníku k vysrážení vodní páry nebo námraze. To se musí odstranit, aby mohlo tepelné čerpadlo správně fungovat. Námraza vzniká při teplotách pod bodem mrazu a odstraňuje se reverzací chodu tepelného čerpadla, kdy se prohodí funkce výměníků, nebo se zavádí topné těleso či kabel. Potřeba odstranění námrazy vyžaduje určitou energii, což se podepisuje na snížení topného faktoru.

Výhodné je u tohoto typu tepelného čerpadla jeho snadná instalace bez nutnosti provádět zemní práce. Dále tento systém vyžaduje nižší investiční náklady v porovnání s ostatními typy tepelných čerpadel.

Nevýhodou je zejména fakt, že teplota prostředí, z kterého odebírá teplo, během roku značně kolísá a s klesající teplotou klesá i výkon a topný faktor. To znamená, že tento druh tepelného čerpadla nedokáže pokrýt při nejnižších teplotách ztráty objektu a musí být doplněn jiným zdrojem tepla, který začíná pracovat, když tepelné čerpadlo přestane být efektivní (nejčastěji se využívá elektrokotel). Má také vyšší provozní náklady, kratší životnost a vyšší hlučnost.



Obr. 24: Tepelné čerpadlo vzduch-voda. Zdroj [11]

1.9.6 TČ vzduch - vzduch

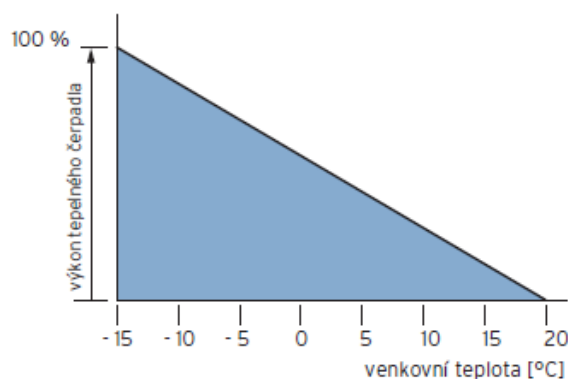
Tepelné čerpadlo vzduch - vzduch odebírá teplo z venkovního vzduchu. Vzduch je nasáván do venkovní jednotky tepelného čerpadla, kde je z něj získáno teplo a to je následně použito pro ohřev vzduchu uvnitř vytápěné budovy. Pokud má tepelné čerpadlo jednu vnitřní jednotku, funguje podobně jako krb. Vytápí jednu místnost, ale teplo se přirozeně šíří po celém domě. Díky tomu, že toto tepelné čerpadlo ohřívá vzduch v místnosti přímo, bez prostřednictví topného systému, dosahuje výrazně lepších topných faktorů než klasická tepelná čerpadla.

1.10 Způsoby provozu tepelných čerpadel

Využívání tepelných čerpadel se dělí na základě způsobu jejich práce na několik druhů provozu.

1.10.1 Monovalentní provoz

Monovalentní provoz je takový provoz, kdy k vytápění objektu kromě tepelného čerpadla nepotřebujeme žádný jiný energetický zdroj, což lze považovat do značné míry za výhodu a při mírném předimenzování se zvyšuje spolehlivost systému.



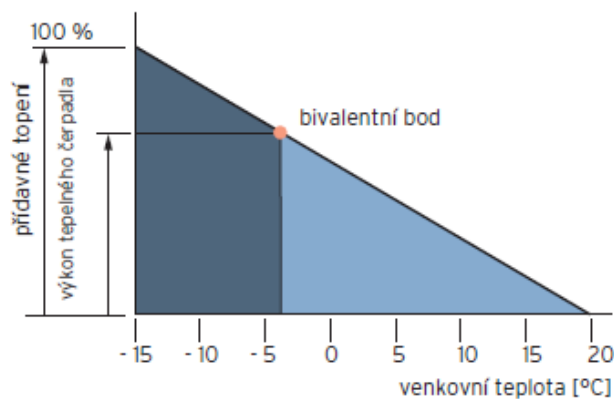
Obr. 25: Monovalentní provoz. Zdroj [13]

1.10.2 Monoenergetický provoz

Při monoenergetickém provozu se nevyužívá žádné další vytápěcí zařízení s jiným zdrojem paliva. V případě, že samotný výkon tepelného čerpadla nedokáže pokrýt potřebu tepla, připne se zdroj na elektrický ohřev.

1.10.3 Alternativně bivalentní provoz

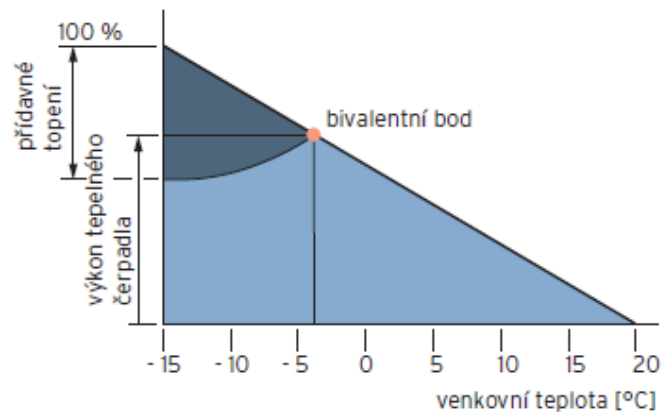
Alternativně bivalentní provoz tepelného čerpadla pokrývá celou potřebu tepla do určité nastavené hodnoty venkovní teploty a po jejím překročení přenechá celou produkci tepla jinému zdroji.



Obr. 26: Alternativně bivalentní provoz. Zdroj [13]

1.10.4 Paralelně bivalentní provoz

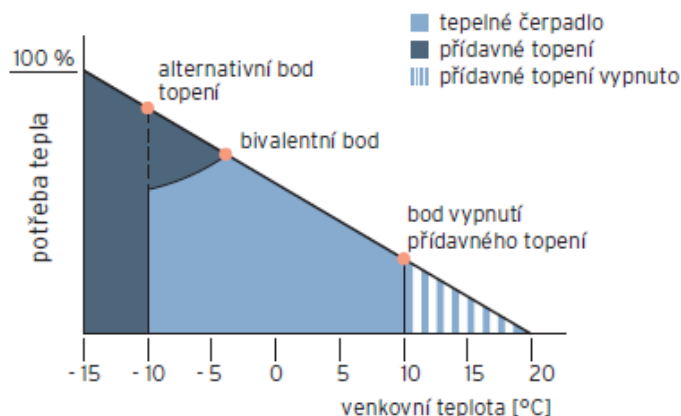
Při paralelně bivalentním provozu tepelného čerpadla pokrývá potřebu do určité teploty samo čerpadlo a při nízkých teplotách se přidává další zdroj tepla. Tento způsob se od alternativně bivalentního provozu liší vyšším podílem tepelného čerpadla na celkové produkci tepla.



Obr. 27: Paralelně bivalentní provoz. Zdroj [13]

1.10.5 Částečně paralelně bivalentní provoz

Při částečně bivalentním provozu tepelné čerpadlo pokrývá potřebu tepla samo do určité teploty. Při poklesu této teploty se připojí další zdroj. Pokud tepelné čerpadlo není schopné dodávat dostatečné teplo, vypne se.



Obr. 28: Částečně paralelně bivalentní provoz. Zdroj [13]

2 Tepelná ztráta budovy

Znalost teplených ztrát je jedna z nejdůležitějších informací o budově. Slouží nám k dimenzování otopné soustavy a určení potřebné energie pro vytápění. Norma popisující výpočet návrhové tepelné ztráty má označení ČSN EN 12831. Tato norma popisuje standardní případy, které zahrnují všechny budovy s omezenou výškou místnosti nejvýše 5 m a s vytápěním do ustáleného stavu při návrhových podmínkách pro obytné budovy, kancelářské a administrativní budovy, školy a další.

Celkové ztráty budovy se určí jako součet ztrát jednotlivých místností. Výpočtová metoda je založena na předpokladech rovnoměrného rozložení tepla v místnosti (teplota vzduch a operativní metoda) a ztráty se určují za ustáleného stavu (konstantní teplota, charakteristika stavební konstrukce).

2.1 Návrhová tepelná ztráta ve vytápěném prostoru

Tepelnou ztrátu v místnosti počítáme jako součet všech jednotlivých tepelných ztrát, tedy ztráty prostupem konstrukcí, tedy stěnou, podlahou nebo stropem, prostupem výplněmi otvorů, okny a dveřmi a ztrátou větráním.

Celková návrhová tepelná ztráta prostoru (i) se vypočítá ze vztahu:

$$\phi_i = \phi_{T,i} + \phi_{V,i}$$

Φ_i je celková návrhová tepelná ztráta [kW];

$\Phi_{T,i}$ je návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru [kW];

$\Phi_{V,i}$ je návrhová tepelná ztráta větráním vytápěného prostoru [kW].

2.1.1 Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla

Návrhová tepelná ztráta prostupem tepla se vypočítá ze vztahu:

$$\Phi_{T,i} = (H_{T,ie} + H_{T,iue} + H_{T,ig} + H_{T,ij}) \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

$\Phi_{T,i}$ je návrhová tepelná ztráta prostupem tepla vytápěného prostoru [W/K];

$H_{T,ie}$ je součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (i) do venkovního prostředí (e) pláštěm budovy [W/K];

$H_{T,iue}$ je součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (i) do venkovního prostředí (e) přes nevytápěný prostor (u) [W/K];

$H_{T,ig}$ je součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (i) do zeminy (g) [W/K];

$H_{T,ij}$ je součinitel tepelné ztráty z vytápěného prostoru (i) do sousedního prostoru (j) vytápěného na jinou teplotu [W/K];

$\theta_{int,i}$ je výpočtová vnitřní teplota prostoru (i) [°C];

θ_e je výpočtová venkovní teplota nebo teplota sousední místnosti [°C].

2.1.2 Součinitel prostupu tepla

Součinitel prostupu tepla odpovídá celkové výměně tepla v ustáleném stavu mezi dvěma prostředími, které jsou navzájem oddělené stavební konstrukcí s tepelným odporem R a s přilehlými mezními vzduchovými vrstvami a zahrnující vliv všech tepelných mostů a jiných navýšení tepelných toků vzniklých jako součást konstrukce. V případě, že souhrn působení tepelných mostů způsobuje méně než 5% hodnoty součinitele prostupu tepla, lež jejich vliv v konstrukci zanedbat.

Legislativní předpisy definující výpočet a hodnocení prostupu tepla:

- ČSN EN ISO 6946 Stavební prvky a stavební konstrukce – tepelný odpor a součinitel prostupu tepla – výpočtová metoda;
- ČSN 73 0540-1 Tepelná ochrana budov - Část 1: Terminologie;
- ČSN 73 0540-2 Tepelná ochrana budov - Část 2: Požadavky;
- ČSN 73 0540-3 Tepelná ochrana budov - Část 3: Návrhové hodnoty veličin;
- ČSN 73 0540-4 Tepelná ochrana budov - Část 4: Výpočtové metody ;
- ČSN EN ISO 13370 Tepelné chování budov - Přenos tepla zeminou - Výpočtové metody;
- ČSN EN ISO 13789 Tepelné chování budov - Měrné tepelné toky prostupem tepla a větráním - Výpočtová metoda.

Výpočet součinitele prostupu tepla je definován vztahem:

$$U = \frac{1}{R_T}$$

U je součinitel prostupu tepla dané konstrukce [$W/m^2 K$];

R_T je tepelný odpor konstrukce [$m^2 K/W$].

$$R_T = R_{Si} + R + R_{Se}$$

R_{Si} je tepelný odpor při přestupu tepla na vnitřní strany [$m^2 K/W$];

R_{Se} je tepelný odpor při přestupu tepla na vnější strany [$m^2 K/W$];

R je tepelný odpor konstrukce [$m^2 K/W$].

Tepelný odpor vícevrstvé konstrukce se vypočítá ze vztahu:

$$R_n = \sum_i^n \frac{d_i}{\lambda_i}$$

d_i je tloušťka vrstvy konstrukce (i) [m];

λ_i je návrhový součinitel tepelné vodivosti vrstvy (i) [$W/m K$].

2.2 Návrhová tepelná ztráta větráním

Tepelná ztráta větráním úzce souvisí s výměnou vzduchu v místnosti. Jde o údaj, kolikrát se vzduch v místnosti vymění za čerstvý. Způsoby výměny vzduchu dělíme na přirozenou a nucenou.

Při přirozené výměně vzduch proudí pomocí vzlakových sil skrze spáry oken a dveří a styky obalových konstrukcí a infiltračí. Předpokládáme také, že přiváděný vzduch se shoduje s teplotní charakteristikou venkovního vzduchu.

Při nucené výměně je zapotřebí instalace vzduchotechnického zařízení, které je poháněno ventilátorem. Výhodou je v tomto případě snadné a přesné vyměnění vzduchu a možnost zpětného získání tepla, nevýhodou jsou náklady na pořízení takového systému. Je ale nutné dodržet alespoň stejné množství jako je minimální množství výměny vzduchu stanovené dle hygienického množství. V tomto případě přiváděný vzduch nemusí nutně mít teplotní charakteristiku venkovního vzduchu, například pokud je vzduch přiváděn ze sousední místnosti, je zpětně přehříván nebo když je použito zařízení pro zpětné získání tepla.

Návrhová ztráta větráním se vypočítá ze vztahu:

$$\Phi_{V,i} = H_{V,i} \cdot (\theta_{int,i} - \theta_e)$$

$\Phi_{V,i}$ je návrhová tepelná ztráta větráním [W];

$H_{V,i}$ je součinitel návrhové tepelné ztráty větráním [W/K];

$\theta_{int,i}$ je výpočtová vnitřní teplota prostoru (i) [°C];

θ_e je výpočtová venkovní teplota nebo teplota sousední místnosti [°C].

Tabulka 7: Vnitřní výpočtová teplota. Zdroj [17]

Druh budovy nebo prostor	$\theta_{int,i}$ [°C]
Kancelář	20
Zasedací místnost	20
Kavárna nebo restaurace	20
Učebna	20
Obchodní dům	16
Koupelna	24
Kostel	15

Součinitel návrhové ztráty větráním se vypočítá ze vztahu:

$$H_{V,i} = \dot{V}_i \cdot \rho \cdot c_p$$

\dot{V}_i je výměna vzduchu ve vytápěném prostoru [m³/s];

c_p je měrná tepelná kapacita vzduchu při teplotě $\theta_{int,i}$ [kJ/ m³ K];

ρ je hustota vzduchu při teplotě $\theta_{int,i}$ [kg/m³].

Pro konstantní hodnoty c_p a ρ zjednodušíme rovnici na tvar:

$$H_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_i$$

\dot{V}_i je opět výměna vzduchu ve vytápěném prostoru (i) ale v [m³/h].

2.2.1 Hygienické množství vzduchu

Pro různé typy místností je hygienickými předpisy vyžadována určitá minimální hodnota intenzity výměny vzduchu n_{min} .

Tabulka 8: Minimální vyžadovaná hygienická intenzita výměny vzduchu. Zdroj [17]

Druh místnosti	n_{\min} [h^{-1}]
Běžná obytná místnost	0,5
Kuchyň nebo koupelna s oknem	1,5
Kancelář	1
Zasedací místnost nebo učebna	2

Minimální množství výměny vzduchu požadované z hygienických důvodů se vypočítá ze vztahu:

$$\dot{V}_{\min,i} = n_{\min} \cdot V_i$$

$\dot{V}_{\min,i}$ je minimální množství vzduchu požadované z hygienických důvodů [m^3/h];

n_{\min} je minimální intenzita výměny vzduchu [h^{-1}];

V_i je objem vytápěné místnosti (i) [m^3].

2.2.2 Infiltrace vzduchu pláštěm budovy

Infiltrace vzduchu pláštěm budovy se vypočítá ze vztahu:

$$\dot{V}_{\text{inf},i} = 2 \cdot V_i \cdot n_{50} \cdot e_i \cdot \varepsilon_i$$

$\dot{V}_{\text{inf},i}$ je množství vzduchu infiltrace ve vytápěné místnosti (i) [m^3/h];

V_i je objem vytápěné místnosti (i) [m^3];

n_{50} je intenzita výměny vzduchu při rozdílu tlaku 50 Pa mezi vnitřkem a vnějškem budovy [h^{-1}];

e_i je stínící činitel [-];

ε_i je výškový korekční činitel [-].

Tabulka 9: Intenzita výměny vzduchu n_{50} . Zdroj [17]

Druh stavby	n_{50} [h^{-1}]		
	Stupeň těsnosti obvodového pláště budovy - kvalita těsnosti oken		
	vysoká velmi utěsněná okna a dveře	střední normálně utěsněná okna s dvojskly	nízká okna s jednoduchým zasklením bez utěsnění
Rodinný dům s jedním bytem	< 4	4 až 10	> 10
Bytový dům nebo jiná budova	< 2	2 až 5	> 5

Tabulka 10: Stínící činitel e . Zdroj [17]

Třída zastínění	e [-]		
	Vytápěný prostor bez nechráněných otvorových výplní	Vytápěný prostor s jednou nechráněnou otvorovou výplní	Vytápěný prostor s více než jednou nechráněnou otvorovou výplní
Žádné zastínění - budovy ve větrné oblasti nebo vysoké městské budovy	0	0,03	0,05
Mírné zastínění - budovy mezi stromy nebo v zastavěném území	0	0,02	0,03
Velké zastínění - středně vysoké budovy v centru města a budovy v zalesněné krajině	0	0,01	0,02

Tabulka 11 Výškový korekční činitel ε . Zdroj [17]

Výška vytápěného prostoru nad úrovní země vzdálenost středu místnosti nad zemí v metrech	ε [-]
0 - 10	1,0
10 - 30	1,2
30 a více	1,5

2.2.3 Vztahy pro výpočet přirozené a nucené výměny vzduchu

Přirozené větrání se vypočítá ze vztahu:

$$\dot{V}_i = \max(\dot{V}_{inf,i}, \dot{V}_{min,i})$$

$\dot{V}_{inf,i}$ je množství vzduchu infiltrací ve vytápěné místnosti (i) [m^3/h];

$\dot{V}_{min,i}$ je minimální množství vzduchu požadované z hygienických důvodů [m^3/h];

Nucené větrání se vypočítá ze vztahu:

$$\dot{V}_i = \dot{V}_{inf,i} + \dot{V}_{su,i} \cdot f_{vi} + \dot{V}_{mech,inf,i}$$

$\dot{V}_{inf,i}$ je množství vzduchu infiltrací ve vytápěné místnosti (i) [m^3/h]

$\dot{V}_{su,i}$ je množství přiváděného vzduchu do vytápěné místnosti (i) [m^3/h]

$\dot{V}_{mech,inf,i}$ je rozdíl množství mezi nuceně a přirozeně odváděným vzduchem ve vytápěné místnosti (i) [m^3/h]

$f_{v,i}$ se určuje na základě vztahu:

$$f_{v,i} = \frac{\theta_{\text{int},i} - \theta_{\text{su},i}}{\theta_{\text{int},i} - \theta_e}$$

$\theta_{\text{su},i}$ je teplota přiváděná do vytápěného prostoru (i) [°C]

2.3 Přerušované vytápění prostoru

Při přerušovaném vytápění prostorů uvnitř budovy závisí tepelné ztráty především na akumulčních vlastnostech stavebních částí, době zátopy, teplotnímu poklesu v době útlumu a na vlastnostech regulačního a řídicího systému. Zátopový výkon není potřeba uvažovat v případě, když regulační a řídicí systém vypojuje útlum vytápění během nejchladnějších dní a také pokud tepelné ztráty větráním mohou být omezeny během útlumu. Je nutné, aby zákazník při dimenzování věděl a dal souhlas s přítomností zátopového tepelného výkonu, který se podrobně stanovuje přesným výpočtem. Pro výpočet tepelného zátopového výkonu lze použít zjednodušené metody u budov s dobou omezení na noční útlum a pro stavební konstrukci, která není lehká, tedy například není ze dřeva. Dále pro nebytové prostory s víkendovým útlumem, pro využití jen v pracovních dnech menším než 8 hodin nebo při výpočtové vnitřní teplotě 20-22 °C,

Zjednodušené stanovení tepelného zátopového výkonu:

$$\Phi_{\text{RH},i} = A_i \cdot f_{\text{RH}}$$

A_i je plocha podlahy vytápěného prostoru (i) [m²];

f_{RH} je korekční součinitel závislý na době zátopy a poklesu vnitřní teploty během útlumu [W/m²].

Tabulka 12: Zátopový součinitel pro nebytové prostory s nočním útlumem nejvýše 12 hodin. Zdroj [17]

Doba zátopy [h]	f_{RH} [W/m ²]								
	Předpokládaný pokles teploty během útlumu								
	2 K			3 K			4 K		
	Hmotnost budovy								
	Nízká	Střední	Vysoká	Nízká	Střední	Vysoká	Nízká	Střední	Vysoká
1	18	23	25	27	30	27	36	27	31
2	9	16	22	18	20	23	22	24	25
3	6	13	18	11	16	18	18	18	18
4	4	11	16	6	13	16	11	16	16

Tabulka 13: Zátopový součinitel pro obytné prostory s nočním útlumem nejvýše 8 hodin. Zdroj [17]

Doba zátoku [h]	f_{RH} [W/m ²]		
	Předpokládaný pokles teploty během útlumu		
	2 K	3 K	4 K
	Hmotnost budovy		
	Vysoká	Vysoká	Vysoká
1	11	22	45
2	6	11	22
3	4	9	16
4	2	7	13

3 Návrhový tepelný výkon tepelné soustavy budov

Výpočet tepelného výkonu tepelné soustavy podléhá normě ČSN EN 12831 účinné v opravené verzi od 1. 9. 2005. Tato norma mimo jiné stanovuje postup při výpočtu dodávky tepla nutného k bezpečnému dosažení výpočtové vnitřní teploty.

Celkový tepelný výkon pro vytápění budovy se vypočítá ze vztahu:

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}$$

Φ_{HL} je tepelný výkon budovy, nebo její funkční části [W];

$\sum \Phi_{T,i}$ je suma tepelných ztrát prostupem tepla všech vytápěných prostor s výjimkou prostupu tepla sdíleného mezi funkčními částmi budovy [W];

$\sum \Phi_{V,i}$ je suma tepelných ztrát větráním všech vytápěných prostor s výjimkou prostupu tepla sdíleného mezi funkčními částmi budovy [W];

$\sum \Phi_{RH,i}$ je suma tepelných ztrát zátopových výkonů všech vytápěných prostor požadujících vyrovnání účinníků přerušovaného vytápění [W].

Výše uvedená rovnice v sobě zahrnuje i množství vzduchu v celé budově, a protože je množství vzduchu stanovené pro nejhorší možnou variantu v každém jednotlivé místnosti nebo prostoru, není vhodné sečíst sumu všech těchto nejhorších případů, protože ty v celé budově nemohou nastat současně. Dále výpočet neuvažuje teplo sdílené prostupem mezi místnostmi ve vnitřním prostoru budovy ani větrání uvnitř vnější obálky budovy.

Množství vzduchu pro celou budovu se vypočítá podle vztahu:

Pro přirozené větrání:

$$\sum \dot{V}_i = \max(0,5 \cdot \sum \dot{V}_{\text{inf},i}, \sum \dot{V}_{\text{min},i})$$

Pro nucené větrání:

$$\sum \dot{V}_i = 0,5 \cdot 0,5 \cdot \sum \dot{V}_{\text{inf},i} + (1 - \eta_v) \cdot \sum \dot{V}_{\text{su},i} + \sum \dot{V}_{\text{mech,inf},i}$$

η_v je účinnost zařízení pro zpětné využití tepla z odváděného vzduchu, pokud není zařízení nainstalované, uvažuje se $\eta_v = 0$.

3.1 Zjednodušená metoda návrhu tepelného výkonu soustavy

Celková návrhová tepelná ztráta:

$$\Phi_i = (\Phi_{T,i} + \Phi_{V,i}) \cdot f_{\Delta\theta,i}$$

$f_{\Delta\theta,i}$ je teplotní korekční činitel na zohlednění dodatečné tepelné ztráty místností vytápěných na vyšší teplotu, než mají jejich sousední místnosti [-]

Tabulka 14: Hodnoty pro $f_{\Delta\theta}$. Zdroj [17]

Vnitřní výpočtová teplota	$f_{\Delta\theta}$
Normální	1,0
Vyšší	1,6

Návrhová tepelná ztráta prostupem:

$$\Phi_{T,i} = \sum_k f_k \cdot A_k \cdot U_k \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e)$$

f_k je teplotní korekční činitel stavební části (k) [-];

A_k je plocha stavební části (k) [m²];

U_k je součinitel prostupu tepla stavební části (k) [W/ m² K].

Tabulka 15: Hodnoty pro f_k . Zdroj [17]

Tepelná ztráta	f_k	
Přímo do vnějšího prostředí	1,00	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	1,40	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
	1,00	Okna a dveře
Nevytápěným prostorem	0,80	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	1,12	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
Zemí	0,30	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	0,42	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
Podkrovím	0,90	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	1,26	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
Zvýšenou podlahou	0,90	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	1,26	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
Do sousední budovy	0,50	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	0,70	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované
Do sousední místnosti	0,30	Tepelné mosty jsou tepelně izolované
	0,42	Tepelné mosty nejsou tepelně izolované

Návrhová tepelná ztráta větráním:

$$\Phi_{V,i} = 0,34 \cdot \dot{V}_{\min,i} \cdot (\theta_{\text{int},i} - \theta_e)$$

$$\dot{V}_{\min,i} = n_{\min} \cdot V_i$$

Celkový návrhový tepelný výkon:

$$\Phi_{HL,i} = \Phi_i + \Phi_{RH,i}$$

$$\Phi_{RH,i} = A_i \cdot f_{RH}$$

Celkový tepelný výkon pro vytápění budovy:

V tomto případě se nesmí do návrhového tepelného výkonu budovy zahrnovat teplo sdílené teplo sdílené prostupem mezi místnostmi ve vnitřním prostoru budovy ani větrání uvnitř vnější obálky budovy.

$$\Phi_{HL} = \sum \Phi_{T,i} + \sum \Phi_{V,i} + \sum \Phi_{RH,i}$$

4 Příprava teplé vody

Legislativní předpisy pro přípravu teplé vody:

- ČSN EN 806-1 Vnitřní vodovod pro rozvod vody určené k lidské spotřebě - Část 1: Všeobecně
- ČSN EN 806-2 Vnitřní vodovod pro rozvod vody určené k lidské spotřebě - Část 2: Navrhování
- ČSN EN 806-3 Vnitřní vodovod pro rozvod vody určené k lidské spotřebě - Část 3: Dimenzování potrubí - Zjednodušená metoda
- ČSN 06 0320 Tepelné soustavy v budovách - Příprava teplé vody - Navrhování a projektování
- ČSN EN 15316-3-1 Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy - Část 1: Soustavy teplé vody, charakteristiky potřeb (požadavky na odběr vody)
- ČSN EN 15316-3-2 Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy - Část 3-2: Soustavy teplé vody, rozvody
- ČSN EN 15316-3-3
Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy - Část 3-3: Soustavy teplé vody, příprava

V normě ČSN EN 806-2 jsou specifikovány přípustné materiály, z kterých jsou vyrobené trubky, tvarovky a jejich spoje, v seznamu její přílohy A. Přednost se dává armaturám s nízkým hydraulickým odporem, jako jsou například kulové kohouty a šoupátka. V návaznosti na výše uvedené evropské normy došlo a v souladu s ČSN EN 1717 k revizi původní ČSN 73 6660 nově na normu s novým třídicím znakem ČSN 75 5409. Norma vznikla k doplnění požadavků, které jsou stanoveny evropskými normami a zahrnuje i případy, kde evropské normy nejsou dostatečně podrobné. Norma se vztahuje na projektování, montáž, provoz a údržbu vnitřních vodovodů připojených na vodovodní přípojku z rozvodu pro veřejnou potřebu nebo na vlastní zdroj vody. Propojovat rozvody vody od různých dodavatelů a z jiných zdrojů stejného dodavatele není přípustné. Případy zásobování objektu z vodovodu pro veřejnou potřebu a jiného zdroje jsou uvedeny a řešeny v ČSN EN 1717.

Typy instalací podle ČSN EN 806:

- instalace typu A - uzavřený systém rozvodu vody z vodovodní přípojky;
- instalace typu B - nízkotlaký otevřený systém vnitřního vodovodu

V České republice se pro vnitřní vodovody upřednostňuje instalace typu A podle ČSN EN 806-1 zásobovaná přímo z vodovodní přípojky nebo automatické tlakové čerpací stanice. Instalace typu B podle ČSN EN 806-1 zásobovaná gravitačně z výše položené přerušovací zásobní nádrže se

používá pouze ve výjimečných případech. Instalace typu A a typu B se mohou navrhovat také kombinovaně.

Provozní podmínky:

Tabulka 16: Třídy nejvyššího přípustného provozního přetlaku. Zdroj:[18]

Třídy nejvyššího přípustného přetlaku PMA	Přetlak [kPa]
PMA 1,0	1000
PMA 0,6	600
PMA 0,25	250

Zkušební přetlak musí být nejméně 1,5násobek přípustného provozního přetlaku (PMA). Přetlak při vodním tlakovém rázu nesmí překročit zkušební přetlak vnitřního vodovodu.

4.1 Provozní teplota rozvodu vody

Teplotu vody vytékající z plně otevřené armatury stanovuje vyhláška 152/2001 Sb. Ministerstva průmyslu a obchodu na rozpětí 45 až 60 °C. Podle ČSN 06 0320 rozvod teplé vody musí mít při úplném otevření výtokové armatury po uplynutí nejpozději 30 sekund v objektech určených k bydlení teplotu 50 až 55 °C nebo krátkodobě v odběrové špičce minimálně 45 °C. Zároveň nesmí mít potrubí teplé vody na trase mezi ohřivačem a nejvzdálenější výtokovou armaturou objem větší než 3 litry. Objem ostatního potrubí odbočujících mimo trasu k nejvzdálenější výtokové armatuře se do uvedeného objemu nezapočítává. Pokud není možné dodržet tento požadavek, musí se navrhnout cirkulace nebo přehřívání potrubí teplé vody samoregulačním elektrickým topným kabelem. Při použití cirkulace nebo přehřívání platí požadavek na maximální objem vody 3 l jen pro části potrubí, které nemají cirkulaci nebo přehřívání. U vnitřních vodovodů teplé vody s cirkulačním potrubím smí být rozdíl teploty vody mezi výstupem z ohřivače a vstupem cirkulačního potrubí do ohřivače vody nejvýše 5 K. U studené vody při úplném otevření by neměla být teplota vyšší než 25 °C.

Kvůli snížení rizika z opaření horkou vodou se na místech, kde je nezbytné věnovat zvýšenou pozornost teplotě na výtoku z armatury, osazují termostatické směšovací armatury nebo baterie s omezením teploty. Takovými místy jsou například nemocnice, školy nebo domovy pro seniory. Maximální doporučená teplota na těchto místech je pro výtok z armatury 43 °C. Ve sprchách mateřských škol nebo speciálních odděleních pečovatelských domovů by teplota neměla překročit hodnotu 38 °C.

Směšovací armatury bez termostatické regulace teploty vody pro zásobování více výtoků se nesmí používat. U směšovacích armatur s uzavíratelným společným výtokem musí být na přívodu studené i teplé vody instalovány zpětné armatury.

Vnitřní vodovody teplé vody mají být pro účely termické dezinfekce navrženy tak, aby se dalo dosáhnout teploty 70 °C u nejvzdálenější výtokové armatury.

Optimalizace systému je cestou k významným úsporám, má krátkou návratnost a zároveň správnou cestou k zajištění hygienických požadavků na teplou vodu dle platné vyhlášky.

4.1.1 Umístění uzavíracích armatur

Místa s povinným umístěním uzavírací armatury:

- ve všech budovách nebo jejich částech, které mají samostatné měření odběru vody;
- před každým zařízením jako například akumulární nádrží, nádržkovým splachovačem, ohřívačem vody nebo pračkou;
- na potrubí, které zásobuje vodou dva a více bytů nebo účelových jednotek, kde se armatura umístí na místo přístupné všem uživatelům připojených prostor.

Uzavírací armatura se instaluje na přívodním potrubí každého připojeného objektu, který je součástí nemovitosti a jejího komplexu a není přístupný z hlavní budovy. Taková uzavírací armatura se většinou umístí v hlavní budově co nejbližší k místu výstupu rozvodového potrubí do jiného připojeného objektu, jinak se přejde k umístění v připojeném objektu co nejbližší k místu vstupu přívodního potrubí.

U budov s málo častým odběrem vody postačí pouze jedna armatura. Příkladem takové budovy jsou rodinné nebo podobné domy.

4.1.2 Vedení potrubí

V případech, kdy není národním nebo místním předpisem stanoveno jinak, nesmí být potrubí uvnitř nosných konstrukcí stěn, podlah nebo uloženo do země pod podlahu nejnižšího podlaží, pokud není možnost jeho rychlé výměny. Kromě potrubí vedeného v ochranné trubce, instalačním kanále nebo šachtě. Vodovodní potrubí by se mělo ukládat na povrchu stavební konstrukce a zakrýt přízdivkou. Dále se nesmí připevňovat k jinému potrubí, například k plynovodu, nebo zastávat funkci podpěry pro jiné potrubí.

Příklady míst, kde potrubí nesmí být vedeno:

- komín;
- větrací šachta;
- výtahová šachta;
- šachta pro shoz domovního odpadu;

pokud jsou stále využívány k původnímu účelu. Dále potrubí nesmí být vedeno odvodňovacím nebo kanalizačním potrubím. Musí být zajištěna požární bezpečnost.

Potrubí studené pitné vody také nesmí být vedeno vedle potrubí vytápění nebo teplé vody, nebo procházet přes ohříváné prostory jako sušárny šatů nebo prádla. V momentě, kdy je vedení těchto potrubí vedle sebe nevyhnutelné, je nutné, aby bylo potrubí teplé a studené vody od sebe tepelně izolováno.

Potrubí vedoucí nepitnou vodu musí být vždy označeno barevnou samolepicí páskou umístěnou na trubkách nebo na tepelné izolaci nebo barevným nátěrem. Pro barevné označení potrubí s nepitnou vodou se používá bílá barva.

Vodovodní potrubí nemusí být podle platných elektrotechnických předpisů opatřeno elektrickými izolačními prvky.

4.2 Denní potřeba teplé vody

Denní spotřeba teplé vody je součástí stanovení energetické náročnosti budovy. Výpočet potřeby teplé vody a tepla na její přípravu se vypočítá dle normy ČSN EN 15316-3-1.

Výpočet denní potřeby teplé vody:

$$Q_W = 4,182 \cdot V_{W,\text{day}} \cdot (\theta_{W,\text{del}} - \theta_{W,0})$$

Q_W je denní potřeba teplé vody v [MJ/den];

$V_{W,\text{day}}$ je objem dodané vody za den [m^3/den];

$\theta_{W,\text{del}}$ je stanovená výstupní teplota vody [$^{\circ}\text{C}$];

$\theta_{W,0}$ je vstupní teplota studené vody [$^{\circ}\text{C}$].

Požadovaná výstupní teplota teplé vody závisí na jejím použití. U vstupní teploty je možné její kolísání, které má významný vliv na potřebu energie pro přípravu teplé vody. Pro zohlednění kolísání lze využít národní hodnoty v příloze k normě ČSN EN 15316-3-1.

Výpočet objemu teplé vody:

$$V_{W,\text{day}} = \frac{V_{W,f,\text{day}} \cdot f}{1000}$$

$V_{W,f,\text{day}}$ je objem teplé vody na jednotku a den při $\theta_{W,\text{del}}$ [l/den];

f je počet jednotek.

Tabulka 17: Specifické potřeby vody v různých budovác. Zdroj: [19]

Druh budovy	Specifická potřeba teplé vody $V_{W,f,\text{day}}$ [l/(měrná jednotka *den)]	Měrná jednotka
Rodinný dům	40 až 50	obyvatel
Bytový dům	40	obyvatel
Ubytovací zařízení	28	lůžko
Jednohvězdičkový hotel bez prádelny	56	lůžko
Jednohvězdičkový hotel s prádelnou	70	lůžko
Tříhvězdičkový hotel bez prádelny	97	lůžko
Tříhvězdičkový hotel s prádelnou	111	lůžko
Restaurace	10 až 20	jídlo
Kavárna	20 až 30	místo k sezení
Domov mládeže	50	lůžko
Domov pro seniory	45	lůžko
Škola	5 až 10	osoba
Nemocnice bez prádelny	56	lůžko
Nemocnice s prádelnou	88	lůžko
Sportovní zařízení	101	instalovaná sprcha

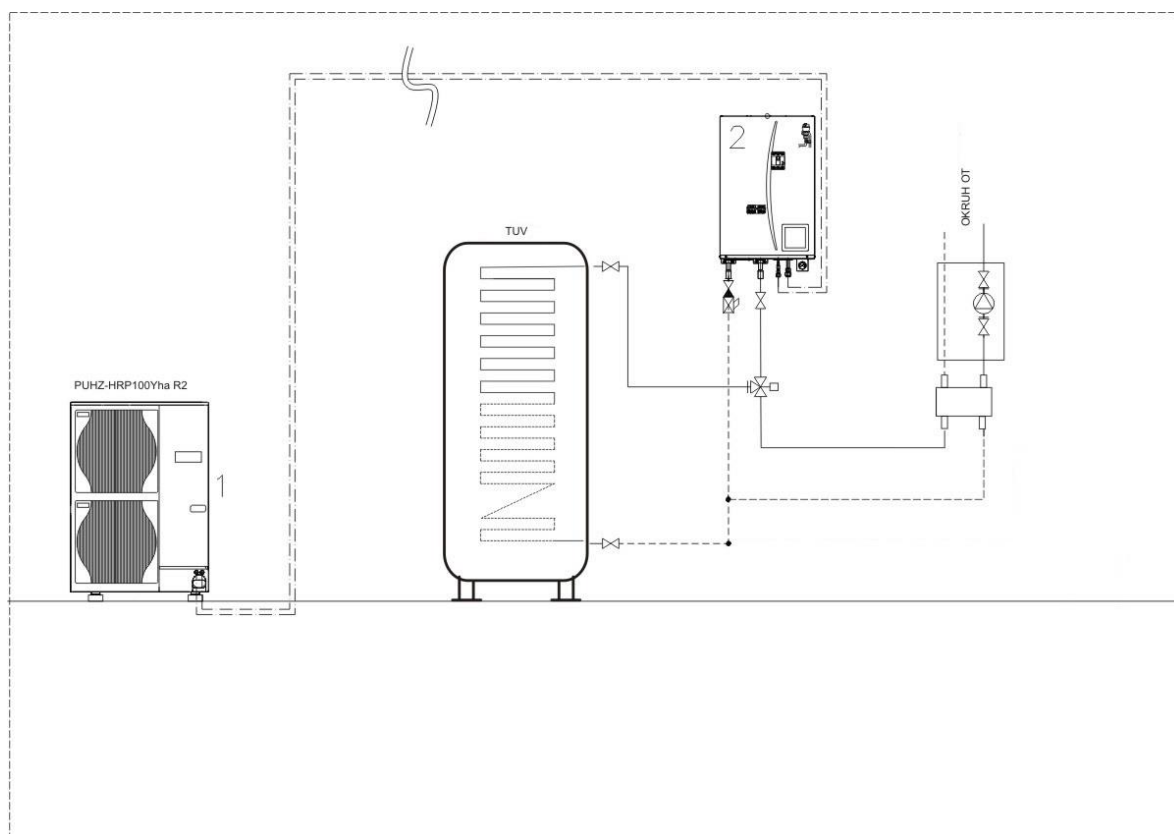
Hodnoty v tabulce jsou uvažovány při výstupní teplotě 60 °C a vstupní teplotě studené vody 13,5°.

5 Výsledky

5.1 Specifikace objektu

Jedná se o dvoupatrový rodinný dům, který se nachází v Komárově, což je součást obce Dolní Roveň nacházející se poblíž Pardubic. Dům není zateplený a zdi jsou z cihel vápenocementovou omítkou. V trvale domě žijí dva dospělí lidé a dítě. Celková podlahová plocha domu je 185 m² a celkový vnitřní objem 535 m³ s celkovým počtem 10 vytápěných místností a nevytápěného zádveří. Celkový návrhový tepelný výkon pro výpočtovou venkovní teplotu -12 °C dle normy ČSN EN 12831 v dané oblasti má hodnotu $\Phi_{HL}=15\ 604$ W z čehož jsou tepelné ztráty $\Phi_T=12\ 102$ W a ztráty větráním $\Phi_V=3\ 502$ W. Tyto hodnoty jsou vypočítané od projektanta TZB a byly mi poskytnuty majitelem.

Schéma otopné soustavy s tepelným čerpadlem:



Otopná soustava je navržena tak, že díky malé tlakové ztrátě nepotřebuje anuloid na vytvoření hydraulické stability. Teplá voda na výstupu z tepelného čerpadla je přes trojcestný ventil buď přímým okruhem vháněna do otopné soustavy do radiátorů, nebo v případě potřeby do bojleru, pokud poklesne teplota TUV pod mez 41 °C. Bojler je typu nádoba v nádobě.

5.2 Specifikace tepelného čerpadla

Měření probíhalo na tepelném čerpadle vzduch-voda od firmy Mitsubishi Electric. Model vnitřní jednotky je Zubadan Eco-One DHW a venkovní jednotky PUHZ-HRP100YHA2/YHA2. Tepelné čerpadlo se využívá k vytápění i přípravě teplé vody a pracuje v monovalentním provozu. Výkon tepelného čerpadla je řízený na základě požadavků na vytápění dané podle ekvitermní regulace. Jedná se o jednu z prvních generací tohoto typu tepelného čerpadla, která se začala vyrábět v roce 2009 a dnes už je nahrazena pokročilejšími generacemi, které při teplotách pod bodem mrazu dosahují ještě lepších výsledků. Nainstalovaná jednotka dokáže podle zapojení elektroniky uvnitř vnější jednotky dosahovat při definovaných podmínkách tepelného výkonu 11 kW nebo 14 kW. Výkon tepelného čerpadla je řízen signálem 0-10 V. Otáčky kompresoru jsou plynule řízeny frekvenčním měničem a tím tepelné čerpadlo dokáže reagovat na náhlou změnu potřeby výkonu a rychle se přizpůsobit aktuálním podmínkám.

Topná křivka:

AX	-20 °C	AY	55 °C
BX	-3 °C	BY	44 °C
CX	18 °C	CY	26 °C

Venkovní jednotka tepelného čerpadla:



Vnitřní jednotka tepelného čerpadla:



Tabulka hodnot COP při definované teplotě a definovaném výstupu 45 °C deklarované výrobcem pro průměrný:

Venkovní teplota [°C]	Hodnota COP [-]		
	Step 7	Step 4	Step 1
-15	1,55	1,65	1,28
-7	2,05	2,24	1,86
2	2,49	3,40	2,98
7	3,08	3,30	2,77
20	3,78	4,63	4,11

Tabulka hodnot tepelného výkonu při definované teplotě definovaném výstupu 45 °C deklarované výrobcem:

Venkovní teplota [°C]	Q _{TČ} [kW]		
	Step 7	Step 4	Step 1
-15	10,00	7,89	3,34
-7	11,20	8,25	3,81
2	12,16	10,33	4,77
7	12,83	8,34	3,85
20	17,53	11,39	5,26

5.3 Výpočet SCOP na dané instalaci

Pravidla pro výpočet SCOP tepelného čerpadla vychází z normy ČSN EN 14825.

- Pro výpočet budu uvažovat průměrné klimatické pásmo, protože nejlépe vystihuje podmínky v místě, kde je tepelné čerpadlo nainstalováno.
- Navrhované tepelné zatížení P_{designh} pro průměrné klimatické pásmo počítá s návrhovou venkovní teplotou - 10 °C.
- Tuto hodnotu lze určit na základě výpočtu celkové návrhové tepelné ztráty objektu, která se počítá dle ČSN EN 12831 a v dané oblasti počítá pro návrhovou venkovní teplotu -12 °C.
- Vypočítaná návrhová tepelná ztráta objektu je součástí dokumentace k domu, kterou poskytl majitel, a má včetně hodnot pro konkrétní místnosti celkovou hodnotu má $\Phi_{\text{HL}}=15\ 604\ \text{W}$ ($\Phi_{\text{T}}=12\ 102\ \text{W}$ a $\Phi_{\text{V}}=3\ 502\ \text{W}$).
- K hodnotě odpovídající objektu P_{designh} se lze dopracovat s využitím trojčlenky, protože jedinou rozdílnou hodnotou bude $\Delta\theta$ mezi venkovní a vnitřní výpočtovou teplotou, které bude o 2 °C menší. Tento způsob jsem si ověřil tím, že jsem kontaktoval projektanta, který tepelnou ztrátu počítal, a který následně ve výpočetním softwaru se změnou výpočtové venkovní teploty došel k téměř stejné hodnotě.

Veličina	hodnota [jednotka]	Veličina	hodnota [jednotka]
P_{designh}	14658 W	P_{OFF}	15 W
H_{HE}	2066 h	H_{TO}	127 h
P_{TO}	15 W	H_{SB}	0 h
P_{SB}	15 W	H_{CK}	3850 h
P_{CK}	0 W	H_{OFF}	3672 h

- Hodnoty $H_{\text{TO,SB,CK,OFF}}$ jsou stanovené normou a hodnoty $P_{\text{TO,SB,CK,OFF}}$ jsou z katalogového listu výrobce.

Výpočet SCOP:
$$\text{SCOP} = \frac{Q_{\text{H}}}{Q_{\text{HE}}}$$

Výpočet Q_{H} :
$$Q_{\text{H}} = P_{\text{designh}} \cdot H_{\text{HE}}$$

$Q_{\text{H}} = 30283 \text{ kWh.}$

Výpočet Q_{HE} :
$$Q_{\text{HE}} = \frac{Q_{\text{H}}}{\text{SCOP}_{\text{on}}} + H_{\text{TO}} \cdot P_{\text{TO}} + H_{\text{SB}} \cdot P_{\text{SB}} + H_{\text{CK}} \cdot P_{\text{CK}} + H_{\text{OFF}} \cdot P_{\text{OFF}}$$

$$\text{SCOP}_{\text{on}} = \frac{\sum_{j=1}^n h_j [P_{\text{h}}(T_j)]}{\sum_{j=1}^n h_j \left[\frac{P_{\text{h}}(T_j) - \text{elbu}(T_j)}{\text{COP}_{\text{bin}}(T_j)} + \text{elbu}(T_j) \right]}$$

Výpočet $P_{\text{h}}(T_j)$:
$$p_l(T_j) = \frac{T_j - 16}{-10 - 16} \quad P_{\text{h}}(T_j) \doteq p_l(T_j)$$

$\text{SCOP}_{\text{on}} = 3,291$

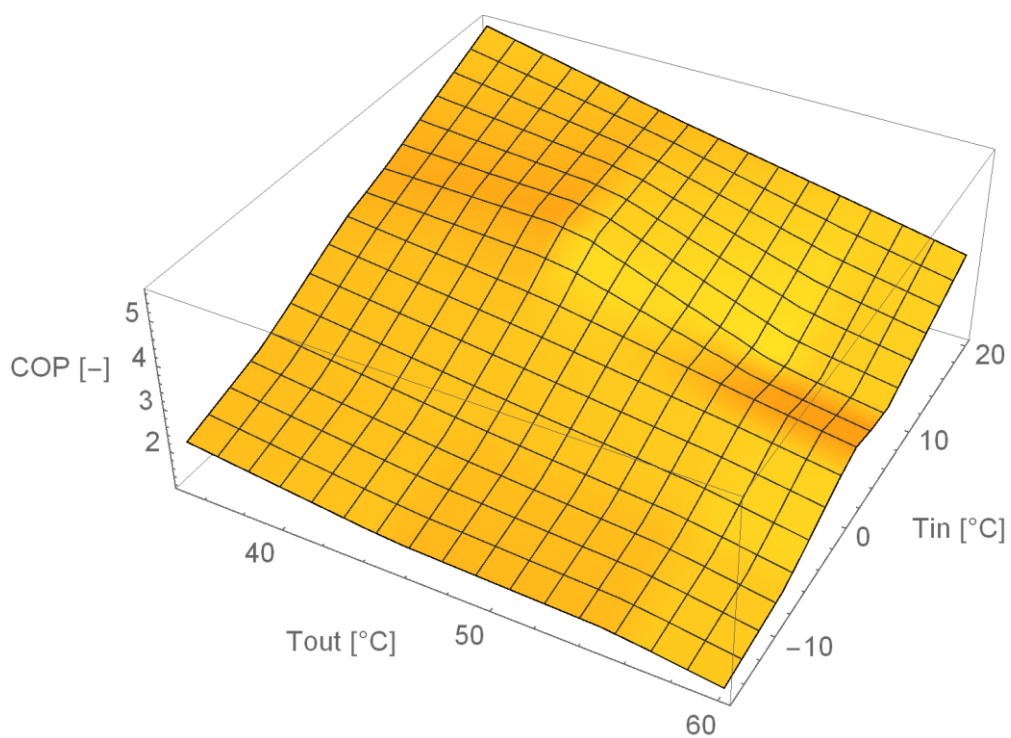
$Q_{\text{HE}} = 9259 \text{ kWh.}$

SCOP = 3,27

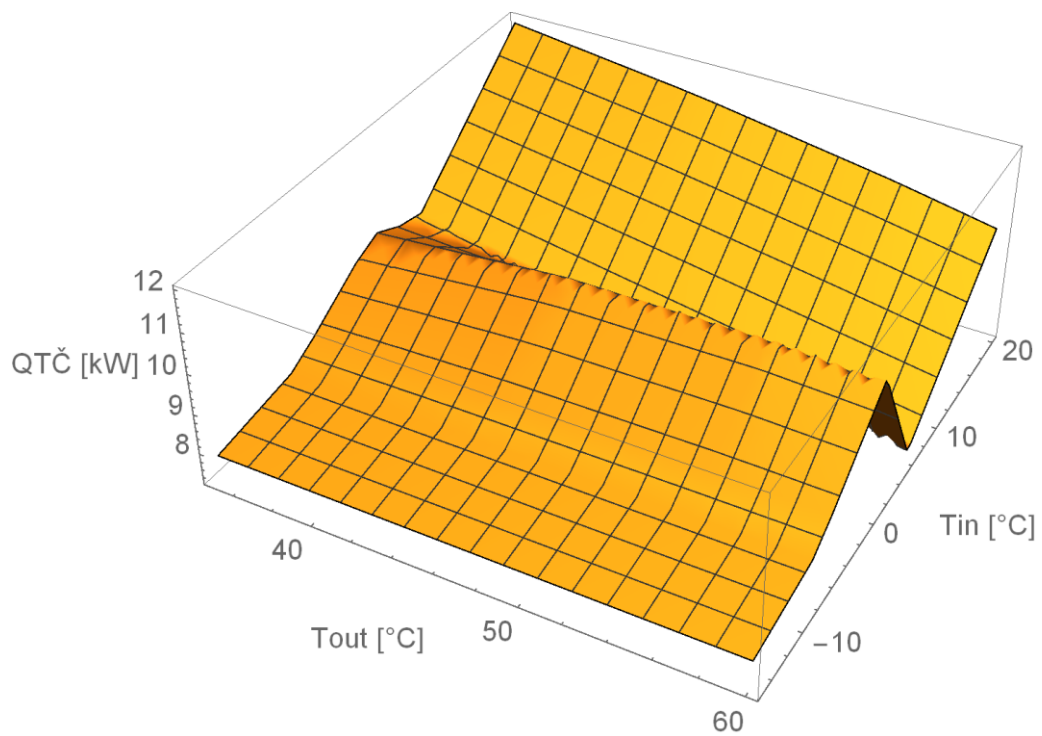
5.4 Model otopné soustavy

Model otopné soustavy byl zpracován v programu Wolfram Mathematica. V modelu jsou uvažovány jako vstupní hodnoty parametry tepelného čerpadla deklarované výrobcem v katalogovém listu pro Step 4. Model počítá s reálně naměřenou venkovní teplotou, při které pracovalo tepelné čerpadlo. Dále model zohledňuje topení podle ekvitemní regulace a počítá s příkonem na natopení jednoho celého bojleru za den.

Topný faktor tepelného čerpadla namodelovaný na základě údajů výrobce pro Step 4:



Tepelný výkon tepelného čerpadla namodelovaný na základě údajů výrobce pro Step 4:



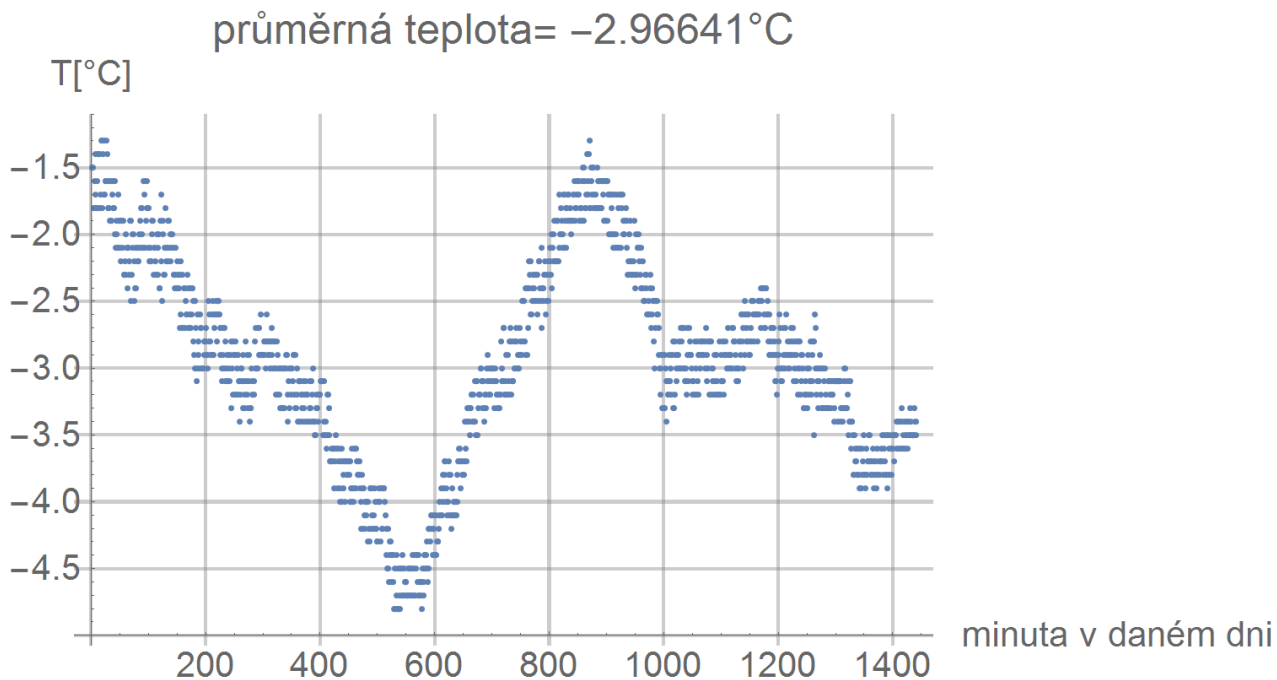
Hodnoty na základě modelu pro vybrané dny:

den	Elektrický příkon TČ za den [kWh]	Tepelný výkon za den [kWh]	Denní topný faktor [-]	Průměrná denní teplota [°C]
1. 1. 2017	100,769	282,292	2,80	-2,97
2. 1. 2017	83,733	246,99	2,95	-1,46
3. 1. 2017	68,088	232,65	3.42	1,64

Naměřené hodnoty elektrického příkonu ve vybraných dnech:

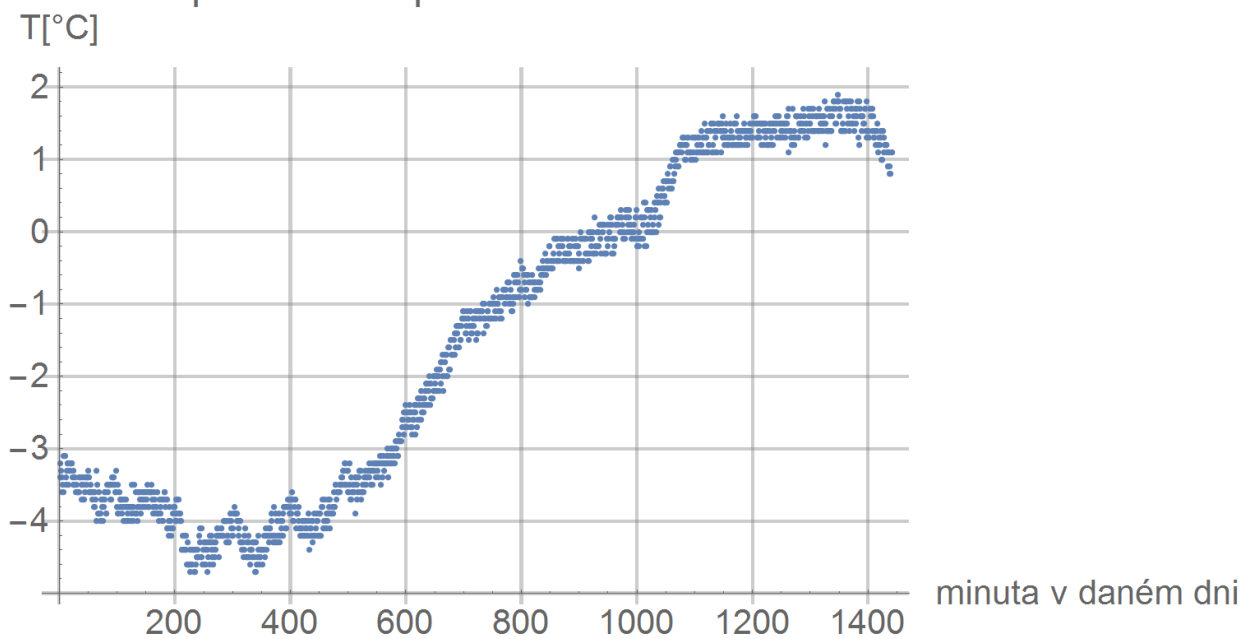
den	Elektrický příkon TČ za den [kWh]
1. 1. 2017	95,35
2. 1. 2017	88,547
3. 1. 2017	72,973

Průběh venkovní teploty pro vybrané dny měřený od půlnoci do půlnoci po jedné minutě:



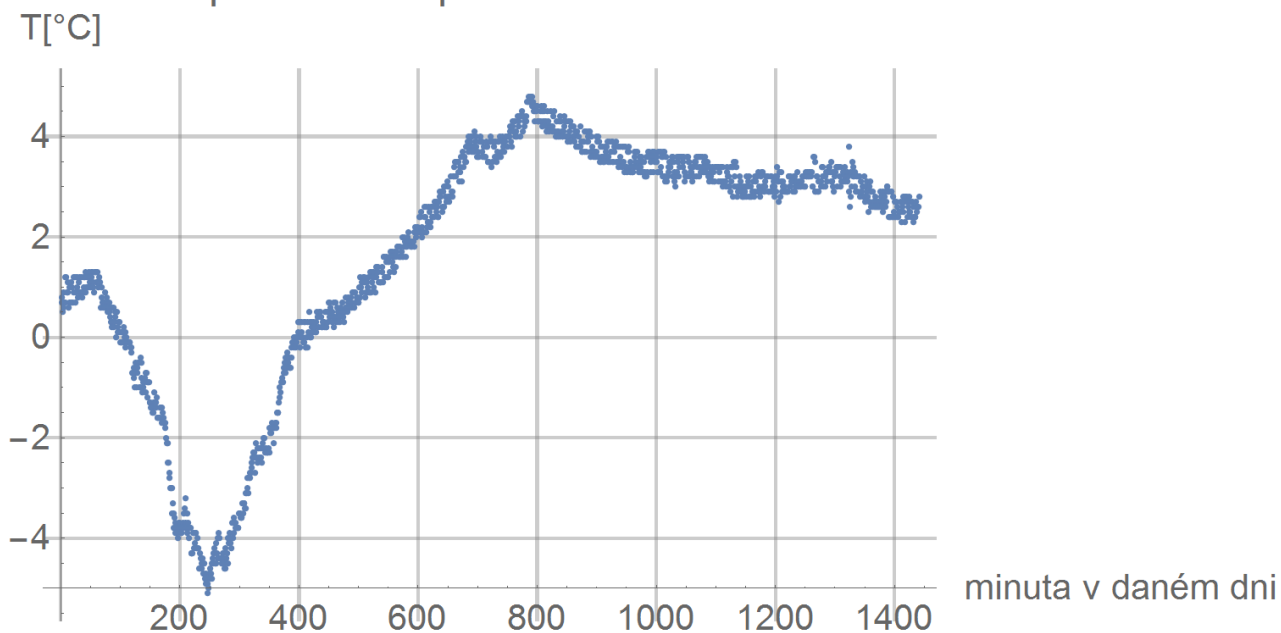
Průběh venkovní teploty 1. 1. 2017.

průměrná teplota= -1.46128°C



Průběh venkovní teploty 2. 1. 2017.

průměrná teplota= 1.64226°C



Průběh venkovní teploty 3. 1. 2017.

5.5 Měření

Výstupy z měření na tepelném čerpadle jsou zaznamenány díky softwaru, který je na tepelném čerpadle nainstalovaný a dokáže zaznamenávat hodnoty po jedné minutě pro celý den a následně uložit jako soubor CSV pro daný den. Mezi tyto hodnoty, které se ukládají, patří venkovní teplota, vstupní teplota vody otopné soustavy do tepelného čerpadla, výstupní teplota vody otopné soustavy z tepelného čerpadla, teplota vody na začátku výměníku, teplota v zásobníku TUV, počet minut běhu tepelného čerpadla, počet minut běhu oběhového čerpadla a další. Měření elektrické příkonu probíhalo připojením elektroměru a software měl ukládat hodnoty na začátku a na konci dne. Verze softwaru, ale obsahovala chybu a tak se ukládaly na první pohled nereálné hodnoty. Naměřené hodnoty elektrického příkonu jsem tak získal díky možnosti vzdáleného přístupu k jednotce, kde je vidět aktuální stav elektroměru, který jsem si musel zapsat a určit rozdíl na začátku a konci dne.

6 Závěr

Čistě podle údajů v katalogovém listu je patrné, že nainstalovaná jednotka tepelného čerpadla při teplotách hluboko pod bodem mrazu nedokáže pokrýt potřebu na tepelný výkon pro vytápění objektu a tím pádem by mělo být zapotřebí pro pokrytí tepelného výkonu pro nízké teploty doplňkový zdroj tepla a práce tepelného čerpadla v bivalentním režimu.

Tato instalace tepelného čerpadla původně obsahovala zařízení pro elektrický dohřev a měla venkovní jednotku zapojenou pro tepelný výkon 14 kW, dohřev ale byl odinstalován právě kvůli tomu, že při reálném provozu po několik let celou potřebu tepla zvládne pokrýt tepelné čerpadlo, které bylo navíc zapojeno na tepelný výkon 11 kW. Tyto kroky lze zdůvodnit jednak tím, že v posledních letech jsou teploty v zimních měsících většinou kolem nuly a opravdu tuhá zima s dlouhým úsekem velmi nízkých teplot jednoduše nebyla a dále také tím, že podle informací od výrobce, vycházejících z výsledků měření v certifikované zkušebně v Brně, se údaje v katalogovém listu drží při zemi a výsledky měření ze zkušebny udávaly podstatně lepší hodnoty. Katalogový list je navrhnutý tak, aby obsažené údaje bylo tepelné čerpadlo schopno zajistit v méně příznivých případech, čímž výrobce sám sebe chrání. Dalším faktorem ovlivňujícím pokrytí tepelného výkonu je, že řídicí jednotka uvnitř tepelného čerpadla dokáže krátkodobě zvýšit svůj výkon, což se děje většinou na pokrytí okamžité potřeby na TUV, tím, že zvýší frekvenci otáček kompresoru z 96hz až na 110Hz, díky čemuž se tepelný výkon zvýší až o 1 kW. V takovém režimu je tepelné čerpadlo schopno pracovat po dobu zhruba 1 hodiny podle provozních podmínek jako teplota nebo vlhkost a také se doba, výkon i frekvence může mírně lišit výrobek od výrobku. Takováto pomoc při generování požadovaného tepelného výkonu samozřejmě značně pomáhá dohánět požadovanou potřebu tepelného výkonu pro daný objekt, zejména když logika řídicí jednotky dokáže najet do režimu zvýšeného výkonu a ukončit tento režim v závislosti na vhodné pracovní a kritické teplotě práce kompresoru a tudíž po ochlazení

kompresoru může v případě potřeby opět přejít do režimu vyššího výkonu. Provoz za zvýšeného výkonu se v dlouhodobém měřítku negativně podepisuje na životnosti tepelného čerpadla a tímto způsobem nelze ve větší míře nahrazovat poddimenzování tepelného čerpadla vzhledem.

Ekvitermní křivka je nastavena podle zpáteční vody tudíž neurčuje výstupní vodu ale zpáteční, což je ve spojení s radiátory příznivější řešení pro řízení výkonu tepelného čerpadla a lze tak lépe doladit tepelná pohoda domu na základě lepšího povědomí o množství tepla odebíraném otopným systémem a následnou lepší reakcí tepelného čerpadla na aktuální situaci. Tímto způsobem se dosáhne lepšího dávkování výkonu a rychlejší reakce topného systému.

Ze zkušeností majitele objektu mohu konstatovat, že za celou dobu provozu nikdy nedošlo k výraznému nedostatečnému pokrytí tepelného výkonu a jedinou výjimkou byla situace přetrvávajících několikadenních mrazů s venkovní teplotou až $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, kdy teplota uvnitř klesla ze stálé hodnoty pohybující se okolo $22\text{ }^{\circ}\text{C}$ na $20\text{ }^{\circ}\text{C}$, což ovšem nijak výrazně nenarušuje tepelnou pohodu. Za celou dobu měření teplota uvnitř neklesla o více než $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ a zpravidla se pohybovala několik desetin nad teplotou $22\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Rozdíly v naměřeném elektrickém příkonu tepelného čerpadla a modelem jsou způsobeny změnou výkonu řídicí jednotkou tepelného čerpadla reagující na aktuální požadavky a podmínky.

7 Seznam použité literatury

7.1 Knižní zdroje

[1] ŽERAVÍK, Antonín. Stavíme tepelné čerpadlo: [návratnost i za jeden rok]. Přerov: Antonín Žeravík, 2003. ISBN 80-239-0275-X.

[2] SRDEČNÝ, Karel a Jan TRUXA. Tepelná čerpadla. Praha: EkoWATT, 2009. ISBN 978-80-87333-02-0.

[3] PETRÁŠ, Dušan. Vytápění rodinných a bytových domů: [návratnost i za jeden rok]. Bratislava: Jaga, 2005. Vytápění. ISBN 80-807-6020-9.

7.2 Zdroje z internetu

[4] Materiály, články a publikace. Www.tzb-info.cz [online]. Praha, 2016 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: www.tzb-info.cz

[5] Ekowatt [online]. Praha, 2016 [cit. 2016-12-23]. Dostupné z: <http://ekowatt.cz/>.

[6] Tepelná čerpadla v roce 2013. Www.mpo.cz [online]. Praha, 2014 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: <http://www.mpo.cz/dokument150513.html>

[7] European heat pump association. Www.ehpa.org [online]. Brusel [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: <http://www.ehpa.org/>

[8] Nová zelená úsporám. Www.novazelenausporam.cz [online]. Praha: Ministerstvo životního prostředí, 2016 [cit. 2016-12-20]. Dostupné z: <http://www.novazelenausporam.cz/zadatele-o-dotaci/rodinne-domy/3-vyzva-rodinne-domy/o-programu-3-vyzva/>

[9] Alternativní zdroje energie. Www.ib.cvut.cz [online]. Praha, 2010 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/AZE/Matuska_Alternativni_zdroje_energie.pdf

[10] Výměníky tepla. Www.bcb-plzen.eu [online]. Plzeň, 2013 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: <http://www.bcb-plzen.eu/alfalaval/pajene.htm>

[11] Tepelné čerpadlo a geotermální energie. Moodle.sspbrno.cz [online]. Brno [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: https://moodle.sspbrno.cz/pluginfile.php/7467/mod_resource/content/1/Pro%20u%C4%8Ditele%20-%20Tepeln%C3%A9%20C4%8Derpadlo%20a%20geoterm%C3%A1ln%C3%AD%20energie.pdf

[12] Tepelné čerpadlo. Www.publi.cz [online]. Brno, 2016 [cit. 2017-01-04]. Dostupné z: <https://publi.cz/books/93/01.html>

7.3 Ostatní zdroje

[13] KRČIL, Jakub. Využití obnovitelných zdrojů pro vytápění budov. Praha, 2014. Bakalářská práce. České vysoké učení technické.

7.4 Normy

[14] ČSN EN 14511: Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru Zdroj: <http://www.tzb-info.cz/normy/csn-en-14511-2-2014-04>. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2014.

[15] ČSN EN 14825: Klimatizátory vzduchu, jednotky pro chlazení kapalin a tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory pro ohřívání a chlazení prostoru - Zkoušení a hodnocení při podmínkách s částečným zatížením a výpočet sezonní výkonnosti Zdroj: <http://www.tzb-info.cz/normy/csn-en-14825-2016-12>. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2016.

[16] ČSN EN 378-1+A2: Chladicí zařízení a tepelná čerpadla - Bezpečnostní a environmentální požadavky - Část 1: Základní požadavky, definice, klasifikace a kritéria volby. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2012.

[17] ČSN EN 12831: Tepelné soustavy v budovách - Výpočet tepelného výkonu. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.

[18] ČSN EN 806-2: Vnitřní vodovod pro rozvod vody určené k lidské spotřebě - Část 2: Navrhování. Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2005.

[19] ČSN EN 15316-3-1: Tepelné soustavy v budovách - Výpočtová metoda pro stanovení potřeb energie a účinností soustavy - Část 3-1: Soustavy teplé vody, charakteristiky potřeb (požadavky na odběr vody). Praha: Úřad pro technickou normalizaci, metrologii a státní zkušebnictví, 2010.

8 Přílohy

8.1 Model TČ v programu Wolfram Mathematica

```
Quiet@Remove["Global`*"];
$HistoryLength=2;
SetDirectory[NotebookDirectory[]];
Dataε35={{-15,2.17},{-7,2.77},{2,3.92},{7,4.32},{20,5.61}};
Dataε45={{-15,1.65},{-7,2.24},{2,3.40},{7,4.30},{20,4.63}};
Dataε55={{-15,1.51},{-7,1.84},{2,2.75},{7,2.48},{20,3.75}};
Dataε60={{-15,1.2},{-7,1.44},{2,2.41},{7,2.14},{20,3.30}};
dats={Dataε35,Dataε45,Dataε55,Dataε60};
tepls={35,45,55,60};
d[i_]:=Prepend[#,tepls[[i]]]&/@dats[[i]];
data=Flatten[d/@Range[Length[dats],1];
ε[Tout_,Tin_]=Interpolation[data,InterpolationOrder->1][Tout,Tin];
p11=Plot3D[ε[Tout,Tin],{Tout,35,60},{Tin,-15,20},AxesLabel->{"Tout
[°C]","Tin [°C]"}];
Export["topnyFaktor.png",p11,ImageResolution->300];

DataQTC35={{-15,7.89},{-7,8.25},{2,9.80},{7,9.16},{20,12.00}};
DataQTC45={{-15,7.89},{-7,8.25},{2,10.33},{7,8.34},{20,11.39}};
DataQTC55={{-15,7.89},{-7,8.25},{2,10.41},{7,7.58},{20,10.60}};
DataQTC60={{-15,7.89},{-7,8.25},{2,10.28},{7,7.23},{20,10.13}};
datsQ={DataQTC35,DataQTC45,DataQTC55,DataQTC60};
dQ[i_]:=Prepend[#,tepls[[i]]]&/@datsQ[[i]];
```

```

dataQ=Flatten[dQ/@Range[Length[datsQ],1];
Q[Tout_,Tin_]=Interpolation[dataQ,InterpolationOrder->1][Tout,Tin];
pl2=Plot3D[Q[Tout,Tin],{Tout,35,60},{Tin,-15,20},AxesLabel->{"Tout
[°C]","Tin [°C]"}];
Export["topnyVykon.png",pl2,ImageResolution->300];
mboiler=170;
den=24*3600.;
c=4186;
Tvoda=10;
TvodaBoiler=50;
Pbolier=(c*mboiler*(TvodaBoiler-Tvoda))/den;
Print["výkon do boileru = ",Pbolier," W"]

PMinus12=0.85*15.6*103*(22+12)/(21+12);
Ptopny[Tvenkovni_]=Fit[{{-
12,PMinus12},{22,0}},{1,Tvenkovni},Tvenkovni];

msteckouTopeni=1.2/3600;
ΔT=5;
dataEkviterma={{-20,55.},{-3,44.},{18,26.}};
Ttopna[Tvenkovni_]=Interpolation[dataEkviterma,InterpolationOrder-
>1][Tvenkovni];
PTCcelkovy[Tvenkovni_]:=Ptopny[Tvenkovni]+Pbolier;
vydej[Tvenkovni_]:=Module[{k,Tvoda,Pele,Ptop},
Tvoda=Ttopna[Tvenkovni];
k=k/.FindRoot[PTCcelkovy[Tvenkovni]==103
k*Q[Tvoda,Tvenkovni],{k,0.5}];
Pele=(Ptop=k*PTCcelkovy[Tvenkovni])/ε[Tvoda,Tvenkovni];
{Tvenkovni,Tvoda,Ptop,Pele,k}

];

dataVysl=Quiet[{-#,vydej[#]}&/@Range[-15,15,0.05]];

dataPele=dataVysl/.{_,{Tvenkovni_,Tvoda_,Ptop_,Pele_,k_}}:>{Tvenkovni,
Pele};
dataPTC=dataVysl/.{_,{Tvenkovni_,Tvoda_,Ptop_,Pele_,k_}}:>{Tvenkovni,
Ptop};
intPele=Interpolation[dataPele];
intPTC=Interpolation[dataPTC];
pom=Drop[Import["01000000.CSV"],2];
pom2={Take[Characters[#[[1]]],-2],Take[Characters[#[[2]]],1]}&/@pom;

ClearAll[f];
f[{" ",a_},{b_}]:=ToExpression[a]+0.1ToExpression[b];
f[{"-",a_},{b_}]:=-1*(ToExpression[a]+0.1ToExpression[b]);
teploty=Drop[f/@pom2,-1];

minutoveEnergieEle=60*(intPele/@teploty);
elektrickeEnergiCelkem=Total[minutoveEnergieEle];
Print["odebráno elektriny ",elektrickeEnergiCelkem/(3600*1000.),"
kWh"]
minutoveTepelneEnergie=60*(intPTC/@teploty);
tepelnaEnergiCelkem=Total[minutoveTepelneEnergie];
Print["získáno tepla ",tepelnaEnergiCelkem/(3600*1000.)," kWh"];

```



```
Print["denní topný faktor =  
", tepelnaEnergiCelkem/elektrickeEnergiCelkem, " -" ]  
pl3=ListPlot[Mean[teploty]&/@teploty, AxesOrigin->{1, -5}, PlotStyle->{Red}, Joined->True];  
pl4=ListPlot[teploty, AxesOrigin->{1, -5}, AxesLabel->{"minuta v daném dni", "T[°C]"}, GridLines->Automatic, PlotLabel->"průměrná teplota="<>ToString[N[Mean[teploty], 2]]<>"°C"];  
Show[pl4, pl3]
```

8.2 Katalogové listy k tepelnému čepadlu