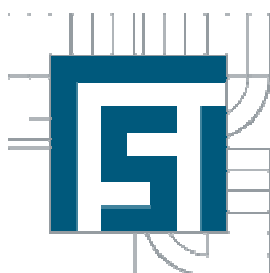


VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ

ENERGETICKÝ ÚSTAV

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING

ENERGY INSTITUTE

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

HEAT STORAGE TANK FOR HEAT PUMPS

DIPLOMOVÁ PRÁCE
MASTER'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

Bc. TOMÁŠ DANĚK

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

Ing. JIŘÍ HEJČÍK, Ph.D.

BRNO 2013

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Energetický ústav

Akademický rok: 2012/2013

ZADÁNÍ DIPLOMOVÉ PRÁCE

student(ka): Bc. Tomáš Daněk

který/která studuje v **magisterském navazujícím studijním programu**

obor: **Technika prostředí (2301T024)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma diplomové práce:

Akumulační nádrž tepelného čerpadla

v anglickém jazyce:

Heat storage tank for heat pumps

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Existují dva hlavní důvody pro využití akumulární nádrže ve spojení s tepelným čerpadlem. Prvním důvodem je zlepšení ekonomie provozu tepelného čerpadla, druhým pak prodloužení životnosti vlastního tepelného čerpadla, která je dána zejména trvanlivostí kompresoru, jenž ovlivňuje počet jeho startů.

Cíle diplomové práce:

Provést návrh akumulární nádrže pro provoz s tepelným čerpadlem vzduch-voda, která by zároveň sloužila jako stratifikovaný zásobník pro přípravu teplé vody průtokovým způsobem.

Seznam odborné literatury:

[1] ČSN EN 16147. Tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory: Zkoušení a požadavky na značení jednotek pro teplou užitkovou vodu. 1. vyd. Praha: ÚNMZ, 2011.

Vedoucí diplomové práce: Ing. Jiří Hejčík, Ph.D.

Termín odevzdání diplomové práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2012/2013.

V Brně, dne 20.11.2012

L.S.

doc. Ing. Zdeněk Skála, CSc.
Ředitel ústavu

prof. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc., dr. h. c.
Děkan fakulty

Abstrakt

Cílem práce je navrhnout akumulční nádrž k tepelnému čerpadlu vzduch – voda. V první části je uvedeno, jak funguje tepelné čerpadlo a proč je výhodné použít akumulční nádrž. Další část se zaměřuje na způsoby akumulace tepelné energie. Byl vytvořen program, který simuluje chování systému tepelného čerpadla s akumulční nádrží, za účelem návrhu velikosti nádrže, je popsáno, jak tento program funguje a je určena velikost nádrže k danému tepelnému čerpadlu. Poslední kapitoly se zabývají výpočtem minimální plochy průtokového výměníku TUV a návrhem vtokové armatury pro zlepšení teplotní stratifikace dané akumulční nádrže.

Klíčová slova

Tepelné čerpadlo, akumulční nádrž, akumulace tepla, určení objemu akumulční nádrže, průtokový výměník TUV, stratifikace.

Summary

The goal is to design a storage tank to the heat pumps air to water. The first part describes how a heat pump works and why it is advantageous to use the tank. Another section focuses on ways to accumulation of heat. Established a program that simulates the behavior of the heat pump system with storage tank, described how this program works and is designed tank size for a given heat pump. The last chapters deal with the calculation of minimum area of heat flow exchanger and the proposal inlet valve for improving the thermal stratification of the tank.

Keywords

Heat pump, storage tank, heat accumulation, determining the volume of the tank, heat flow exchanger of hot water, stratification.

Bibliografická citace

DANĚK, T. *Akumulační nádrž tepelného čerpadla*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2013. 62 s. Vedoucí diplomové práce Ing. Jiří Hejčík, Ph.D..

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem diplomovou práci na téma Akumulační nádrž tepelného čerpadla vypracoval samostatně pod vedením vedoucího práce. Vycházel jsem při tom ze svých znalostí, odborných konzultací a literárních zdrojů uvedených v mé práci.

V Brně dne Podpis

Poděkování

Děkuji panu Ing. Jiřímu Hejčíkovi, Ph.D. za odborné vedení, cenné rady a věnovaný čas při tvorbě diplomové práce. Dále bych chtěl poděkovat svojí rodině, která mi vytvořila zázemí po celou dobu mého studia.

Děkuji.

Obsah

1	Úvod.....	11
2	Tepelné čerpadlo.....	12
	2.1 <i>Princip tepelného čerpadla [12]</i>	12
	2.2 <i>Kompresory</i>	12
	2.2.1 <i>Pístové kompresory</i>	13
	2.2.2 <i>Kompresory scroll [3]</i>	14
	2.2.3 <i>Kompresory scroll EVI [14]</i>	14
	2.3 <i>Topný faktor [12]</i>	16
	2.3.1 <i>Sezónní topný faktor (SFP)</i>	18
3	Akumulace tepla	19
	3.1 <i>Způsoby akumulace tepla [8]</i>	19
	3.1.1 <i>Akumulace citelného tepla[7]</i>	19
	3.1.2 <i>Akumulace latentního tepla [7],[8]</i>	20
	3.2 <i>Tepelné ztráty [7]</i>	21
	3.3 <i>Stratifikace [9]</i>	22
4	Výpočetní program chování akumulární nádoby.....	24
	4.1 <i>Postup výpočtu</i>	24
	4.1.1 <i>Stanovení bilance akumulární nádoby</i>	24
	4.1.2 <i>Výpočet tepelného čerpadla</i>	25
	4.1.3 <i>Logika spínání elektrické topné spirály tepelného čerpadla</i>	25
	4.1.4 <i>Energie vydaná z nádoby</i>	26
	4.1.5 <i>Výpočet spotřeby energie na přípravu teplé vody</i>	28
5	Návrh akumulární nádoby.....	31
	5.1 <i>Vstupní parametry výpočtu</i>	31
	5.1.1 <i>Vlastnosti objektu</i>	31
	5.1.2 <i>Akumulační nádrž</i>	32
	5.1.3 <i>Teplá voda</i>	33
	5.1.4 <i>Zdroj tepla</i>	33
	5.2 <i>Hodnocení provozu akumulární nádoby a určení její velikosti</i>	34
	5.3 <i>Výpočet velikosti výměníku TUV</i>	37
	5.3.1 <i>Metoda ϵ-NTU</i>	37
	5.3.2 <i>Dolní část</i>	39

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

5.3.3	Horní část	43
5.4	<i>Návrh vtokové armatury</i>	51
5.4.1	Nastavení simulace	51
5.4.2	Výsledky	53
6	Závěr	57
7	Citovaná literatura	58
8	Seznam použitých zkratk a symbolů	59
9	Seznam obrázků	62
10	Seznam tabulek	62

1 Úvod

Při výběru tepelného čerpadla narážíme na problém, zda zvolit model s frekvenčním měničem, který dokáže měnit výkon kompresoru a tím výkon samotného čerpadla nebo zvolit model bez frekvenčního měniče, který vždy dodává maximální možný výkon. Model s frekvenčním měničem má výhodu v tom, že kompresor má za sledované období menší počet startů a odpadá potřeba akumulací nádrže. Nevýhoda spočívá v prodloužení doby běhu čerpadla úměrně ke snížení výkonu měničem, to se negativně projevuje na opotřebení a životnosti kompresoru. Druhou možností je použití tepelného čerpadla bez frekvenčního měniče spolu s vhodně zvolenou akumulací nádrží. Nádrž zvyšuje celkovou tepelnou kapacitu systému a snižuje tak počet startů kompresoru, který nepříznivě ovlivňuje jeho životnost.

V současnosti se akumulací nádrž navrhuje pouze na základě zkušeností nebo doporučení a podrobný návrh akumulací nádrže dosud nebyl zpracován. K tomuto účelu byl vytvořen výpočetní nástroj, který simuluje chování systému tepelného čerpadla a akumulací nádrže během roku. Hlavními veličinami, které jsou zjištěny, je počet startů kompresoru za rok a celková doba běhu kompresoru za rok. Z těchto hodnot je následně určena velikost nádrže.

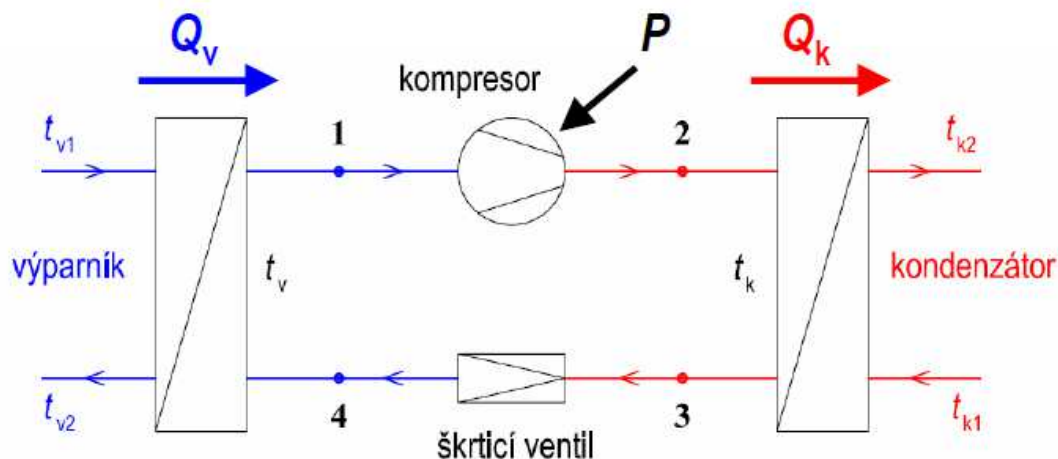
Je uvažovaná nádrž s průtokovým ohříváčem TUV, proto je proveden výpočet minimální plochy tohoto ohříváče. Na závěr je proveden návrh v tokové armatury takové, aby se dosáhlo minimálního promíchávání nádrže. Návrh je ověřen počítačovou simulací.

2 Tepelné čerpadlo

Tepelné čerpadlo je zařízení, které získává energii z nízkopotenciálního zdroje tepla a přečerpává ji na vyšší teplotní hladinu lépe využitelnou pro účely vytápění a ohřevu teplé vody. Existují dva základní typy tepelných čerpadel, sorpční a kompresorová. Tato práce se zabývá pouze kompresorovými tepelnými čerpadly.

2.1 Princip tepelného čerpadla [12]

Tepelné čerpadlo využívá uzavřeného oběhu chladiva. Toto chladivo se ve výparníku vypaří při nízké teplotě a nízkém tlaku. Vypařováním odebírá energii okolí. Poté je chladivo ve formě plynu stlačeno v kompresoru na vyšší tlak, zároveň je i ohřáto na vyšší teplotu. Kompresor stlačením dodá chladivu další energii formou práce. energii pro tuto práci dodává elektromotor. Stlačené chladivo poté putuje do kondenzátoru, kde je při kondenzaci plynného chladiva uvolněno značné množství tepla, které je dále využíváno pro ohřev TUV a vytápění. Chladivo, stále o vysokém tlaku, putuje do expanzního ventilu, kde je snížen tlak a chladivo putuje do výparníku a cyklus se opakuje. Schéma tepelného čerpadla je zobrazeno na obr. 2-1, na obr. 2-2 je zobrazen cyklus chladiva v diagramu tlak – entalpie.

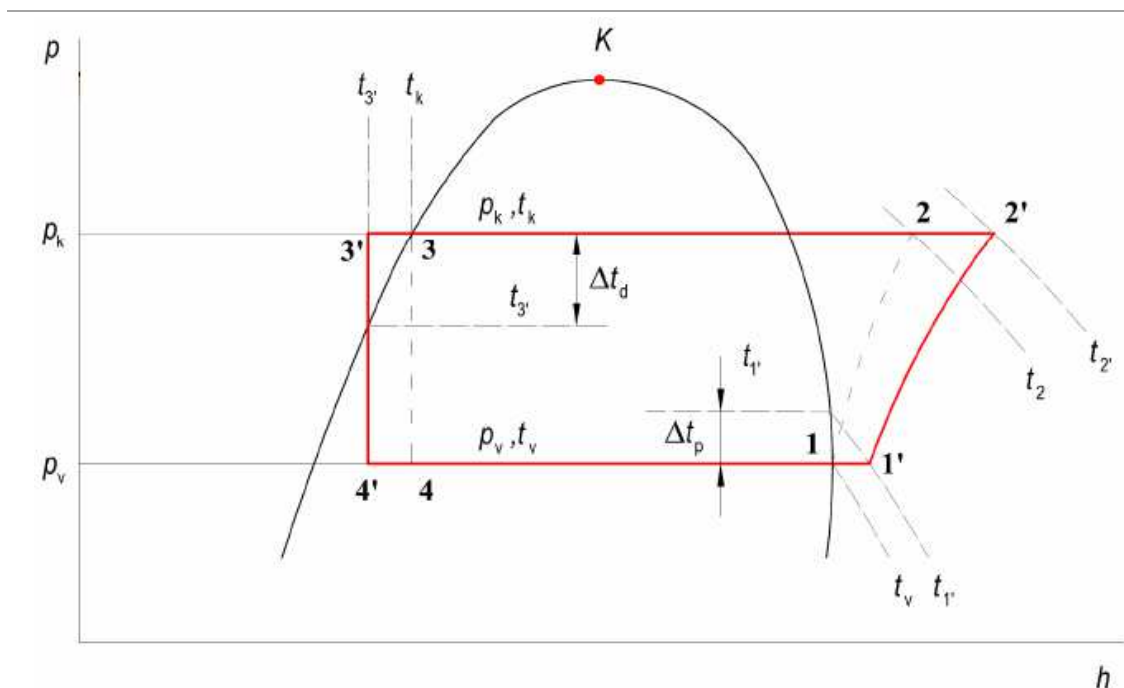


Obr. 2-1: Schéma tepelného čerpadla [13]

2.2 Kompresory

Kompresor je nejdůležitější a nejnákladnější součást tepelného čerpadla. Na jeho výkonu a vlastnostech závisí ekonomika provozu. Životnost tepelného čerpadla resp. kompresoru výrazně ovlivňuje počet startů kompresoru a také výběr typu kompresoru. Na výběr je několik typů kompresorů:

- Tepelné čerpadlo s pístovým kompresorem je levnější, ale hlučnější a má horší topný faktor, životnost kompresoru se pohybuje okolo 15 let. Za dobu životnosti tepelného čerpadla je třeba počítat s jednou jeho výměnou.



Obr. 2-2: Cyklus tepelného čerpadla v p-h digramu chladiva [13]

- Tepelné čerpadlo s rotačním kompresorem je také levnější a dosahuje podobných hodnot topného faktoru jako TČ s pístovým kompresorem. Lze se s nimi setkat spíše v klimatizačních jednotkách.
- Tepelné čerpadlo se spirálovým kompresorem (typ scroll) má vyšší cenu, ale dosahuje vyššího topného faktoru a životnost Scroll kompresoru je až o 25 % vyšší než u pístových kompresorů. Použití těchto kompresorů s nízkoteplotními chladivy pak umožňuje řešit tepelná čerpadla odebírající nízkopotencionální teplo ze vzduchu, která pracují efektivně i při nízkých teplotách vzduchu okolo -20 °C až -25 °C [2]. V současnosti je to nejpoužívanější typ. Je běžné, že tepelná čerpadla různých firem používají kompresor stejného výrobce. Životnost kompresoru typu scroll se udává 80 až 100 tisíc provozních hodin, to odpovídá životnosti asi 20 let.[10] V současnosti se dostávají na trh tepelná čerpadla se scroll kompresorem a technologií EVI (viz kapitola 2.2.3 Kompresory scroll EVI). Díky této technologii mohou tepelná čerpadla na straně výstupní vody dosahovat teploty až 65 °C .
- Šroubové kompresory se v tepelných čerpadlech používají v průmyslových a speciálních aplikacích, zejména tam, kde je potřeba velký výkon.

2.2.1 Pístové kompresory

Princip pístového kompresoru je velmi jednoduchý. Píst pohybující se ve válci nasává plyn sacím ventilem. Po dosažení dolní polohy se ventil zavře a plyn je stlačován, po dosažení otevíracího tlaku se otevře výtláčkový ventil a stlačený plyn odchází ven z válce. Celý cyklus se opakuje.

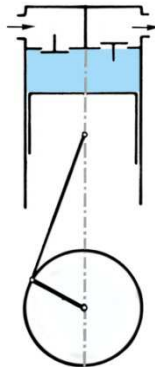
Kompresory mají pro dosažení co největší účinnosti co nejmenší škodlivý prostor, tj. prostor mezi pístem v horní poloze a hlavou válce. Stlačené chladivo ze

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPelnÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

škodlivého prostoru zmenšuje nasávaný objem do válce. Tyto kompresory se pro tepelná čerpadla vyrábí jako jednoválcové v uzavřeném provedení, kdy je motor ve společné nádobě s kompresorem. Pro vyšší výkony se vyrábí až osmiválcové kompresory. Otevřené provedení se odlišuje tím, že pohon je vně a je zajištěn elektromotorem nebo jiným zdrojem mechanické energie [2].



Obr. 2-3: Pístový kompresor [11]

2.2.2 Kompresory scroll [3]

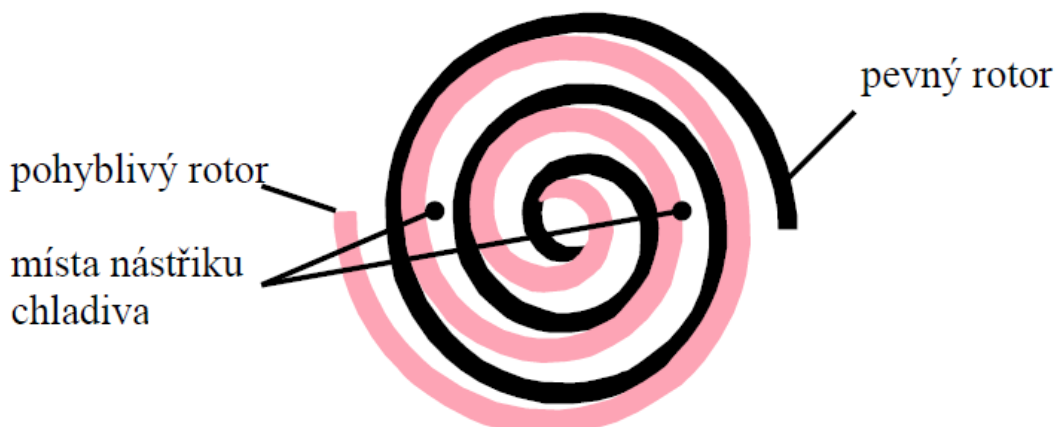
Patent na kompresor typu scroll byl podán v USA již v roce 1905, ale jejich rozmach nastal až s příchodem tepelných čerpadel.

Pracovní prostor kompresoru tvoří dvě kruhové desky s tvarově shodnými spirálovými lopatkami, které jsou v pracovní poloze vzájemně pootočený o 180°. Změnu objemu pracovního prostoru zajišťuje excentrem poháněná pohyblivá deska s kývavým pohybem. Pohybující se spirála se po statorové odvaluje tak, že obíhá po kruhové dráze kolem jejího středu, kde je také umístěn výtlak. Plyn se mezi obě spirály nasává na obvodu pevné desky. Pracovní prostor se odvalováním zmenšuje a současně je plyn dopravován k výtlaku.

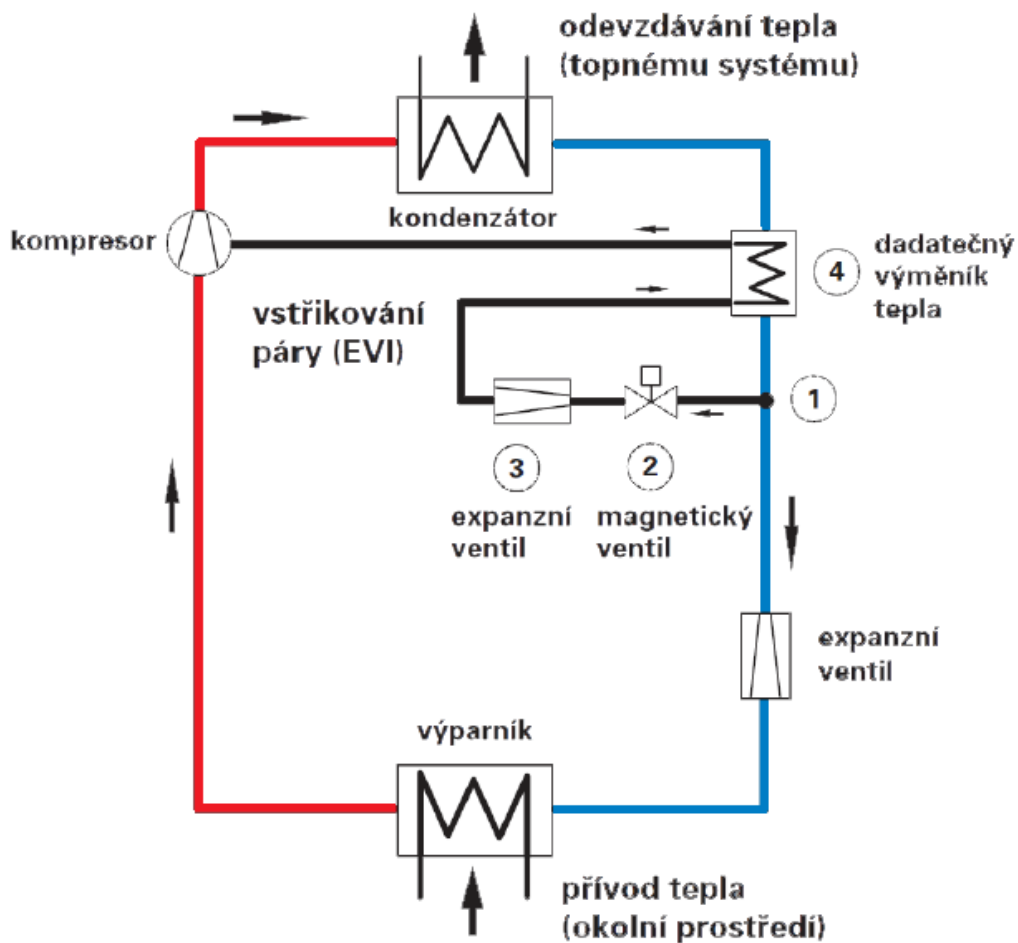
Přednosti těchto strojů se uplatňují ve stále větší míře. Kompresory scroll nemají klikový mechanismus a tudíž mají jen nepatrné vibrace, jsou bez převodu mezi motorem a pohyblivou deskou. Mají tichý chod a nejsou citlivé ke kapalinovému rázu u chladivových kompresorů jako pístové. Vyznačují se vysokou spolehlivostí, úsporností a účinností, to všechno vytváří příznivé podmínky k dosažení efektivního provozu.

2.2.3 Kompresory scroll EVI [14]

Technologie EVI (Enhanced Vapor Injection – zdokonalené vstřikování páry), v případě potřeby, za kondenzátorem prostřednictvím elektromagnetického ventilu odvede malé množství chladiva. Tomuto tekutému chladivu o vysokém tlaku se v expanzním ventilu zredukuje tlak na tlak vstřikovací a odpaří se v dodatečném výměníku tepla. Z něj se toto chladivo v plynném skupenství dostane do kompresoru, kam je vstřikováno přímo do kompresního procesu.



Obr. 2-4: Scroll kompresor- schéma rotorů[12]



Obr. 2-5: Schéma tepelného čerpadla se vstřikováním par chladiva (EVI) [13]

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

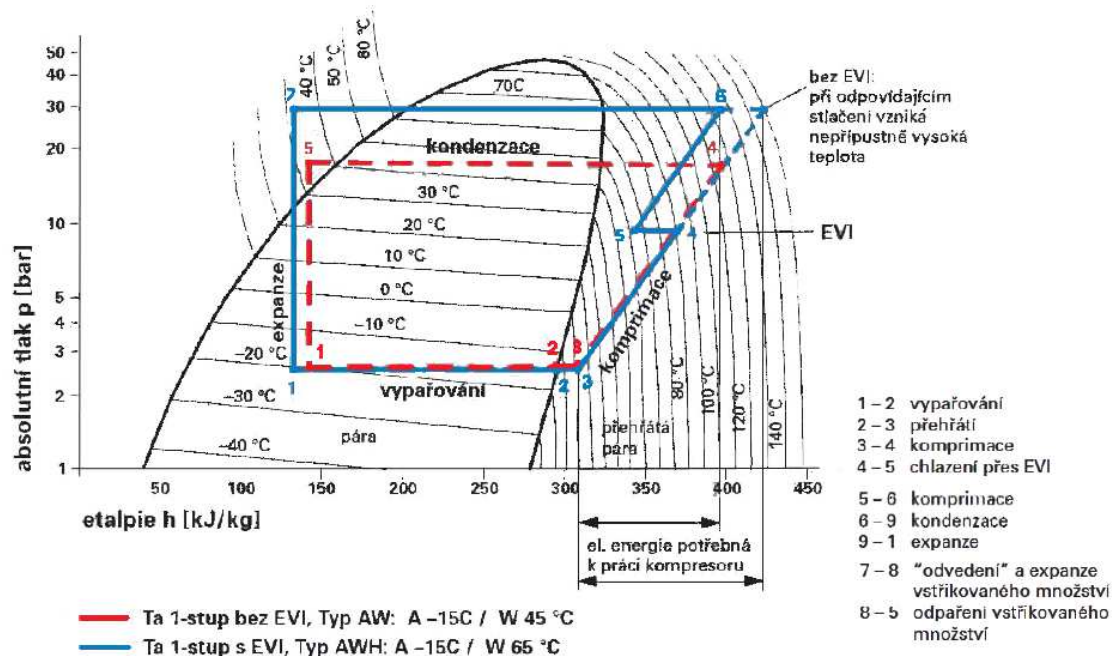
AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Teplné čerpadlo s cyklem EVI pracuje zpočátku jako běžné tepelné čerpadlo bez EVI cyklu. Teprve při vyšších teplotních nárocích (až 65 °C) se spustí vstřikování páry do kompresoru. Tím se v porovnání s běžným cyklem bez vstřikování zvýší výkon a topný faktor. Elektrická energie, která je třeba pro pohon kompresoru se vstřikováním, je nižší než energie potřebná pro teoreticky výkonově porovnatelný kompresor bez vstřikování.

Na obr. 2-6 je zobrazen p-h diagram chladiva R407c a v něm je zakreslen cyklus EVI ve srovnání s běžným cyklem tepelného čerpadla zobrazeném červenou přerušovanou čarou. Vstřikovanou parou dochází ke zchlazení chladiva. Pokles tlaku, který je vyvolán zchlazením média, je v plné míře vyrovnán množstvím vstříknutého paliva, to je důvod proč křivka mezi body 4 a 5 probíhá po izobaře.

Chlazením se může chladivo více stlačit bez překročení přípustné úrovně teploty v kompresoru (bod 6). Vstříknuté chladivo navíc zvyšuje hmotnostní tok média, což vede k předání většího množství tepla do otopného systému.



Obr. 2-6: Cyklus tepelného čerpadla s cyklem EVI a bez cyklu EVI [13]

2.3 Topný faktor [12]

Energetickou efektivitu většiny strojů posuzujeme podle jejich účinnosti, což je poměr energie přivedené k energii získané. Vlivem ztrát je účinnost vždy menší než 1.

U tepelných čerpadel se efektivita vyjadřuje topným faktorem ε (COP), který udává poměr množství získaného tepla ke spotřebě energie na pohon kompresoru. Topný faktor se většinou pohybuje v rozmezí 2 až 5. Pokud bychom chtěli určit účinnost tepelného čerpadla, museli bychom do vstupní energie zahrnout i energii z okolí a podělit ji energií na výstupu z tepelného čerpadla. Pak by takto získaná účinnost byla menší než 1.

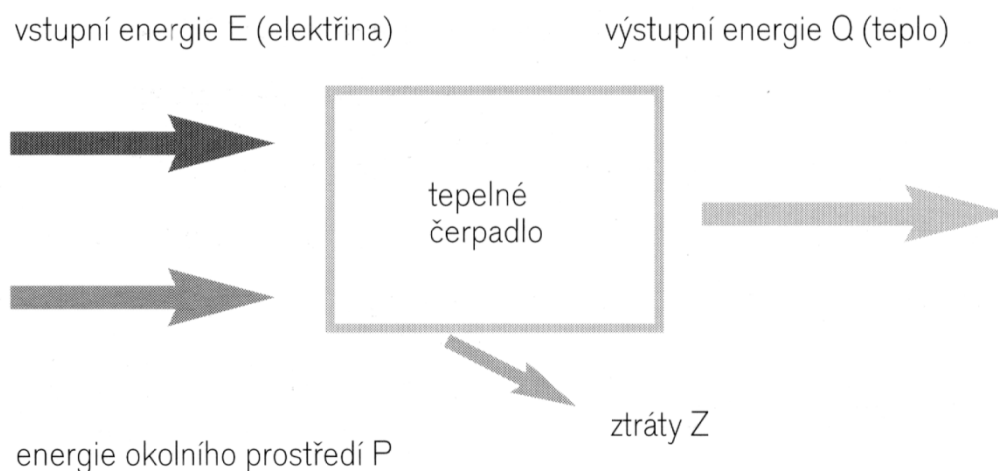
Topný faktor je vyjádřen rovnicí:

$$\varepsilon = \frac{Q}{E} [-] \quad (2.1)$$

Účinnost je vyjádřena rovnicí:

$$\eta = \frac{Q}{E + P} [-] \quad (2.2)$$

Kde ε je topný faktor, Q je teplo získané, E je energie pro pohon kompresoru, P je energie odebraná okolnímu prostředí.



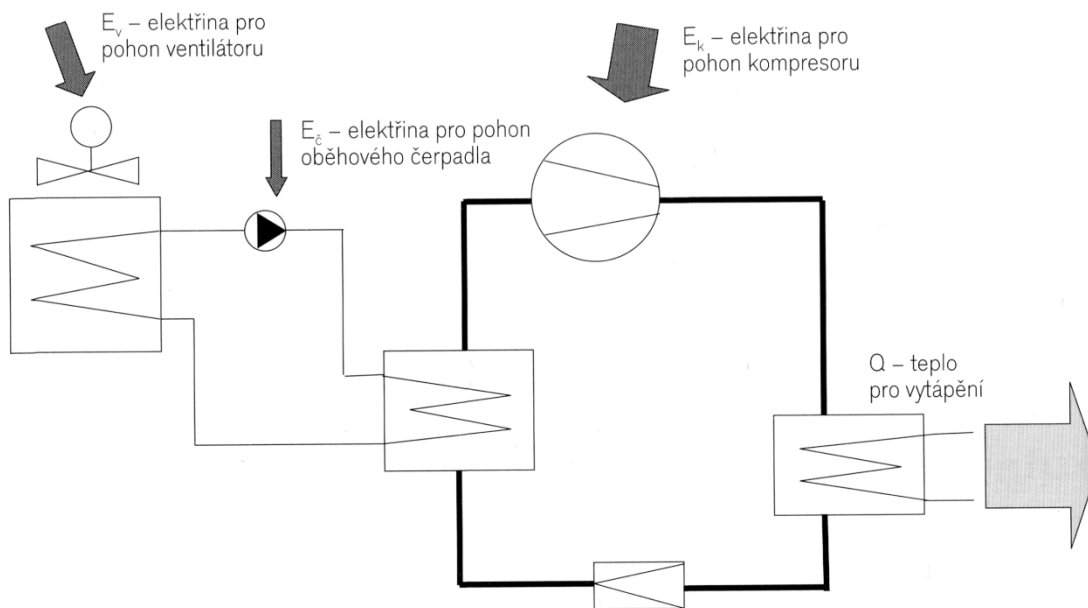
Obr. 2-7: Rozdíl mezi účinností a topným faktorem tepelného čerpadla [12]

Topný faktor se mění podle okolních podmínek. Čím větší teplotní rozdíl musí tepelné čerpadlo překonat (rozdíl teploty v primárním okruhu a na výstupu z tepelného čerpadla), tím více práce musí vynaložit kompresor a klesá topný faktor. Během roku teplota zdroje (vzduch, voda, země) primárního okruhu kolísá, může se měnit i požadovaná výstupní teplota z tepelného čerpadla. To má za následek významné kolísání topného faktoru během roku.

Skutečný topný faktor může být nižší, než udává rovnice (2.1). Do skutečného topného faktoru se započítává i energie pro pohon ventilátoru nebo čerpadla pro primární okruh. Energie pro pohon oběhového čerpadla pro okruh vytápění se obvykle nezapočítává a lze zanedbat (100-300 kWh), systém by nejspíš potřeboval oběhové čerpadlo i při použití jiného zdroje. Celkový topný faktor se pak vyjádří rovnicí:

$$\varepsilon_c = \frac{Q}{E_k + E_c + E_v + E_r} [-] \quad (2.3)$$

Kde ε_c je celkový topný faktor, Q je teplo získané, E_k je energie pro pohon kompresoru, E_c je energie pro pohon oběhového čerpadla primárního okruhu (v případě tepelného čerpadla země-voda nebo voda-voda), E_v je energie pro pohon ventilátoru (v případě tepelného čerpadla vzduch-voda), E_r je energie spotřebovaná regulací otopné soustavy



Obr. 2-8: Rozdíl mezi topným faktorem a celkovým topným faktorem [12]

2.3.1 Sezónní topný faktor (SFP)

Sezónní topný faktor dává nejlepší obraz o kvalitě, jak samotného tepelného čerpadla, tak o celém systému s tepelným čerpadlem. Je dán jako poměr mezi ročním dodaným teplem tepelným čerpadlem a roční potřebou elektrické energie na provoz celé soustavy s tepelným čerpadlem, tj. skutečný topný faktor spočítaný z celoročních dat.

3 Akumulace tepla

Pro tepelné čerpadlo a jeho životnost je zásadní počet startů kompresoru, protože právě při spouštění dochází k největšímu opotřebení součástí kompresoru. Nejhorší scénář nastává v případě, že je tepelné čerpadlo předdimenzované a potřeba tepla je doplněna velmi rychle. Čerpadlo běží velmi krátkou dobu, ale je spínáno velmi často, životnost takto provozovaného čerpadla bude velmi krátká. V současné době zvyšování cen energií se doporučuje dimenzovat tepelná čerpadla na 100% pokrytí potřeby tepla objektu. Problém nastává v okamžiku, kdy je potřeba tepla nízká (např. při venkovní teplotě vzduchu okolo 3 °C). Čerpadlo má velký přebytek výkonu a dochází k případu popsanému výše. Dříve se tento problém řešil instalací čerpadla o nižším výkonu společně s bivalentním zdrojem tepla. V současnosti je takové řešení neekonomické, je tedy nutné najít jiný způsob, jak omezit počet startů kompresoru.

Takovým řešením může být akumulace tepla. Při použití tepelného čerpadla se doporučuje použít nízkoteplotní otopnou soustavu, nejlépe s maximální teplotou otopné vody 35 °C. K tomu je velmi vhodné podlahové vytápění. V souvislosti s tím se dá uvažovat o akumulaci tepla do vrstvy podlahy nad topným hadem. Taková vrstva by měla mít tloušťku alespoň 10 cm. Taková soustava získává značnou setrvačnost a dodává teplo i po tom co je tepelný zdroj odpojen. Nicméně nevýhody tohoto řešení jsou neschopnost soustavy okamžitě reagovat na změny vnitřní teploty a také vyšší pořizovací náklady oproti následující variantě s akumulací nádrží.

Druhou možností je přidat do systému akumulací nádobu. Tím se zvýší celková tepelná kapacita otopného systému a čerpadlo v době nízké potřeby tepla má kam dodávat energii a nemusí často spínat. Ideální akumulací zásobník má mít malý objem, být za nízkou cenu, má dokázat pojmout velké množství energie po libovolně dlouhou dobu. Takový zásobník neexistuje, ale snažíme se těmto vlastnostem co nejvíce přiblížit vhodným návrhem a realizací systému. V praxi je třeba sladit tepelnou kapacitu, tepelné ztráty, velikost a cenu. [7]

3.1 Způsoby akumulace tepla [8]

Existuje několik způsobů, jak akumulovat získané teplo. Je k tomu využíváno vratných nebo cyklických dějů, při kterých se mění vnitřní energie soustavy. Patří mezi ně:

- Akumulace citelného tepla
- Akumulace latentního tepla
- Absorpce vodní páry
- Další fyzikálně chemické procesy

3.1.1 Akumulace citelného tepla [7]

Jako akumulaci pomocí citelného tepla, rozumíme ohřev akumulacího media. Je to nejjednodušší způsob akumulace tepla. Vhodné medium má velkou tepelnou kapacitu a zároveň nízkou cenu. Tomu nejlépe odpovídá voda se svou tepelnou kapacitou asi 4,2 kJ/(kg·K). Využívají se i jiné látky, např. kamenivo. Jeho výhoda je ve

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

vyšším rozsahu provozních teplot, jednodušší konstrukci akumulátoru a skutečnosti, že nemůže dojít k poškození vlivem mrazu. Nevýhodou je nízká tepelná kapacita okolo 0,8 až 1,0 kJ/(kg·K). Další média používaná k akumulaci citelného tepla jsou uvedena v tab. 3-1. Výhodou akumulace citelného tepla je nízká cena a velká zkušenost s tímto způsobem akumulace. Nevýhodou je, že během vybíjení klesá kvalita dodávaného tepla [8]. Matematicky lze tento způsob vyjádřit takto:

$$Q_A = \int_{t_1}^{t_2} V \cdot c \cdot \rho \cdot dt = V \cdot c \cdot \rho \cdot (t_2 - t_1) \quad [J] \quad (3.1)$$

Kde Q_A je akumulované teplo, V je objem media, c je měrná tepelná kapacita media, ρ je hustota media, t_1, t_2 jsou teploty na začátku a na konci jímání tepla

Tab. 3-1: Media vhodná pro akumulaci citelného tepla [7]

Médium	Rozsah teplot [°C]	Specifická tepelná kapacita [kJ/kg·K]	Objemová tepelná kapacita [kJ/m ³ ·K]	Hustota [kg/m ³]
Voda	0-100	4,176	4176	998
Vzduch	-50-1000	1,008	1,116	1,1
Olej	0-400	1,584-1,8	1260-1620	800-900
Štěrka, písek	0-800	0,72	1296-1404	1800-2000
Granit	0-800	0,756	2052	2750
Beton	0-500	0,864	1656-2016	1900-2300
Cihla	0-1000	0,828	1188-1584	1400-1900
Železo	0-800	0,468	3600	7860
Štěrkovodní zásyp (37 % vody)	0-100	1,332	2916	2200
Směs solí (53 KNO ₃ + 4 NaNO ₂ + 7 NaNO ₃)	150-450	1,296	1728-1980	2561-2243

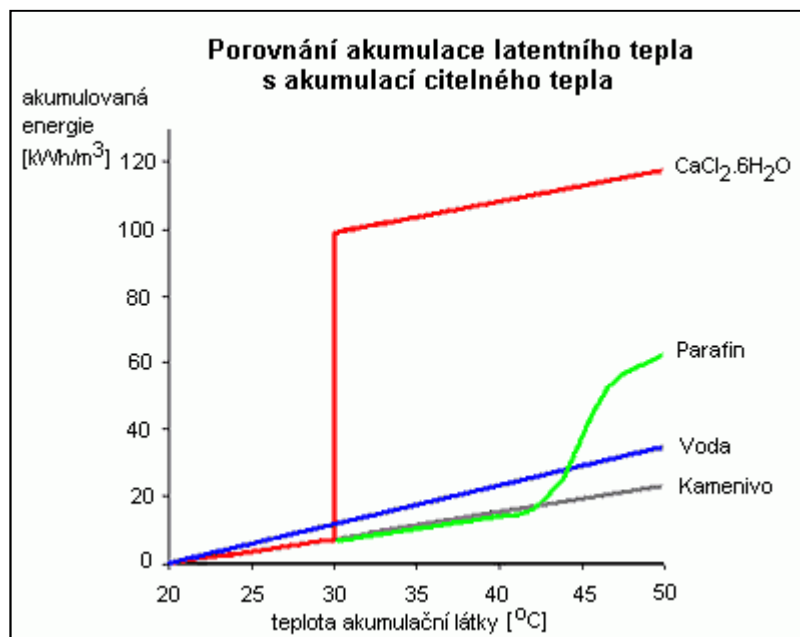
3.1.2 Akumulace latentního tepla [7],[8]

Akumulace pomocí latentního tepla je možná díky velkým energetickým nárokům fázových změn látek. Pro přechod z ledu na kapalnou vodu je třeba tolik tepla jako k ohřevu vody o 80 °C. Tato změna probíhá u vody při 0 °C a to znemožňuje její použití tímto způsobem u systémů pro vytápění nebo přípravu teplé vody. Z důvodu náročnosti na nádoby odolávající velkým tlakům při přeměnách s párou se využívá pouze přeměna tuhá látka – kapalina. Výhodou oproti akumulaci citelného tepla je konstantní teplota během cyklu a často i menší objem akumulátoru. Pracovní teplota je dána zvolenou pracovní látkou. Nevýhodou je vyšší cena pracovní látky a také to, že čisté látky se velmi lehce znečistí a tím se změní jejich teplota fázové přeměny, dochází

k rozšíření pásma pracovní teploty. Čisté látky (např. síran sodný) prochází fázovou přeměnou při konstantní teplotě, oproti tomu směsi (parafín) prochází fázovou přeměnou v širším rozsahu teplot. To dovoluje volbou složení měnit pracovní teplotu látky. V praxi se ale vyskytují problémy s těmito látkami. Některé častým nabíjením a vybíjením mění svoje vlastnosti, především akumulaci kapacitu, u jiných způsobuje problémy materiál tuhnoucí na výměníku tepla. Matematicky lze akumulaci tepla s využitím tání- tuhnutí látky popsat rovnicí:

$$Q_A = \int_{t_1}^{t_t} V \cdot \rho_p \cdot c_p \cdot dt + V \cdot \rho_t \cdot l_t + \int_{t_t}^{t_2} V \cdot \rho_k \cdot c_k \cdot dt \quad [J] \quad (3.2)$$

Kde Q_A je teplo akumulované, V je objem nádrže, ρ_p, ρ_k je hustota media v pevném, kapalném skupenství, c_p, c_k je měrná tepelná kapacita v pevném, kapalném skupenství, dt je teplotní diference, ρ_t je hustota media při teplotě tání/tuhnutí, l_t je skupenské teplo tání/tuhnutí, t_1, t_2 teploty media na začátku a na konci jímání tepla



Obr. 3-1: Porovnání akumulace latentního tepla s akumulací citelného tepla [8]

3.2 Tepelné ztráty [7]

Akumulace tepla sebou nese přítěž v podobě tepelných ztrát. Ztráty tepla nastávají, když teplota v nádrži překročí teplotu okolí a jsou tím větší, čím větší je rozdíl těchto teplot. Pro snížení tepelných ztrát je vhodné zásobníky tepla pečlivě izolovat bez mezer a spár mezi izolací a nádrží a zamezit tepelným mostům. Pro běžné zásobníky pro ukládání tepla maximálně na několik dní se uvažuje minimální tloušťka izolace 10 cm (více je lépe) o tepelné vodivosti 0,04 W/(m·K) nebo méně. Vhodným materiálem jsou kokosová a minerální vlákna nebo polyuretanová pěna.

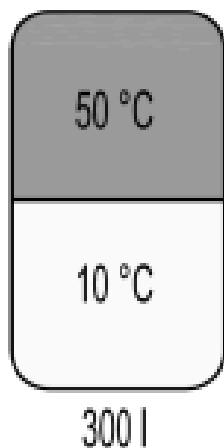
Izolační materiál by měl těsně přilehat k povrchu nádrže, aby se zamezilo ztrátám konvekcí, přímo z povrchu nádoby. Potrubí pro odvod teplé vody má být rovněž dobře izolováno a pokud možno vedeno zespondu nebo z boku nádrže se sklonem od ní, aby nedocházelo v době mimo provoz k vracení ochlazené vody zpět do nádoby, to by vedlo k jejímu promíchávání.

I velmi dobře izolovaný zásobník po určitém čase ztratí svou naakumulovanou energii. Časová hodnota, která udává, za jak dlouho poklesne akumulovaná energie na 37 %, se nazývá časová konstanta zásobníku a je závislá, při dané izolaci a mediu, na poměru objemu a plochy zásobníku.

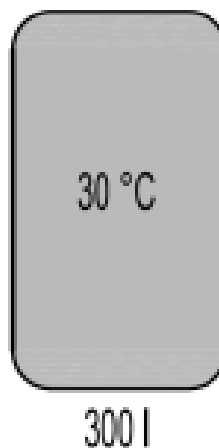
3.3 Stratifikace [9]

Stratifikací rozumíme rozdělení zásobníku na vrstvy podle teploty a dodávání media do vrstvy o stejné teplotě jako má medium. Teplotní stratifikace podstatně ovlivňuje využitelnost energie akumulované v nádrži. Představme si, že máme nádrž o objemu 300 l. Pokud bude zásobník vrstvený a budeme dodávat medium o teplotě 50 °C, tak po naplnění jedné poloviny kapacity bude právě jedna polovina zásobníku ohřátá na 50 °C. Takové teplo můžeme bez dalšího dohřevu okamžitě využít. Pokud za stejných podmínek nebude zásobník vrstvený, celá nádrž se promíchá a její teplota bude pouze 30 °C. V případě potřeby tepla je nutný dohřev.

TEPLOTNĚ ROZVRSTVENÝ



DOKONALE PROMÍCHANÝ



Obr. 3-2: Stratifikovaná a nestratifikovaná akumuláční nádrž [9]

Aby stratifikační zásobník správně fungoval, je třeba udržet teplotní vrstvení tak, aby se zásobník nepromíchával. Na kvalitě rozvrstvení závisí provozní parametry celé soustavy. Zásadní je způsob přívodu a odvodu látky ze zásobníku. Vhodné je použít vysokých štíhlých zásobníků, protože lépe udržují teplotní vrstvení. K přívodu a odvodu látky se využívá speciálních samočinných stratifikačních vestaveb. Princip vestaveb je jednoduchý, látka vestavbou proudí do té vrstvy, která má stejnou hustotu. Chladnější

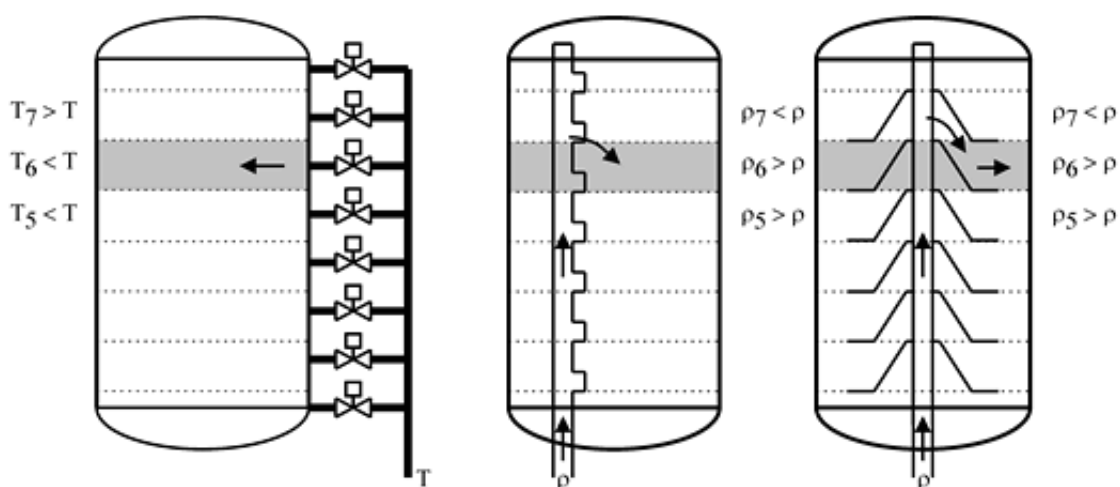
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

vrstvy mají větší hustotu a teplejšímu mediu nedovolí vytéci. Tak se medium dostane až do vrstvy se stejnou hustotou jako má samo a do té vrstvy vyteče.

Různé druhy stratifikačních vestaveb jsou uvedeny na obr. 3-3. První způsob stratifikace využívá měření teplot přívodní vody a jednotlivých vrstev a regulační jednotka pak otevírá příslušný ventil. Toto má smysl hlavně při rozdělení akumulace do více nádob. Přívody je nutné konstruovat na nízkou vtokovou rychlost tak, aby nedocházelo k míchání nádoby. Tato rychlost by neměla přesahovat 0,1 m/s. Jednodušší způsoby jsou uvedeny uprostřed a napravo. Tyto vestavby pracují samostatně. Jsou většinou vyvedeny z PVC trubek. Voda o hustotě ρ je přiváděna pod vrstvu s nižší hustotou. Odbočky jsou vybaveny velmi lehkými zpětnými klapkami, aby nedocházelo k nasávání chladnější vody zespod zásobníku a snižování kvality přiváděné vody.



Obr. 3-3: Příklad různých provedení stratifikačních vestaveb a armatur [9]

4 Výpočetní program chování akumulární nádoby

Pro účel návrhu velikosti akumulární nádoby byl ve spolupráci s Ing. Jiřím Hejčíkem, Ph.D. vytvořen výpočetní program, který simuluje chování akumulární nádoby nabíjené tepelným čerpadlem vzduch-voda.

Systém je navržen tak, že TČ ohřívá akumulární nádobu, v případě nízké venkovní teploty, kdy nestačí TČ ohřívát nádobu je připojena bivalentní topná spirála v TČ. Otopný systém odebírá vodu přímo z nádoby a teplá voda je připravována průtokovým způsobem ve výměníku v nádobě. V případě nízké teploty na výstupu TUV z nádoby je spočítáno, kolik energie by musel dodat elektrický dohřev, aby byla voda ohřátá na požadovanou teplotu.

Program dále počítá tepelné ztráty pláštěm akumulární nádoby. Zvlášť je počítána ztráta podstavami nádoby, neboť se uvažuje, že se teplota v blízkosti podstav nemění. Tepelné ztráty svislým pláštěm válce se počítají v každém výpočetním kroku, protože se uvažuje se změnou teploty s časem.

Je umožněna volba umístění nádoby uvnitř nebo mimo vytápěný prostor, rozdílně se pak nakládá s tepelnými ztrátami. Pokud je nádoba umístěna uvnitř vytápěného prostoru, počítají se ztráty nádoby jako vnitřní tepelné zisky, pokud je nádoba v nevytápěném prostoru, jsou ztráty tepla pláštěm odečteny od její tepelné bilance. Je možné spočítat tepelné ztráty v cirkulační smyčce teplé vody. Výpočet je prováděn po minutách s hodinovým zápisem aktuálního stavu.

Venkovní teplota je importovaná z dat programu TRNSYS. Jsou vložena data pro Brno. Program TRNSYS obsahuje data pro další česká města (Praha, Ostrava, Kuchařovice, Příbram, Liberec).

4.1 Postup výpočtu

4.1.1 Stanovení bilance akumulární nádoby

Tepelná bilance akumulární nádoby se počítá na základě množství energie vstupující a vystupující z nádoby. energii do nádoby dodává tepelné čerpadlo a v případě, že jeho výkon nestačí na udržení potřebné teploty v nádrži, dochází k elektrickému dohřevu. Energie je z nádoby odebírána otopnou soustavou a výměníkem na ohřev teplé vody. Ve výpočtu jsou zahrnuty energetické ztráty pláštěm akumulární nádoby a cirkulační smyčkou, která udržuje stálou teplotu v místě odběru teplé vody. Teplota nádrže je počítána každou minutu. Změnu teploty v akumulární nádobě lze vyjádřit následovně:

$$dT_{ak} = \frac{E_{TC} + E_{el} - E_Z - E_{Zp} - E_{TV}}{m \cdot c} \text{ [K]} \quad (4.1)$$

kde E_{TC} energie dodaná tepelným čerpadlem, E_{el} je energie elektrického dohřevu, E_Z je energie odebraná otopnou soustavou, E_{Zp} je energie ztracená pláštěm a cirkulační smyčkou, E_{TV} je energie spotřebovaná na ohřev teplé užitkové vody.

4.1.2 Model chování tepelného čerpadla

Výpočet vychází z dat naměřených v průběhu certifikačních zkoušek. Výstupem certifikačních měření je tabulka udávající výkon tepelného čerpadla a jeho topného faktoru v závislosti na teplotě vzduchu T_{air} a výstupní teploty vody T_{water} . Z těchto dat jsou sestaveny závislosti pro odhad hodnot výkonu tepelného čerpadla Q_{TC} a topného faktoru ε ve formě:

$$Q_{TC} = a_1 \cdot T_{air} + a_2 \cdot T_{water} + a_3 \cdot T_{air} \cdot T_{water} + a_4 \cdot T_{air}^2 + a_5 \cdot T_{water}^2 + a_6 \cdot T_{air}^2 \cdot T_{water} + a_7 \cdot T_{air} \cdot T_{water}^2 + a_8 \cdot T_{air}^2 \cdot T_{water}^2 + b \quad [\text{kW}] \quad (4.2)$$

$$\varepsilon = a_1 \cdot (T_{water} - T_{air}) + a_2 \cdot (T_{water} - T_{air})^2 + b \quad [-] \quad (4.3)$$

kde konstanty a , b jsou stanoveny z naměřených dat, pro absolutní teploty T_{air} a T_{water} .

V průběhu výpočtu není známa teplota vody na výstupu z tepelného čerpadla, kterou je třeba dopočítat z průtoku vody tepelným čerpadlem a výkonu tepelného čerpadla. Nalezení výkonu TČ je tedy doprovázeno iteračním postupem, kde je potřeba dořešit rovnováhu výkonu TČ a výkonu potřebného k ohřevu vody z teploty akumulční nádrže T_{ak} na teplotu T_{water} .

Výkon potřebný k ohřevu vody vstupující do TČ z akumulční nádrže je počítán vztahem

$$Q_W = V_W \cdot \rho(T_{ak}) \cdot (h(T_{water}) - h(T_{ak})) \quad [\text{kW}] \quad (4.4)$$

kde V_W je objemový tok vody čerpadlem, $\rho(T_{ak})$ je hustota vody při teplotě akumulční nádrže, h je entalpie vody při dané teplotě.

Rovnost výkonu Q_{TC} a Q_W je řešena jako hledání kořene rovnice

$$Q_W - Q_{TC} = 0 \quad (4.5)$$

K čemuž je použito numerické metody půlení intervalů. Počáteční odhady výstupní teploty jsou $T_{water} = T_{ak}$ a $T_{water} = 100 \text{ }^\circ\text{C}$.

Běh tepelného čerpadla je řízen teplotou vody v akumulční nádrži. Pokud je teplota vody v nádrži větší jak požadovaná $T_{ak} \geq T_{AN,POŽ}$. dojde k vypnutí tepelného čerpadla a pro bilanci akumulční nádrže je uvažováno s $E_{TC} = 0 \text{ J}$. K opětovnému zapnutí TČ dochází, pokud teplota vody v akumulční nádrži klesne pod hodnotu $T_{AN,POŽ}$ – Hystereze. Dále se dopočítávají údaje doby provozu tepelného čerpadla, počtu startů tepelného čerpadla, z hodnot výkonu TČ a topného faktoru spotřeba el. energie tepelného čerpadla, energie spotřebovaná elektrickou spirálou pro dohřev.

4.1.3 Logika spínání elektrické topné spirály tepelného čerpadla

Elektrická topná spirála tepelného čerpadla slouží k dohřevu výstupní vody v případě, že samotné tepelné čerpadlo není schopné dodávat dostatečný výkon do akumulční nádoby. Spirála má dvě podmínky, kdy je spuštěna.

Podmínka 1: Spuštění pokud venkovní teplota vzduchu poklesne pod $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, pokud byla spirála spuštěna, topí, dokud teplota venkovního vzduchu nevystoupí nad $-13\text{ }^{\circ}\text{C}$

Podmínka 2: Spuštění pokud teplota akumulární nádoby na více než 30 minut poklesne pod nastavenou teplotu hystereze (dolní hranice), vypne, když teplota akumulární nádrže opět dosáhne teploty hystereze (dolní hranice).

4.1.4 Energie vydaná z nádoby

Energie vydaná z nádoby zahrnuje energii potřebnou na pokrytí tepelných ztrát objektu, energii spotřebovanou cirkulační smyčkou teplé vody a energii tepelné ztráty akumulární nádoby procházející podstavami nádoby. Tyto ztráty lze považovat za konstantní, a proto jsou počítány přímo při zadávání vstupních dat (ztráta vertikálním pláštěm akumulární nádoby a energie spotřebovaná na ohřev teplé vody je do bilance zahrnuta později během výpočtu). Ta část energie vydané z nádoby, která je počítaná v přímo při zadávání, je na začátku každého cyklu (hodiny) rozdělena na šedesátiny a její vliv se projeví během každé minuty výpočtu.

Výpočet tepelné ztráty objektu je velmi jednoduchý a vychází z lineární aproximace. Je nutné znát výpočtovou tepelnou ztrátu objektu pro výpočtovou teplotu venkovního vzduchu. Pak je tepelná ztráta objektu pro danou hodinu rovna:

$$Q_z = \frac{Q_{z,N}}{(T_{i,N} - T_{e,N})} \cdot (T_{i,N} - T_e) \text{ [kW]} \quad (4.6)$$

kde $Q_{z,N}$ je výpočtová tepelná ztráta objektu, $T_{i,N}$ je výpočtová vnitřní teplota vzduchu, $T_{e,N}$ je výpočtová venkovní teplota vzduchu, T_e je aktuální venkovní teplota vzduchu.

Energie spotřebovaná cirkulační smyčkou teplé vody, je počítána jako prostup tepla horizontální trubkou při přirozené konvekci. Pro výpočet středního Nusseltova čísla je použit Morganův vztah [6]

$$\overline{Nu_d} = C \cdot Ra_d^n \text{ [-]} \quad (4.7)$$

kde Rayleighovo číslo Ra_d je počítáno podle vztahu:

$$Ra_d = Gr \cdot Pr \text{ [-]} \quad (4.8)$$

kde Grashofovo číslo Gr je rovno

$$Gr = \frac{g \cdot \beta \cdot \Delta T \cdot L^3}{\nu^2} \text{ [-]} \quad (4.9)$$

kde g je gravitační zrychlení, β je součinitel objemové roztažnosti, ΔT rozdíl teploty stěny a média, L je charakteristický rozměr, ν je kinematická viskozita.

Z Nusseltova čísla se pak určí střední hodnota součinitele přestupu $\bar{\alpha}$ tepla na vnější straně trubky podle

$$\overline{Nu}_d = \frac{\bar{\alpha} \cdot d}{\lambda} [-] \quad (4.10)$$

kde d je průměr trubky a λ je součinitel tepelné vodivosti vzduchu. Ztrátový tepelný tok smyčkou se pak spočítá jako

$$Q_{ZS} = \frac{T_{tr} - T_{\infty}}{R_{\alpha} + R_{\lambda t} + R_{\lambda iz}} [W] \quad (4.11)$$

kde T_{tr} je teplota na povrchu trubky, T_{∞} je teplota vzduchu a R jsou tepelné odpory spočítané podle:

$$R_{\alpha} = \frac{1}{\bar{\alpha} \cdot \pi \cdot D_{s,iz} \cdot l} [K/W] \quad (4.12)$$

$$R_{\lambda t} = \frac{\ln \frac{D_s}{d_s}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_t \cdot l} [K/W] \quad (4.13)$$

$$R_{\lambda iz} = \frac{\ln \frac{D_{iz}}{D}}{2 \cdot \pi \cdot \lambda_{s,iz} \cdot l} [K/W] \quad (4.14)$$

kde d_s je vnitřní průměr trubky, D_s vnější průměr trubky, $D_{s,iz}$ je průměr tepelné izolace, l je délka trubky, $\lambda_{s,t,iz}$ součinitel tepelné vodivosti trubky a izolace, R_{α} tepelný odpor přestupu tepla, $R_{\lambda t,iz}$ tepelný odpor vedením trubkou a tepelnou izolací.

Tepelná ztráta podstavami nádoby lze spočítat velmi jednoduše, když budeme předpokládat, že je nádoba dobře stratifikovaná a u dna nádoby bude vždy teplota hystereze nabíjení nádoby a u víka nádoby bude koncová teplota. Pak lze tepelný tok podstavami obecně vyjádřit jako:

$$Q_{Zp} = \frac{T_{in} - T_{\infty}}{\sum R} [W] \quad (4.15)$$

kde T_{in} je hysterezní teplota resp. koncová teplota nabíjení nádrže, T_{∞} je teplota okolí a

$$\sum R = R_{\alpha i} + R_o + R_{iz} + R_{\alpha e} [K/W] \quad (4.16)$$

kde

$$R_{\alpha i} = \frac{1}{\alpha_i \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_n}{2}\right)^2} [K/W] \quad (4.17)$$

$$R_o = \frac{t_s}{\pi \cdot \lambda_o \cdot \left(\frac{D_n}{2}\right)^2} [K/W] \quad (4.18)$$

$$R_{iz} = \frac{t_{iz}}{\pi \cdot \lambda_{iz} \cdot \left(\frac{D_n}{2}\right)^2} \text{ [K/W]} \quad (4.19)$$

$$R_{\alpha e} = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot \left(\frac{D_n}{2}\right)^2} \text{ [K/W]} \quad (4.20)$$

kde $\alpha_{i,e}$ je součinitel přestupu tepla uvnitř nádrže a vně nádrže, D_n je vnější průměr nádrže, t_s je tloušťka stěny nádrže, t_{iz} je tloušťka tepelné izolace, $\lambda_{o,iz}$ součinitel tepelné vodivosti oceli, tepelné izolace

Tepelná ztráta vertikálním pláštěm nádoby je počítána podle rovnice (4.15) v každém kroku výpočtu, tj. každou minutu děje, kde T_{in} je aktuální teplota akumulací nádrže, T_{∞} je teplota okolí akumulací nádrže a $\sum R$ se počítá podle rovnice (4.16) kde:

$$R_{\alpha i} = \frac{1}{\alpha_i \cdot \pi \cdot d_n \cdot H} \text{ [K/W]} \quad (4.21)$$

$$R_o = \frac{\ln \frac{D_n}{d_n}}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \lambda_o} \text{ [K/W]} \quad (4.22)$$

$$R_{iz} = \frac{\ln \frac{D_{iz}}{D_n}}{2 \cdot \pi \cdot H \cdot \lambda_{iz}} \text{ [K/W]} \quad (4.23)$$

$$R_{\alpha e} = \frac{1}{\alpha_e \cdot \pi \cdot D_{iz} \cdot H} \text{ [K/W]} \quad (4.24)$$

kde d_n je vnitřní průměr nádrže, H je výška nádrže, D_{iz} je průměr nádrže s izolací. Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně nádoby α_i je ve všech případech volen jako $700 \text{ W/m}^2\text{K}$. Součinitel přestupu tepla na vnější straně nádoby α_e je ve všech případech volen jako $10 \text{ W/m}^2\text{K}$.

4.1.5 Výpočet spotřeby energie na přípravu teplé vody

V modelu chování akumulací nádrže je uvažováno s přípravou teplé vody v průtokovém ohříváči. Velikost výkonu ohříváče je dána předpokládanou teplotou vody na vstupu do ohříváče $T_{TV,IN} = 10 \text{ }^\circ\text{C}$, maximální výstupní teplotou vody z průtokového ohříváče $T_{TV,OUT,MAX} = T_{AN,POŽ} - \Delta TV$, která je dána požadovanou teplotou vody v akumulací nádrži a zvoleným rozdílem teplot ΔTV mezi vodou v nádrži a výstupní teplotou TV, a maximálním průtokem vody $V_{TV,max}$, který je brán jako maximální průtok z odběrového diagramu.

$$Q_{ohříváč} = V_{TV,max} \cdot \rho(T_{TV,IN}) \cdot \left(h(T_{TV,OUT,MAX}) - h(T_{TV,IN}) \right) \text{ [kW]} \quad (4.25)$$

Na základě této velikosti je určen parametr kS ohříváče z rovnosti

$$Q_{\text{ohřivač}} = kS \cdot \frac{\left((T_{AN,POŽ.} - T_{TV,OUT,MAX}) - (T_{AN,POŽ.} - T_{TV,IN}) \right)}{\ln \left(\frac{T_{AN,POŽ.} - T_{TV,OUT,MAX}}{T_{AN,POŽ.} - T_{TV,IN}} \right)} \quad [kW] \quad (4.26)$$

A tedy

$$kS = \frac{Q_{\text{ohřivač}}}{\frac{\left((T_{AN,POŽ.} - T_{TV,OUT,MAX}) - (T_{AN,POŽ.} - T_{TV,IN}) \right)}{\ln \left(\frac{T_{AN,POŽ.} - T_{TV,OUT,MAX}}{T_{AN,POŽ.} - T_{TV,IN}} \right)}} \quad \left[\frac{W}{K} \right] \quad (4.27)$$

Výkon odebíraný z akumulární nádrže pro přípravu teplé vody Q_{TV} je následně počítán ze vztahu

$$Q_{TV} = kS \cdot F \cdot \frac{\left((T_{AN} - T_{TV,OUT}) - (T_{AN} - T_{TV,IN}) \right)}{\ln \left(\frac{T_{AN} - T_{TV,OUT}}{T_{AN} - T_{TV,IN}} \right)} \quad [kW] \quad (4.28)$$

kde T_{AN} je teplota vody v akumulární nádrži

F je korekční faktor sloužící ke změně výkonu ohřivače vody v závislosti na skutečném průtoku ohřívání vody

$$F = \left(\frac{V_{TV}}{V_{TV,MAX}} \right)^{0,8} \quad [-] \quad (4.29)$$

Jak je vidět i zde je neznámou ve výpočtu výstupní teplota vody z výměníku. Je potřeba najít výkon ohřivače a výkon předaný teplé vodě iteračně. Tyto výkony musí být rovný.

$$Q_{W,TV} = V_{TV} \cdot \rho(T_{TV,IN}) \cdot \left(h(T_{TV,OUT}) - h(T_{TV,IN}) \right) \quad [kW] \quad (4.30)$$

Je použito k řešení metody půlení intervalů, která hledá „kořen“ rovnice:

$$Q_{W,TV} - Q_{TV} = 0 \quad (4.31)$$

Popsaný model je použit v těch minutách, kdy dochází k přípravě TV, jejíž požadavek je vyjádřen odběrovým diagramem. Pro modelování chování akumulární nádrže je použit model spotřeby dle EN 16147:2011. Pro potřeby modelu chování akumulární nádrže je zapotřebí v odběrových diagramech přepočítat odebranou energii na dobu, po kterou odběr probíhá. To je provedeno na základě ohřevu vody z $T_{TV,IN}$ na teplotu $T_{TV,OUT,MAX}$ při průtoku specifikovaném pro danou činnost dle EN 16147:2011. Doba spotřeby τ_{TV} je tak dána vztahem

$$\tau_{TV} = \frac{E_{TV}}{c_p \left(\frac{T_{TV,IN} + T_{TV,MAX,OUT}}{2} \right) \cdot \rho \left(\frac{T_{TV,IN} + T_{TV,MAX,OUT}}{2} \right) \cdot V_{TV} \cdot (T_{TV,MAX,OUT} - T_{TV,IN})} \quad [s] \quad (4.32)$$

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPelnÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Kde E_{TV} [J] je množství energie odebrané dle EN 16147:2011 pro daný odběr

Použitím popsaného modelu pro spočtenou dobu τ_{TV} nemusí dojít k odběru předepsaného množství energie z akumulací nádrže. K tomu dochází pouze tehdy, když je teplota v nádrži rovna $T_{AN,POZ}$. Při nižší teplotě vody je množství odebrané energie menší a nižší je také teplota vody na výstupu z nádrže. Simulace tedy počítá ještě množství energie k dohřevu vyrobené TV na požadovanou teplotu $T_{TV,POŽ}$, která je zvolena před zahájením simulace a nemusí být rovna $T_{TV,MAX,OUT}$.

5 Návrh akumulční nádoby

Návrh akumulční nádrže vychází z existující nádrže (viz příloha). Má být určen objem akumulční nádrže, spočítán minimální povrch průtokového výměníku na TUV a navržena vtoková armatura, která by nezpůsobovala promíchávání nádrže a tím pomáhala teplotní stratifikaci.

S využitím vytvořeného výpočtového modelu akumulční nádrže byl proveden výpočet chování systému tepelného čerpadla a akumulční nádrže pro několik velikostí akumulční nádrže, konkrétně 200 l, 300 l, 400 l, 500 l, 750 l, 1000 l, 1500 l, 2000 l, 3000 l, 4000 l, 5000 l. Z nich bude vybrána velikost, která bude nevhodnější v kombinaci s tepelným čerpadlem Sinclair SHP-180IRC.

5.1 Vstupní parametry výpočtu

Uvažovaná akumulční nádoba bude umístěna v nevytápěném prostoru daného objektu a bude uvažována cirkulační smyčka TUV.

5.1.1 Vlastnosti objektu

Vlastnosti objektu jsou zadávány pomocí vnitřní výpočtové teploty, výpočtové venkovní teploty, teploty v nevytápěném prostoru, návrhové tepelné ztráty a délky otopného období. Ve výpočtu jsou hodnoty nastaveny následovně:

Tab. 5-1: Vstupní parametry objektu

výpočtová vnitřní teplota	20	°C
návrhová venkovní teplota	-12	°C
teplota v nevytápěném prostoru	15	°C
návrhová tepelná ztráta	12000	W
Poslední měsíc topné sezony	5	
První měsíc topné sezony	9	

5.1.2 Akumulační nádrž

Akumulační nádrž je zadána pomocí objemu, počáteční teploty, koncové teploty, teploty hystereze, tlaku v systému, výšky nádrže, průměru nádrže, tloušťky stěny nádrže a tloušťky tepelné izolace. Parametry, které nejsou závislé na objemu nádrže, jsou zadány v tab. 5-2 Tab. 5-2, parametry závislé na objemu jsou zadány v tab. 5-3.

Tab. 5-2: Tabulka konstantních parametrů akumulční nádrže

počáteční teplota	30	°C
koncová teplota	50	°C
teplota hystereze ¹	35	°C
tlak v systému	4	bar
Tloušťka stěny nádrže	0,003	m
Tloušťka tepelné izolace	0,1	m

Tab. 5-3: Tabulka parametrů akumulční nádrže závislých za objemu

Objem nádrže [l]	Výška nádrže [m]	Průměr nádrže [m]
200	1,4	0,43
300	1,55	0,5
400	1,7	0,55
500	1,5	0,65
750	1,5	0,8
1000	1,6	0,9
1500	1,9	1
2000	2	1,13
3000	2,2	1,32
4000	2,26	1,5
5000	2,5	1,6

¹ Jestliže je teplota akumulční nádrže menší, než teplota hystereze sepne se tepelné čerpadlo.

5.1.3 Teplá voda

Požadovaná teplota teplé vody je 45 °C. Odběrový diagram je stanoven podle normy ČSN EN 16147:2011, odběrový cyklus L, viz tab. 5-4:

Tab. 5-4: Odběrový diagram teplé vody

Hod	min	účel	Energie [kWh]	Průtok [l/min]	ΔT [K]
7	0	Malý odběr	0,105	4	15
7	5	Sprcha	1,4	10	30
7	30	Malý odběr	0,105	4	15
7	45	Malý odběr	0,105	4	15
8	5	Koupel	3,605	10	30
8	25	Malý odběr	0,105	4	15
8	30	Malý odběr	0,105	4	15
8	45	Malý odběr	0,105	4	15
9	0	Malý odběr	0,105	4	15
9	30	Malý odběr	0,105	4	15
10	30	Mytí podlahy	0,105	4	30
11	30	Malý odběr	0,105	4	15
11	45	Malý odběr	0,105	4	15
12	45	Mytí nádobí	0,315	4	45
14	30	Malý odběr	0,105	4	15
15	30	Malý odběr	0,105	4	15
16	30	Malý odběr	0,105	4	15
18	0	Malý odběr	0,105	4	15
18	15	Úklid domácnosti	0,105	4	30
18	30	Úklid domácnosti	0,105	4	30
19	0	Malý odběr	0,105	4	15
20	30	Mytí nádobí	0,735	4	45
21	0	Koupel	3,605	10	30
21	30	Malý odběr	0,105	4	15

5.1.4 Zdroj tepla

Zdrojem tepla je tepelné čerpadlo vzduch-voda s topnou elektrickou spirálou. Výkon dané topné spirály je 3 kW. Parametry potřebné pro výpočet jsou stanoveny certifikovanou zkušebnou a jsou uvedeny v QHPA certifikátu daného tepelného čerpadla. Zadávají se parametry venkovní teploty vzduchu, výstupní teploty vody, výkon a příkon tepelného čerpadla, topný faktor tepelného čerpadla a průtok vody

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

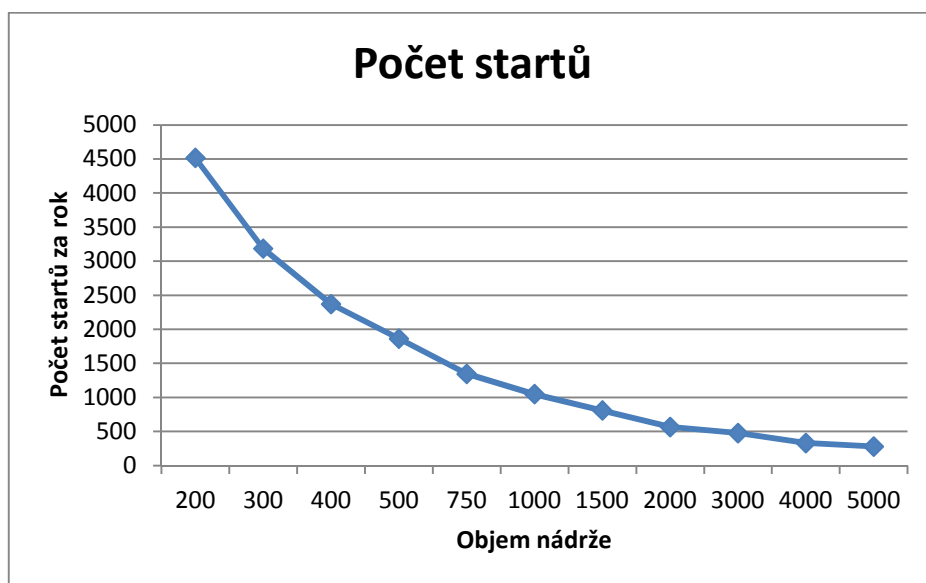
tepelným čerpadlem. Maximální průtok daného čerpadla je 2,97 m³/h, minimální průtok je 1,12 m³/h. Ostatní parametry jsou zadány v následující tabulce:

Tab. 5-5: Tabulka parametrů tepelného čerpadla Sinclair SHP-180IRC

Teplota vzduchu [°C]	Teplota výstupní vody [°C]	Výkon	Příkon	Topný faktor
7	35	16,791	3,939	4,263
7	45	16,764	5,156	3,251
7	55	17,292	6,476	2,67
7	65	17,565	8,143	2,157
2	35	13,273	3,77	3,52
2	45	13,554	4,908	2,762
2	55	14,106	6,154	2,292
2	65	14,37	7,857	1,829
-7	35	11,092	3,846	2,884
-7	45	12,234	5,036	2,429
-7	55	12,744	6,31	2,02
-7	65	13,14	8,17	1,608
-15	35	9,815	3,936	2,494
-15	45	10,432	4,953	2,106
-15	55	11,017	6,317	1,744
12	35	19,192	3,907	4,912
12	45	19,292	5,094	3,787
12	55	19,534	6,315	3,093
12	65	19,407	8,019	2,42
20	35	22,322	3,834	5,822
10	35	17,877	3,903	4,581

5.2 Hodnocení provozu akumulční nádoby a určení její velikosti

Nejdůležitější hlediska pro životnost tepelného čerpadla jsou počet startů kompresoru a celková doba běhu kompresoru. Protože je nádoba umístěna v nevytápěném prostoru, tak tepelný tok pláštěm nádoby je uvažován jako ztráta a prodlužuje celkovou dobu běhu kompresoru. Další sledovaný parametr je sezonní topný faktor SFP.



Obr. 5-1: Graf počtu startů kompresoru za rok

Podle křivky počtu startů by se dalo soudit, že je nejvýhodnější použít co největší akumulaci nádobu, ale jak je vidět v grafu na obr. 5-2 s rostoucím objemem nádrže klesá sezonní topný faktor a podle grafu na obr. 5-3 je vidět, že s rostoucím objemem nádrže roste i celková doba běhu tepelného čerpadla. Tyto skutečnosti hovoří naopak pro použití co nejmenší akumulaci nádrže. Proto byl dán požadavek minimální doby běhu čerpadla připadající na jeden start kompresoru a to alespoň 45 minut běhu připadající na jeden start kompresoru.

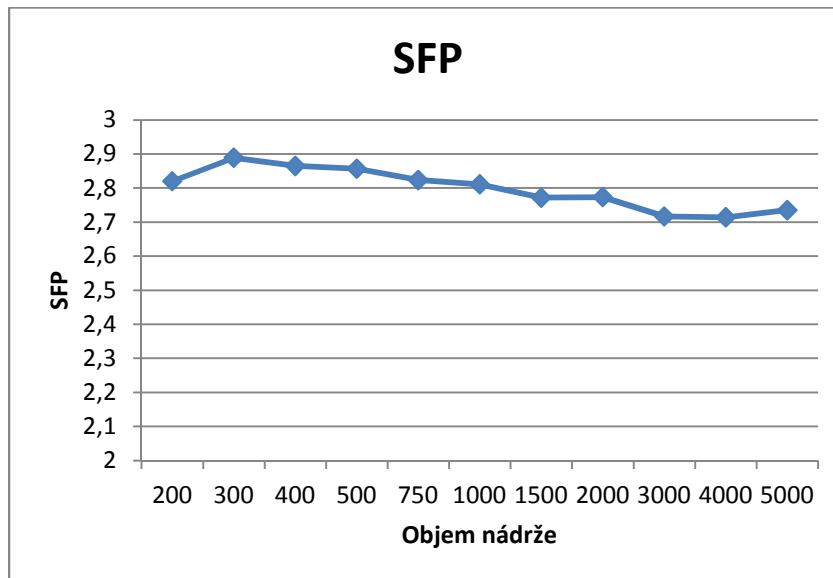
Další věcí, kterou bychom při výběru akumulaci nádoby měli vzít v úvahu, jsou náklady na její pořízení v souvislosti s náklady na výměnu opotřebovaného kompresoru a generální opravu tepelného čerpadla na konci jeho životnosti. Hlavní účel akumulaci nádoby je prodloužení životnosti kompresoru, proto by náklady na pořízení akumulaci nádoby neměli výrazně převyšovat náklady na výměnu kompresorů, které jsou asi 30000 Kč [5].

Z předchozího vyplývá, že by jsme měli vybrat co nejmenší nádrž, která splňuje danou podmínku, aby jeden start čerpadla připadal minimálně na 45 minut celkové doby běhu. V tab. 5-6 jsou uvedeny provozní data akumulaci nádrže. Vyplývá z nich, že nejmenší akumulaci nádrž splňující danou podmínku má objem 300 l. Tuto nádrž také budeme uvažovat, protože, jak bylo uvedeno v kapitole 3, ideální akumulaci nádrž má mít minimální objem a cenu.

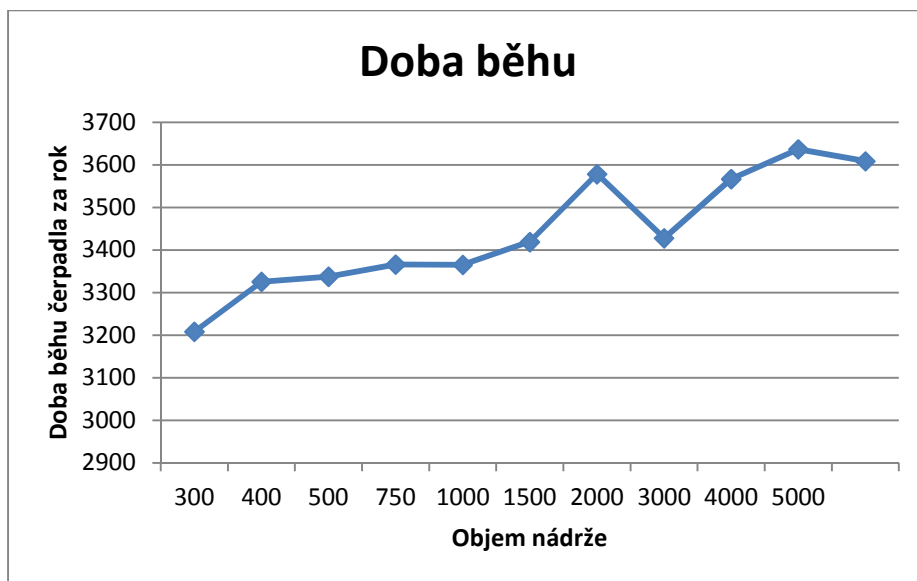
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk



Obr. 5-2: Graf závislost sezonního topného faktoru na objemu nádrže



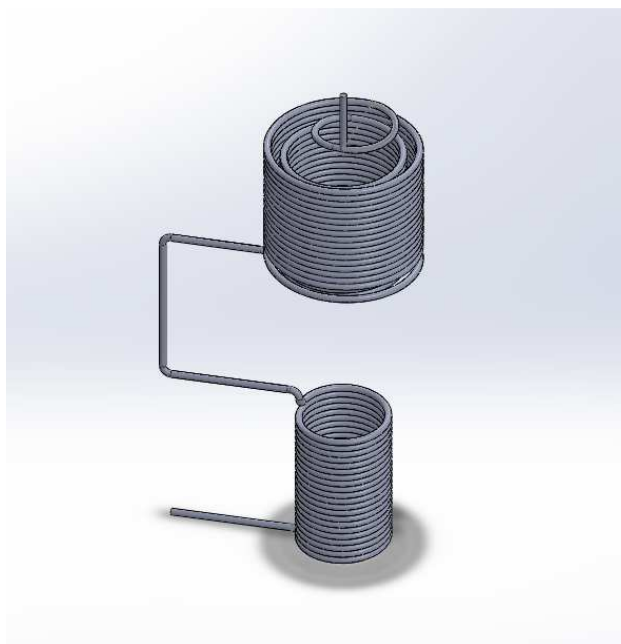
Obr. 5-3: Graf závislosti doby běhu na objemu nádrže

Tab. 5-6: Tabulka provozních hodnot akumulční nádrže

Objem nádrže[l]	200	300	400	500	750	1000	1500	2000	3000	4000	5000
Počet startů	4516	3185	2369	1862	1345	1048	808	565	476	330	279
Doba běhu [h]	3208	3326	3338	3366	3365	3419	3578	3428	3567	3637	3609
Minut na 1 start	42,6	62,7	84,5	108,5	150,1	195,7	265,7	364,0	449,6	661,3	776,1

5.3 Výpočet velikosti výměníku TUV

Akumulační nádrž je rozdělena děrovanou přepážkou na dvě části. V dolní probíhá průtokový předehřev TUV, TUV pak teče do výměníku v horní části, kde se dohřívá na požadovanou teplotu. V horní části je proud rozdělen do dvou výměníků a na konci je opět spojen. V dolní části nádrže se voda předehřeje na 20 °C. Požadovaná teplota na výstupu je 45 °C. Uvažovaná střední teplota v dolní části nádrže je 30 °C, v horní části nádrže 50 °C. Celkový maximální průtok vody 10 l/min je v horní části rovnoměrně rozdělen do obou větví. Odpor vedení tepla stěnou trubky je zanedbán.



Obr. 5-4: Průtokový výměník TUV

5.3.1 Metoda ϵ -NTU

Metoda ϵ -NTU se používá k návrhu tepelných výměníků, když není k dispozici dostatek informací pro použití metody LMTD. Metoda LMTD může být použita, pokud známe teploty medií na vstupu i výstupu nebo je můžeme určit z tepelné bilance. Náš případ je specifický v tom, že uvažujeme konstantní teplotu vody v okolí výměníku. Proto je použita metoda ϵ -NTU.

K definování účinnosti tepelného výměníku je třeba najít maximální možný výkon výměníku, který může být dosažen ve výměníku nekonečné velikosti. Z toho důvodu dosáhne rozdíl teplot vstupní teploty horkého media a vstupní teploty studeného media maxima. Dále se počítá tepelná kapacita teplého media C_h a studeného media C_c . Menší z kapacit se označí jako C_{min} . Pak lze spočítat maximální možný výkon výměníku následovně:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) [W] \quad (5.1)$$

skutečný výkon výměníku se spočítá následovně:

$$Q = C_c \cdot (T_{c,out} - T_{c,in}) [W] \quad (5.2)$$

z výše vypočítaných výkonů lze spočítat účinnost výměníku:

$$\varepsilon_v = \frac{Q}{Q_{max}} [-] \quad (5.3)$$

Účinnost nabývá hodnot mezi 0 a 1. Pokud známe účinnost pro konkrétní výměník a známe podmínky proudění obou medií, můžeme spočítat tepelný výkon výměníku následovně:

$$Q = \varepsilon_v \cdot C_{min} \cdot (T_{h,in} - T_{c,in}) [W] \quad (5.4)$$

poměr tepelných kapacit obou medií:

$$C_r = \frac{C_{min}}{C_{max}} [-] \quad (5.5)$$

účinnost výměníku je pak funkcí NTU a C_r . Hodnota NTU se spočítá následovně:

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} [-] \quad (5.6)$$

,kde k je součinitel prostupu tepla a S je teplosměnná plocha výměníku. Pak se účinnost pro tepelný výměník typu parallel flow spočítá:

$$\varepsilon_v = \frac{1 - e^{-NTU(1+C_r)}}{1 + C_r} [-] \quad (5.7)$$

účinnost pro tepelný výměník typu counter-current flow se počítá:

$$\varepsilon_v = \frac{1 - e^{-NTU(1-C_r)}}{1 - C_r \cdot e^{-NTU(1-C_r)}} [-] \quad (5.8)$$

pro speciální případ kdy $C_r=1$ je vztah upraven následovně:

$$\varepsilon_v = \frac{NTU}{1 + NTU} [-] \quad (5.9)$$

případ kdy $C_r=0$, kdy nedochází ke změně teploty na straně horkého média (vypařování a kondenzace) lze použít následující vztah:

$$\varepsilon_v = 1 - e^{-NTU} [-] \quad (5.10)$$

Tento vztah můžeme použít i pro náš případ, kdy potřebuje spočítat minimální teplosměnnou plochu výměníku, a uvažujeme, že teplota v okolí výměníku se nemění.

5.3.2 Dolní část

Vstupní hodnoty

Vstupní teplota vody:

$$T_{TV,IN} = 10 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.11)$$

Výstupní teplota vody:

$$T_{TV,OUT} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.12)$$

Charakteristická teplota:

$$T_{CH} = \frac{T_{TV,in} + T_{TV,out}}{2} = \frac{10 + 20}{2} = 15 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.3) \quad (5.13)$$

Teplota v nádobě:

$$T_{n,\infty} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.14)$$

Průměr trubky výměníku:

$$D = 0,023 \text{ m} \quad (5.15)$$

Průtočný průřez výměníku:

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} = 4,155 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (5.16)$$

Objemový tok výměníkem:

$$\dot{V} = 10 \text{ lmin}^{-1} = 1,667 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad (5.17)$$

Rychlost proudění:

$$w = \frac{\dot{V}}{S} = 0,401 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.18)$$

Kinematická viskozita (pro 10 až 40 °C):

$$\nu = 10^{-6} \cdot e^{0,498 - 0,0236 \cdot T_{CH}} = 10^{-6} \cdot e^{0,498 - 0,0236 \cdot 15} \\ = 1,155 \cdot 10^{-6} \text{ m}^2\text{s}^{-1} \quad (5.19)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{0,401 \cdot 0,023}{1,155 \cdot 10^{-6}} = 7989 \quad (5.20)$$

Metoda ε -NTU

Teplotná kapacita teplejšího media:

$$C_h = \infty \quad (5.21)$$

Teplotná kapacita chladnějšího media:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c = 0,1667 \cdot 4182 = 697 \frac{W}{K} \quad (5.22)$$

$$C_{min} = C_c \quad (5.23)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{697}{\infty} = 0 \quad (5.24)$$

Teoreticky maximální výkon výměníku:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{n,\infty} - T_{TV,in}) = 697 \cdot (30 - 10) = 13940 W \quad (5.25)$$

Skutečný výkon výměníku:

$$Q_s = C_c \cdot (T_{TV,in} - T_{TV,out}) = 697 \cdot (20 - 10) = 6970 W \quad (5.26)$$

Účinnost výměníku:

$$\varepsilon_v = \frac{Q_s}{Q_{max}} = \frac{6970}{13940} = 0,5 \quad (5.27)$$

Součinitel prostupu tepla výměníku:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{5505} + \frac{1}{577}} = 522,5 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.28)$$

Výpočet NTU:

$$\varepsilon_v = 1 - e^{-NTU} \Rightarrow NTU = -\ln(1 - \varepsilon_v) = -\ln(1 - 0,5) = 0,6931 \quad (5.29)$$

Výpočet plochy výměníku:

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} \Rightarrow S_d = \frac{NTU \cdot C_{min}}{k} = \frac{0,6931 \cdot 697}{522,5} = 0,925 m^2 \quad (5.30)$$

Výpočet součinitelů přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

poloměr trubky: $r=11,5$ mm

poloměr šroubovice: $R=125$ mm

Poměr poloměru trubku ku poloměru šroubovice:

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{11,5}{125}\right) = 0,092 \quad (5.31)$$

Schmidtův vztah pro nízké Re :

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1 + 3,4 \left(\frac{r}{R}\right) = 1 + 3,4 \cdot 0,092 = 1,3128 \quad (5.32)$$

Nucená konvekce při turbulentním proudění, pro nízké Re - Gnielinski:
 Prandtlovo číslo (pro 0 až 40 °C):

$$Pr = e^{2,5-0,026 \cdot T_{CH}} = e^{2,5-0,026 \cdot 15} = 8,25 \quad (5.33)$$

$$f = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \cdot \ln 7989 - 3,28)^{-2} = 0,008389688 \quad (5.34)$$

Nusseltovo číslo pro rovnou trubku:

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (5.35)$$

$$= \frac{\left(\frac{0,008389688}{2}\right) (7989 - 1000) \cdot 8,25}{1 + 12,7 \left(\frac{0,008389688}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(8,25^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 162,2$$

Nusseltovo číslo pro šroubovici:

$$Nu_c = Nu_s \cdot 1,3128 = 162,2 \cdot 1,3128 = 212,96 \quad (5.36)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\lambda = 0,571 + 0,00166 \cdot T_{CH} - 0,0000059 \cdot T_{CH}^2$$

$$= 0,571 + 0,00166 \cdot 15 - 0,0000059 \cdot 15^2$$

$$= 0,5946 \frac{W}{mk} \quad (5.37)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

$$\alpha_i = \frac{Nu_c \cdot \lambda}{D} = \frac{212,96 \cdot 0,5946}{0,023} = 5505,1 \frac{W}{m^2K} \quad (5.38)$$

Tepelný odpor přestupu tepla na vnitřní straně:

$$R_{ai} = \frac{1}{\alpha_i \cdot S_d} = \frac{1}{5505,1 \cdot 0,9315} = 0,000196449 \frac{W}{K} \quad (5.39)$$

R_{ai} spočítán na základě iteračního určení povrchu trubky S_d .

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

Prandtlovo číslo (pro 0 až 40 °C):

$$Pr = e^{2,5-0,026 \cdot T_{n,\infty}} = e^{2,5-0,026 \cdot 30} = 5,5845 \quad (5.40)$$

Součinitel objemové roztažnosti:

$$\begin{aligned} \beta &= (45 + 9,16 \cdot T_{n,\infty} - 0,019 \cdot T_{\infty}^2) \cdot 10^{-6} \\ &= (45 + 9,16 \cdot 30 - 0,019 \cdot 30^2) \cdot 10^{-6} \\ &= 0,0003027 \frac{1}{K} \end{aligned} \quad (5.41)$$

Teplota na povrchu trubky:

$$T_p = T_{CH} + Q \cdot R_{ai} = 15 + 6970 \cdot 0,00020755 = 16,37 \text{ °C} \quad (5.42)$$

Kinematická viskozita (pro 10 až 40 °C):

$$\begin{aligned} \nu &= 10^{-6} \cdot e^{0,498-0,0236 \cdot T_{\infty}} = 10^{-6} \cdot e^{0,498-0,0236 \cdot 30} \\ &= 8,106 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.43)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot T_{n,\infty} - 0,0000059 \cdot T_{\infty}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 30 - 0,0000059 \cdot 30^2 \\ &= 0,615 \frac{W}{mk} \end{aligned} \quad (5.44)$$

Rayleighovo číslo:

$$\begin{aligned} Ra &= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{n,\infty} - T_p) \cdot (D + 2 \cdot t)^3}{\nu^2} \cdot Pr \\ &= \frac{9,81 \cdot 0,0003027 \cdot (30 - 16,37) \cdot (0,023 + 2 \cdot 0,0003)^3}{(8,106 \cdot 10^{-7})^2} \\ &\cdot 5,5845 = 4521966 \end{aligned} \quad (5.45)$$

Nusseltovo číslo [6]:

$$Nu = C \cdot Ra^n = 0,48 \cdot 4521966^{0,25} = 22,1 \quad (5.46)$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D + 2 \cdot t} = \frac{22,1 \cdot 0,615}{0,023 + 2 \cdot 0,0003} = 577 \frac{W}{m^2 K} \quad (5.47)$$

5.3.3 Horní část

Vstupní hodnoty

Vstupní teplota vody:

$$T_{TV,in} = 20 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.48)$$

Výstupní teplota vody:

$$T_{TV,out} = 45 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.49)$$

Charakteristická teplota:

$$T_{CH} = \frac{T_{TV,in} + T_{TV,out}}{2} = \frac{20 + 45}{2} = 32,5 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.50)$$

Teplota v nádobě:

$$T_{n,\infty} = 50 \text{ } ^\circ\text{C} \quad (5.51)$$

Průměr trubky výměníku:

$$D=0,023 \text{ m} \quad (5.52)$$

Průtočný průřez výměníku (jednou smyčkou):

$$S = \frac{\pi \cdot D^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,023^2}{4} = 4,155 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2 \quad (5.53)$$

Objemový tok výměníkem (jednou smyčkou):

$$\dot{V} = 5 \text{ lmin}^{-1} = 8,333 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3\text{s}^{-1} \quad (5.54)$$

Rychlost proudění:

$$w = \frac{\dot{V}}{S} = 0,2 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (5.55)$$

Kinematická viskozita (pro 10 až 40 °C):

$$\begin{aligned} \nu &= 10^{-6} \cdot e^{0,498-0,0236 \cdot T_{CH}} = 10^{-6} \cdot e^{0,498-0,0236 \cdot 32,5} \\ &= 7,6414 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.56)$$

Reynoldsovo číslo:

$$Re = \frac{w \cdot D}{\nu} = \frac{0,2 \cdot 0,023}{7,6414 \cdot 10^{-7}} = 6037 \quad (5.57)$$

Větší šroubovice - metoda ε -NTU

Tepelná kapacita teplejšího media:

$$C_h = \infty \quad (5.58)$$

Tepelná kapacita chladnějšího media:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c = \frac{0,1667}{2} \cdot 4182 = 348,5 \frac{W}{K} \quad (5.59)$$

$$C_{min} = C_c \quad (5.60)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{348,5}{\infty} = 0 \quad (5.61)$$

Teoreticky maximální výkon výměníku:

$$Q_{max} = C_{min} \cdot (T_{n,\infty} - T_{TV,in}) = 348,5 \cdot (50 - 20) = 10455 W \quad (5.62)$$

Skutečný výkon výměníku:

$$Q_s = C_c \cdot (T_{TV,in} - T_{TV,out}) = 348,5 \cdot (20 - 45) = 8712,5 W \quad (5.63)$$

Účinnost výměníku:

$$\varepsilon_v = \frac{Q_s}{Q_{max}} = \frac{8712,5}{10455} = 0,8333 \quad (5.64)$$

Součinitel prostupu tepla výměníku:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{2849} + \frac{1}{726,9}} = 579 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.65)$$

Výpočet NTU:

$$\varepsilon_v = 1 - e^{-NTU} \Rightarrow NTU = -\ln(1 - \varepsilon_v) = -\ln(1 - 0,8333) = 1,791 \quad (5.66)$$

Výpočet plochy výměníku:

$$NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} \Rightarrow S_v = \frac{NTU \cdot C_{min}}{k} = \frac{1,791 \cdot 348,5}{579} = 1,0782 m^2 \quad (5.67)$$

Větší šroubovice - výpočet součinitelů přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

poloměr trubky:

$$r = 11,5 \text{ mm} \quad (5.68)$$

poloměr šroubovice:

$$R = 212,5 \text{ mm} \quad (5.69)$$

Poměr poloměru trubky ku poloměru šroubovice:

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{11,5}{212,5}\right) = 0,0541176 \quad (5.70)$$

Schmidtův vztah pro úzké Re :

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1 + 3,4 \left(\frac{r}{R}\right) = 1 + 3,4 \cdot 0,0541176 = 1,184 \quad (5.71)$$

Nucená konvekce při turbulentním proudění, pro nízké Re - Gnielinski:
 Prandtlovo číslo (pro 0 až 40 °C):

$$Pr = e^{2,5 - 0,026 \cdot T_{CH}} = e^{2,5 - 0,026 \cdot 32,5} = 5,23 \quad (5.72)$$

$$f = (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \cdot \ln 6037 - 3,28)^{-2} = 0,009114 \quad (5.73)$$

Nusseltovo číslo pro rovnou trubku:

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)} \quad (5.74)$$

$$= \frac{\left(\frac{0,009114}{2}\right) (6037 - 1000) \cdot 5,23}{1 + 12,7 \left(\frac{0,009114}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(5,23^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 89,5$$

Nusseltovo číslo pro šroubovici:

$$Nu_c = Nu_s \cdot 1,184 = 89,5 \cdot 1,184 = 105,9 \quad (5.75)$$

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot T_{CH} - 0,0000059 \cdot T_{CH}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 32,5 - 0,0000059 \cdot 32,5^2 \\ &= 0,619 \frac{W}{mk}\end{aligned}\quad (5.76)$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

$$\alpha_i = \frac{Nu_c \cdot \lambda}{D} = \frac{105,9 \cdot 0,619}{0,023} = 2849 \frac{W}{m^2K} \quad (5.77)$$

Tepelný odpor přestupu tepla na vnitřní straně:

$$R_{ai} = \frac{1}{\alpha_i \cdot S_v} = \frac{1}{2849 \cdot 1,08} = 0,000325494 \frac{W}{K} \quad (5.78)$$

R_{ai} spočítán na základě iteračního určení povrchu trubky S_v .

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

Prandtlovo číslo (pro 40 až 200 °C):

$$Pr = 178 \cdot \frac{1}{T_{n,\infty}} = 178 \cdot \frac{1}{50} = 3,56 \quad (5.79)$$

Součinitel objemové roztažnosti:

$$\begin{aligned}\beta &= (45 + 9,16 \cdot T_{n,\infty} - 0,019 \cdot T_{\infty}^2) \cdot 10^{-6} \\ &= (45 + 9,16 \cdot 50 - 0,019 \cdot 50^2) \cdot 10^{-6} = 0,0004555 \frac{1}{K}\end{aligned}\quad (5.80)$$

Teplota na povrchu trubky:

$$\begin{aligned}T_p &= T_{CH} + Q_v \cdot R_{ai} = 32,5 + 8712,5 \cdot 0,000325494 \\ &= 35,34 \text{ °C}\end{aligned}\quad (5.81)$$

Kinematická viskozita (pro 40 až 200 °C):

$$\begin{aligned}\nu &= 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot T_{\infty}^{-0,915} = 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{-0,915} \\ &= 5,522 \cdot 10^{-7} m^2s^{-1}\end{aligned}\quad (5.82)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\begin{aligned}\lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot T_{n,\infty} - 0,0000059 \cdot T_{\infty}^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 50 - 0,0000059 \cdot 50^2 = 0,639 \frac{W}{mk}\end{aligned}\quad (5.83)$$

Rayleighovo číslo:

$$\begin{aligned} Ra &= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{n,\infty} - T_p) \cdot (D + 2 \cdot t)^3}{\nu^2} \cdot Pr \\ &= \frac{9,81 \cdot 0,0004555 \cdot (50 - 35,34) \cdot (0,023 + 2 \cdot 0,0003)^3}{(5,52214 \cdot 10^{-7})^2} \cdot 3,56 = 10055046 \end{aligned} \quad (5.84)$$

Nusseltovo číslo[6]:

$$Nu = C \cdot Ra^n = 0,125 \cdot 10055046^{0,333} = 26,84 \quad (5.85)$$

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D + 2 \cdot t} = \frac{26,84 \cdot 0,639}{0,023 + 2 \cdot 0,0003} = 726,9 \frac{W}{m^2K} \quad (5.86)$$

Menší šroubovice - metoda ϵ -NTU

Tepelná kapacita teplejšího media:

$$C_h = \infty \quad (5.87)$$

Tepelná kapacita chladnějšího media:

$$C_c = \dot{m}_c \cdot c = \frac{0,1667}{2} \cdot 4182 = 348,5 \frac{W}{K} \quad (5.88)$$

$$C_{min} = C_c \quad (5.89)$$

$$C^* = \frac{C_{min}}{C_{max}} = \frac{348,5}{\infty} = 0 \quad (5.90)$$

Teoreticky maximální výkon výměníku:

$$\begin{aligned} Q_{max} &= C_{min} \cdot (T_{n,\infty} - T_{TV,in}) = 348,5 \cdot (50 - 20) \\ &= 10455 W \end{aligned} \quad (5.91)$$

Skutečný výkon výměníku:

$$\begin{aligned} Q_s &= C_c \cdot (T_{TV,in} - T_{TV,out}) = 348,5 \cdot (20 - 45) \\ &= 8712,5 W \end{aligned} \quad (5.92)$$

Účinnost výměníku:

$$\epsilon_v = \frac{Q_s}{Q_{max}} = \frac{8715}{10458} = 0,8333 \quad (5.93)$$

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Součinitel prostupu tepla výměníku:

$$k = \frac{1}{\frac{1}{\alpha_i} + \frac{1}{\alpha_e}} = \frac{1}{\frac{1}{2968} + \frac{1}{728,3}} = 584,8 \frac{W}{m^2 \cdot K} \quad (5.94)$$

Výpočet NTU:

$$\begin{aligned} \varepsilon_v = 1 - e^{-NTU} &\Rightarrow NTU = -\ln(1 - \varepsilon_v) \\ &= -\ln(1 - 0,8333) = 1,791 \end{aligned} \quad (5.95)$$

Výpočet plochy výměníku:

$$\begin{aligned} NTU = \frac{k \cdot S}{C_{min}} &\Rightarrow S_m = \frac{NTU \cdot C_{min}}{k} = \frac{1,791 \cdot 348,5}{584,8} \\ &= 1,068 m^2 \end{aligned} \quad (5.96)$$

Menší šroubovice - výpočet součinitelů přestupu tepla

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

poloměr trubky:

$$r = 11,5 \text{ mm} \quad (5.97)$$

poloměr šroubovice:

$$R = 167,5 \text{ mm} \quad (5.98)$$

Poměr poloměru trubky ku poloměru šroubovice:

$$\left(\frac{r}{R}\right) = \left(\frac{11,5}{167,5}\right) = 0,06866 \quad (5.99)$$

Schmidtův vztah pro nízké Re :

$$\frac{Nu_c}{Nu_s} = 1 + 3,4 \left(\frac{r}{R}\right) = 1 + 3,4 \cdot 0,06866 = 1,23 \quad (5.100)$$

Nucená konvekce při turbulentním proudění, pro nízké Re - Gnielinski:
Prandtlovo číslo (pro 0 až 40 °C):

$$Pr = e^{2,5 - 0,026 \cdot T_{CH}} = e^{2,5 - 0,026 \cdot 32,5} = 5,23 \quad (5.101)$$

$$\begin{aligned} f &= (1,58 \cdot \ln Re - 3,28)^{-2} = (1,58 \cdot \ln 6037 - 3,28)^{-2} \\ &= 0,009114 \end{aligned} \quad (5.102)$$

Nusseltovo číslo pro rovnou trubku:

$$Nu_s = \frac{\left(\frac{f}{2}\right) (Re - 1000) Pr}{1 + 12,7 \left(\frac{f}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(Pr^{\frac{2}{3}} - 1\right)}$$

$$= \frac{\left(\frac{0,009114}{2}\right) (6037 - 1000) \cdot 5,23}{1 + 12,7 \left(\frac{0,009114}{2}\right)^{0,8} \cdot \left(5,23^{\frac{2}{3}} - 1\right)} = 89,46 \quad (5.103)$$

Nusseltovo číslo pro šroubovici:

$$Nu_c = Nu_s \cdot 1,3933 = 89,46 \cdot 1,3933 = 110,35 \quad (5.104)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\lambda = 0,571 + 0,00166 \cdot T_{CH} - 0,0000059 \cdot T_{CH}^2$$

$$= 0,571 + 0,00166 \cdot 32,5 - 0,0000059 \cdot 32,5^2 \quad (5.105)$$

$$= 0,619 \frac{W}{mk}$$

Součinitel přestupu tepla na vnitřní straně trubky:

$$\alpha_i = \frac{Nu_c \cdot \lambda}{D} = \frac{110,35 \cdot 0,619}{0,023} = 2968 \frac{W}{m^2K} \quad (5.106)$$

Tepelný odpor přestupu tepla na vnitřní straně:

$$R_{ai} = \frac{1}{\alpha_i \cdot S_m} = \frac{1}{2968 \cdot 1,068} = 0,000315514 \frac{W}{K} \quad (5.107)$$

R_{ai} spočítán na základě iteračního určení povrchu trubky S_m .

Součinitel přestupu tepla na vnější straně trubky:

Prandtlovo číslo:

$$Pr = 178 \cdot \frac{1}{T_{n,\infty}} = 178 \cdot \frac{1}{50} = 3,56 \quad (5.108)$$

Součinitel objemové roztažnosti:

$$\beta = (45 + 9,16 \cdot T_{n,\infty} - 0,019 \cdot T_{\infty}^2) \cdot 10^{-6}$$

$$= (45 + 9,16 \cdot 50 - 0,019 \cdot 50^2) \cdot 10^{-6} = 0,0004555 \frac{1}{K} \quad (5.109)$$

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Teplota na povrchu trubky:

$$\begin{aligned} T_p &= T_{CH} + Q \cdot R_{ai} = 32,5 + 8712,5 \cdot 0,000315514 \\ &= 35,25 \text{ } ^\circ\text{C} \end{aligned} \quad (5.110)$$

Kinematická viskozita (pro 40 až 200 °C):

$$\begin{aligned} \nu &= 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot T_\infty^{-0,915} = 19,8 \cdot 10^{-6} \cdot 50^{-0,915} \\ &= 5,522 \cdot 10^{-7} \text{ m}^2\text{s}^{-1} \end{aligned} \quad (5.111)$$

Součinitel tepelné vodivosti:

$$\begin{aligned} \lambda &= 0,571 + 0,00166 \cdot T_\infty - 0,0000059 \cdot T_\infty^2 \\ &= 0,571 + 0,00166 \cdot 50 - 0,0000059 \cdot 50^2 \\ &= 0,639 \frac{\text{W}}{\text{mk}} \end{aligned} \quad (5.112)$$

Rayleighovo číslo:

$$\begin{aligned} Ra &= \frac{g \cdot \beta \cdot (T_{n,\infty} - T_p) \cdot (D + 2 \cdot t)^3}{\nu^2} \cdot Pr \\ &= \frac{9,81 \cdot 0,0004555 \cdot (50 - 35,25) \cdot (0,023 + 2 \cdot 0,0003)^3}{(5,52214 \cdot 10^{-7})^2} \\ &\cdot 3,56 = 10114518 \end{aligned} \quad (5.113)$$

Nusseltovo číslo[6]:

$$Nu = C \cdot Ra^n = 0,125 \cdot 10114518^{0,333} = 26,89 \quad (5.114)$$

Součinitel přestupu tepla:

$$\alpha_e = \frac{Nu \cdot \lambda}{D + 2 \cdot t} = \frac{26,89 \cdot 0,639}{0,023 + 2 \cdot 0,0003} = 728,3 \frac{\text{W}}{\text{m}^2\text{K}} \quad (5.115)$$

Celý výměník

Požadovaná minimální plocha dolní části výměníku:

$$S_d = 0,93 \text{ m}^2 \quad (5.116)$$

Celková požadovaná minimální plocha horní části výměníku:

$$S_h = S_v + S_m = 1,0785 + 1,068 = 2,15 \text{ m}^2 \quad (5.117)$$

Celková požadovaná minimální plocha celého výměníku:

$$S_c = S_d + S_h = 0,93 + 2,15 = 3,08 \text{ m}^2 \quad (5.118)$$

Shrnutí

Navrhovaný výměník na TUV je vyroben z nerezového vlnovce DN23 a měl by mít minimální teplosměnnou plochu 3,08 m², z toho připadá 0,93 m² na dolní část pro

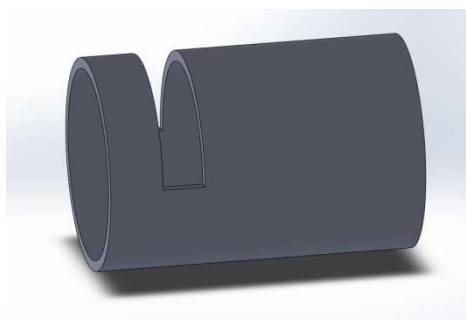
přehřev a 2,15 m² na horní část pro dohřev na požadovanou teplotu. Parametry pro minimální velikost průtokového výměníku jsou uvedeny v následující tabulce:

Tab. 5-7: Parametry navrženého výměníku

	Dolní část	Horní část	
		Menší šroubovice	Větší šroubovice
Teplosměnná plocha [m ²]	0,925	1,07	1,08
Délka trubky [m]	8,35	9,61	9,69
Malý průměr trubky [mm]	23	23	23
Velký průměr trubky [mm]	28,1	28,1	28,1
Tloušťka stěny [mm]	0,3	0,3	0,3
Rozteč vlny [mm]	6,5	6,5	6,5
Průměr šroubovice [mm]	250	335	425
Rozteč [mm]	49	41	58
Počet závitů [-]	10,2	9	7,2

5.4 Návrh vtokové armatury

Stávající stav je takový, že voda vstupuje do nádrže kolenem a svým účinkem nádobu promíchává. Návrh vtokové armatury je založen na snaze minimalizovat dynamické účinky proudu snížením rychlosti, kterou voda vtéká do nádrže. To je provedeno válcovou armaturou dle obr. 5-5. Voda naráží do zadní části armatury a zpomaluje, následně vytéká malou rychlostí v horní části armatury. Chování akumulární nádrže s původní a navrženou vtokovou armaturou bylo ověřeno CFD simulací v programu STAR-CCM+.



Obr. 5-5: Navrhovaná vtoková armatura

5.4.1 Nastavení simulace

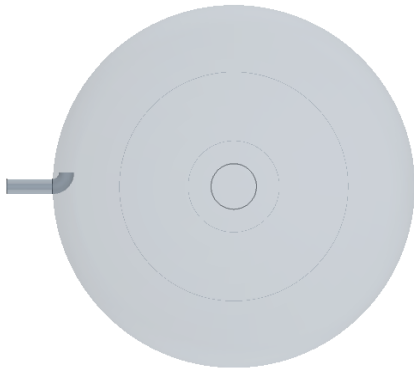
Simulace je z důvodu velké výpočetní náročnosti provedena jen pro horní část nádrže. Horní část obsahuje samotnou vtokovou armaturu a dvě válcové přepážky, které mají zabezpečit lepší stratifikaci při vybíjení průtokovým ohřívačem TUV. Ohřívač má být umístěn mezi těmito přepážkami, ale není modelován, kvůli neúměrně velkému zvýšení výpočetní náročnosti. Jsou sledovány rychlostní a teplotní profily v několika

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

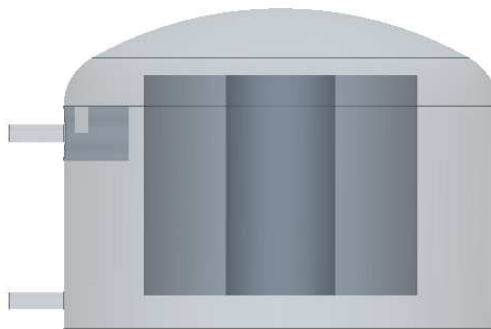
řezech. Hlavní řezy jsou vedeny horizontálně a vertikálně vstupní částí. Nastavení obou simulací je stejné.



Obr. 5-6: Původní stav - pohled shora



Obr. 5-7: Původní stav - detail



Obr. 5-8: Navrhovaný stav

Nastavení modelu výpočetní sítě:

Surface remesher

Trimmer

Prism layer mesher – aplikováno pouze na vstupním úseku

Nastavení modelu fyziky

Polynomial Density:

- Rozsah intervalu: 273; 374
- Počet koeficientů: 4
- Koeficienty: 205,45663; 7,0141; -0,01954; 1,65E-5
- Exponenty: 0; 1; 2; 3

Segregated Fluid Temperature

Gravity

- ve směru osy -y

All y + Wall Treatment

SST (Menter) K-Omega

K-Omega Turbulence

Reynolds-Averaged Navier-Stokes

Turbulent

Segregated Flow

Liquid

Implicit Unsteady

Stationary

Three Dimensional

Okrajové podmínky

Vstup

- Velocity inlet
- Statická teplota: 47 °C
- Rychlost: 1,34 m/s (odpovídá 2 m³/h, to je střední průtok daným tepelným čerpadlem)

Výstup

- Flow-split outlet

Časový krok: 1 s

Počáteční teplota v nádrži nastavena na 23 °C

Stopping kriteria

Continuity criterion – minimum 0,01

Energy criterion – minimum 0,01

X-momentum criterion – minimum 0,01

Y-momentum criterion – minimum 0,01

Z-momentum criterion – minimum 0,01

Maximum inner iterations – 1000

Maximum physical time – 2700 s

5.4.2 Výsledky

Cílem simulací bylo zjistit příčinu promíchávání nádrže a ověřit, zda navrhovaná armatura funguje správně a nezpůsobuje také promíchávání.

Předpokládanou příčinou promíchávání byla vtoková armatura ve tvaru kolene, která pouze zatočila vtékající proud vody, ale nezpomalila ho. Tento předpoklad se potvrdil a, jak je vidět na obr. 5-10, voda v nádrži má u stěn poměrně velkou rychlost a intenzivně se promíchává. Díky dvěma soustředným válcům naopak voda v ose nádrže téměř stojí. Na obr. 5-9 je vidět, že se nádrž ohřívá směrem od stěn a ohřátá voda je opět nasávána zpět do tepelného čerpadla. To může negativně ovlivnit přenos tepla ve výměníku tepelného čerpadla a snížit tak topný faktor, protože se sníží teplotní rozdíl mezi medii v tomto výměníku.

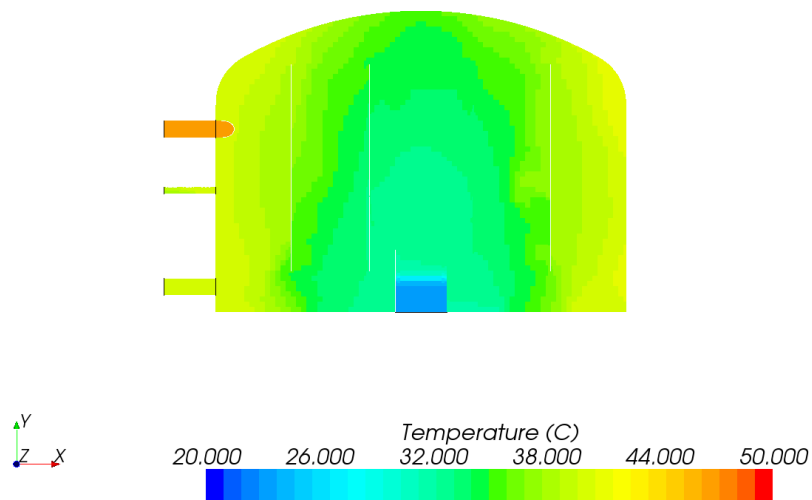
VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

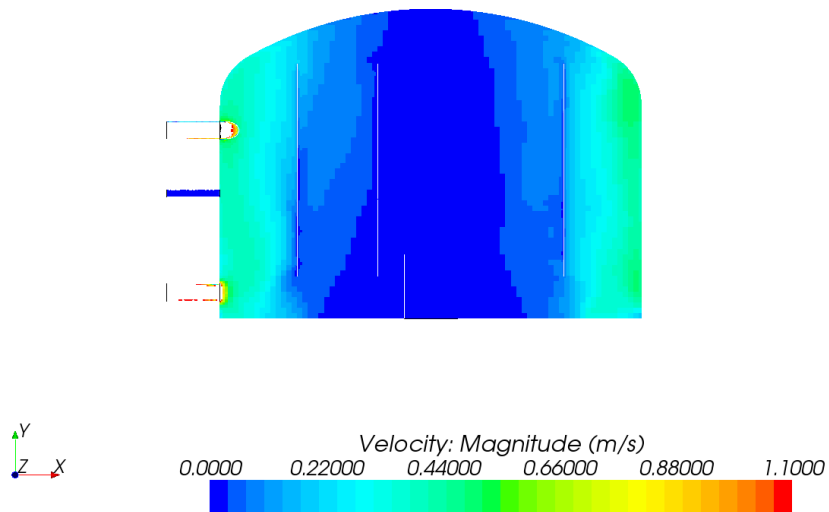
Bc. Tomáš Daněk

Oproti tomu navrhovaná armatura zpomaluje vstupující proud vody a voda do nádrže vtéká velmi malou rychlostí a nezpůsobuje promíchávání (viz obr. 5-12). Díky tomu se ohřátá voda drží u horní části nádrže a na obr. 5-11 je vidět, jak pístovým efektem vytlačuje studenou vodu ke dnu. Zde je studená voda nasávána do tepelného čerpadla.

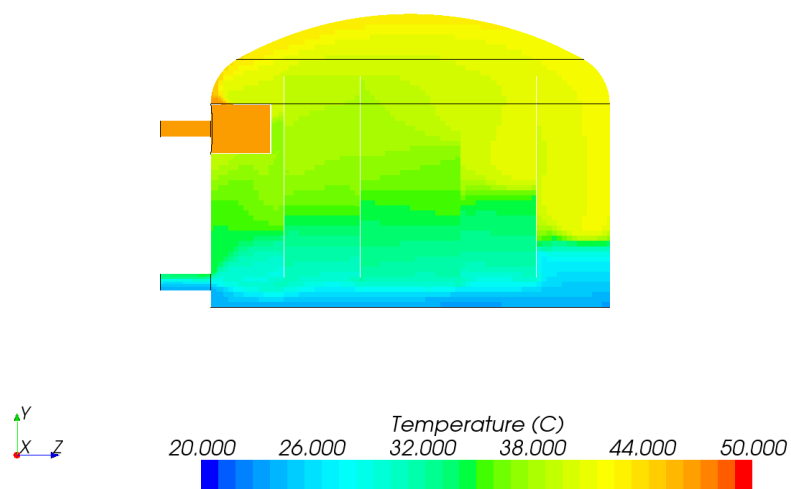
Navrhovaná armatura podle výsledků simulace lépe napomáhá teplotní stratifikaci vody v nádrži, a proto je vhodnou náhradou stávající armatury ve tvaru kolene. Kompletní výsledky simulací jsou nahrány na přiloženém DVD v podobě videí.



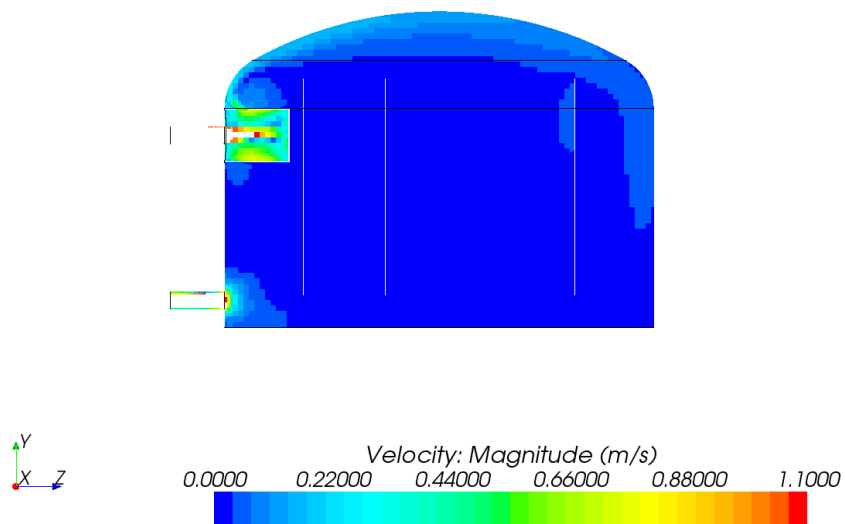
Obr. 5-9: Teplotní pole ve vertikálním řezu - původní stav



Obr. 5-10: Rychlostní pole ve vertikálním řezu - původní stav



Obr. 5-11: Teplotní pole ve vertikálním řezu - navrhovaný stav



Obr. 5-12: Rychlostní pole ve vertikálním řezu - navrhovaný stav

6 Závěr

Cílem práce je navržení akumulční nádrže k tepelnému čerpadlu, tak aby bylo dosaženo snížení počtu startů tepelného čerpadla za rok a byla splněna podmínka minimální doby běhu na jeden start čerpadla. K tomuto účelu byl vytvořen výpočetní nástroj, který počítá provozní parametry tepelného čerpadla vzduch – voda a akumulční nádrže s průtokovým ohřívacem TUV. Výpočetní nástroj počítá tepelné ztráty pláštěm akumulční nádrže a cirkulační smyčkou TUV. Nástroj má nedostatek v tom, že neuvažuje energii potřebnou na odmrazování výparníku do bilance akumulční nádrže.

Na základě požadavku, aby jeden start tepelného čerpadla odpovídal alespoň 45 minutám běhu čerpadla, byla navržena akumulční nádoba o objemu 300 l. Podle doporučení Asociace výrobců tepelných čerpadel by objem akumulční nádrže pro uvažované tepelné čerpadlo Sinclair SHP-180IRC měl být 265,46 l [15].

Takto získaná velikost akumulční nádrže koresponduje s velikostí navrženou na základě výpočetního nástroje.

Výpočtem minimální velikosti průtokového ohříváče TUV bylo zjištěno, že minimální plocha dolní části výměníku by měla mít alespoň $0,93 \text{ m}^2$, aby bylo dosaženo teploty $20 \text{ }^\circ\text{C}$ na vstupu do horní části výměníku, a minimální plocha horní části výměníku alespoň $2,15 \text{ m}^2$, aby bylo dosaženo ohřátí vody z 20 na $45 \text{ }^\circ\text{C}$. Minimální plocha celého průtokového ohříváče musí být alespoň $3,08 \text{ m}^2$.

Na závěr byla provedena simulace stávající vtokové armatury a navrhované vtokové armatury. Potvrdilo se, že původní vtoková armatura způsobuje rozvíření objemu akumulční nádoby a je vhodné navrhnout armaturu, která bude napomáhat teplotní stratifikaci. Navrhovaná armatura ve tvaru válce zpomaluje proud vtékající do nádoby a díky ní dochází k lepší stratifikaci.

7 Citovaná literatura

- [1] ČSN EN 16147. Tepelná čerpadla s elektricky poháněnými kompresory: Zkoušení a požadavky na značení jednotek pro teplou užitkovou vodu, Praha: ÚNMZ, 2011.
- [2] O.Hobza, Kompresor – srdce tepelného čerpadla, Dostupné online: <http://nadrevo.blogspot.cz/2009/02/kompresor-srdce-tepelneho-čerpadla.html> [Přístup získán 30. 1. 2013]
- [3] J. Kaminský, K. Kolarčík, Kompresory – skripta, Dostupné online: <http://www1.vsb.cz/ke/vyuka/PS/kompresory-skripta.pdf> [Přístup získán 31. 1. 2013]
- [4] Kompresory, Dostupné online: <http://www.umt.fme.vutbr.cz/~svechet/main/storage/vp2/kompresory.pdf> [Přístup získán 31. 1. 2013]
- [5] Tepelná čerpadla – životnost Dostupné online: <http://www.harex-energie.cz/zivotnost-otazky.htm> [Přístup získán 4. 2. 2013]
- [6] Prof. Ing. Miroslav Jícha, CSc. – Přenos tepla a látky, Brno: Akademické nakladatelství CERM,s.r.o., 2001.
- [7] H. Ladener; F. Späte, Solární zařízení, Praha: Grada, 2003, 1. vydání
- [8] B. Bechník, Akumulace tepelné energie – fyzikální principy, Dostupné online: <http://www.tzb-info.cz/1482-akumulace-tepelne-energie-fyzikalni-principy> [Přístup získán 28. 2. 2013]
- [9] T. Matuška, Zásobníky tepla s řízeným teplotním vrstvením (stratifikací), Dostupné online: <http://oze.tzb-info.cz/solarni-kolektory/zasobniky-tepla-s-rizenym-teplotnim-vrstvenim-stratifikaci> [Přístup získán 28. 2. 2013]
- [10] K. Srdečný; J. Truxa, Tepelná čerpadla, Brno: Vydavatelství ERA, 2005, 1. Vydání
- [11] Pístový kompresor, Dostupné online: <http://www.okompresorech.cz/pistovy-olejovy-bezolejovy-vzduchovy-kompresor/> [Přístup získán 20. 3. 2013]
- [12] Z. Čejka, Použití kompresorů scroll pro nízké teploty, Dostupné online: http://www.alfaco.cz/copeland/udaje/skroly_nizkotepl.pdf [Přístup získán 20. 3. 2013]
- [13] Studijní materiály ČVUT, Základy tepelných čerpadel, Dostupné online: http://www.ib.cvut.cz/sites/default/files/Studijni_materialy/AZE/P5-tepelna_cerpadla_zaklady.pdf [Přístup získán 21. 3. 2013]
- [14] Katalog společnosti Viessmann : Odborná řada – Tepelná čerpadla, Dostupné online: http://www.viessmann.cz/etc/medialib/internet-cz/pdf/produktove_prospekty.Par.13114.File.File.tmp/Tepelna%20cerpadla_web.pdf [Přístup získán 5. 4. 2013]
- [15] Metodika pro návrh tepelného čerpadla vzduch-voda 28-05-2012 pracovní verze, Dostupné online: <http://www.avtc.cz/?page=dokumenty> [Přístup získán 18.5.2013]

8 Seznam použitých zkratk a symbolů

Značka	Jednotka	Význam
c	[J/kg·K]	Měrná tepelná kapacita media
C	[-]	Konstanta [6]
C_C	[W/K]	Tepelná kapacita chladnějšího media
C_h	[W/K]	Tepelná kapacita teplejšího media
c_p	[J/kg·K]	Měrná tepelná kapacita media v pevném skupenství
c_k	[J/kg·K]	Měrná tepelná kapacita media v kapalném skupenství
d	[m]	Vnější průměr trubky
D	[m]	Průměr trubky výměníku
D_{iz}	[m]	Průměr izolace nádrže
d_n, D_n	[m]	Vnitřní, vnější průměr nádrže
d_s	[m]	Vnitřní průměr trubky cirkulační smyčky
D_s	[m]	Vnější průměr trubky cirkulační smyčky
$D_{s,iz}$	[m]	Průměr izolace trubky cirkulační smyčky
E	[J]	Energie dodaná tepelnému čerpadlu
$E_{\check{c}}$	[J]	Energie pro pohon oběhového čerpadla primárního okruhu
E_{el}	[J]	Energie dodaná pomocí elektrického dohřevu
E_k	[J]	Energie pro pohon kompresoru
E_r	[J]	Energie spotřebovaná regulací otopné soustavy
E_{TC}	[J]	Energie dodaná tepelným čerpadlem
E_{TV}	[J]	Energie vydaná z nádoby na výrobu teplé vody
E_v	[J]	Energie pro pohon ventilátoru
E_Z	[J]	Energie odebraná otopnou soustavou a cirkulační smyčkou
E_{Zp}	[J]	Energie ztracená prostupem tepla pláštěm nádoby
F	[-]	Korekční faktor
g	[m/s ²]	Tíhové zrychlení
Gr	[-]	Grashofovo číslo
$h(T_{ak})$	[J/kg]	Entalpie při teplotě T_{ak}
$h(T_{TV, IN})$	[J/kg]	Entalpie při teplotě $T_{TV, IN}$
$h(T_{TV, OUT})$	[J/kg]	Entalpie při teplotě $T_{TV, OUT}$
$h(T_{TV, OUT, MAX})$	[J/kg]	Entalpie při teplotě $T_{TV, OUT, MAX}$
$h(T_{water})$	[J/kg]	Entalpie při teplotě T_{water}
H	[m]	Výška nádrže
k	[W/m ² ·K]	Součinitel prostupu tepla výměníku
k_S	[W/K]	Parametr ohřívače
l	[m]	Délka trubky
l_t	[kJ/kg]	Skupenské teplo tání/ tuhnutí media
L	[m]	Charakteristický rozměr
m	[kg]	Hmotnost media
n	[-]	Konstanta [6]

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Značka	Jednotka	Význam
\overline{Nu}_d	[-]	Střední Nusseltovo číslo
P	[J]	Energie odebraná okolnímu prostředí
Pr	[-]	Prandtlovo číslo
Q	[J]	Energie dodaná tepelným čerpadlem
Q_s	[W]	Skutečný výkon výměníku
Q_A	[J]	Teplo naakumulované v nádrži
Q_{max}	[W]	Teoretický maximální výkon výměníku
$Q_{ohříváč}$	[W]	Výkon průtokového ohřívače TUV
Q_{TC}	[kW]	Výkon tepelného čerpadla
Q_{TV}	[W]	Výkon odebraný z nádrže pro přípravu TUV
Q_W	[kW]	Výkon potřebný k ohřevu vody vstupující do tepelného čerpadla
$Q_{W,TV}$	[W]	Skutečný výkon odebraný vodou při průtoku ohřívačem
Q_Z	[W]	Tepelný tok pláštěm objektu v danou hodinu
$Q_{Z,N}$	[W]	Tepelný tok pláštěm objektu při venkovní výpočtové teplotě
Q_{ZS}	[W]	Ztrátový tepelný tok cirkulační smyčkou TUV
r	[m]	Poloměr trubky výměníku
R	[m]	Poloměr výměníku
Ra_d	[-]	Rayleighovo číslo
Re	[-]	Reynoldsovo číslo
$R_{o, iz}$	[K/W]	Tepelný odpor přenosu tepla vedením stěnou, izolací nádrže
R_α	[K/W]	Tepelný odpor přestupu tepla z trubky do okolí
$R_{ai, e}$	[K/W]	Tepelný odpor přestupu tepla na vnitřní, vnější straně nádrže
$R_{\lambda iz}$	[K/W]	Tepelný odpor přenosu tepla vedením izolací
$R_{\lambda t}$	[K/W]	Tepelný odpor přenosu tepla vedením stěnou trubky
S	[m ²]	Průtočný průřez výměníku
S_c	[m ²]	Teplosměnná plocha celého výměníku
S_d	[m ²]	Teplosměnná plocha dolní části výměníku
S_h	[m ²]	Teplosměnná plocha horní části výměníku
$t_{1,2}$	[°C]	Teplota media na začátku a na konci jímání tepla
T_{air}	[K]	Teplota venkovního vzduchu
T_{ak}	[°C]	Střední teplota v akumulární nádobě
$T_{AN,POŽ}$	[°C]	Požadovaná střední teplota v akumulární nádobě
T_e	[°C]	Venkovní teplota v danou hodinu
$T_{e, N}$	[°C]	Venkovní výpočtová teplota
T_{CH}	[°C]	Charakteristická teplota
$T_{i, N}$	[°C]	Vnitřní výpočtová teplota
T_p	[°C]	Teplota na povrchu výměníku
T_{tr}	[°C]	Teplota povrchu trubky
$T_{TV, IN}$	[°C]	Teplota vody na vstupu do ohřívače

VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ

AKUMULAČNÍ NÁDRŽ TEPELNÉHO ČERPADLA

Bc. Tomáš Daněk

Značka	Jednotka	Význam
$T_{TV, OUT}$	[°C]	Teplota vody na výstupu z ohřívače
$T_{TV, OUT, MAX}$	[°C]	Maximální teplota vody na výstupu z ohřívače
T_{water}	[K]	Teplota vody na výstupu z tepelného čerpadla
T_{∞}	[°C]	Teplota okolí
$T_{n, \infty}$	[°C]	Teplota v nádobě
V	[m ³]	Objem nádrže
\dot{V}	[m ³ /s]	Objemový tok výměníkem
V_{TV}	[m ³ /s]	Průtok vody
$V_{TV, max}$	[m ³ /s]	Maximální průtok vody
V_W	[m ³ /s]	Objemový tok vody vstupující do tepelného čerpadla
w	[m/s]	Rychlost proudění
$\bar{\alpha}$	[W/m ² K]	Střední součinitel přestupu tepla
$\alpha_{i, e}$	[W/m ² ·K]	Součinitel přestupu tepla na vnitřní, vnější straně nádrže
β	[1/K]	Součinitel objemové roztažnosti
ΔT	[K]	Rozdíl teploty stěny a teploty média
ε	[-]	Topný faktor tepelného čerpadla
ε_c	[-]	Celkový topný faktor
ε_v	[-]	Účinnost výměníku
η	[-]	Účinnost tepelného čerpadla
λ	[W/mK]	Součinitel tepelné vodivosti
$\lambda_{o, iz}$	[W/m·K]	Součinitel tepelné vodivosti stěny nádrže, izolace
$\lambda_{s, iz}$	[W/m·K]	Součinitel tepelné vodivosti izolace trubky
$\lambda_{s, t}$	[W/m·K]	Součinitel tepelné vodivosti trubky
ν	[m ² /s]	Kinematická viskozita
ρ	[kg/m ³]	Hustota média
ρ_k	[kg/m ³]	Hustota média v kapalném skupenství
ρ_p	[kg/m ³]	Hustota média v pevném skupenství
ρ_t	[kg/m ³]	Hustota média při teplotě tání/ tuhnutí
$\rho(T_{ak})$	[kg/m ³]	Hustota vody při teplotě T_{ak}
$\rho(T_{TV, IN})$	[kg/m ³]	Hustota při teplotě $T_{TV, IN}$
τ_{TV}	[s]	Doba spotřeby TUV

9 Seznam obrázků

Obr. 2-1: Schéma tepelného čerpadla [13]	12
Obr. 2-2: Cyklus tepelného čerpadla v p-h digramu chladiva [13]	13
Obr. 2-3: Pístový kompresor [11].....	14
Obr. 2-4: Scroll kompresor- schéma rotorů[12]	15
Obr. 2-5: Schéma tepelného čerpadla se vstřikováním par chladiva (EVI) [13].	15
Obr. 2-6: Cyklus tepelného čerpadla s cyklem EVI a bez cyklu EVI [13]	16
Obr. 2-7: Rozdíl mezi účinností a topným faktorem tepelného čerpadla [12]	17
Obr. 2-8: Rozdíl mezi topným faktorem a celkovým topným faktorem [12]	18
Obr. 3-1: Porovnání akumulace latentního tepla s akumulací citelného tepla [8]	21
Obr. 3-2: Stratifikovaná a nestratifikovaná akumulční nádrž [9]	22
Obr. 3-3: Příklady různých provedení stratifikačních vestaveb a armatur [9]	23
Obr. 5-1: Graf počtu startů kompresoru za rok	35
Obr. 5-2: Graf závislost sezonního topného faktoru na objemu nádrže	36
Obr. 5-3: Graf závislosti doby běhu na objemu nádrže.....	36
Obr. 5-4: Průtokový výměník TUV.....	37
Obr. 5-5: Navrhovaná vtoková armatura.....	51
Obr. 5-6: Původní stav - pohled shora	52
Obr. 5-7: Původní stav - detail	52
Obr. 5-8: Navrhovaný stav	52
Obr. 5-9: Teplotní pole ve vertikálním řezu - původní stav	54
Obr. 5-10: Rychlostní pole ve vertikálním řezu - původní stav	55
Obr. 5-11: Teplotní pole ve vertikálním řezu - navrhovaný stav	55
Obr. 5-12: Rychlostní pole ve vertikálním řezu - navrhovaný stav	56

10 Seznam tabulek

Tab. 3-1: Media vhodná pro akumulaci citelného tepla [7]	20
Tab. 5-1: Vstupní parametry objektu.....	31
Tab. 5-2: Tabulka konstantních parametrů akumulční nádrže	32
Tab. 5-3: Tabulka parametrů akumulční nádrže závislých za objemu	32
Tab. 5-4: Odběrový diagram teplé vody.....	33
Tab. 5-5: Tabulka parametrů tepelného čerpadla Sinclair SHP-180IRC	34
Tab. 5-6: Tabulka provozních hodnot akumulční nádrže.....	36
Tab. 5-7: Parametry navrženého výměníku.....	51